ТЕПЛОСИЛОВОЕ ХОЗЯЙСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

I

НТБ ДНУЖТ

Проф. В. В. ЛУКНИЦКИЙ

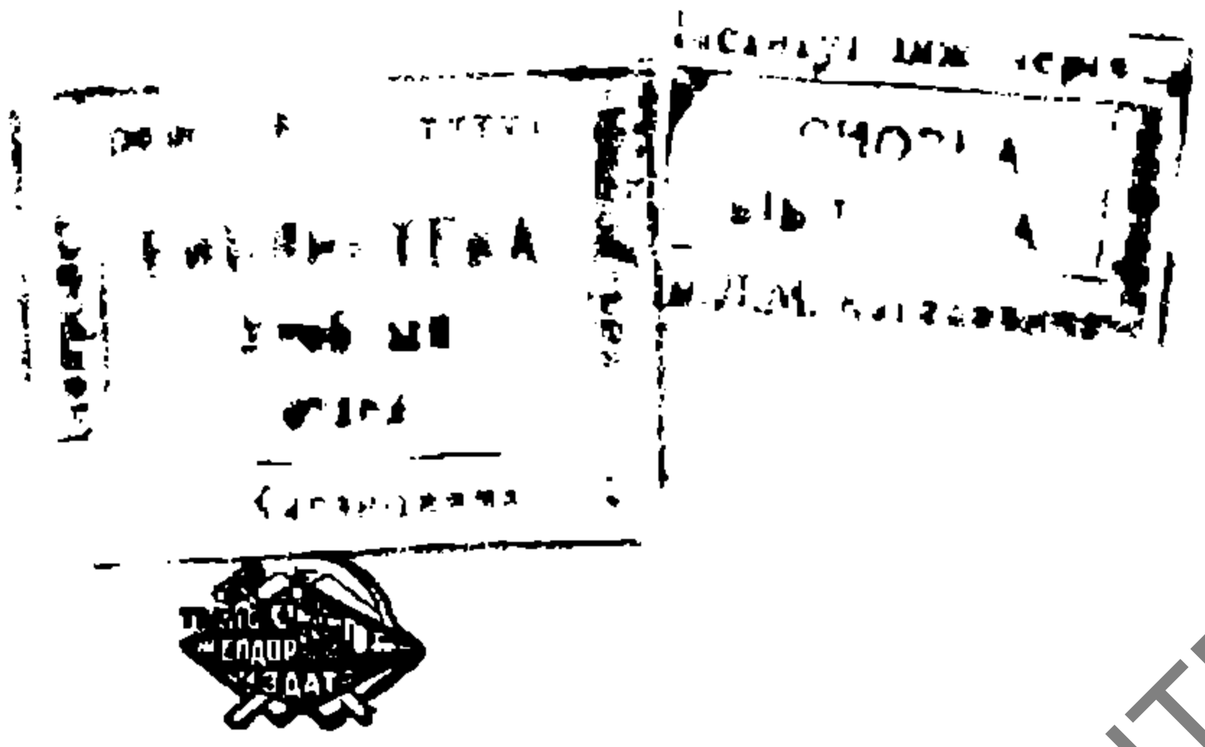
ТЕПЛОСИЛОВОЕ ХОЗЯЙСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

ТОМ I

ЧАСТЬ I

ПОД ОБЩЕЙ РЕДАКЦИЕЙ
проф. Р. Г ГРАНОВСКОГО

Утверждено Всесоюзным комитетом по делам высшей школы при СНК СССР в качестве учебника для студентов втузов железнодорожного транспорта



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
Москва — 1940

НТБ
ДНУЖТ

Г—77

Книга «Теплосиловое хозяйство железнодорожного транспорта» выходит в трех томах. В первом томе—первой части—описаны теплосиловые установки. Второй том содержит вторую и третью части; во второй описано водоприготовление в теплосиловом хозяйстве; в третьей — печное хозяйство. Третий том состоит из четвертой, пятой и шестой частей; в четвертой части изложены основы теплофикации и тепловых сетей железнодорожного транспорта; в пятой - отопление и вентиляция; в шестой—теплоиспользующие установки железнодорожного транспорта. В каждой части даны теоретические обоснования, описания конструкций, разобраны вопросы обслуживания и эксплуатации теплосилового хозяйства.

Книга утверждена Всесоюзным комитетом по делам Высшей школы при СНК СССР в качестве учебника для студентов втузов железнодорожного транспорта и может служить пособием для инженерно-технических работников стационарных энергетических установок железнодорожного транспорта и промышленности.

Цена 11 р.
Переплет 1 р. 50 к.

Отв. редактор *О. Л. Романенко*
Рецензент *А. А. Предтеченский*
Техн. редактор *Н. И. Фомин*
Корректор *К. С. Васильева*

Сдано в набор 16/IV 1940 г.
Подписано к печати 27/IX 1940 г.
Форм. бумаги 60×92¹/₁₆. Тираж 5000 экз.
28 п. л., ÷2 вклейки, зн. в п. л. 49000, у. авт. л. 31,2
ЖДИЗ 11129. Заказ 1312
А 28843

1-я типография Трансжелдориздата
Москва. Б. Переяславская, 46

НТБ ДНУЖТ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Решением XVIII съезда ВКП(б) ясно и точно определены пути развития в третьем пятилетии энергетического хозяйства промышленности СССР и в частности энергетики железнодорожного транспорта.

Стационарные энергоустановки железнодорожного транспорта потребляют 20% всего топлива, расходуемого транспортом. Поэтому экономичность работы стационарного энергохозяйства, зависящая главным образом от расхода топлива, играет весьма важную роль в общей экономике железнодорожного транспорта.

Перед энергетиками транспорта в третьем пятилетии стоят следующие задачи: максимальное использование местных низкосортных топлив в существующих и во вновь сооружаемых электростанциях; реконструкция энергоустановок для повышения их мощности, экономичности и поднятия культуры их эксплуатации; сооружение новых энергоустановок с применением последних достижений техники и внедрение комбинированного снабжения теплом и электроэнергией транспортных предприятий; снижение расходов энергии на собственные нужды электростанций и всемерное развитие стахановских методов обслуживания энергохозяйства.

Одним из важнейших условий возможности выполнения энергетиками транспорта поставленных перед ними партией и правительством задач является подготовка во втузах железнодорожного транспорта высококвалифицированных кадров инженеров-теплоэнергетиков.

Поэтому выпуск в свет учебника по теплосиловому хозяйству железнодорожного транспорта, охватывающего новейшие достижения теплотехники вообще и специфические особенности энергохозяйства железнодорожного транспорта, является необходимым и своевременным.

Учебник написан в полном соответствии с утвержденными ЦУУЗ НКПС программами дисциплин, читаемых профессорско-преподавательским составом профилирующей кафедры «Теплосиловое хозяйство» Московского электромеханического института инженеров железнодорожного транспорта имени Ф. Э. Дзержинского.

В первой части книги «Теплосиловые установки» проф. Лукницким В. В. освещены вопросы экономики и использования местных топлив, использования отбросного тепла двигателей внутреннего сгорания, вопросы рентабельности комбинированной выработки тепла и электроэнергии.

НТБ ДНУЖТ

Большое значение представляют собой разделы о задачах и методах организации эксплуатации энергоустановок и способах снижения расхода энергии на их собственные нужды.

В книге подробно освещены с точки зрения экономики вопросы о наивыгоднейшем типе водоснабжения, о наивыгоднейшей температуре подогрева питательной воды и пр.

Во второй части книги «Водоприготовление» проф. Гордон И. Л. отражены новые методы водообработки, как то: химическое обессоливание воды по методу ионного обмена, безотстойное умягчение воды, сверхскоростная фильтрация и др.

В третьей части книги «Печное хозяйство ПВРЗ» проф. Рафаловичем И. М. освещены вопросы теоретического обоснования экономичности стахановского метода эксплуатации заводских печей; даны главы о новейших методах проектирования кладки для печей периодического действия, о свойствах огнеупоров, о механизации трудоемких операций по загрузке топлива и материалов.

Указания на недостатки данного труда будут приняты с благодарностью и учтены при переиздании учебника.

Проф. Р. Г. ГРАНОВСКИЙ

НТБ
ДНУЖТ

Проф. В. В. ЛУКНИЦКИЙ

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ
ТЕПЛОСИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ

РАЗДЕЛ I
ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТЕЙ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК И КОЭФИЦИЕНТОВ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИХ РЕЖИМ ИХ РАБОТЫ

ГЛАВА 1
ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ, НАЗНАЧЕНИЕ, ТИПЫ И ЭЛЕМЕНТЫ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. Определение термина «теплосиловые установки»

Технические сооружения, вырабатывающие энергию какого-либо вида (тепловую, механическую, электрическую) для снабжения ею потребителей, называются э н е р г о у с т а н о в к а м и. Сооружения, транспортирующие или распределяющие электроэнергию, также являются энергоустановками, однако в настоящем курсе рассматриваются только установки, вырабатывающие энергию.

Энергоустановки, оборудованные котлами и двигателями, работающими паром от котлов (а также только паровыми котлами), или же двигателями внутреннего сгорания, называются т е п л о с и л о в ы м и у с т а н о в к а м и. Этот широко принятый термин не является технически правильным, так как на энергоустановках вырабатывается не сила, а энергия. Однако в дальнейшем изложении мы будем пользоваться этим термином, поскольку он является общепринятым и не может вызывать недоразумений.

§ 2. Классификация теплосиловых установок по виду отпускаемой энергии

По виду отпускаемой энергии теплосиловые установки разделяются на следующие типы.

С и л о в ы е у с т а н о в к и, вырабатывающие механическую (двигатели, работающие на трансмиссии, компрессорные и насосные установки с первичными двигателями и т. п.) или электрическую энер

НТБ ДНУЖТ

гию, преобразованную из механической энергии при помощи электрических генераторов. Установки последнего типа называются тепловыми электрическими станциями (в отличие от гидроэлектрических станций).

Тепловые установки, снабжающие потребителей только тепловой энергией. К таким установкам относятся отопительные, производственные или производственно-отопительные котельные, являющиеся теплоснабжающими станциями и называющиеся при значительном районе обслуживания центральными котельными. В качестве теплоносителя может применяться пар как с параметрами вырабатываемого котлами пара, так и с пониженными (в зависимости от требований потребителя) давлением и температурой. Теплоносителем может служить горячая вода, поступающая к потребителям или непосредственно из котлов (водогрейные котлы) или же нагреваемая паром из котлов в подогревательных установках.

Смешанные установки, снабжающие потребителей как тепловой, так и электрической энергией. Например, электрическая станция с чисто конденсационными машинами, отдающая часть пара из котлов непосредственно потребителю, представляет собой установку смешанного типа.

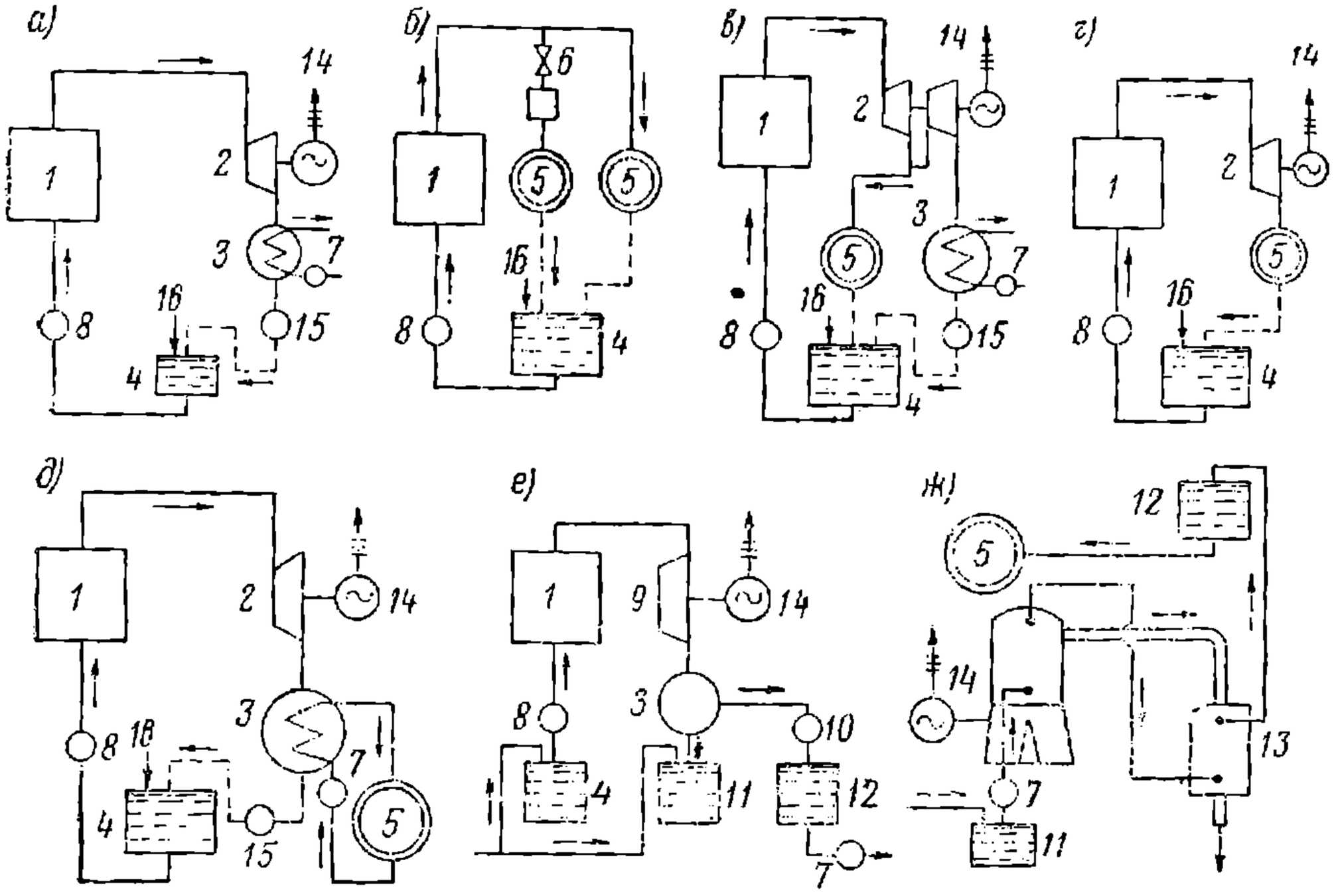
Среди установок смешанного типа особым типом являются теплофикационные электростанции (называемые иногда теплоэлектроцентралями или, сокращенно, ТЭЦ), вырабатывающие оба вида энергии комбинированным способом.

Сущность комбинированного способа заключается в том, что потребителю отпускается отработавший полностью или частично пар, т. е. отдавший предварительно часть своего теплосодержания на выработку электрической энергии. Установки такого типа оборудуются преимущественно турбогенераторами с отбором пара или с противодавлением (в последнее время появились установки такого же типа, но оборудованные локомобилями с отбором пара или же работающими на противодавление). Следует отметить, что электрическая станция с отдачей части пара из котлов непосредственно потребителю не может быть отнесена к теплофикационным электростанциям, поскольку в данном случае отсутствует основной их признак — использование отработавшего пара. Установка смешанного типа, состоящая из расположенных даже под одной крышей котельной и дизельной электростанции, не может быть отнесена к ТЭЦ. Обе указанные смешанные установки представляют собой лишь территориально совмещенные установки первого и второго видов, вырабатывающие тепловую и электрическую энергию раздельно, но не комбинированно.

Теплофикационной электростанцией принято называть установку, вырабатывающую тепловую и электрическую энергию комбинированным способом, который осуществляется следующим образом. В машине с отбором пара часть входящего в нее пара отбирается в каком-нибудь месте по пути его в конденсатор (в зависимости от желаемого давления отборного пара) и направляется к потребителю тепловой энергии.

НТБ ДНУЖТ

В машине с противодавлением весь прошедший через нее пар направляется к потребителю. Таким образом, на теплофикационных станциях тепло, содержащееся в полностью или частично отработавшем паре, полезно используется у потребителя, тогда как в установках чисто конденсационных большая часть тепла отдается б е с п о л е з н о охлаждающей воде. Описанный способ удовлетворения потребителей теплом и электроэнергией дает большую экономическую выгоду. Вопрос этот разобран более детально в главе 6 настоящего курса.



Фиг. 1. Принципиальные схемы теплосиловых установок:

а — электростанция с конденсационными турбогенераторами; *б* — производственно-отопительная котельная; *в* — теплофикационная электростанция с турбинами с отбором пара: *г* — теплофикационная электростанция с турбинами с противодавлением; *д*—теплофикационная электростанция с турбинами с ухудшенным вакуумом; *е* — электростанция с конденсационными локомобилями; *жс* — дизельная электростанция с использованием тепла воды и уходящих газов; *1* — котел; *2* — турбина; *3* — конденсатор; *4* — питательный бак; *5* — тепловые потребители; *6* — редукционно-увлажнительная установка; *7* — циркуляционный насос; *8* — питательный насос; *9* — машина локомобиля; *10* — мокровоздушный насос; *11* — бак холодной воды; *12* — бак горячей воды; *13* — подогреватель воды отходящими газами; *14* — электрический генератор; *15* — конденсатный насос; *16* — добавка воды в систему питания котлов (пунктиром показан частичный или полный возврат конденсата)

Особым видом теплофикационных установок являются установки с ухудшенным вакуумом, принцип работы которых состоит в том, что в конденсатор конденсационной турбины подается уменьшенное против нормы количество воды, вследствие чего она нагревается до высокой температуры. Нагретая вода направляется к потребителю, отдает часть своего теплосодержания и возвращается в конденсатор. Турбина работает при этом со значительно ухудшенным, сравнительно с нормальным, вакуумом, что увеличивает

НТБ ДНУЖТ

расход пара на единицу выработанной энергии (удельный расход). Однако вся установка в целом может быть значительно выгоднее установки с раздельной выработкой тепловой и электрической энергии, так как в последней большая часть теплосодержания пара уносится с охлаждающей водой, в установке же с ухудшенным вакуумом некоторая часть терявшегося тепла используется у потребителя, которому при обычной установке приходится подавать свежий пар из котельной.

Несколько особняком стоят установки смешанного типа, снабжающие внешних потребителей отбросным теплом двигателей внутреннего сгорания, например дизельные станции с использованием для отопительных целей воды, подогретой в рубашках цилиндров двигателей и нагретой дополнительно в подогревателях за счет тепла уходящих из двигателя газов. Такие установки по своей экономичности ближе всего стоят к теплофикационным электростанциям, т. е. к работающим по комбинированному принципу.

К таким же установкам следует отнести станции с двигателями внутреннего сгорания, отпускающие внешним потребителям пар из котлов-утилизаторов, работающих на уходящих из двигателей газах, или отпускающие потребителю отходящие газы, использующиеся для целей сушки каких-либо материалов (этот способ сушки начал распространяться в последнее время).

Если пар из котлов-утилизаторов используется для подогрева топлива при работе дизелей на тяжелом топливе, т. е. для собственных нужд, потребителям же отпускается только электроэнергия, то такие установки должны быть отнесены к обычным электростанциям.

Принципиальные схемы тепловых энергоустановок различных типов показаны на фиг. 1, *а* — *ж*.

§ 3. Классификация теплосиловых установок по типу двигателей

В теплосиловых установках могут быть применены в качестве первичных двигателей или паровые двигатели (паровые машины и паровые турбины) или двигатели внутреннего сгорания (двигатели Дизеля, газовые и нефтяные двигатели различных типов). Несмотря на значительно более высокую тепловую экономичность сравнительно с паровыми установками, двигатели внутреннего сгорания получили меньшее распространение, чем паровые двигатели, как в СССР, так и за границей. В СССР более 90% всей установленной мощности тепловых двигателей падает на установки с паровыми двигателями. Это объясняется тем, что двигатели внутреннего сгорания требуют определенного, в большинстве случаев высокоценного, топлива, тогда как в паровых установках имеется широкая возможность использования самых разнообразных, в том числе очень низкосортных, видов топлива.

Для паросиловых установок может применяться твердое, жидкое и газообразное топливо.

В качестве твердого топлива могут применяться различные виды каменных углей, бурые угли, торф (машинно-формовочный, гидроторф,

НТБ ДНУЖТ

фрезерный), сланец, дрова, древесные отбросы, отходы обогащения и отсевы каменных углей, отдубина, солома и некоторые другие виды отбросов.

В соответствии с топливной политикой СССР в теплосиловых установках используются главным образом местные низкосортные бурые угли и отбросы, получающиеся при сортировке каменных углей и антрацитов (штыбы). Сжигание торфа также весьма распространено у нас в Союзе, причем торфяные электростанции располагаются вблизи торфяных болот. Хотя и имеется несколько установок, работающих на сланцах, сжигание сланцев вследствие высокой зольности (до 70%) пока еще не может считаться вполне освоенным. Дрова используются исключительно в случае отсутствия в районе установки других видов топлива и при очень малых мощностях установок. Широко используются древесные отбросы.

Жидким топливом для паросиловых установок могут служить высоковязкие мазуты, но они вследствие высокой ценности для других видов использования применяются очень редко. Газообразным топливом для паросиловых установок являются обычно газы, получающиеся в виде отбросов производств (доменный газ, коксовый газ, реже генераторный газ). В этих случаях паросиловые установки сооружаются непосредственно на соответствующих предприятиях. В качестве топлива может служить также природный (естественный) газ.

В связи с широким развитием в третьем пятилетии подземной газификации одной из задач энергетики является создание в ближайшее время простой и дешевой теплосиловой установки на подземном газе.

Причиной меньшего распространения двигателей внутреннего сгорания сравнительно с паровыми двигателями является также большая предельная мощность последних, что ведет к удешевлению установок вследствие меньшего числа агрегатов и к упрощению надзора и обслуживания за ними (имеются в виду турбинные установки).

Паросиловые установки перед двигателями внутреннего сгорания имеют следующие преимущества: а) относительную дешевизну, б) более легкий уход, в) большую возможность использования отработавшего тепла, г) большую надежность действия.

В качестве паровых двигателей в последние годы применяются главным образом паровые турбины. Поршневые паровые машины, работающие от отдельно стоящих котлов, почти не применяются. В новых установках поршневые машины встречаются почти исключительно как составная часть локомобилей, имеющих большое распространение на железнодорожном транспорте и на некрупных промышленных предприятиях.

Необходимо остановиться на газовых двигателях, которые могут работать или на готовом газе (каковым может быть доменный газ или газ других металлургических и коксовальных печей) или же на газах, получаемых в специальных газогенераторных установках.

Наиболее подходящим топливом для газогенераторных печей являются беспламенные топлива (кокс, антрацит и т. п.), однако они с успехом могут работать и на других топливах (торф, дрова). Двига-

НТБ ДНУЖТ

тели эти имеют сравнительно высокую экономичность, занимая среднее место между двигателями Дизеля и паровыми установками.

У нас в Союзе газовые двигатели распространены очень мало, так как наши заводы до самого последнего времени их не изготовляли (за исключением самых мелких мощностей). На некоторых установках имеются лишь иностранные двигатели небольших мощностей, установленные до 1914 г.

В заключение классификации установок по их типу и применяемому топливу следует упомянуть об особом типе паровых котлов, а именно об электрических котлах, в которых вода доводится до кипения за счет тепла, выделяющегося при прохождении тока через специальные сопротивления или непосредственно через воду. Такие котлы распространены в странах, имеющих большое количество гидроэлектрических установок (Канада, Норвегия, и др.), вырабатывающих дешевую электроэнергию, и успешно конкурируют с обычными котлами в отношении цены получаемого пара. Котлы эти имеют очень простое устройство и обслуживание. У нас в Союзе они пока не изготовляются, но по всей вероятности будут выпускаться нашими заводами по мере ввода в работу намеченных к постройке гидроэлектрических установок. Они с успехом могли бы применяться в районах, бедных энергетическим топливом, но имеющих значительные водные ресурсы.

Двигатели внутреннего сгорания охватывают около 60% всей мощности теплосиловых установок железнодорожного транспорта, и лишь около 40% всей мощности приходитея на паровые турбины, локомобили и паровые машины.

В настоящее время наши заводы изготовляют турбины малой мощности (2 500, 4 000 и 6 000 *квт*), локомобили, а также наметили к изготовлению турбины еще более мелких мощностей. Поэтому при проектировании новых теплосиловых установок железнодорожного транспорта необходимо придерживаться следующего распределения типов двигателей.

1. Локомобили следует применять на электростанциях и водокачках мощностью до 1 000 — 1 500 *ЛС* в районах с местным твердым топливом и на установках временного характера.

2. Паровые турбины (преимущественно теплофикационные) могут применяться на электростанциях мощностью от 1 000 — 1 500 *квт* и выше для ремонтных заводов и крупных железнодорожных узлов, имеющих значительное потребление тепла.

3. Двигатели Дизеля должны применяться в случае невозможности применения твердого топлива или в каких-либо специальных случаях (мощность в единице 100 — 1 000 *ЛС*), причем должны работать не на моторной нефти, а на парафинистом мазуте.

4. Мелкие двигатели низкого сжатия (до 100 *ЛС*) применяются на водокачках малой мощности, если последние почему-либо нельзя электрифицировать.

5. Газогенераторные двигатели могут применяться вместо локомобилей в случае, если при имеющемся твердом топливе технико-экономический расчет покажет выгодность их применения (при очень де-

НТБ ДНУЖТ

шевом топливе они могут быть невыгодны вследствие более высоких капитальных затрат сравнительно с локомобильными установками). Кроме того, для них может быть использовано топливо, которое не может гореть в топках паровых котлов, например унос из передних коробок паровозов (изгарь).

Установка локомобилей в этом случае была бы невозможной.

§ 4. Классификация теплосиловых установок по характеру потребителей и месту расположения

Станции местного значения. Теплосиловые установки, расположенные в непосредственной близости от потребителя и снабжающие энергией близлежащий район, называются станциями местного значения. Такие станции имеют обычно небольшую мощность, распределяют электрическую энергию при относительно невысоком напряжении вследствие незначительной длины электрических линий и небольших передаваемых мощностей. Станции смешанного типа, т. е. отпускающие тепло и электроэнергию, всегда располагаются вблизи тепловых потребителей, так как тепловую энергию возможно передавать экономично лишь на ограниченные расстояния (максимум на 8—10 *км*). Теплосиловые установки местного значения могут работать на местном и на привозном топливе, — это зависит от места их расположения по отношению к энергетическим базам.

К теплосиловым установкам местного значения относятся:

а) к о м м у н а л ь н ы е, находящиеся в ведении городских советов, снабжающие энергией промышленные предприятия города и удовлетворяющие бытовые нужды жителей;

б) ф а б р и ч н о-з а в о д с к и е, снабжающие энергией определенные фабрики и заводы и находящиеся в ведении их администрации (мелкие установки такого характера иногда называют блок-станциями).

К типу фабрично-заводских установок относятся и теплосиловые установки железнодорожного транспорта, предназначенные для энергоснабжения железнодорожных узлов и паровозо-вагоноремонтных заводов.

Районные станции. Стремление широко использовать местные энергетические ресурсы, явившееся следствием мощного развития электрификации страны, вызвало появление районных электрических станций, располагающихся обычно непосредственно около залежей местного топлива или в месте наличия гидроресурсов. Эти станции распределяют энергию на высоком или сверхвысоком напряжении, так как обслуживают очень большие районы (иногда целые области) и имеют обычно большую мощность. Иногда в одну общую электрическую сеть подают энергию несколько районных станций, образуя электрическую систему. К этим системам присоединяются часто станции местного значение как чисто силовые, так и теплофикационные. Изолированно работающие станции встречаются в последнее время сравнительно редко, главным образом в районах с пока еще слабо развитой электрификацией.

НТБ ДНУЖТ

Такая совместная работа теплосиловых установок (иногда вместе с гидравлическими) имеет следующие преимущества:

а) возможность наиболее рационального использования энергетических ресурсов путем соответствующего распределения нагрузок станций, причем, как правило, основную нагрузку всей системы несут районные станции, являющиеся б а з и с н ы м и станциями и работающие на местных топливах, или гидравлические (если таковые имеются в системе); станции местные, работающие обычно на привозном топливе, вырабатывают значительно меньшие количества энергии, принимая на себя только колебания нагрузки, являясь так называемыми «п и к о в ы м и» станциями; меньшая мощность агрегатов пиковых станций обеспечивает им достаточную гибкость для работы с переменным режимом (см. главу 2 о графиках нагрузки);

б) уменьшение резервной мощности, так как резерв может быть общим для всей системы и сосредоточен на одной или двух станциях, отчего отпадает необходимость в резервных агрегатах на каждой станции;

в) повышение надежности как электроснабжения, так и теплоснабжения потребителей вследствие больших маневренных возможностей в таких системах (удобство резервирования, облегчение возможности ремонтов оборудования).

До последнего времени в СССР строились тепловые районные станции весьма больших мощностей (до 400 000 *квт*). В настоящее время после решения XVIII съезда ВКП(б) районные станции должны, как правило, строиться с мощностью не более 25 000 *квт* (см. главу 13).

Районные станции и энергосистемы находятся в ведении Наркомата электростанций.

Электрические системы имеют централизованное диспетчерское управление, регулирующее нагрузки станций, сроки ремонтов агрегатов, введение в работу резервных линий и агрегатов и т. п. В связи с этим наиболее мощные из местных станций, присоединенных к общей системе, также находятся полностью в ведении Наркомата электростанций, а более мелкие подчиняются ему лишь в оперативном отношении и связываются с ним договорами, определяющими порядок взаимных расчетов за энергию и вопросы оперативной связи.

§ 5. Требования, предъявляемые к теплосиловым установкам

1. Независимо от типа и назначения всякая теплосиловая установка д о л ж н а о б л а д а т ь д о с т а т о ч н о й м о щ н о с т ь ю, т. е. иметь возможность удовлетворять предъявляемый ей спрос на энергию. Если установка работает изолированно, без связи с другими установками, то она должна всегда иметь мощность, достаточную для покрытия нагрузок (тепловых, электрических или тех и других) присоединенных к ней потребителей. Если установка работает в связи с другими энергоустановками, входя в так называемую энергосистему, то она должна покрывать график нагрузки, задаваемый ей диспетчерской частью системы.

НТБ ДНУЖТ

2. Теплосиловая установка должна работать безаварийно, для чего она должна иметь надежное оборудование, резерв в оборудовании, достаточный для производства ремонта и ревизий, и обслуживающий персонал необходимой квалификации. Необходимый резерв в обрудовании зависит от качества оборудования и от условий работы установки; например, на электростанции, работающей изолированно, резерв в двигателях должен быть больше, чем на станции, работающей в электрокольце (при прочих одинаковых условиях).

Как оборудование теплосиловой установки, так и ведение ее эксплуатации должны полностью соответствовать «Правилам технической эксплуатации электрических станций и сетей», утвержденным Народным комиссаром электростанций и электропромышленности 8/IV 1940 г. и обязательным для электростанций и сетей всех ведомств (Постановление Экономсовета при СНК Союза ССР № 451 от 26/III 1940).

3. Теплосиловая установка должна иметь высокую коммерческую экономичность, т. е. вырабатывать и отпускать энергию по возможно дешевой цене. Стоимость единицы энергии определяется как частное от деления эксплуатационных расходов за какой-либо период на количество отпущенной за этот период энергии. Общая сумма расходов на эксплуатацию не пропорциональна количеству выработанной энергии и увеличивается сравнительно с нею более медленно. Поэтому стоимость единицы отпускаемой энергии, являющаяся критерием коммерческой экономичности установки, на данной установке тем меньше, чем больше отпущено энергии, т. е. чем выше использование установки и чем меньше расходуется энергии на собственные нужды.

С другой стороны, общая сумма расходов по эксплуатации тем меньше, чем дешевле топливо и чем экономичнее происходит процесс превращения энергии топлива в отпускаемую энергию, т. е. чем выше техническая экономичность установки. Кроме того, общие эксплуатационные расходы будут уменьшаться с уменьшением капиталовложений на сооружение установки, так как они ложатся в определенной доле на стоимость энергии (амортизация), а также с уменьшением прочих расходов по эксплуатации (содержание персонала, ремонт и т. д.).

Таким образом, установка должна проектироваться для работы на дешевом топливе (по возможности на местном), а агрегаты ее должны иметь высокие к. п. д., причем первоначальные капиталовложения должны быть минимальными. Для этого установка должна быть компактна и количество агрегатов в ней должно быть минимально необходимым (при достаточном резервировании). Выбор мощности и количества агрегатов должен обеспечивать хорошее их использование. Расход энергии на вспомогательные механизмы (на собственные нужды установки) должен быть минимальным. Более детальному рассмотрению вопросов, связанных с коммерческой экономичностью установок, посвящена глава 8 настоящего курса.

4. Теплосиловые установки должны удовлетворять требованиям противовоздушной и

НТБ ДНУЖТ

химической обороны. Требования противовоздушной обороны могут быть различны в зависимости от значимости энергоустановки и от района ее расположения. Оборонные сооружения принимаются во внимание также при выборе топлива и типов оборудования.

5. Требования, предъявляемые к теплосиловым установкам железнодорожного транспорта. Указанные выше требования к работе теплосиловых установок в полной мере относятся и к установкам железнодорожного транспорта, снабжающим различными видами энергии железнодорожного предприятия: ремонтные заводы НКПС, железнодорожные узлы, депо, тяговые подстанции электрифицированных железных дорог и пр. Для этих установок безаварийность работы имеет особо серьезное значение, так как выход из строя или ненормальная работа двигателей или котлов теплосиловой установки могут вызвать задержку, срыв выполнения плана ремонта подвижного состава, нарушение работы сортировочных горок и т. п. Материальные убытки, вызываемые авариями на железнодорожных теплосиловых установках, распространяются не только на данную железную дорогу, но и на другие дороги, а также на те предприятия промышленности, грузы которых задерживаются вследствие нарушения нормальной работы железных дорог. При проектировании теплосиловых установок необходимо предусмотреть особо надежную работу оборудования, резервируя вместе с этим наиболее ответственные его элементы, учесть специальные мероприятия противовоздушной обороны и соображения о необходимости надежного топливоснабжения при всех обстоятельствах. Мощность теплосиловых установок железнодорожного транспорта при проектировании должна выбираться такой, чтобы первая очередь установки могла удовлетворять требованиям потребителей на второй год эксплуатации. Строительная часть должна выполняться с расчетом размещения оборудования, потребного для покрытия нагрузок потребителя на пятый год эксплуатации. Компановка здания и размещение оборудования должны допускать возможность дальнейшего расширения установки при росте нагрузок. При наличии в районе установки какой-либо энергоснабжающей системы должен быть исследован вопрос о целесообразности параллельного с ней соединения.

§ 6. Основные элементы теплосиловых установок различных типов

Производственный процесс теплосиловой установки, т. е. процесс превращения энергии топлива в отпускаемую энергию, может быть расчленен на отдельные фазы, число которых различно в зависимости от типа установки.

Конденсационные и теплофикационные электростанции имеют две фазы производственного процесса; сначала в паровых котлах энергия топлива превращается в энергию пара (первая фаза), затем энергия пара в паровых двигателях, соединенных с электрическими генераторами, превращается в энергию электрическую (вторая фаза).

НТБ ДНУЖТ

В установках с двигателями внутреннего сгорания, работающими на жидком топливе или на готовом газе, имеется только одна фаза, т.е. энергия топлива превращается в электрическую энергию в одном агрегате, состоящем из двигателя и генератора.

Установки с газогенераторными двигателями имеют две фазы производственного процесса; сначала энергия твердого топлива превращается в газогенераторах в энергию газа (первая фаза), затем энергия газа в агрегате двигатель-электрический генератор превращается в электрическую энергию.

Каждая фаза процесса требует специального оборудования и осуществляется в отдельных цехах, являющихся главными цехами установки.

В локомобильных установках (по существу дела двухфазных), несмотря на комбинацию котла и паровой машины в одном агрегате, все же (по крайней мере в крупных стационарных установках) обычно выдерживается принцип размещения отдельных фаз в разных цехах, а именно между фронтами котлов устанавливается перегородка, отделяющая котельное помещение от машин и генераторов.

Перечислим основные элементы установок различных типов.

Паросиловые установки. Всякая паросиловая установка состоит из следующих основных элементов:

а) котельного отделения (цеха), в котором установлены котлы, водяные и воздушные экономайзеры; вспомогательные элементы котельного агрегата (насосы, дымососы, вентиляторы) могут быть в зависимости от местных условий установлены или в котельном цехе или в других помещениях;

б) машинного отделения (цеха), где установлены паровые турбины или паровые машины и соединенные с ними электрические генераторы; вспомогательное оборудование устанавливается всегда в машинном цехе, за исключением водяных насосов, охлаждающих конденсаторы, которые могут быть иногда установлены в отдельной центральной насосной[1];

в) электрического распределительного устройства, предназначенного для распределения электрической энергии по потребителям, в том числе и для собственных нужд установки[2];

г) сооружений для водоснабжения установки, состоящих из устройств для обеспечения водой котлов, для охлаждения конденсаторов паровых двигателей и для прочих технических нужд;

д) сооружений для топливоснабжения, состоящих из складов топлива, местных железнодорожных путей и транспортных устройств для подачи топлива в котельную; в установках, работающих на

---

[1] В мелких локомобильных установках временного характера помещения котельной и машинного зала могут представлять собой одно целое.

[2] В установках, снабжающих потребителей также и тепловой энергией, имеется специальный элемент оборудования, а именно тепловое распределительное устройство, состоящее из коллекторов для пара и горячей воды. Иногда имеются пароводяные подогреватели (бойлеры). Эти устройства при комбинированных установках обычно устанавливаются в машинном зале (иногда в пристройке к нему), в установках же, вырабатывающих тепловую и электрическую энергию раздельно, — в котельном помещении.

НТБ ДНУЖТ

жидком топливе, топливоснабжение состоит из хранилищ топлива, трубопроводов и насосов для подачи его в топки котлов; в установках, работающих на готовом газе, хранилища для топлива обычно отсутствуют, газ подается по трубопроводам из тех цехов, где он получается;

е) сооружений для золоудаления;

ж) служебных и бытовых помещений (мастерские, лаборатории, кладовые, гардеробные, уборные, души, помещения для нужд ПВХО, конторские помещения и т. п.).

Все перечисленные элементы в том или ином виде имеются во всякой паросиловой установке.

Кроме этого, в некоторых случаях могут иметься следующие дополнительные элементы оборудования:

а) водоочистительные и водоподготовительные сооружения той или иной системы в зависимости от параметров и условий работы котельной и качества располагаемой воды;

б) топливоподготовительные сооружения в установках с пылевидным способом сжигания топлива, состоящие из дробильных и пылеприготовительных устройств;

в) устройства для улавливания золы из отходящих газов в установках, расположенных в населенных местностях и сжигающих топливо с большим содержанием золы в виде пыли или на механических решетках.

Дизельные установки. Дизельные установки состоят из следующих элементов:

а) машинного помещения, в котором установлены двигатели и генераторы электрической энергии;

б) электрического распределительного устройства;

в) сооружений для топливоснабжения, состоящих из хранилищ топлива, трубопроводов и насосной для подачи его к двигателям;

г) сооружений для подачи воды в рубашки цилиндров двигателей;

д) служебных и бытовых помещений.

Кроме этого, могут иметься следующие дополнительные устройства:

а) для разогрева топлива и поддержания высокой температуры его во всем тракте от хранилищ до двигателей (в случае работы двигателей на тяжелом топливе);

б) для регенерации отработавшего смазочного масла двигателей;

в) для использования тепла отходящих газов и выходящей из рубашек цилиндров двигателей горячей воды, состоящие из котлов-утилизаторов или из подогревателей воды (иногда и тех и других).

Газогенераторные установки. Газогенераторные установки состоят из следующих элементов:

а) помещения для генераторных печей, вырабатывающих газ, и очистительных сооружений, в которых очищается полученный в газогенераторах газ перед поступлением в двигатели;

б) машинного отделения, в котором установлены двигатели и электрические генераторы;

в) сооружения для топливоснабжения генераторных печей;

г) сооружения для золоудаления;

НТБ ДНУЖТ

д) устройства для подачи охлаждающей воды в рубашки двигателей;

е) служебных и бытовых помещений.

Кроме перечисленных элементов могут иметься:

а) устройства для использования тепла отходящих газов и горячей воды, как и у дизельных установок;

б) устройства для регенерации отработавшего смазочного масла двигателей.

ГЛАВА 2

ГРАФИКИ НАГРУЗОК ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. Понятие о суточном графике потребления энергии

Особенностью электроэнергии и тепла как видов конечной продукции производства является крайне ограниченная возможность их аккумулирования в периоды небольшого потребления для использования во время максимальной нагрузки потребителей. Такая возможность могла бы обеспечить равномерный производственный процесс установки, однако в подавляющем большинстве случаев в теплосиловых установках этой возможности не имеется, за исключением небольших установок постоянного тока с аккумуляторными батареями (аккумулирование электрической энергии) или случаев наличия тепловых аккумуляторов, имеющих очень большие размеры и применяющихся для этой цели в специальных случаях и сравнительно редко. По этим причинам производство энергии в каждый момент должно соответствовать потреблению. Совершенно очевидно, что для возможности проектирования теплосиловой установки, а также для планирования и регулирования ее производственного процесса в эксплуатации необходимо знать достаточно точно предполагаемое потребление энергии в каждый момент. Изменение потребной мощности или количества тепла по часам суток обычно выражают диаграммами, называемыми с у т о ч н ы м и г р а ф и к а м и н а г р у з к и (электрической или тепловой), на которых по оси абсцисс откладывается время от 0 до 24 часов, а по оси ординат соответствующее каждому часу потребление мощности (в киловаттах) или тепла (в калориях или в соответствующем количестве пара в тоннах). Если имеются суточные графики для отдельных потребителей, то, суммируя их, можно получить графики полного потребления тепловой и электрической энергии по часам суток. Максимальные ординаты суммарных графиков, составленных для периода максимального потребления, обусловливают необходимую мощность установки в целом, площадь же графиков пропорциональна количеству потребляемой энергии за сутки.

Форма кривой графиков имеет большое значение для работы теплосиловой установки, предопределяя режим ее работы, поскольку мощность установки должна в каждый момент соответствовать потребляемой мощности и регулироваться в соответствии с графиком нагрузки потребления. Изменение мощности установки при двигателях внутрен-

НТБ ДНУЖТ

него сгорания производится изменением количества подаваемого топлива, а при больших изменениях — остановкой или пуском отдельных двигателей. Мощность паровых установок регулируется изменением количества впускаемого в двигатели пара и остановкой или пуском отдельных двигателей. Это вызывает необходимость соответственного регулирования производительности котельной за счет изменения производительности отдельных котлов или их пуска и остановок в зависимости от степени изменения потребления пара. Чем равномернее суммарный график потребления, тем реже придется пускать и останавливать двигатели и котлы и тем равномернее будет нагрузка работающих агрегатов.

Колеблющаяся нагрузка двигателей и котлов, а также их пуски и остановки вызывают добавочные расходы пара и топлива; поэтому работа по равномерному графику всегда предпочтительнее работы по графику с сильно колеблющейся нагрузкой. Такие графики называются пиковыми графиками.

Пики нагрузки, имеющие иногда очень значительную величину сравнительно со средней нагрузкой, получаются за счет совпадения по времени максимумов нагрузки отдельных групп потребителей.

Иногда для выравнивания формы графиков применяют специальные мероприятия, направленные к тому, чтобы раздвинуть по времени максимальные нагрузки отдельных групп потребителей, а именно введение расписания часов работы отдельных предприятий (или цехов) и ограничение их нагрузок в часы максимальной сумарной нагрузки (принудительные графики).

Часто применяются мероприятия тарифного характера, поощряющие работу предприятий в часы минимума суммарной нагрузки.

Если имеется несколько параллельно работающих установок, то нагрузку всей системы стараются распределить между ними так, чтобы постоянную часть нагрузки принимали на себя базисные станции, работающие с равномерным режимом и вырабатывающие наибольшую долю энергии. В качестве таких станций используются обычно станции, работающие на местном топливе.

Колеблющуюся нагрузку (пики нагрузки) принимают на себя «пиковые» станции, в качестве которых используются установки с меньшей мощностью и более мелкими агрегатами, более приспособленные к неравномерному режиму работы. На их долю приходится меньшее количество вырабатываемой энергии.

Графики потребления не остаются постоянными для любых суток в году, а изменяются в большей или меньшей степени в зависимости от рода потребителей. Промышленные потребители, не имеющие сезонного характера, обычно имеют достаточно однородный суточный график потребления электроэнергии в течение всего года. Осветительные потребители имеют график, максимум которого бывает в различные часы суток в зависимости от времени года. Вследствие этого суммарный график потребления электроэнергии также изменяется, причем степень изменения зависит от соотношения между силовой и осветительной нагрузкой.

НТБ ДНУЖТ

Потребители тепла для промышленных целей имеют обычно мало меняющийся в течение года суточный график, за исключением сезонных производств (например, сахарных заводов).

Бытовое потребление тепла (отопление и вентиляция) имеет значительно отличающиеся, в зависимости от времени года, суточные графики при полном отсутствии потребления в летнее время.

§ 2. Порядок составления графиков нагрузки потребителей

Построить точно график нагрузки потребителей для теплосиловой установки, проектируемой для вновь строящихся предприятий, является весьма трудной задачей. Несколько проще решить этот вопрос для случая расширения какого-либо уже действующего производства. В этом случае за основу следует принять фактические графики нагрузки и учесть их возможные изменения.

Составление графиков электрической нагрузки. Для новых предприятий при составлении графиков электрической нагрузки приходится пользоваться графиками аналогичных производств или предприятий, учитывая при определении нагрузок в отдельные часы суток мощность предприятия или цехов и число рабочих смен. При этом можно пользоваться так называемыми типичными суточными графиками, составленными для определенных групп потребителей по статистическим данным. Эти графики обычно бывают построены не в киловаттах, а в процентах от максимума нагрузки.

Максимум электрической нагрузки для какой-либо группы потребителей может быть определен следующим образом.

Если обозначить через $N_{уст}$ установленную (марочную) мощность токоприемников группы однородных потребителей (например, какого-либо цеха завода), то максимальная потребная для этой группы мощность будет равна

$$N_{max} = \frac{N_{уст}\, a b}{\eta_м}, \qquad (1)$$

где a — коэфициент одновременности, меньший единицы и равный отношению установленной мощности одновременно включенных приемников к установленной мощности всех приемников;

b — коэфициент загрузки токоприемников, меньший единицы и обусловленный наличием запаса мощности моторов и режимом работы механизмов; чем меньше запас мощности двигателя и чем равномернее режим, тем больше величина b;

$\eta_м$ — средний коэфициент полезного действия токоприемников.

Коэфициенты a и b берутся из статистических данных, в которых они даются для момента максимума нагрузки потребителей.

При наличии нескольких групп однородных потребителей суммарный график потребляемой мощности получается путем суммирования (наложения) графиков отдельных групп.

НТБ ДНУЖТ

Составление графиков тепловой нагрузки. Для теплового производственного потребления лишь в сравнительно редких случаях имеются статистические данные, на основании которых можно было бы составить графики предполагаемых нагрузок аналогично электрическим графикам. Обычно (во всяком случае для потребителей тепла железнодорожных теплосиловых установок) приходится составлять суточные графики для каждого потребителя в отдельности, задаваясь определенным режимом его работы. Для каждого потребителя определяется количество потребного тепла в калориях по часам суток. Потребители объединяются в группы по параметрам теплоносителя и графики их суммируются отдельно для кажого параметра. Например, суммируются отдельно графики потребителей пара из отбора турбины и получающих пар непосредственно из котельной.

Затем полученные графики, составленные в калориях, должны быть выражены в соответствующих количествах пара (в тоннах или килограммах). Пересчет производится по формуле

$$P = \frac{Q\,\alpha}{(i - i_{кнд})\,\eta_1}\ [кг], \qquad (2)$$

где P — потребное количество пара;
Q — потребное количество тепла в *кал*;
i — теплосодержание пара в *кал/кг*;
$i_{кнд}$ — теплосодержание пара или его конденсата, соответствующее их состоянию после отдачи тепла потребителю; если теплосодержание пара используется полностью, например при нагревании способом смешения, то величину $i_{кнд}$ вводить не нужно; введение $i_{кнд}$ в данную формулу никоим образом не следует ставить в зависимость от того, возвращается конденсат в котельную или нет, поскольку это обстоятельство влияет лишь на температуру питательной воды котлов, но не на количество необходимого пара, нужное потребителю;
η_1 — коэфициент полезного действия теплообменного аппарата (подогревателя), если таковой имеется у потребителя;
α — коэфициент, учитывающий потерю тепла при транспорте его к потребителю.

§ 3. Определение мещности теплосиловой установки и составление суточных графиков нагрузки двигателей и котлов на основе графиков потребления. Годовой график нагрузки по ее продолжительности

Определение суммарной мощности двигателей и котлов при отдаче только электрической энергии. Как уже выше было указано, мощность установки определяется максимальной ординатой суммарного графика потребления, получаемого путем наложения суточных графиков отдельных групп потребителей. Максимум нагрузки суммарного электрического графика может быть определен с достаточной для практических целей

РГБ ДНУЖТ

точностью без знания распределения нагрузок по часам суток. Определив вышеуказанным способом максимальные нагрузки отдельных групп, пользуясь коэфициентом одновременности и загрузки [уравнение (1)], максимальную нагрузку суммарного графика можно получить из выражения

$$N_{max}^{сум} = m\sum N_{max},$$

где m — коэфициент разновременности слагающихся максимумов, меньший единицы, обусловленный тем, что максимальная нагрузка отдельных предприятий (цехов) имеет место не в один и тот же момент.

Необходимая общая мощность двигателей теплосиловой установки будет равна

$$N_{дв}^{общ} = \frac{N_{max}^{сум} K_c}{\eta_{ген}(1 - K_э)}, \qquad (3)$$

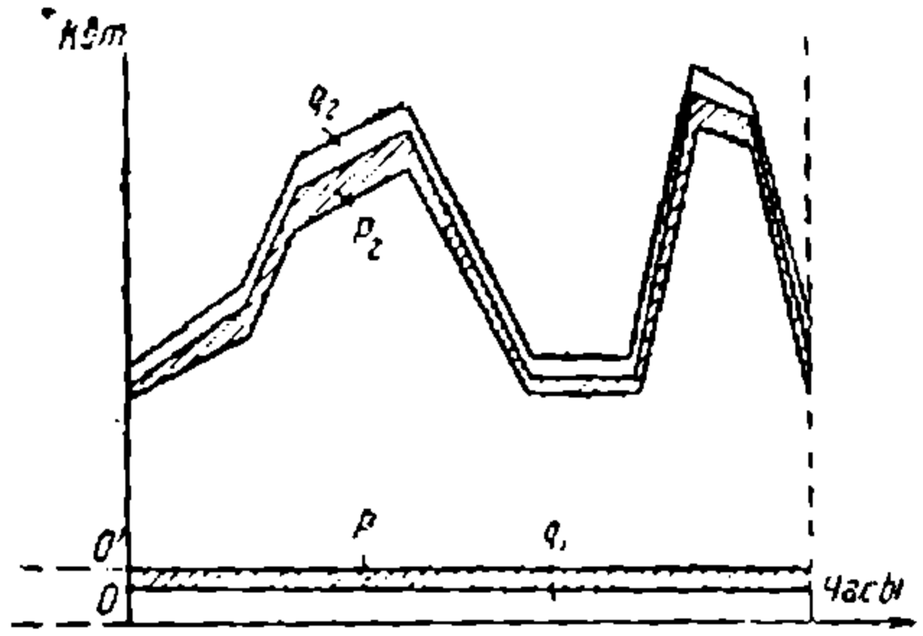
где K_c — коэфициент, больший единицы, учитывающий мощность для покрытия потерь энергии в сети;

$K_э$ — коэфициент самопотребления энергии, меньший единицы, учитывающий мощность, необходимую для сообственных нужд установки,

$\eta_{ген}$ — коэфициент полезного действия электрического генератора; в случае наличия ременной передачи или редуктора необходимо ввести также и соответствующий к. п. д.

Зная максимальную мощность двигателей, можно определить соответствующую ей максимальную нагрузку котельной. если мы имеем дело с паровыми двигателями, или производительность газогенераторов при газовых двигателях.

Однако знания этих величин недостаточно для проектирования установки и ее эксплуатации. Необходимо иметь возможность рационального выбора мощностей отдельных агрегатов (числа двигателей и котлов) и определения расхода пара или топлива за любой период времени (обычно за год). Для этого нужно знать изменение мощности во времени (достаточно по часам суток), т. е. необходимо построение на основе графиков потребления суточных графиков нагрузки установки, а также годовых ее графиков.



Фиг. 2. Построение графика нагрузки двигателей

p_1 — постоянные потери; p_2 — переменные потери; q_1 — постоянный расход на собственные нужды; q_2 — переменный расход на собственные нужды

Построение графика электрической нагрузки двигателей. Предположим, что мы имеем суммарный график электрического потребления, изображенный на фиг. 2. Для того чтобы построить график необходимой мощности двигателей по часам суток, к ординатам графика потребления необходимо прибавить потери мощности в сетях

НТБ ДНУЖТ

и в силовых сетевых трансформаторах, а также мощность, необходимую для электрических собственных нужд установки (для работы моторов вспомогательных механизмов и для освещения).

При определении потерь при передаче энергии необходимо иметь в виду, что потери эти состоят из потерь в железе трансформаторов, не зависящих от передаваемой мощности, и потерь в меди трансформаторов и линий, пропорциональных квадрату нагрузки. Для небольших городских и фабрично-заводских сетей потери в железе трансформаторов можно принимать равными 2%, переменные же потери могут быть приняты для меди трансформаторов в 1,5 — 2% и для линий в 8 — 10% от максимальной передаваемой мощности.

При меньшей передаваемой мощности процент переменных потерь уменьшается пропорционально уменьшению мощности, т. е., если, например, при 5 000 *квт* передаваемой мощности переменные потери составляют 10%, т. е. 500 *квт*, то при мощности в 2 500 *квт* они будут иметь величину в $\left(\frac{5\,000}{2\,500}\right)^2$ т. е. в четыре раза меньшую, а именно 125 *квт*, или только $\frac{10}{2} = 5\%$ от 2 500 *квт*.

Откладываем на графике суммарного потребления вниз от точки O' 2% от максимума графика потребления (для большей ясности построение делается не в масштабе). Сверху графика откладываем переменные потери в размере, соответствующем каждой нагрузке, согласно вышеуказанному расчету.

Расход мощности на собственные нужды принимается в процентах от максимальной нагрузки станции, причем часть его в размере около 40% не зависит от нагрузки станции, являясь постоянным расходом, а остальная часть (60%) пропорциональна нагрузке станции (мощность потребления + постоянные потери + переменные потери).

Например, при расходе на собственные нужды в 6% от максимальной мощности станции в 10 000 *квт* расход на собственные нужды при 5 000 *квт* будет равен 0,4 0,06 10 000 + 0,6 0,06 5 000 = = 420 *квт* вместо 600 *квт* при максимальной мощности станции.

Откладываем внизу графика под постоянными потерями (косая штриховка) постоянный расход q_1 на собственные нужды, а сверху переменных потерь (косая штриховка) откладываем переменный расход на собственные нужды q_2. Перенеся начало координат из точки O' в точку O, получим в результате всех построений суточный график нагрузки генераторов. Разделив его ординаты на коэфициент полезного действия генераторов, получим график потребной мощности первичных двигателей по часам суток.

Величины расхода энергии на собственные нужды теплосиловых установок при максимальной нагрузке в процентах от вырабатываемой энергии могут быть приняты согласно табл. 1, причем необходимо иметь в виду, что указанные ориентировочные проценты не определяют собой установленную мощность моторов собственных нужд, которая составляет больший процент от установленной мощности станции.

НТБ ДНУЖТ

Таблица 1

Расход энергии на собственные нужды для установок различных типов

Тип установки	% расхода энергии на собственные нужды	Примечание
Паровые установки		
Небольшие установки с ручными топками и естественной тягой	4	
Установки малой мощности с искусственной тягой, дутьем и механическими топками	7—8	
То же с бесподвальными турбинами (привод циркуляционных и конденсатных насосов от вала турбины)	5—7	В зависимости от степени теплофикационности
Установки малой мощности с бесподвальными турбинами и топками Ш-М	6—8	
Установки средней мощности на твердом топливе и механических топках	5—7	
Пылеугольные конденсационные станции	8—10	
Пылеугольные теплофикационные станции	10—13	
Локомобильные станции:		
а) с естественной тягой и противодавлением	1—2	
б) с искусственной тягой и оборотным охлаждением воды	8—9	
Установки с двигателями внутреннего сгорания		
Дизельные станции (с учетом расхода энергии на перекачку мазута и охлаждающие насосы)	0,5—1,5	
Гидроэлектрические станции:		
а) средней мощности	1,0—1,5	
б) большой мощности	0,4—0,6	

Построение графиков производительности котельной. При проектировании паросиловой установки кроме мощности двигателей необходимо установить паропроизводительность котельной, вычислить годовой расход пара и топлива и выбрать определенный тип котлов. Для этого требуется прежде всего составление суточного графика необходимой производительности котельной. Рассмотрим характерные случаи составления таких графиков.

1. Установка чисто силовая. В этом случае суточный график нагрузки котельной получается из графика электрической нагрузки путем умножения его ординат на соответствующий удельный расход нара с прибавкой потерь пара в паропроводах от котлов к двигателям. К полученным расходам должен быть прибавлен расход пара на собственные нужды установки.

НТБ ДНУЖТ

2. Установка смешанная с раздельной выработкой тепла и электроэнергии. При отпуске пара из котельной как для выработки электроэнергии, так и непосредственно потребителям график потребления пара двигателями (с учетом потерь в паропроводах от котлов к двигателям) должен быть суммирован с графиком расхода пара потребителями, затем должны быть прибавлены расходы пара на собственные нужды и потери котельной.

3. Установка смешанная с комбинированной выработкой тепла и электроэнергии (машины с отбором пара). В этом случае способом, указанным в главе 6, по суточному графику расхода пара из отбора машины и по графику электрической нагрузки составляется график полного расхода пара на машину по часам суток с учетом потерь в паропроводах от котлов до машин. Затем прибавляется расход пара на собственные нужды и потери котельной. Если, кроме отпуска пара, через отбор машины имеется отпуск его потребителям непосредственно из котельной, график расхода пара на машинный зал суммируется с графиком потребления его из котельной и затем прибавляются расходы пара на собственные нужды и потери котельной.

4. Установка с турбинами с противодавлением. В данном случае весь пар, отпускаемый потребителям, проходит через все ступени машины. Расход пара машинным залом равен потреблению пара, увеличенному на потери пара в паропроводах от котлов до турбины. Производительность котельной определяется по предыдущему с учетом собственных нужд и потерь в котельной.

Во всех случаях в графиках потребления пара, составленных при помощи уравнения (2), должны быть учтены потери тепла при транспорте его к потребителям. Численные величины этих потерь указаны в курсе «Теплофикация и тепловые сети». Ориентировочные численные величины процентов расхода пара на собственные нужды и потери котельной и машинного зала указаны в табл. 2 и, как видно из нее, в сильной степени зависят от характера оборудования котельной и условий ее работы.

Построение графиков нагрузки по ее продолжительности. Максимальные суммарная рабочая мощность двигателей и суммарная производительность котлов определяются по максимальной ординате соответствующих графиков для периодов максимального потребления. Для возможности рационального выбора мощности отдельных агрегатов и для определения годового расхода пара и топлива необходимо на основе суточных графиков, составленных для отдельных периодов года, построить годовые графики нагрузки по ее продолжительности, т. е. диаграмму часовых нагрузок за весь год, расположенных по оси абсцисс в порядке их убывания.

По оси абсцисс должно быть расположено 8 760 прямоугольников, изображающих часовые нагрузки, причем первый из них будет определять наибольшую нагрузку, а последний — наименьшую. Для

НТБ ДНУЖТ

Таблица 2

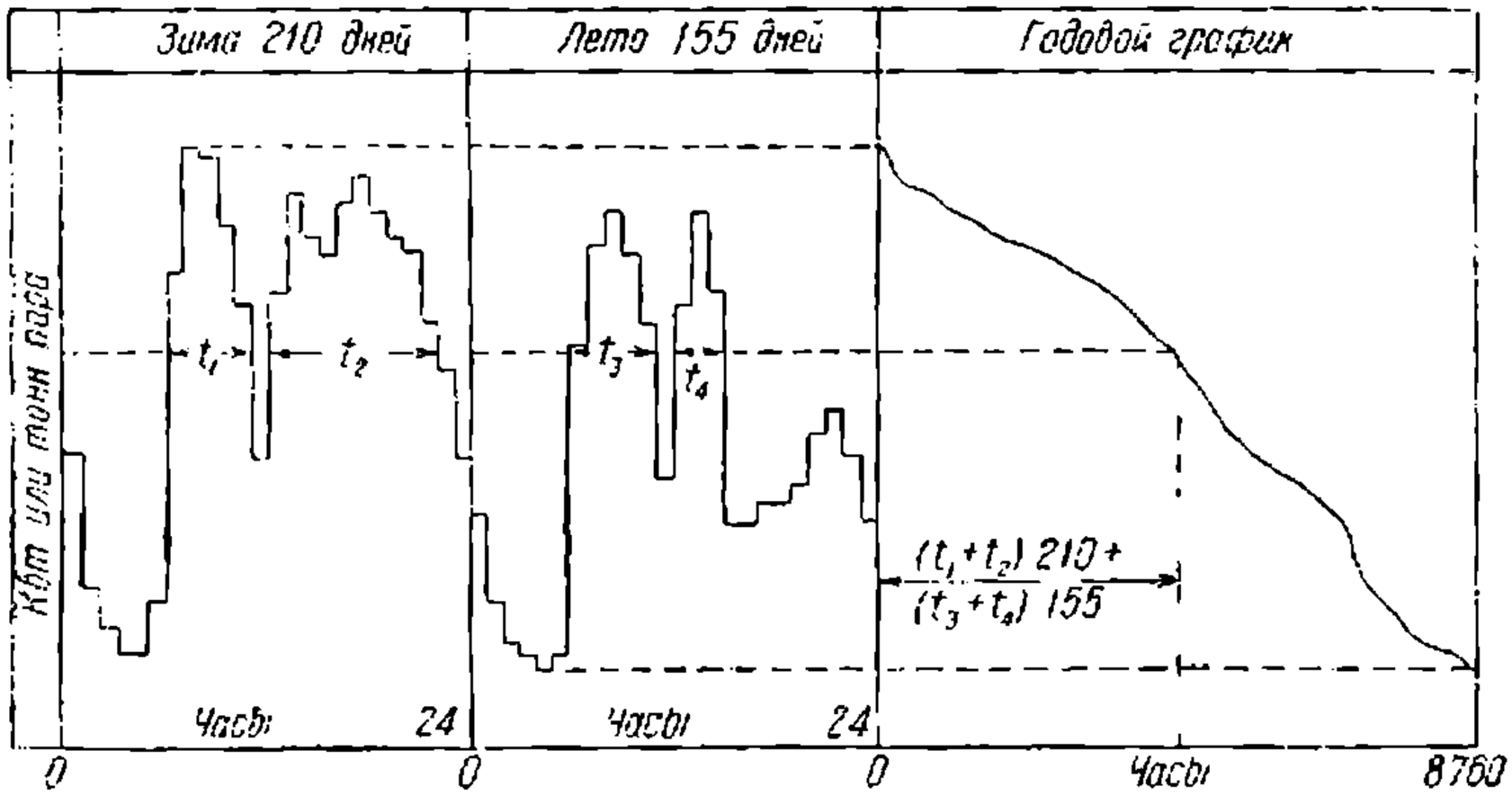
Расход пара на потери и собственные нужды теплосиловых установок

Назначение служебного расхода пара	Величина расхода в % от вырабатываемого пара	Примечание
Котельная		
Обдувка поверхностей нагрева (если обдувка производится сжатым воздухом, то расход на нее учитывается в расходе на электрические собственные нужды)	1,0—2,0	В зависимости от вида топлива и типа оборудования
Паровое дутье в топки	0—8	Расход пара на дутье не может иметь место одновременно с расходом пара на форсунки и разогрев мазута
Паровые мазутные форсунки (при механических форсунках расход на них учитывается в расходе электроэнергии)	0—4	
Паровые питательные насосы (постоянная работа или поддержание в резерве и опробование)	0,5—3	В зависимости от того, какие насосы работают постоянно: электрические или паровые
Разогрев мазута в хранилищах и баках; разогрев цистерн при сливе мазута	0—2	
На утечки через неплотности, на гудок, проверку предохранительных клапанов	0,5	
На конденсацию в паропроводах от котла до машин	0,5—0,75	
Итого	2,5—14,25	
Машинный зал		
Расход пара на эжекторы для отсасывания воздуха (рабочие и пусковые)	0,5—1	При водоструйных эжекторах или мокровоздушных насосах отсутствует, и расход энергии на них относится к электрическим собственным нуждам
Расход на поддержание в горячем состоянии паровых резервных приводов	0—1	
Итого	0,5—2	

НТБ ДНУЖТ

этого способа необходимо иметь суточные графики для всех 365 суток в году. Для упрощения построения ограничиваются обычно двумя графиками: зимним и летним, принимая продолжительность зимнего и летнего периодов равной некоторому числу дней, например 210 дней для зимнего и 155 дней для летнего, считая, что графики остаются постоянными в течение этого времени. Иногда строят графики для четырех периодов: весны, лета, осени и зимы. Продолжительность периодов зависит от климата данной местности.

Метод построения годового графика является одинаковым как для электрического графика, так и для парового. На фиг. 3 показано по-



Фиг. 3. Построение годового графика нагрузки по продолжительности по зимнему и летнему суточным графикам нагрузки (для паровой или электрической нагрузок)

строение для одной нагрузки, соответственно которой проведена линия, параллельная оси абсцисс. Построение для других нагрузок производится аналогично. Чем для большего числа нагрузок будет произведено построение, тем точнее получится годовой график. Площадь, ограниченная кривой графика, представляет собой в некотором масштабе количество выработанных двигателем киловатт-часов или же количество тонн пара, выработанных котельной, в зависимости от того, для какой нагрузки построен график: для электрической или паровой.

Имея годовой график электрической и паровой нагрузок, можно способами, указанными на стр. 52, выбрать мощности отдельных двигателей и котлов, наиболее рациональные с точки зрения их использования, а также определить годовой расход пара или топлива.

§ 4. Способы удовлетворения графиков электрической и тепловой нагрузок потребителей двигателями различных типов

Работа по свободному электрическому графику. В случае отпуска потребителям только электрической энергии можно, изменяя количество входящего в двигатели пара или топлива (в зависимости от

НТБ ДНУЖТ

типа двигателя), изменять их мощность в соответствии с требованиями графика электрической нагрузки в пределах располагаемой мощности двигателей, не будучи связанными при этом никакими ограничивающими обстоятельствами. Такая работа двигателей называется работой по свободному электрическому графику. По такому графику работают двигатели внутреннего сгорания, паровые двигатели с конденсацией пара, а иногда паровые двигатели, работающие на выхлоп (без использования отходящего тепла). Установки с двигателями указанных типов могут работать без всяких затруднений как изолированно, удовлетворяя график электрической нагрузки своего завода или района, так и связанно с какой-либо электрической системой, выполняя в отношении электрической мощности задания диспетчера системы.

Работа по свободному тепловому графику. Представим себе, что пар, выходящий из машины, работающей с противодавлением (турбины) паровой машины, локомобиля), используется для нужд теплового потребления. Если бы в каждый момент количество требуемого потребителями пара точно соответствовало количеству, необходимому для создания электрической мощности, требующейся по графику электрической нагрузки, то мы имели бы идеальный способ работы с полным использованием тепла пара при удовлетворении при этом требований графиков как тепловой, так и электрической нагрузки. Однако такого случая в действительности не бывает. Тепловые и электрические графики никогда не находятся в таком соответствии, так как требования тепловых и электрических потребителей не находятся ни в какой связи между собой. Если мы имеем установку, не находящуюся в связи с какой-либо электрической системой, то в моменты большого потребления тепла электрическая мощность машины может оказаться большей, чем требуется по электрическому графику, и количество пропускаемого через машину пара должно быть уменьшено для приведения мощности машины в соответствии с электрическим графиком. Недодаваемое при этом потребителю тепло придется отпускать ему непосредственно из котлов (через редукционный вентиль). В моменты большой электрической нагрузки и малого теплового потребления придется, наоборот, излишний пар выпускать в атмосферу, теряя как его тепло, так и его конденсат, что вызовет, кроме тепловых потерь, необходимость увеличения добавки воды в систему питания котлов. Таким образом, изолированная работа установки с использованием отработавшего пара машин с противодавлением неудобна и при значительных несоответствиях тепловой и электрической нагрузки неэкономична в эксплуатации. Поэтому такие машины устанавливаются обычно для работы в параллель с какой-либо электрической системой, которая является в этом случае буфером электрической мощности. Машины при этом работают по свободному тепловому графику и вынужденному электрическому, т. е. пропуск пара через машину все время соответствует тепловому потреблению, электрическая же мощность является функцией теплового потребления. Недостаток ее

НТБ ДНУЖТ

сравнительно с требованиями электрического графика пополняется из системы (буфер), избыток же отдается в ту же систему.

Совершенно очевидно, что внешняя электрическая система может быть заменена установленной на самой теплосиловой установке конденсационной машиной достаточной мощности, могущей воспринимать колебания электрической мощности машины с противодавлением.

Работа по смешанному графику (машины с отбором пара). При несоответствии тепловых и электрических нагрузок, особенно в случае больших электрических и малых тепловых, работа машин с противодавлением неэкономична вследствие необходимости выпуска части пара в атмосферу. Можно повысить экономичность установки, заставляя избыток пара производить работу в ступени низкого давления машины при расширении его до давления в конденсаторе. В этом состоит принцип работы машин с отбором пара (как турбин, так и поршневых машин), которые в настоящее время получили очень широкое распространение (имеются в виду паровые турбины). В последнее время нашими заводами стали выпускаться также локомобили с отбором пара.

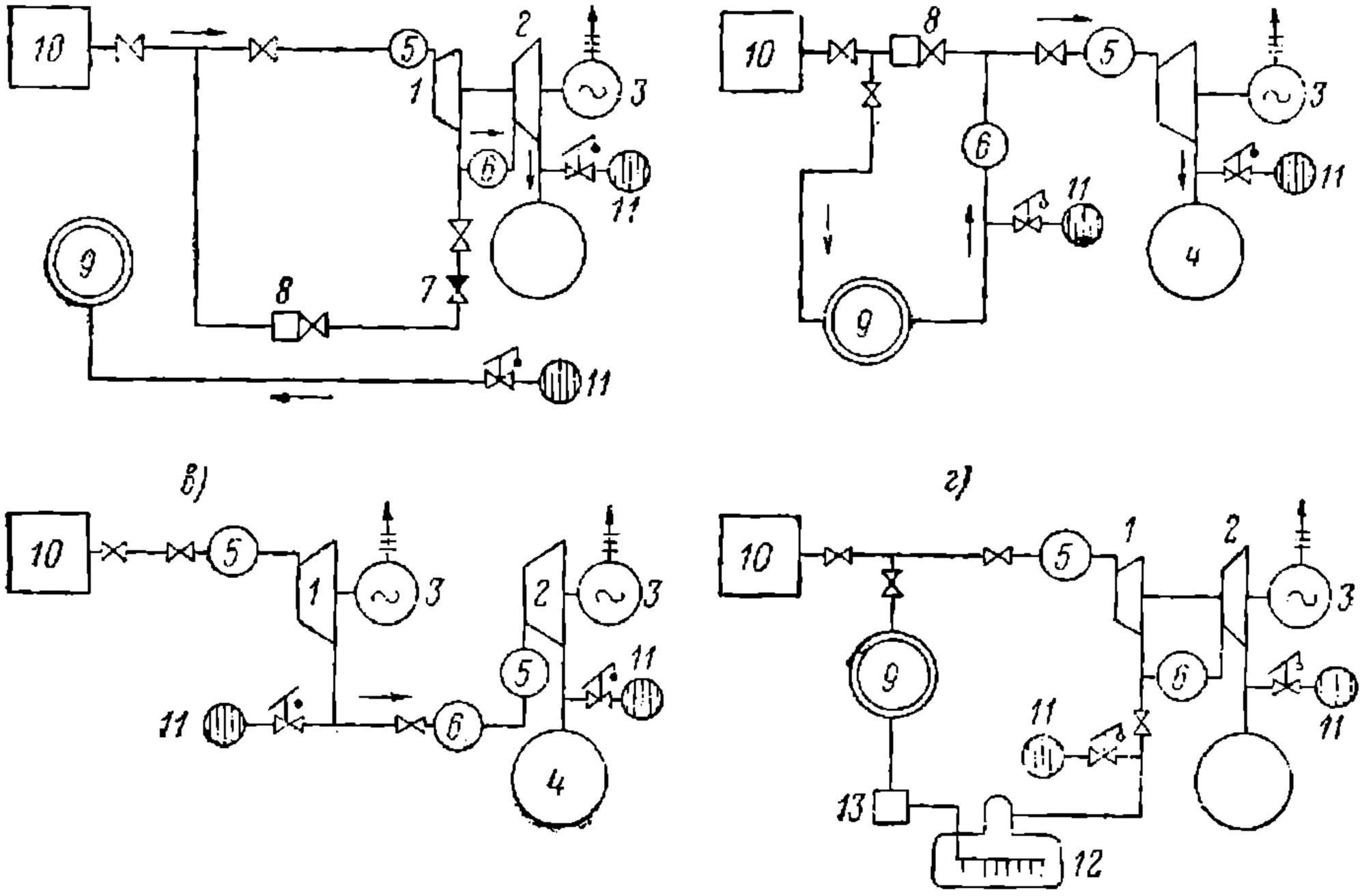
Турбины с отбором пара рассчитываются обычно таким образом, что могут развивать полную электрическую мощность как при работе без отбора пара (при чисто конденсационном режиме), так и при максимально возможном отборе за счет изменения количества пара, проходящего через ступени, расположенные за отбором. Эти турбины могут работать по свободному тепловому и свободному электрическому графику в пределах своей электрической мощности и максимально допустимого отбора пара почти без всяких ограничений и очень удобны для работы на изолированных установках. Лишь в случае сравнительно малой электрической нагрузки при изолированной работе электрическая мощность, вырабатываемая одним отбираемым паром при проходе его через ступени высокого давления, может оказаться больше требуемой по графику (имеется совпадение во времени большого отбора пара и малого электрического потребления). При этом приходится уменьшать отбор пара до соответствующей электрической нагрузке величины и недостающий пар подавать потребителю через редуктор из котлов. Такие случаи бывают редко, однако при проектировании установки все же следует проверить графики электрической мощности и расхода пара из отбора с указанной точки зрения, чтобы была возможность учесть редуцируемый свежий пар при составлении графика расхода пара непосредственно из котлов. Для проверки следует на графике расхода пара из отбора нанести график мощности, вырабатываемой только на паре из отбора (способ вычисления мощности указан в главе 6 § 4), и сравнить этот график с графиком электрической нагрузки. Кроме указанного случая добавка пара через редуктор, очевидно, необходима при превышении количества требуемого отборного пара над максимально допустимой его величиной для данной машины. При работе машин с отбором пара в параллель с электрической системой, принципиально говоря, возможен случай работы их по свободному тепловому и вынужденному электрическому графику (при отсутствии прохода

НТБ ДНУЖТ

пара через ступени низкого давления), т. е. с режимом машины с противодавлением. Однако практически такой случай может встретиться очень редко, так как неиспользование электрической мощности машин в наших условиях вряд ли может иметь место (разве только в первое время после их установки).

Принципиальная схема турбины с отбором пара изображена на фиг. 4, *а*.

Турбина с отбором пара и конденсацией должна в каждый данный момент развивать мощность, соответствующую электрической нагрузке,



Фиг. 4. Схема установок с использованием отработавшего пара

а — установка с турбиной с отбором пара; *б* — установка с турбиной мятого пара; *в* — установка с предвключенной турбиной; *г* — установка с турбиной двух давлений и с аккумулятором мятого пара

1 — ц. в. д. турбины; *2* — ц. н. д. турбины; *3* — электрический генератор; *4* — конденсатор; *5* — центробежный регулятор; *6* — регулятор давления; *7* — обратный клапан; *8* — редуктор; *9* — потребители пара; *10* котел; *11* предохранительный клапан; *12* — аккумулятор пара; *13* — маслоочиститель (при отработавшем паре поршневых машин)

и покрывать потребность в паре определенного давления. Поэтому она имеет как регулятор числа оборотов, так и регулятор давления, который при всех величинах отбора поддерживает постоянное давление в линии отбора.

Если требуется пар двух давлений, то могут применяться турбины с двумя отборами пара, регулирование которых основано на тех же принципах, но более сложно. Больше двух регулируемых отборов не делают.

Для целей подогрева питательной воды в самой теплосиловой установке в последнее время широко применяются так называемые реге-

НТБ ДНУЖТ

неративные отборы пара, иногда в количестве до четырех отборов. Давление этих отборов не регулируется, а изменяется в зависимости от нагрузки турбины. Работа таких турбин в отношении регулирования не отличается от работы чисто конденсационных турбин. Они носят название конденсационных турбин с регенеративными отборами.

Применяются также турбины с отбором пара и противодавлением. Если такая турбина работает изолированно, то имеются налицо все недостатки изолированной работы турбин с противодавлением.

Если же такая турбина работает в параллель с сетью, то она может работать по свободному тепловому графику.

Работа машин особых типов. К машинам особых типов следует отнести турбины с ухудшенным вакуумом, мятого пара и турбины двух давлений.

Турбины с ухудшенным вакуумом являются частным случаем турбин с противодавлением. Давление в конденсаторе у этих машин больше, чем у нормальных конденсационных (0,8—0,9 *ата*), соответственно чему температура входящего в конденсатор пара, а следовательно, и температура выходящей циркуляционной воды имеет также повышенные значения (80 — 90°) сравнительно с нормальными конденсационными турбинами. Нагретая циркуляционная вода направляется потребителям тепла и возвращается в конденсатор, отдав часть своего теплосодержания потребителю. Конденсаторы таких турбин имеют специальную конструкцию, допускающую работу при высоких температурах воды. Температура воды в зависимости от количества требуемого тепла изменяется регулированием кратности охлаждения. Максимальная электрическая мощность машины с увеличением температуры воды падает вследствие того, что располагаемое теплопадение уменьшается с увеличением противодавления в конденсаторе, что вызывает увеличение расхода пара на 1 *квт-ч* вырабатываемой энергии, турбина же рассчитывается на определенный максимальный пропуск пара через ее рабочие органы. Очевидно, что в моменты большого теплового потребления турбина может дать малую мощность, в моменты же большой электрической нагрузки возможен малый отпуск тепла, и что для возможности удовлетворения как теплового, так и электрического графика турбогенератор с ухудшенным вакуумом должен работать в параллель с буферной электрической сетью, как и турбогенератор с противодавлением.

Турбины мятого пара (конденсационные) применяются для использования отработавшего пара из производства, например от машин шахтных подъемников, прокатных станов, паровых молотов, и работают паром низкого давления (1 — 2 *ата*). Если отработавший пар поступает в турбину неравномерно, толчками, то между источником пара и турбиной включается паровой аккумулятор. Если представить себе изолированно работающую турбину мятого пара, то можно увидеть, что работа ее обладает дефектами, аналогичными дефектам изолированно работающей турбины с противодавлением, а именно: в слу-

НТБ ДНУЖТ

чае недостатка пара для создания необходимой электрической мощности приходится добавлять свежий редуцированный пар; если же пара поступает больше, чем нужно, то избыток его выпускается в атмосферу. Следовательно, и в данном случае требуется буфер электрической мощности, т. е. параллельная работа турбогенератора с электрической сетью. Если турбина при этом рассчитана на максимальный возврат пара с производства, то выпуска пара в атмосферу не потребуется ни при каких условиях.

Схема установки с турбиной мятого пара изображена на фиг. 4,*б*.

Так как турбины мятого пара представляют собой обычные конденсационные турбины, то в качестве турбин мятого пара могут быть использованы турбины какой-либо установки в случае перевода ее на высокое давление. Существующие котлы при этом заменяются котлами высокого давления и между ними и старыми турбинами включаются турбины высокого давления с противодавлением, равным рабочему давлению старых турбин, которые и используют пар, прошедший через турбину высокого давления; последние в этом случае называются предвключенными турбинами (или форшальт-турбинами). Схема такой установки изображена на фиг. 4, *в*.

Турбины двух давлений. Чтобы обеспечить непрерывность работы турбины мятого пара при периодичности подачи отработавшего пара, ее комбинируют с частью высокого давления, получающей пар из котлов. Такие турбины называются турбинами двойного давления. При отсутствии мятого пара они работают как обычные конденсационные машины, получая пар из котельной. При наличии мятого пара он используется в первую очередь, недостаток же пара для создания электрической мощности пополняется из котлов через часть высокого давления. Такие турбины могут работать и изолированно и в параллель с сетью, причем при изолированной работе на линии мятого пара должен быть предохранительный клапан для выпуска излишнего пара против требуемого для создания электрической мощности (при малых нагрузках). Схема установки с турбиной двух давлений изображена на фиг. 4, *г*.

ГЛАВА 3

НОМЕНКЛАТУРА МОЩНОСТЕЙ ПЕРВИЧНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ПАРОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОТЛОВ

§ 1. Номинальная мощность

Термин «номинальная мощность» вошел в обиход со времени появления первых паровых машин, когда определение мощности производилось по размерам цилиндра. В то время число оборотов машин и давление пара были весьма однородны для различных установок, так что мощность машины могла быть выражена функцией только объема цилиндра, и в Англии, например, определялась из равенства

$$N = BFS,$$

НТБ ДНУЖТ

где B — постоянная величина;
F — площадь поршня;
S — ход поршня.

В настоящее время при различных давлениях и числах оборотов, на которые строятся машины, такое определение мощности дает совершенно неверные результаты. Например, 1 *ЛС* английских локомобилей соответствует двум-трем истинным лошадиным силам, а одна номинальная лошадиная сила волжских судовых старых паровых машин равна четырем истинным лошадиным силам. Поэтому термин «номинальная мощность» в настоящее время больше применяться не должен.

§ 2. Нормальная мощность

Нормальная мощность $N_н$ двигателя (или экономическая) соответствует той мощности, при которой удельный расход тепла наименьший. Эта мощность имеет большое значение при выборе двигателя, наивыгоднейшего для работы по данному графику нагрузки.

§ 3. Максимально длительная мощность

Максимально длительная мощность $N_{мд}$ является той мощностью двигателя, которую он может развивать неопределенно долгое время без заметного износа и перегрева частей. Заводы рассчитывают двигатели с точки зрения механической прочности именно на эту мощность с некоторой кратковременной перегрузкой. Следует отметить, что максимально длительная мощность работающих двигателей часто может быть несколько повышена против заводских данных после проверки путем расчета, согласованного с заводом или с соответствующей организацией (ОРГРЭС, ЦКТИ). Возможность повышения максимально-длительных мощностей была обнаружена в связи с развитием стахановского движения на электростанциях Главэнерго.

§ 4. Максимально кратковременная мощность

Максимально кратковременная (перегрузочная) мощность N_{max} двигателя является пределом мощности двигателя и определяется постепенным нагружением двигателя. При нагрузках, превышающих максимальную кратковременную мощность, двигатель начинает быстро уменьшать число оборотов, если генератор, соединенный с ним, не работает в параллель с посторонней электрической сетью. В последнем случае число оборотов его уменьшаться не будет, но могут возникнуть усилия, опасные для прочности деталей двигателя. Работа двигателя при максимально кратковременной мощности допускается лишь короткое время, обычно указываемое заводами-изготовителями,во избежание сильного износа и перегрева частей.

§ 5. Номенклатура мощностей котлов

Очень часто для производительности котельных агрегатов применяют ту же номенклатуру, как и для мощностей двигателей, что нельзя признать правильным, поскольку для производительностей котлов нет

НТБ ДНУЖТ

возможности сделать указанное разграничение с той степенью четкости, которая возможна для двигателей. Если возможно достаточно точно установить понятие о нормальной нагрузке котла, т. е. о той его производительности, при которой к. п. д. котла имеет наибольшее значение, и о предельной нагрузке, то разграничить определенно максимально-длительную нагрузку от предельной не представляется возможным. Производительность котельного агрегата ограничивается с точки зрения сохранности котла и безаварийности работы всего комплекса оборудования установки возможностью появления главным образом следующих нарушений его нормальной работы:

а) недопустимого повышения температур газов в различных участках газоходов, в частности в перегревателе, что может вызвать излишний перегрев пара и порчу материала перегревателя и в дальнейшем перегорание труб, а в воздушном подогревателе может вызвать перегорание его пластин;

б) недопустимой величины уноса воды с паром из котла, что вызывает занос перегревателя солями и в дальнейшем перегорание его труб, занос воды в паропровод и даже в двигатели, что может служить причиной серьезных аварий;

в) нарушения циркуляции воды и перегорания трую в экранах или в кипятильных пучках.

Если допускать работу котла хотя бы с одним из перечисленных нарушений нормальной работы даже на очень короткие промежутки времени, то неизбежно произойдет повреждение соответствующего его элемента если не сразу, то во всяком случае через некоторый период времени. Нагрузку котла, при которой еще не появляется хотя бы одно из перечисленных обстоятельств, следует считать предельно возможной нагрузкой котла.

Эту нагрузку следует считать и за максимально длительную, поскольку даже длительная работа котла при ней еще безопасна и понятия предельной и максимально длительной производительности для котлов объединяются в одно понятие. Котел может работать длительно в диапазоне нагрузки от нуля до предельной, и величина нагрузки будет влиять лишь на его к. п. д., имеющий наибольшую величину при нормальной нагрузке и сильно падающий при приближении к предельной нагрузке главным образом за счет увеличения потерь с уходящими газами и с механическим недожогом (унос).

Иногда (при получении партии сильно шлакующегося топлива) определяемая условиями шлакования предельная нагрузка может оказаться очень близкой к нормальной нагрузке и даже ниже ее. В последнее время заводы указывают для котлов только две нагрузки: нормальную и предельную, в предположении отсутствия ограничения последней шлакованием топок[1].

---

[1] Методы борьбы со шлакованием рассмотрены, например, в «Руководящих указаниях по эксплуатации котельных установок электростанций», Главэнерго, 1938 г.

НТБ ДНУЖТ

§ 6. Выбор двигателей и котлов для покрытия графиков нагрузки

При выборе мощностей двигателей для покрытия пика электрического графика расчет ведут обычно исходя из максимально длительной мощности двигателей, за исключением случаев, когда график имеет очень кратковременные пики, покрыть которые возможно за счет увеличения мощности двигателей до кратковременной (предельной).

При выборе числа котлов для покрытия максимальной ординаты графика паровой нагрузки исходят (в зависимости от типа и назначения теплосиловой установки) из нормальной или из максимальной производительности котлов (см. главу 17), что сказывается на величине резервной производительности котельной.

Нормальная и максимальная производительности котлов принимаются при этом согласно данным завода-изготовителя, если в распоряжении проектирующих организаций не имеется вполне определенных данных о действительных производительностях котлов данного типа, уже работающих в аналогичных условиях. При наличии таких сведений данные заводов соответствующим образом корректируются.

§ 7. Установленная мощность станции

Установленной мощностью станции называется сумма максимально длительных мощностей всех установленных двигателей, включая резервные. В отчетных данных станций иногда встречается величина средней годовой установленной мощности, определяемая в случаях, когда в течение года были введены в работу новые агрегаты или же была повышена мощность некоторых агрегатов (перемаркировка), и равная

$$N_{уст}^{ср} = \frac{N'_{уст} T_1 + N''_{уст} T_2 + \dots}{8\,760},$$

где $N'_{уст}$ и $N'_{уст}$ — установленные мощности станции в течение отдельных отрезков времени:

T_1, $T_2 \dots$ — продолжительность их в часах.

Для установленной мощности котельной могут быть составлены аналогичные выражения.

Вследствие того, что при уменьшении температуры охлаждающего воздуха мощность электрических генераторов может быть повышена (при наличии некоторого запаса в мощности двигателя при этом может быть повышена мощность всего агрегата), иногда различают круглогодовую мощность двигателя, развиваемую длительно при температуре входящего охладающего воздуха в 35°, от его сезонной мощности, которая может длительно развиваться во время осенне-зимнего периода при температуре воздуха в 20 — 25° (имеется в виду замкнутая система охлаждения генераторов).

НТБ ДНУЖТ

ГЛАВА 4

КОЭФИЦИЕНТЫ И ВЕЛИЧИНЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РЕЖИМ РАБОТЫ ТЕПЛОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ И ОТДЕЛЬНЫХ ЕЕ ЭЛЕМЕНТОВ

Перечисленные ниже величины и коэфициенты, характеризующие режим работы установки, вычисленные на основе регистрации результатов эксплуатации (технической статистики) действующей установки, дают возможность уяснить условия ее рабочего процесса, сравнить результаты эксплуатации с результатами предшествующего времени и оценить качество ведения эксплуатации. При проектировании установки выявление будущих показателей ее режима дает возможность судить о будущих условиях ее эксплуатации и надежности ее работы.

§ 1. Средняя нагрузка двигателей и всей теплосиловой установки

Если установка имеет только один двигатель, то его средняя нагрузка равна частному от деления количества выработанной им энергии на число часов его работы, т. е.

$$N_{ср}^{дв} = \frac{Э}{t}.$$

Средняя нагрузка установки при этом будет равна $N_{ср} = \frac{Э}{T}$, причем, вообще говоря, $N_{ср}^{дв}$, $N_{ср}$, так как двигатель должен находиться в течение некоторого времени $(T - t)$ в ремонте. В дальнейшем изложении мы будем относить все величины и коэфициенты к периоду времени, равному одному году, т. е. принимать $T = 8\,760$ час., так как при проектировании установки показатели ее работы определяются обычно в годовом разрезе. Метод вычисления показателей остается одинаковым для любого периода времени.

При наличии нескольких двигателей в установке вводится понятие о числе машино-часов $m = \Sigma i\tau$, равном сумме произведений из числа одновременно работавших машин на число часов их одновременной работы, для различных отрезков времени τ в течение данного периода.

Число машино-часов может быть выражено так же, как $m = \Sigma t$, т. е. суммой чисел часов работы всех машин, работавших в течение данного периода.

Например, для графика нагрузки, изображенного на фиг. 5, число машино-часов

$$m = t_1 - t_2 + 2(t_2 - t_3) + 3t_3 = t_1 + t_2 + t_3.$$

Для установки с несколькими двигателями средняя нагрузка двигателей будет равна

$$N_{ср}^{дв} = \frac{Э_{год}}{m}, \tag{4}$$

где $Э_{год}$ — выработанное за год количество энергии;
m — число рабочих машино-часов в течение года.

НТБ ДНУЖТ

Средняя годовая нагрузка установки будет иметь большую величину, а именно

$$N_{ср} = \frac{Э_{год}}{8\,760}.$$

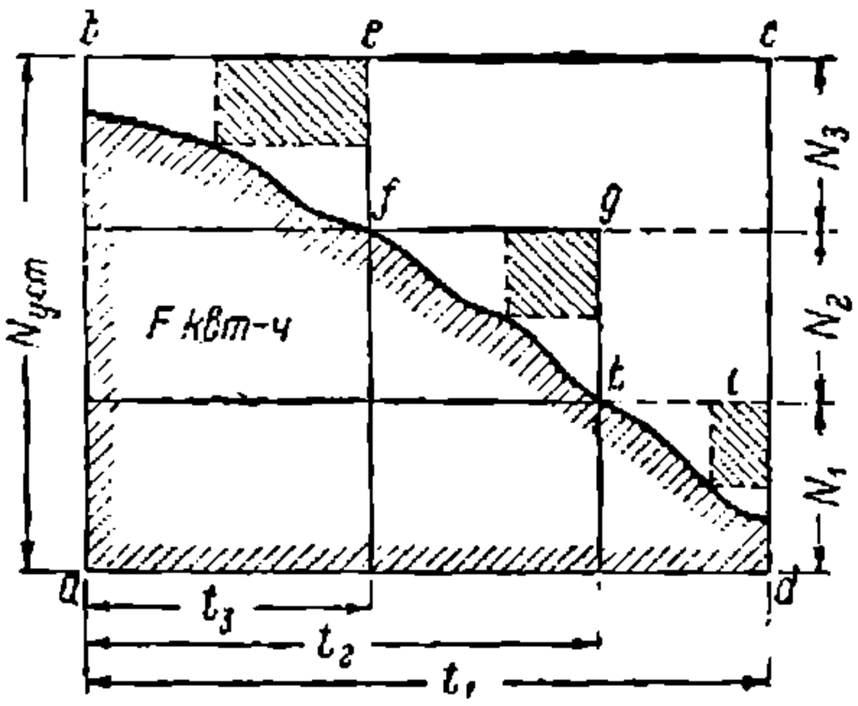
Зная среднюю нагрузку двигателей, можно определить их средний коэфициент загрузки

$$f_{ср} = \frac{N_{ср}^{дв}}{N}, \qquad (5)$$

где N — максимально длительная мощность одного двигателя.

Коэфициент $f_{ср}$ характеризует среднюю загрузку двигателей в течение их фактических часов работы.

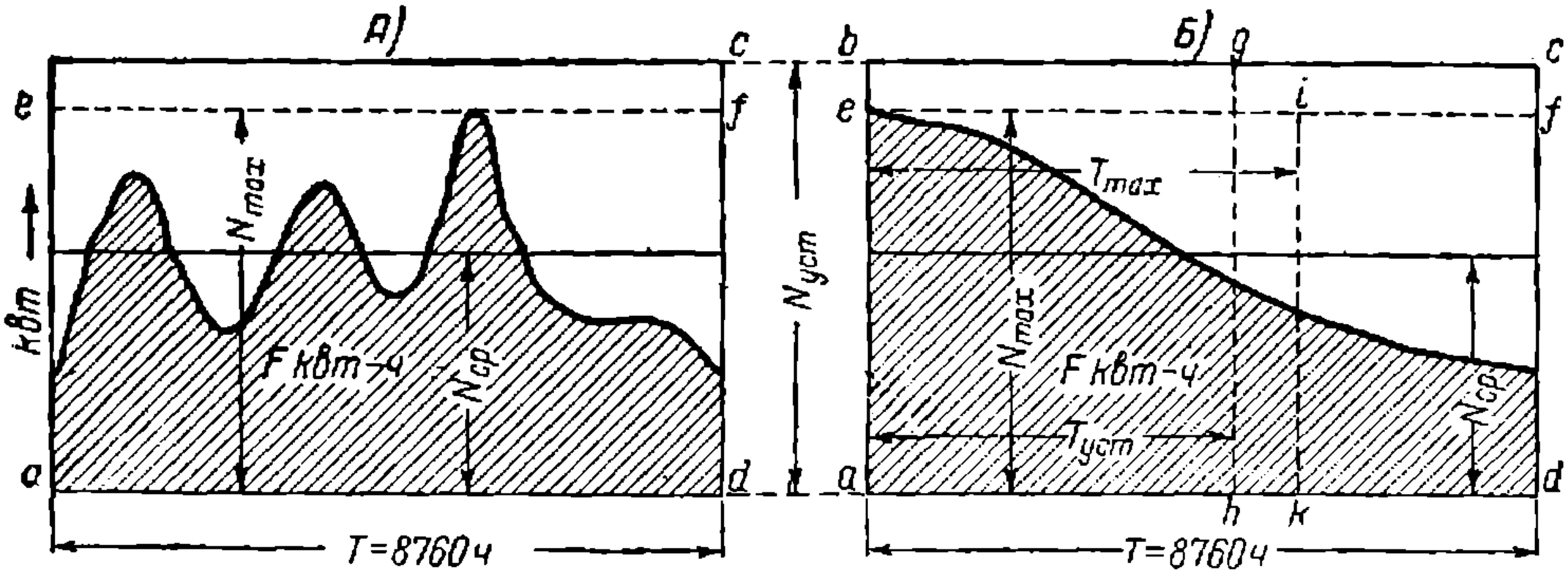
В случае если на установке имеются различные двигатели, то их средние нагрузки и коэфициенты загрузки должны быть вычислены отдельно для каждого двигателя, исходя из его мощности, выработанной им энергии и числа часов его работы.



Фиг. 5. Определение числа машино-часов и коэфициента рабочего времени

§ 2. Коэфициент использования установленной мощности

Этот коэфициент представляет собой отношение количества фактически выработанной энергии к тому количеству энергии, которое может быть выработано при работе всех двигателей с полной мощностью



Фиг. 6. Графическое изображение коэфициентов режима работы

А — годовой график нагрузки по часам; *Б* — годовой график нагрузки по продолжительности

в течение всего года, и равен отношению площади F диаграммы годового графика нагрузки (фиг. 6) к площади прямоугольника, основанием которого служит число часов в году, а высотой — установленная мощ-

НТБ ДНУЖТ

ность станции, т. е. сумма максимально длительных мощностей всех двигателей. Коэфициент использования выражается равенством,

$$K_u = \frac{Э_{год}}{N_{уст} \cdot 8\,760} = \frac{N_{ср}}{N_{уст}} \quad \frac{8\,760}{8\,760} = \frac{F}{\square abcd} = \frac{N_{ср}}{N_{уст}}, \qquad (6)$$

т. е. может быть представлен также в виде отношения средней нагрузки установки к установленной мощности, и в отличие от коэфициента загрузки двигателей, указывающего на степень загрузки их во время часов фактической работы, характеризует загрузку двигателей в среднем за целый год, т. е. с учетом времени нахождения их в резерве или ремонте. Величина K_u может теоретически колебаться от нуля до единицы, причем максимальная его величина соответствует работе всех машин с полной мощностью в течение всего года.

§ 3. Коэфициент нагрузки

Коэфициент нагрузки установки

$$K_н = \frac{N_{ср}}{N_{max}} = \frac{F}{\square aefd} = \frac{Э_{год}}{N_{max} \cdot 8\,760} \qquad (7)$$

равен отношению средней нагрузки к максимальной и представляет собой отношение площади диаграммы графика к площади прямоугольника, высота которого равна максимальной нагрузке установки, имевшей место в течение года. Этот коэфициент характеризует степень заполнения диаграммы графика, т. е. равномерность нагрузки в течение года.

§ 4. Число часов использования установленной мощности и годового максимума

Если разделить количество выработанной за год энергии на установленную мощность, то получим число часов, в течение которого установка, работающая с полной мощностью, вырабатывала бы то же годовое количество энергии. Это число часов называется числом часов использования установленной мощности и пропорционально коэфициенту использования, т. е.

$$T_{уст} = \frac{N_{ср} \cdot 8\,760}{N_{уст}} = K_u \cdot 8\,760 = \frac{Э_{год}}{N_{уст}} \text{час.} \qquad (8)$$

Число часов использования установленной мощности характеризует степень использования установленной мощности.

Графическое изображение числа часов $T_{уст}$ представлено на фиг. 6 и равно основанию прямоугольника $abgh$, площадь которого равна площади F, а высота равна установленной мощности.

Если разделить количество выработанной энергии на имевшуюся за год максимальную нагрузку, то мы получим число часов использования максимума

$$T_{max} = \frac{N_{ср} \cdot 8\,760}{N_{max}} = K_н \cdot 8\,760 = \frac{Э_{год}}{N_{max}} \text{ час.}, \qquad (9)$$

НТБ ДНУЖТ

пропорциональное коэфициенту нагрузки и характеризующее, как и $K_н$, степень равномерности графика. Это число часов равно основанию прямоугольника *aeik*, площадь которого равна F, а высота — максимальной нагрузке, и представляет собой то число часов, в течение которого установка, работая с мощностью, равной имевшей место максимальной нагрузке, выработала бы то же годовое количество энергии.

§ 5. Коэфициент резерва

Обычно $T_{уст} < T_{max}$, равно как и $K_и < K_н$, поскольку $N_{уст} > N_{max}$. Коэфициент использования может быть равен коэфициенту нагрузки лишь в том случае, если установка хотя бы один момент в году работала с полной установленной мощностью, т. е. без резерва, и будет больше коэфициента нагрузки, если установка хотя бы весьма кратковременно работала с мощностью, большей установленной, т. е. с перегрузкой. Очевидно, что если $K_и = K_н$, то установка работает в моменты максимальной нагрузки в очень напряженных условиях, не говоря уже о случае, когда $K_и > K_н$.

Отношение

$$K_р = \frac{K_н}{K_и} = \frac{N_{уст}}{N_{max}} \tag{10}$$

называется коэфициентом резерва, который, как правило, должен быть больше единицы, и показывает, какой имеется резерв мощности в момент максимальной нагрузки.

§ 6. Коэфициент рабочего времени

Коэфициентом рабочего времени (или продолжительности работы) называется отношение той энергии, которая могла бы быть выработана работавшими двигателями за время их фактической работы при условии их полной загрузки, к той энергии, которая могла бы быть выработана за весь период времени (за год) всеми установленными двигателями.

Коэфициент рабочего времени

$$K_в = \frac{N_1 t_1 + N_2 t_2 + \ldots}{8\,760\,(N_1 + N_2 + \ldots)} = \frac{\Sigma Nt}{\Sigma N \cdot 8\,760}. \tag{11}$$

Если все двигатели одинаковой мощности и их число z, то

$$K_в = \frac{\Sigma t}{z \cdot 8\,760} = \frac{m}{M} =$$

$$= \frac{\text{фактическое число машино-часов}}{\text{максимально возможное число машино-часов}}. \tag{11'}$$

Величина $K_в$ показывает, какую часть года двигатели находились в работе, а $(1 - K^в)$ — долю года, соответствующую времени нахо-

НТБ ДНУЖТ

ждения их в резерве или ремонте. Таким образом, величина $K_в$ дает возможность судить о времени, которое могло быть использовано для ремонта и ревизий оборудования.

Если обратиться к выражению (6) коэфициента использования, то мы увидим, что при двигателях равной мощности последний принимает вид

$$K_и = \frac{mN_{ср}^{дв}}{z \cdot N \cdot 8\,760} = \frac{N_{ср}^{дв}}{N} \cdot \frac{m}{8\,760\,z} = f_{ср} K_в \qquad (12)$$

т. е. равен произведению среднего коэфициента загрузки двигателей и коэфициента рабочего времени станции.

Очевидно, что это соотношение остается справедливым и при двигателях разной мощности, только вывод его становится более сложным.

Величина $K_в$ сильно зависит от числа агрегатов, работающих во время максимума нагрузки, и ограничивается следующими соображениями. Если предположить, что один агрегат находится всегда в резерве, то при двух агрегатах на установке, работающей непрерывно в течение года, $K_в = 0{,}5$, при трех агрегатах величина его может колебаться от 0,33 до 0,66. Своему максимальному значению, т. е. единице, $K_в$ равен в случае работы всех двигателей в течение всего года.

Коэфициент рабочего времени всегда больше коэфициента использования и, как видно из выражения (12), может быть равен ему лишь при $f = 1{,}0$, т. е. если двигатели работают всегда с полной мощностью. Чем ближе величина коэфициента рабочего времени к величине коэфициента использования, тем больше степень загрузки двигателей; таким образом, о величине последней можно судить по соотношению величин $K_в$ и $K_и$. Равенство $K_и$ и $K_в$, соответствующее предельно возможной степени загрузки двигателей $f = 1{,}0$, может иметь место при следующих двух гипотетических условиях:

а) если все двигатели работают круглый год с полной мощностью; при этом $K_и = K_в = 1$;

б) если включение и выключение двигателей по графику производятся так, что они все время работают с полной мощностью; при этом $K_и = K_в$, но оба они меньше единицы. Чем больше число двигателей при той же их общей мощности, тем более мы приближаемся к этому гипотетическому случаю регулирования мощности двигателей и тем меньше становится разница между $K_и$ и $K_в$.

Указанные соотношения между $K_и$ и $K_в$ могут быть весьма наглядно представлены графически. Если на графике нагрузки по продолжительности (фиг. 5) нанести мощность двигателей, включаемых в работу для покрытия графика по мере использования мощности уже включенных двигателей (ломаная линия *befghi*), то мы увидим, что один двигатель должен находиться в работе t_1 час., второй t_2 час. и третий t_3 час. и что

$$K_в = \frac{N_1 t_1 + N_2 t_2 + N_3 t_3}{t_1 \Sigma N} = \frac{\Sigma Nt}{t_1 \Sigma N} = \frac{\square\, abefghid}{\square\, abcd}$$

НТБ ДНУЖТ

Площадь *abefhgid* больше площади графика F, поэтому коэфициент рабочего времени больше коэфициента использования

$$K_u = \frac{F}{\square\, abcd}.$$

Если все три двигателя будут работать все время, но покрывать при этом тот же график нагрузки, то

$$K_в = \frac{\square\, abcd}{\square\, abcd} = 1{,}0,$$

а коэфициент использования установки сохранит прежнюю величину.

При работе всех двигателей с полной мощностью в течение всего периода, т. е. при $F = \square\, abcd$, коэфициент использования

$$K_u = \frac{\square\, abcd}{\square\, abcd} = K_в.$$

Если увеличивать число двигателей, например установить вместо трех шесть двигателей половинной мощности, то для получения площади, изображающей включенную мощность, из $\square abefghid$ следует удалить заштрихованные прямоугольники, и площадь, соответствующая включенной мощности, приблизится по величине к площади графика нагрузки, что приведет к уменьшению разницы между $K_в$ и K_u и к увеличению величины загрузки двигателей.

Равенство между $K_в$ и K_u может быть достигнуто лишь при совпадении ломаной линии включенной мощности с кривой графика нагрузки, что будет соответствовать работе двигателей всегда с полной мощностью. Такой способ регулирования мощности двигателей возможен только при бесконечно большом числе двигателей.

§ 7. Коэфициенты, характеризующие работу котлов теплосиловой установки

Для полного представления о режиме работы паросиловой установки недостаточно знание вышеперечисленных показателей режима работы только двигателей. Эти показатели должны быть определены также для отдельных котлов и для всей котельной установки, так как имеют всегда для них другие численные величины, чем для двигателей, поскольку мощности, число и время работы котельных агрегатов не равны, как правило, мощностям, числу и времени работы двигателей. Кроме того, отпуск пара из котельной может быть обусловлен не только графиком выработки электроэнергии, но еще и графиком отпуска тепла.

Все перечисленные величины и коэфициенты вычисляются для котельной установки совершенно так же, как и для двигателей, только

НТБ ДНУЖТ

вместо мощностей двигателей в киловаттах приходится оперировать с паропроизводительностями котлов (максимальными), выраженными в тоннах вырабатываемого пара в час.

Например, годовой коэфициент использования котельной будет равен

$$K_и^к = \frac{D_{год}}{(D_1 + D_2 + \ldots)\, 8\,760'}$$

где $D_{год}$ — количество выработанного за год пара в *т*;
D_1, D_2... — максимальные производительности отдельных котлов в *т/ч*.

Для котельных установок обычно ограничиваются определением коэфициента загрузки отдельных котлов, коэфициента использования всей котельной и ее коэфициента рабочего времени.

Пример 1. На станции установлено три двигателя по 500 *квт*. За год выработано 7 884 000 *квт-ч*. Максимальная нагрузка станции, имевшая место в течение года, 1 350 *квт*, число часов работы двигателей 8 000, 6 600 и 5 400. Вычислить коэфициенты режима работы.

Средняя нагрузка станции

$$N_{ср} = \frac{Э_{год}}{8\,760} = \frac{7\,884\,000}{8\,760} = 900 \text{ } квт.$$

Число машино-часов

$$m = 8\,000 + 6\,600 + 5\,400 = 20\,000.$$

Средняя годовая нагрузка двигателя

$$N_{ср}^{дв} = \frac{Э_{год}}{m} = \frac{7\,884\,000}{20\,000} = 394 \text{ } квт.$$

Средний коэфициент загрузки

$$f_{ср} = \frac{N_{ср}^{дв}}{N} = \frac{394}{500} = 0{,}788.$$

Коэфициент использования

$$K_и = \frac{Э_{год}}{Nz \cdot 8\,760} = \frac{7\,884\,000}{500 \cdot 3 \cdot 8\,760} = \frac{900 \cdot 8\,760}{1\,500 \cdot 8\,760} = \frac{900}{1\,500} = 0{,}6.$$

Число часов использования установленной мощности

$$T_{уст} = \frac{Э_{год}}{N_{уст}} = \frac{7\,884\,000}{1\,500} = \frac{900 \cdot 8\,760}{1\,500} = K_и \cdot 8\,760 =$$
$$= 0{,}6 \cdot 8\,760 = 5\,250 \text{ час.}$$

Коэфициент нагрузки станции

$$K_н = \frac{N_{ср}}{N_{max}} = \frac{900}{1\,350} = 0{,}666.$$

НТБ ДНУЖТ

Число часов использования максимума

$$T_{max} = \frac{Э_{год}}{N_{max}} = \frac{7\,884\,000}{1\,350} = \frac{900 \cdot 8\,760}{1\,350} =$$

$$= K_н \cdot 8\,760 = 0{,}666 \cdot 8\,760 = 5\,840 \text{ час.}$$

Коэфициент резерва

$$K_р = \frac{N_{уст}}{N_{max}} = \frac{1\,500}{1\,350} = \frac{K_н}{K_и} = 1{,}11.$$

Коэфициент рабочего времени

$$K_в = \frac{\Sigma Nt}{\Sigma N \cdot 8\,760} = \frac{500\,(8\,000 + 6\,600 + 5\,400)}{3 \cdot 500 \cdot 8\,760} = \frac{20\,000}{3 \cdot 8\,760} =$$

$$= \frac{20\,000}{26\,280} = 0{,}762.$$

Коэфициент использования, выраженный через $f_{ср}$ и $K_в$,

$$K_и = f_{ср}\, K_в = 0{,}788 \cdot 0{,}762 = 0{,}6.$$

Пример 2. В котельной установлено 4 котла производительностью по 20 — 25 *т/ч*. Выработано за год 440 000 *т* пара.

Первый котел работал 2750 час. и выработал 55 000 *т* пара; второй котел работал 6 710 час. и выработал 150 000 *т* пара; третий котел работал 6 250 час. и выработал 100 000 *т* пара; четвертый котел работал 7 000 час. и выработал 135 000 *т* пара.

Коэфициент использования котельной установки

$$K_и = \frac{D_{од}}{nD_к \cdot 8\,760} = \frac{440\,000}{4 \cdot 25 \cdot 8\,760} = 0{,}50.$$

Коэфициенты загрузки отдельных котлов

$$\left(\text{из выражения } f = \frac{D^i_{год}}{t_i D_к}\right):$$

$$f_1 = \frac{55\,000}{2\,750 \cdot 25} = 0{,}8;$$

$$f_2 = \frac{150\,000}{6710 \cdot 25} = 0{,}88;$$

$$f_3 = \frac{100\,000}{6\,250 \cdot 25} = 0{,}64;$$

$$f_4 = \frac{135\,000}{7000 \cdot 25} = 0{,}77.$$

Коэфициент рабочего времени

$$K_в = \frac{m}{M} = \frac{\text{число котло-часов}}{\text{возможное число котло-часов}} =$$

$$= \frac{22\,810}{4 \cdot 8\,760} = \frac{22\,810}{35\,040} = 0{,}65.$$

НТБ ДНУЖТ

РАЗДЕЛ II

ЭКОНОМИКА ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

ГЛАВА 5

РАСХОД ТЕПЛА ДВИГАТЕЛЯМИ И ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ ЗАГРУЗКИ ДВИГАТЕЛЯ НА ПОЛНЫЙ И УДЕЛЬНЫЙ РАСХОДЫ ТЕПЛА

§ 1. Расход тепла на холостой ход

Тепловая характеристика двигателя. Полный расход тепла двигателем в час на выработку электроэнергии в зависимости от его электрической нагрузки выражается с достаточной для практических целей точностью прямой линией, называемой тепловой характеристикой двигателя. Тепловая характеристика не проходит через начало координат, но отсекает на оси ординат отрезок, равный количеству тепла, необходимого для вращения двигателя вхолостую без выработки полезной мощности. Холостой расход тепла обусловлен потерями на трение в различных элементах двигателя, излучением тепла во внешнюю среду, работой вспомогательных механизмов двигателя, механическими потерями в электрическом генераторе, а также потерями в ременной или зубчатой передачах, если таковые имеются. Если тепловая характеристика построена не в зависимости от электрической нагрузки двигателя, а от эффективной мощности двигателя на валу, то в холостой расход тепла не входит его расход на механические потери в генераторе и потери в передаче.

Отношение холостого расхода тепла к расходу его при полной мощности двигателя называется коэфициентом холостого хода, обозначается обычно буквой x и может быть выражено как в долях единицы, так и в процентах. Коэфициент холостого хода различен для разных типов двигателей, а внутри одного и того же типа изменяется в зависимости от мощности двигателя, причем более мощные двигатели имеют меньший коэфициент холостого хода.

Наличие расхода тепла на холостой ход является причиной того, что удельный расход тепла, т. е. расход тепла на единицу выработанной энергии, не остается постоянным при работе данного двигателя с различной мощностью, а увеличивается с уменьшением нагрузки двигателя, причем величина коэфициента холостого хода сильно влияет на степень изменения удельного расхода тепла при изменении нагрузки.

НТБ ДНУЖТ

Тепловые качества двигателя обычно характеризуются удельным расходом пара или топлива (в зависимости от типа двигателя), т. е. их расходом на единицу выработанной энергии при различных нагрузках двигателя

$$d = \varphi(N) \ кг/квт\text{-}ч,$$

или же удельным расходом при полной нагрузке и коэфициентом холостого хода. Иногда двигатели характеризуются полным часовым расходом теплоносителя при различных нагрузках, т. е. для них дается характеристика полного расхода пара или топлива

$$D = \varphi_1(N) \ (кг/ч).$$

Для получения зависимости часового расхода тепла паровыми двигателями от нагрузки, т. е. для построения прямой линии тепловой характеристики

$$Q_д = \varphi_2(N) \ [кал/ч],$$

ординаты характеристики полного расхода пара должны быть умножены на число калорий каждого килограмма пара, израсходованных на выработку электроэнергии, т. е. на величину $i_к - i_{кнд}$, где $i_к$ — теплосодержание 1 *кг* выходящего из котла пара и $i_{кнд}$ — теплосодержание 1 *кг* конденсата, возвращаемого в качестве питательной воды котлов.

Если разделить ординаты тепловой характеристики двигателя $Q_д = \varphi_2(N)$ на так называемый коэфициент регенерации $\alpha = \frac{i_к - i_{кнд}}{i_к - i_{пв}}$ (см. главу 6), в котором $i_{п.в}$ — теплосодержание 1 *кг* питательной воды котлов, то мы получим зависимость количества тепла, передаваемого от топлива пару в котле, от нагрузки двигателя, т. е. прямую линию

$$Q_к = \varphi_3(N) \ [кал/ч].$$

Для получения зависимости расхода топлива от нагрузки двигателя ординаты прямой $Q_к = \varphi_3(N)$ должны быть разделены на к. п. д. котельной установки $\eta_{ку}$ и рабочую теплотворную способность топлива $Q_р^н$. Таким образом получается зависимость часового расхода топлива от нагрузки, имеющая следующий вид:

$$B = F(N) = \frac{D(i_к - i_{кнд})}{\alpha Q_р^н \eta_{ку}} \ (кг/ч),$$

где $D = \varphi_1(N)$.

Тепловая характеристика для двигателей внутреннего сгорания получается путем умножения ординат характеристики расхода топлива (даваемой заводом) на рабочую теплотворную способность топлива.

Для решения вопросов о выборе того или другого типа двигателя, о распределении нагрузки между различными двигателями и т. п. часто является необходимым определять расход топлива или пара,

НТБ ДНУЖТ

часовой или удельный для различных нагрузок двигателя, если известен его полный часовой расход теплоносителя[1] при нормальной нагрузке и коэфициент холостого хода. Изложенный далее способ определения расхода теплоносителя для любой нагрузки двигателя остается в силе и для расхода тепла, поскольку ординаты характеристик расхода пара или топлива и расхода тепла пропорциональны друг другу.

§ 2. Зависимость расхода тепла двигателей от его нагрузки

На фиг. 7 по заданному часовому расходу теплоносителя при полной нагрузке $D_н$ (*кг/ч*) и коэфициенту холостого хода построена зависимость (прямая ab) расхода теплоносителя от нагрузки двигателя или от коэфициента его загрузки

$$f = \frac{N}{N_н}.$$

Обозначим через $d_н = \frac{D_н}{N_н}$ удельный расход теплоносителя при полной нагрузке и найдем зависимость удельного расхода d при любой нагрузке от $d_н$, x и f.

Расход теплоносителя D [*кг/ч*] при какой-либо нагрузке состоит из постоянного для всех нагрузок расхода на холостой ход

$$A = D_x = D_н x = x d_н N_н$$

и расхода $D_{пр}$, пропорционального нагрузке, т. е. выражается уравнением

$$D = A + BN.$$

Из треугольника ade видно, что

$$D_{пр} = N \operatorname{tg} \alpha.$$

Из треугольника abc находим, что

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D_н - D_x}{N_н}.$$

Следовательно,

$$D_{пр} = \frac{D_н - D_x}{N_н} N.$$

Таким образом, полный часовой расход теплоносителя при нагрузке N

$$D = D_x + D_{пр} = x d_н N_н + \frac{D_н N}{N_н} - \frac{x d_н N_н N}{N_н} =$$

$$= x d_н N_н + d_н (1 - x) N \text{ [кг/ч]}. \qquad (13)$$

---

[1] Термин «теплоноситель» применен в данном случае для упрощения изложения, поскольку формулы (14) и (14′) пригодны для определения как расхода пара паровыми двигателями, так и расхода топлива двигателями внутреннего сгорания.

НТБ ДНУЖТ

Удельный расход теплоносителя при какой-либо нагрузке N

$$d = \frac{D}{N} = \frac{x d_н N_н}{N} + d_н(1 - x) = d_н\left(\frac{x}{f} + 1 - x\right) \text{ [кг/квт-ч]} \quad (14)$$

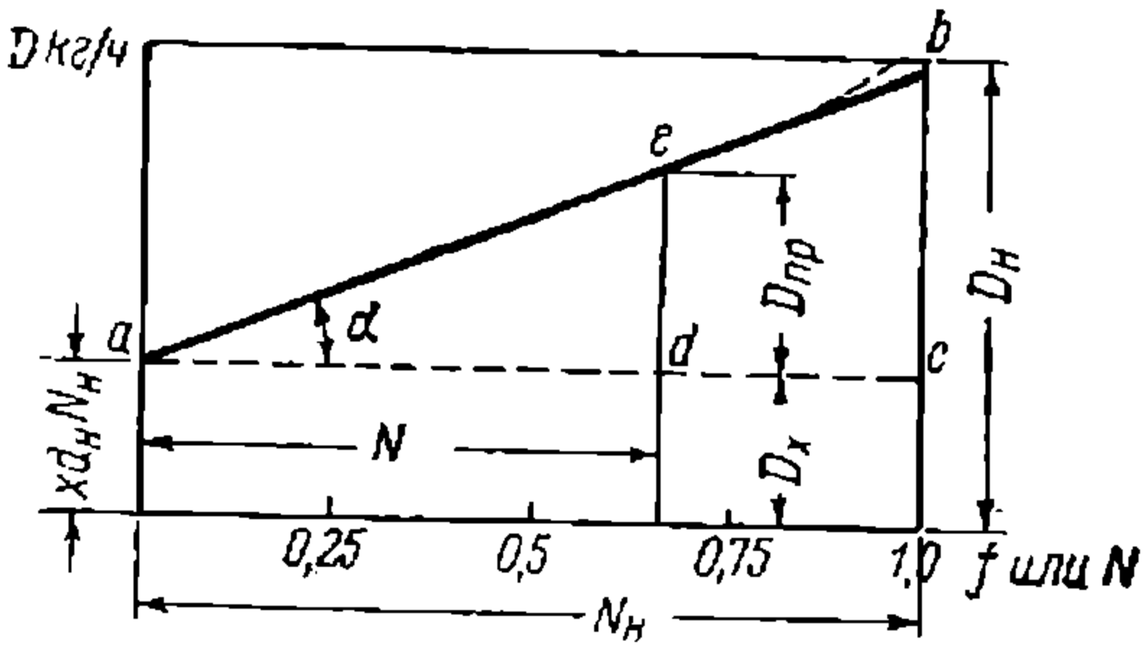
или

$$d = \frac{a}{f} + b \text{ [кг/квт-ч]}, \quad (14')$$

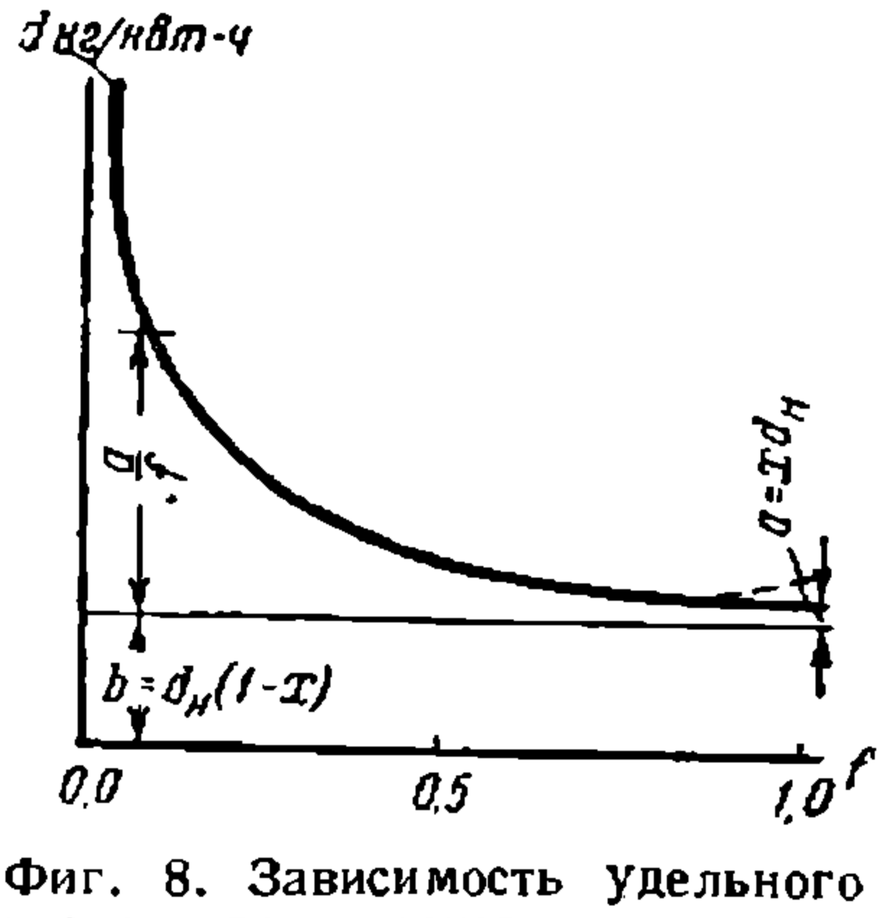
поскольку все величины, кроме f, постоянны для данного двигателя.

В последнем выражении $a = xd_н$ представляет собой часовой расход теплоносителя на каждый киловатт установленной мощности двигателя при холостом его ходе, $b = d_н(1 - x)$ представляет собой дополнительный расход на 1 *квт-ч* вырабатываемой энергии.

Из выражений (14) и (14′) видно, что удельный расход теплоносителя



Фиг. 7. Определение расхода пара при любой нагрузке двигателя



Фиг. 8. Зависимость удельного расхода пара от степени нагрузки двигателя.

и тепла уменьшается с увеличением загрузки двигателя и что чем больше коэфициент холостого хода двигателя, тем более следует стремиться к возможно большему коэфициенту загрузки. Это обстоятельство следует иметь в виду при выборе двигателей.

Зависимость (14′) удельного расхода тепла или теплоносителя от коэфициента загрузки $d = \varphi(f)$ представляет собой уравнение равносторонней гиперболы

$$df + bf - a = 0,$$

асимптотически приближающейся по мере увеличения f к прямой, параллельной оси абсцисс и отстоящей от нее на расстояние

$$b = d_н(1 - x).$$

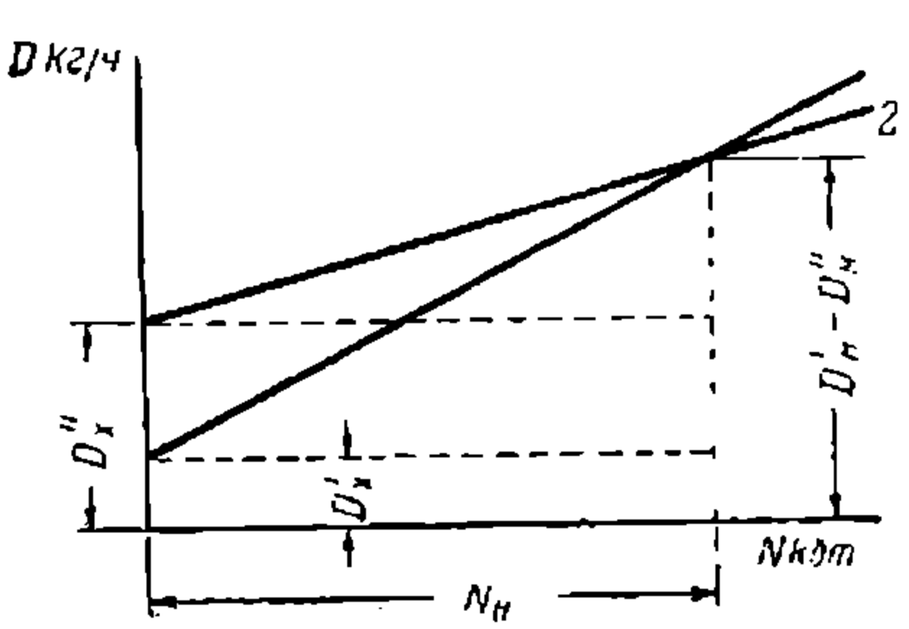
Из фиг. 8, изображающей эту зависимость, видно, что удельный расход при увеличении нагрузки уменьшается, а при уменьшении нагрузки увеличивается, причем тем быстрее, чем больше коэфициент холостого хода и меньше коэфициент загрузки, и при $f = 0$ равен бесконечности.

НТБ ДНУЖТ

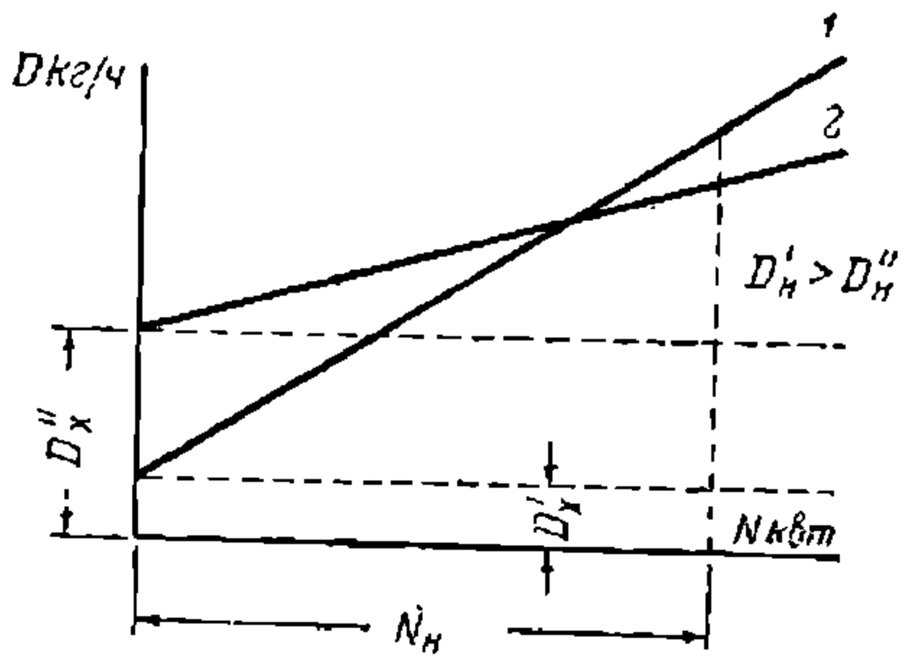
Обычно двигатели рассчитываются таким образом, что принимаемая прямолинейность характеристики полного расхода тепла сохраняется только до экономической нагрузки, после чего характеристика несколько загибается кверху. Поэтому кривая удельного расхода тепла при нагрузках, больших экономической, также загибается кверху, так что удельный расход тепла при максимально длительной нагрузке больше, чем при экономической (пунктирные линии на фиг. 7 и 8).

Основные соображения, которыми следует руководствоваться при выборе двигателей на основе их тепловых характеристик, состоят в следующем.

1. Из тепловых характеристик двух двигателей с равными $N_н$ и $d_н$, но с различными коэфициентами холостого хода (фиг. 9) видно,



Фиг. 9. Различные характеристики расхода пара



Фиг. 10. Различные характеристики расхода пара

что при недогрузках выгоднее первый двигатель, а при перегрузке второй. Обычно с перегрузкой двигатели работают в исключительных случаях и очень короткое время, поэтому предпочтение следует отдать первому двигателю. Если первый двигатель имеет даже несколько больший расход тепла при нормальной нагрузке (фиг. 10), то все же следует предпочесть его, если средняя годовая загрузка двигателя меньше загрузки, соответствующей пересечению тепловых характеристик.

2. При распределении нагрузок между работающими двигателями необходимо в целях получения минимума расходуемого всей установкой тепла руководствоваться следующими правилами.

Сначала загружать полностью наиболее экономичный двигатель и лишь после этого включать в работу менее экономичный и брать на него нагрузку, остающуюся после полной загрузки более экономичного двигателя.

Если двигатели имеют характеристики с одинаковым наклоном к оси абсцисс, то после включения менее экономичного двигателя вслед за полным использованием более экономичного можно не интересоваться распределением нагрузки между обоими двигателями,

РГБ ДНУЖТ

так как оно безразлично с точки зрения суммарного расхода тепла.

Если двигатели имеют одинаковые характеристики, то очередность их включения и распределение нагрузки между параллельно работающими двигателями не влияют на суммарный расход тепла. Если характеристики двигателей пересекаются, то при правильно поставленной эксплуатации необходимо иметь расписание порядка их включения и распределения нагрузок между ними.

§ 3. Тепловая характеристика станции

Холостой расход станции. Построение характеристики расхода тепла и топлива. Зависимость часового расхода тепла, а следовательно, и топлива от нагрузки для всей теплосиловой установки также может быть представлена прямой линией с достаточной для практических целей точностью. Фактически величина расхода тепла и топлива всей установкой в зависимости от нагрузки лежит на прямой только в случае наличия в работе одного двигателя. С приключением каждого нового двигателя его потери холостого хода налагаются на имеющиеся уже потери работающих двигателей и характеристика установки с несколькими двигателями состоит из нескольких параллельных прямых, сдвинутых друг от друга на величину холостого хода одной машины. Однако для всех встречающихся в практике расчетов достаточно изображать характеристику установки одной прямой линией, выражающейся уравнением

$$Q = A + BN \ (кал/ч),$$

где A — часовой расход тепла на холостой ход станции;

BN — дополнительный часовой расход, обусловленный нагрузкой и равный $N tg \alpha$, где α — угол наклона характеристики к оси абсцисс (фиг. 11).

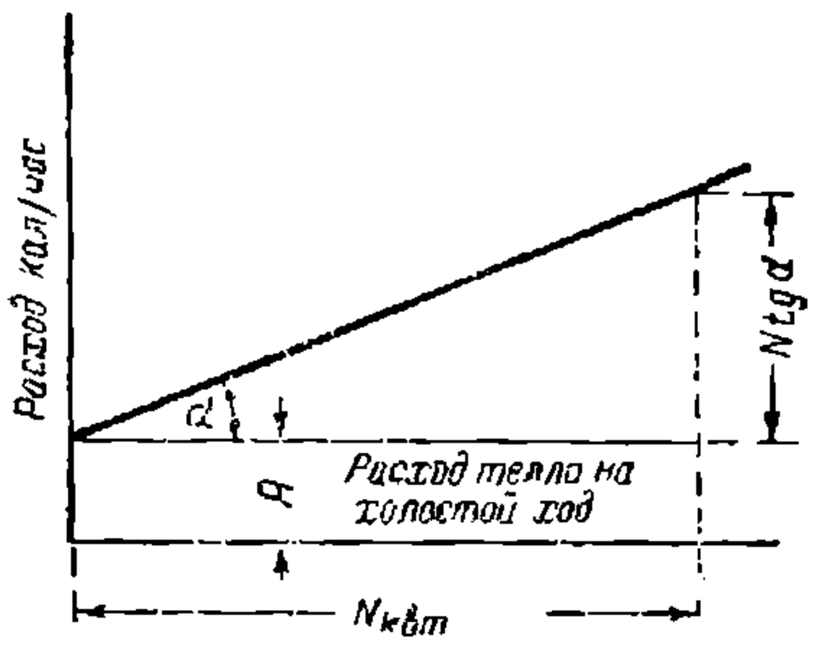
Под холостым расходом тепла понимается расход тепла станцией, необходимый для поддержания ее в работоспособном состоянии, но без отпуска энергии, при одном работающем вхолостую двигателе и работе необходимых вспомогательных двигателей в машинном зале и котельной.

Величина потерь на холостой ход станции при наличии двигателей с различными коэфициентами холостого хода будет зависеть от числа часов работы различных двигателей и будет тем больше, чем большая часть энергии будет выработана двигателями с большими холостыми потерями тепла. Кроме того, она зависит от числа находящихся в горячем состоянии котлов, величины поверхности и качества изоляции паропроводов и характеристик механизмов собственного расхода. Расход тепла (или топлива) на холостой ход установки выражается в долях единицы или в процентах по отношению к их

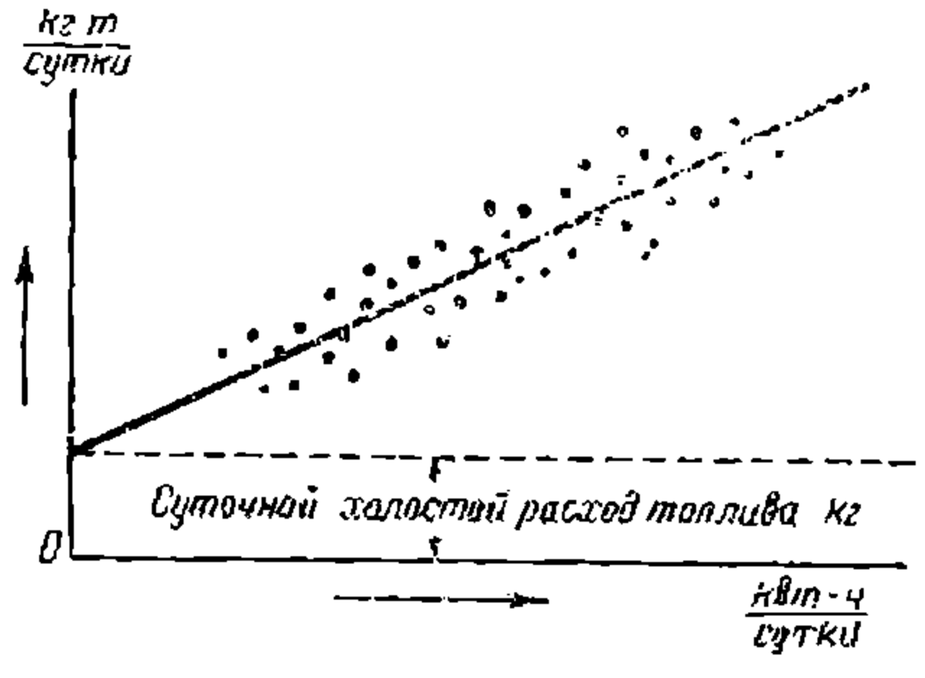
НТБ ДНУЖТ

расходу при полной нагрузке. Чем крупнее установка, темпроцент холостых потерь меньше.

Характеристику расхода топлива можно построить по данным технической статистики станции, если по оси абсцисс откладывать в порядке возрастания суточные выработки энергии, а по оси ординат — соответствующие расходы топлива. При этом мы получим ряд точек (фиг. 12), через которые проводится средняя линия, отсекающая на оси ординат величину суточного расхода топлива на холостой ход станции. Величина холостого расхода тепла, необходимая для построения зависимости часового расхода тепла от нагрузки, получается делением суточного холостого расхода топлива на 24 и умножением на теплотворную способность топлива.



Фиг. 11. Тепловая характеристика станции



Фиг. 12. Опытная характеристика расхода топлива или тепла

Влияние коэфициента использования станции и коэфициента рабочего времени на средний годовой удельный расход тепла. Величиной, характеризующей экономичность работы станции, является средний годовой удельный расход тепла (или топлива). Аналогично выражению (14′) его можно выразить как

$$q_{ср} = \frac{a}{f} + b \ [кал/квт\text{-}ч],$$

где a — часовой холостой расход тепла на 1 *квт* установленной мощности всех находившихся в работе двигателей, равный $\frac{A}{N_{уст}}$; A — часовой расход тепла на холостой ход станции;

b — дополнительный расход тепла на 1 *квт-ч* вырабатываемой энергии, равный $\operatorname{tg}\alpha$, где α — угол наклона характеристики к оси абсцисс;

f — средний коэфициент загрузки двигателей.

Подставляя в выражение $q_{ср}$ величину f из уравнения (12), а именно

$$f = \frac{K_и}{K_в},$$

НТБ ДНУЖТ

получим

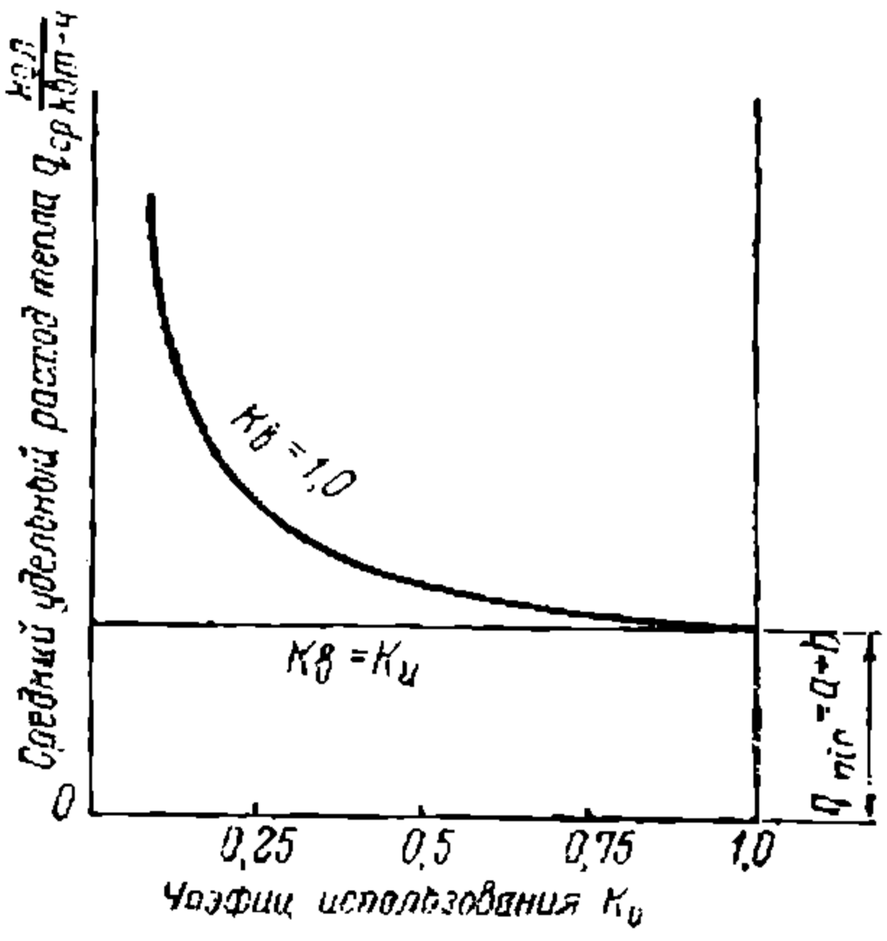
$$q_{ср} = \frac{a}{K_и} K_в + b \ [кал/квт\text{-}ч], \qquad (15)$$

откуда видно, что средний годовой удельный расход тепла тем меньше, чем больше коэфициент использования и чем меньше коэфициент рабочего времени станции; другими словами, работа станции тем экономичнее, чем больше выработано энергии и чем меньше при этом число машино-часов, обусловливающее величину расхода тепла на холостой ход агрегатов. Следовательно, график нагрузки должен покрываться при наименьшем возможном числе включенных двигателей.

В уже упомянутом выше гипотетическом предельном случае равенства $K_и$ и $K_в$, соответствующем постоянной полной нагрузке всех двигателей при покрытии ими графика нагрузки, удельный расход тепла достигает своей наименьшей возможной величины; уравнение (15) при этом принимает вид

$$q_{ср} = a + b \ [кал/квт\text{-}ч] = \text{const},$$

т. е. экономичность работы в этом случае не зависит от коэфициента использования станции, а зависит только от тепловых качеств, т. е. от степени технического совершенства установки.



Фиг. 13. Зависимость среднего удельного годового расхода тепла от коэфициента использования станции

В другом предельном случае, а именно, когда $K_в = 1$, т. е. при постоянной работе всех двигателей, средний удельный расход тепла будет зависеть от коэфициента использования, так как при этом

$$q_{ср} = \frac{a}{K_и} + b \ [кал/квт\text{-}ч].$$

Разница в величине $q_{ср}$ для обоих предельных значений коэфициента рабочего времени видна из фиг. 13, на которой изображена зависимость $q_{ср}$ от $K_и$ как для $K_и = K_в$, так и для $K_в = 1{,}0$. Величина $q_{ср}$ при небольших коэфициентах использования и при $K_в = 1{,}0$ может в несколько раз превышать минимально возможную величину. Действительные значения $q_{ср}$ будут находиться между обеими предельными кривыми.

На представленную на фиг. 13 зависимость следует обратить особое внимание и рациональным распределением времени работы двигателей понижать коэфициент рабочего времени с целью приближения расхода тепла к наименьшему возможному.

РГБ ДНУЖТ

Зависимость $q_{ср}$ от коэфициентов K_u и $K_в$ становится особенно ясной, если рассмотреть работу одного двигателя при различных режимах работы. Если двигатель работает всегда с полной нагрузкой (первый предельный случай), то коэфициент загрузки l и, следовательно, удельный расход тепла остаются п о с т о я н н ы м и независимо от количества выработанной энергии, т. е. от коэфициента использования. Если двигатель работает круглый год (второй предельный случай), то чем больше будет количество выработанной энергии, т. е. чем больше K_u, тем больше коэфициент загрузки и меньше удельный расход тепла.

§ 4. Определение годового расхода двигателями пара или топлива

Расход пара или топлива за год может быть определен одним из следующих способов, дающих одинаковые по точности результаты.

П е р в ы й с п о с о б. Если известно количество выработанной двигателем энергии $Э$ и число часов его работы t, то полное количество израсходованного им пара (или топлива в случае двигателей внутреннего сгорания) может быть определено на основе уравнения (13), как

$$D_t = tD_x + d_н(1-x)N_{ср}^{дв}t = tD_x + d_н(1-x)\,Э\ [кг]. \qquad (16)$$

Годовой расход пара или топлива при нескольких одинаковых двигателях равен

$$D_{год} = mD_x + d_н(1-x)N_{ср}^{дв}m = mD_x + d_н(1-x)\,Э_{год}\ [кг], \qquad (17)$$

где m — фактическое число машино-часов в течение года;

$Э_{год}$ — количество выработанной за год энергии.

И та и другая величины определяются из годового графика нагрузки по продолжительности, причем число машино-часов по графику находят способом, указанным на фиг. 5, проводя параллельно оси абсцисс годового графика линии, соответствующие мощности отдельных двигателей.

Фактическое число машино-часов на несколько процентов больше их числа, найденного по графику, и получается умножением этого числа на некоторый, больший единицы, коэфициент, учитывающий наличие в работе иногда большего количества агрегатов, чем требуется по величине нагрузки, поскольку при кратковременных уменьшениях нагрузки остановки двигателей нецелесообразны. Величина этого коэфициента зависит от формы суточных графиков нагрузки и тем больше, чем больше кратковременных «провалов» нагрузки. Для паровых двигателей, в особенности для турбин, требующих для пуска и остановки значительное время, коэфициент этот больше, чем для двигателей внутреннего сгорания.

Если двигатели имеют разные характеристики, т. е. разные D_x и $d_н(1-x)$, то расход пара или топлива должен быть определен для каждого из них отдельно из выражения (16), причем как число часов

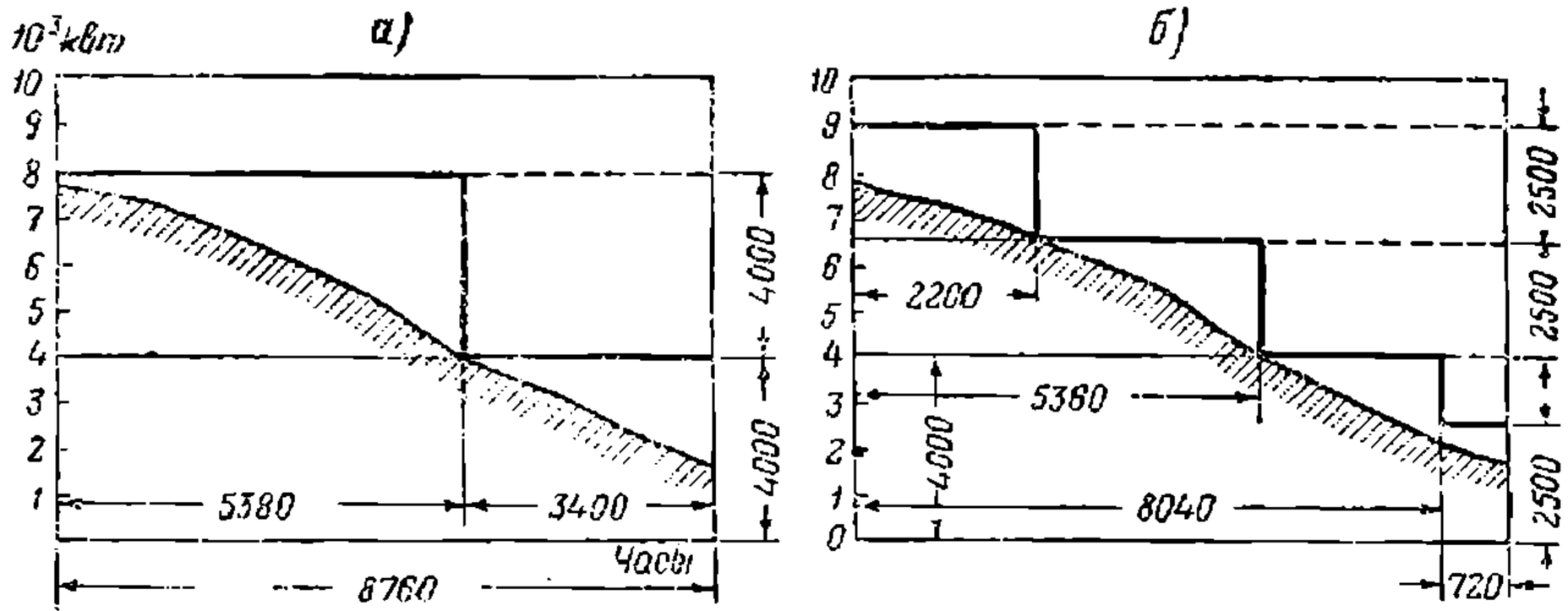
НТБ ДНУЖТ

работы, так и средняя нагрузка для каждого двигателя находятся из годового графика нагрузки.

Второй способ. Вместо описанного способа можно пользоваться выражением (14) для удельного расхода, умножая его на количество выработанной энергии, причем средний коэфициент загрузки при нескольких одинаковых двигателях определяется по уравнениям (4) и (5) и полный расход пара или топлива

$$D_{год} = d_н \left(\frac{x}{i_{ср}} + 1 - x \right) Э_{год} \ [кг].$$

При разных двигателях аналогичный расчет необходимо делать для каждого двигателя отдельно, исходя из выработанного каждым двигателем количества энергии.



Фиг. 14. Варианты покрытия годового графика нагрузки двигателями различной мощности

а) $2 \times 4\,000$ *квт*; *б*) $1 \times 4\,000 + 2 \times 2500$ *квт*

Указанными способами можно определять годовой расход топлива для двигателей внутреннего сгорания и пара для двигателей чисто конденсационных или работающих с противодавлением. Способ определения часового и годового расхода пара для двигателей с отбором пара описан далее в главе о сравнении выгодности комбинированной и раздельной выработки пара и электроэнергии.

Пример 3. Вычислить годовой расход пара двигателем при выработке им 41,3 10^6 *квт-ч/год* по графику нагрузки, изображенному на фиг. 14, при двух вариантах установленных двигателей.

График покрывается двумя турбинами по 4 000 *квт*, у которых $x = 14\%$ и удельный расход пара при полной нагрузке $d_н = 5$ *кг/квт-ч*. Число часов работы каждой турбины видно из фиг. 14, *а*. Вычисляем годовой расход пара двумя способами.

Первый способ.

$$D_{год} = mxd_н N_н + d_н (1 - x) Э_{год} = (8\,760 + 5\,360)\,0{,}14 \cdot 5 \cdot 4\,000 + \\ + 5\,(1 - 0{,}14)\,41{,}3 \cdot 10^6 = 218\,000 \ т.$$

НТБ ДНУЖТ

Второй способ. Средняя годовая нагрузка турбины

$$N_{ср} = \frac{Э_{год}}{m} = \frac{41{,}3 \cdot 10^6}{14\,120} = 2\,920 \text{ квт}.$$

Средний коэфициент загрузки

$$f_{ср} = \frac{N_{ср}}{N} = \frac{2\,920}{4\,000} = 0{,}773.$$

Средний удельный расход пара

$$d_{ср} = d_н \left(\frac{x}{f_{ср}} + 1 - x\right) = 5 \left(\frac{0{,}14}{0{,}733} + 1 - 0{,}14\right) =$$
$$= 5\,(0{,}191 + 1 - 0{,}14) = 1{,}05 \cdot 5 = 5{,}25 \text{ кг/квт}.$$

Годовой расход пара

$$D_{год} = d_{ср} Э_{год} = 5{,}25 \cdot 41{,}3 \cdot 10^6 = 217\,500 \text{ т}.$$

Расхождение в результатах подсчетов обоими способами в 0,2% объясняется лишь неточностью логарифмической линейки.

График покрывается одной турбиной в 4 000 *квт* и двумя турбинами по 2 500 *квт*, у которых $x = 16\%$ и $d_н = 6{,}3$ *кг/квт-ч*. Число часов работы каждой машины видно из фиг. 14,*б*. Турбина в 4000 *квт* работает 11 месяцев в году и 1 месяц (720 час.) находится в ремонте и ревизиях. Турбиной в 4 000 *квт* выработано $28{,}5\ 10^6$ *квт-ч*. Расход пара

$$D_1 = 8\,040 \cdot 0{,}14 \cdot 5 \cdot 4\,000 + 5\,(1 - 0{,}14)\,28{,}5 \cdot 10^6 = 145\,062 \text{ т}.$$

Турбинами в 2 500 *квт* выработано $12{,}8 \cdot 10^6$ *квт-ч*.
Расход пара

$$D_2 = (5\,360 + 2\,200 + 720)\,0{,}16 \cdot 6{,}3 \cdot 2\,500 +$$
$$+ 6{,}3\,(1 - 0{,}16)\,12{,}8 \cdot 10^6 = 88\,540 \text{ т};$$
$$D_{год} = D_1 + D_2 = 145\,062 + 88\,540 = 233\,602 \text{ т}.$$

Из настоящего примера видно, что вариант с установкой двух турбин по 4 000 *квт* выгоднее варианта с одной турбиной в 4 000 *квт* и двумя турбинами по 2 500 *квт*, так как дает годовую экономию в паре в количестве

$$233\,602 - 218\,000 = 15\,602 \text{ т/год}.$$

ГЛАВА 6

КОЭФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ И ВСЕЙ ТЕПЛОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

§ 1. Коэфициенты полезного действия двигателей различных типов

Абсолютные коэфициенты полезного действия двигателей. Абсолютным, или экономическим, коэфициентом полезного действия двигателя называется отношение количества выработы-

НТБ ДНУЖТ

ваемой им энергии (в тепловом выражении) к полному количеству тепла, содержащемуся в расходуемом теплоносителе. Этот коэфициент имеет с точки зрения экономичности всей установки наибольший интерес. Если рассматривать паровой двигатель изолированно от всей теплосиловой установки, то за расходуемое количество тепла следует считать все содержащееся в паре тепло, считая теплосодержание пара от нуля. Рассматривая же двигатель как элемент теплосиловой установки, необходимо учитывать условия работы двигателя в тепловой схеме установки, и если часть теплосодержания пара в виде тепла конденсата возвращается в систему питания котлов, считать за расходуемое количество тепла в каждом килограмме пара разность между теплосодержанием пара и теплосодержанием возвращаемого конденсата.

Если за вырабатываемое количество электроэнергии принять 1 *квт-ч*, то абсолютный к. п. д. двигателя будет иметь вид:

для двигателей внутреннего сгорания

$$\eta = \frac{860}{q} = \frac{860}{bQ_p^n}; \tag{18}$$

для паровых двигателей

$$\eta = \frac{860}{q} = \frac{860}{d(i_0 - i_{кнд})}. \tag{18'}$$

В этих выражениях приняты следующие обозначения:

q — удельный расход тепла в *кал/квт-ч*;

860 *кал/квт-ч* — тепловой эквивалент 1 *квт-ч*;

d — удельный расход пара в *кг/квт-ч*;

i_0 — теплосодержание входящего в двигатель пара в *кал/кг*;

$i_{кнд}$ — теплосодержание выходящего из конденсатора конденсата в случае возврата его в котельную;

b — удельный расход топлива в *кг/квт-ч*;

Q_p^n — рабочая теплотворная способность топлива в *кал/кг*.

В случае если удельные расходы тепла, топлива или пара отнесены не к 1 *квт-ч*, а к 1 *ЛС-ч*, то вместо 860 *кал/квт-ч* в выражение к. п. д. следует подставлять 632 *кал/ЛС-ч*. Ранее мы установили, что удельные расходы тепла изменяются в зависимости от степени загрузки двигателя (фиг. 8). Очевидно, что в связи с этим изменением будет изменяться и абсолютный к. п. д. двигателя, уменьшаясь с уменьшением нагрузки обратно пропорционально удельному расходу тепла.

Относительные коэфициенты полезного действия двигателей. Относительным к. п. д. двигателя называется отношение используемой им (превращаемой в полезную энергию) части всего израсходованного тепла к той его части, которая была бы использована в двигателе, работающем по идеальному циклу (без

НТБ ДНУЖТ

потерь) в пределах тех же параметров процесса. Относительные к. п. д., характеризуя только степень совершенства теплового процесса действительной машины сравнительно с идеальной машиной, зависят от технического совершенства двигателя (его «проточной» части и регулирования), могут быть выражены отношением удельных расходов пара или топлива в идеальном и действительном двигателе, т. е.

$$\eta_0 = \frac{d_0}{d}$$

или

$$\eta_{t0} = \frac{b_0}{b}.$$

В зависимости от того, по отношению какой мощности двигателя: внутренней (на валу), эффективной (на муфте или шкиве) или электрической (на клеммах генератора) рассматриваются абсолютные (η_i) и относительные (η_{i_0}) к. п. д., последние называются внутренними, эффективными или электрическими и обозначаются соответствующими индексами: i, e и $э$. Соотношения между ними и зависимость от различных удельных расходов пара и топлива представлены в табл. 3, в которой:

$\eta_м$ — механический к. п. д. двигателя, учитывающий потери на трение и работу вспомогательных механизмов (компрессоров и продувочных насосов у двигателей внутреннего сгорания масляных насосов у турбин);

$\eta_{ген}$ — к. п. д. электрического генератора, учитывающий его механические и электрические потери.

Для паровых поршневых машин относительные и абсолютные к. п. д. могут вычисляться по формулам, относящимся к паровым конденсационным турбинам, поскольку для тех и других применимы диаграммы $I - S$ для водяного пара (Молльe). Как видно из таблицы, отношение между соответствующими абсолютными и относительными к. п. д. двигателя постоянно и равно абсолютному к. п. д. идеальной машины (термическому к. п. д.), зависящему только от конечных и начальных параметров процесса:

$$\frac{\eta_э}{\eta_{0э}} = \frac{\eta_e}{\eta_{0e}} = \frac{\eta_i}{\eta_{0i}} = \frac{H}{i_0 - i_{кпд}} = \eta_t = \text{const}.$$

Наиболее интересными являются внутренний относительный к.п.д. η_{0i} и абсолютный электрический к. п. д. $\eta_э$, учитывающий как степень технического совершенства всей конструкции двигателя, так и параметры рабочего процесса и техническое совершенство электрического генератора. Для паровых чисто конденсационных двигателей и двигателей внутреннего сгорания этот к. п. д. является полноценным техническим показателем.

НТБ ДНУЖТ

Таблица 3

Соотношения между удельными расходами пара и топлива и абсолютными и относительными к. п. д. двигателей

Мощность	Поршневые двигатели				Конденсационные паровые турбины		
	паровые машины		двигатели внутреннего сгорания		расход пара в *кг/квт-ч*	абсолютный к. п. д. $\eta_э=\frac{860}{d(i_0-i_{кнд})}$	относительный к. п. д. $\eta_{i0}=\frac{d_n}{d}$
	расход пара в *кг/квт-ч*	абсолютный к. п. д.	расход топлива в *кг/квт-ч*	абсолютный п. д.			
$N_э$ — электрическая (на клеммах генератора)	$d_э$	$\eta_{iв}=\frac{860}{d_э(i_0-i_{кнд})}$	$b_э$	$\eta_э=\frac{860}{b_э Q_p^н}$	$d_э$	$\eta_э=\frac{860}{d_э(i_0-i_{кнд})}$	$\eta_{i0э}=\frac{860}{d_э H}$
N_e — эффективная (на муфте двигателя)	$d_e=d_э\eta_{ген}$	$\eta_e=\frac{860}{d_e(i_0-i_{кнд})}$	$b_e=b_э\eta_{ген}$	$\eta_e=\frac{860}{b_e Q_p^н}$	$d_e=d_э\eta_{ген}$	$\eta_e=\frac{860}{d_e(i_0-i_{кнд})}$	$\eta_{i0e}=\frac{860}{d_e H}$
N_i — внутренняя (на валу турбин и индикаторная у поршневого двигателя)	$d_{инд}=d_e\eta_{iм}$	$\eta_i=\frac{860}{d_i(i_0-i_{кнд})}$	$b_{инд}=b_e\eta_{ген}$	$\eta_i=\frac{860}{b_i Q_p^н}$	$d_i=d_e\eta_{iм}=d_э\eta_{ген}\eta_{iм}$	$\eta_i=\frac{860}{d_i(i_0-i_{кнд})}$	$\eta_{oi}=\frac{860}{d_i H}$
N_0 — идеального двигателя (без потерь)	$d_0=d_{инд}\eta_{oi}$	$\eta_0=\frac{860}{d_0(i_0-i_{кнд})}$	$b_0=b_{инд}\eta_{oi}$	$\eta_0=\frac{860}{b_0 Q_p^н}$	$d_0=d_t\eta_{oi}=\frac{860}{H}$	$\eta_t=\frac{860}{d_0(i_0-i_{кнд})}=\frac{H}{i_0-i_{кнд}}$	$\eta_{to}=\frac{d_0}{d_0}=1,0$

Примечания. 1. В случае наличия между двигателем и генератором ременной или зубчатой передачи вместо $\eta_{iзен}$ следует подставлять $\eta_{ген}\eta_p$, где η_p — к. п. д. передачи.

2. H — располагаемое (адиабатическое) теплопадение в *кал/кг*.

3. Для паровых машин с конденсацией смешением (без возврата конденсата) и для турбин и поршневых машин с работой на выхлоп без использования отработавшего пара теплосодержание возвращенного конденсата $i_{кнд}=0$.

НТБ ДНУЖТ

§ 2. Общие выражения коэфициентов полезного действия теплосиловых установок

Понятие выработанной и отпущенной энергии. Всякая теплосиловая установка расходует часть выработанной энергии на работу электромоторов, приводящих в движение вспомогательные механизмы самой установки, и на нужды освещения. Этот расход энергии называется расходом энергии на собственные нужды и выражается в процентах от вырабатываемой энергии. Процент этот, как видно из табл. 1, может иметь весьма различные величины и зависит от многих факторов: вида топлива и способа его сжигания, места расположения установки (высота подъема воды, необходимой для работы установки), типа тяги, типа установки (конденсационная или теплофикационная), а также от мощности установки.

Расход энергии на собственные нужды необходимо уменьшать всеми возможными способами, так как чем меньше расходуется энергии на себя, тем большее ее количество может быть отдано для нужд народного хозяйства и тем дешевле будет единица отпускаемой энергии, цена которой служит критерием рационального ведения хозяйства предприятия.

При проектировании и эксплуатации теплосиловых установок следует обращать самое серьезное внимание на все вопросы, связанные с самопотреблением энергии, и стремиться к его уменьшению, избегая по возможности всех обстоятельств, могущих вызвать повышенный расход энергии на собственные нужды.

Кроме расхода энергии на собственные нужды, на всякой электростанции имеются потери энергии в кабелях, проводах и шинах внутри станции, а при наличии трансформаторов собственных нужд также и потери в их обмотках и железных сердечниках.

Таким образом, количество отпускаемой энергии всегда меньше количества энергии, выработанного генераторами.

Отношение отпущенной электроэнергии к выработанной называется коэфициентом отдачи энергии:

$$\eta_{отд} = \frac{Э_{отп}}{Э_{выр}}. \qquad (19)$$

Отношение израсходованной внутри самой установки энергии к выработанной называется коэфициентом самопотребления энергии:

$$K_э = \frac{Э_{выр} - Э_{отп}}{Э_{выр}}.$$

Эти коэфициенты связаны между собой равенством

$$\eta_{отд} = 1 - K_э . \qquad (19')$$

НТБ ДНУЖТ

Общие выражения для к. п. д. теплосиловых установок. Техническая экономичность теплосиловой установки характеризуется ее полным к. п. д., которым называется отношение полученной энергии к затраченной, выражаемое в долях единицы или в процентах.

К. п. д. электрической станции. К. п. д., отнесенный к выработанной энергии, называется к. п. д. брутто и представляет собой отношение выработанной за некоторое время электроэнергии (в тепловом выражении) к израсходованному за это же время теплу в топливе, т. е.

$$\eta_{ст}^{бр} = \frac{Э_{выр} \cdot 860}{BQ_р^н}. \qquad (20)$$

К. п. д., отнесенный к отпущенной энергии,

$$\eta_{ст}^{нетто} = \frac{Э_{отп} \cdot 860}{B\,Q_р^н} \qquad (21)$$

будет меньше, чем η брутто, и связан с ним соотношением

$$\eta_{ст}^{нетто} = \eta_{ст}^{бр}(1 - K_э).$$

К. п. д. брутто и нетто будут тем более отличаться друг от друга, чем больше будет расход энергии на собственные нужды и ее потери внутри станции. Следует обратить внимание на то, что η брутто конденсационной станции характеризует только экономичность работы основных агрегатов станции (котлов, двигателей) и ее тепловой схемы, тогда как η нетто, учитывающий в числе всех потерь также и ту энергию, которая тратится станцией на себя, является полным показателем качества работы станции как комплекса механизмов, предназначенного для отпуска электроэнергии.

К. п. д. станции может быть представлен также и в другом виде.

Разделив числитель и знаменатель выражений (20) и (21) на входящие в них количества энергии, получим, что

$$\eta_{ст}^{бр} = \frac{860}{b_{выр} Q_р^к}$$

и

$$\eta_{ст}^{нетто} = \frac{860}{b_{отп} Q_р^н}, \qquad (22)$$

где $b_{выр}$ и $b_{отп}$ — расходы топлива станцией на 1 *квт-ч*, выработанный и отпущенный.

Для возможности сравнения между собой по удельному расходу топлива качества работы паровых электростанций, работающих на разных топливах, удельный расход топлива относят к условному топливу, имеющему $Q_р^{усл} = 7\,000$ *кал/кг*. К. п. д. станции при этом принимают вид

$$\eta_{ст}^{бр} = \frac{860}{b_{выр}^{у} \cdot 7\,000}$$

НТБ ДНУЖТ

и

$$\eta_{ст}^{нетто} = \frac{860}{b_{отп}^{у} \cdot 7\,000}, \qquad (22')$$

где $b_{выр}^{у}$ — расход условного топлива в *кг* на 1 выработанный *квт-ч*;

$b_{отп}^{у}$ — расход условного топлива в *кг* на 1 отпущенный *квт-ч*.

Таким образом, экономичность работы станции может быть характеризована как величиной к. п. д., так и удельным расходом натурального или условного топлива или же просто количеством израсходованных калорий на выработанный или отпущенный киловатт-час. Удельный расход условного топлива широко принят в качестве показателя работы станций в системе Главэнерго. Оценка работы станции по расходу калорий на киловатт-час очень часто применяется за границей, в СССР же широкого распространения не имеет.

К. п. д. теплофикационной станции. Для станции с комбинированной выработкой тепла и электроэнергии к. п. д. могут быть представлены в виде

$$\eta_{ст}^{бр} = \frac{Э_{выр} \cdot 860 + Q_{потр}}{BQ_{р}^{н}}$$

и

$$\eta_{ст}^{нетто} = \frac{Э_{отп} \cdot 860 + Q_{потр}}{BQ_{р}^{н}}, \qquad (23)$$

где $Q_{потр}$ — количество отпущенного потребителям тепла.

К. п. д. для всех типов станций могут вычисляться для любого периода времени, например месяца, квартала и года, и могут быть различными для разных периодов в зависимости от возможных изменений в условиях работы станции.

§ 3. Коэфициент полезного действия теплосиловой установки в виде функции коэфициентов полезного действия ее отдельных элементов

К. п. д. станций с двигателями внутреннего сгорания. К. п. д. брутто станций с двигателями, работающими на жидком топливе или на готовом газе и имеющих одну фазу превращения энергии (считая двигатель с генератором за один агрегат), очевидно, равен абсолютному электрическому к. п. д. двигателей, т. е.

$$\eta_{ст}^{бр} = \eta_{э}^{дв} = \frac{Э_{выр} \cdot 860}{BQ_{р}^{н}} = \frac{860}{b_{выр}\, Q_{р}^{н}}$$

и

$$\eta_{ст}^{нетто} = \frac{Э_{выр}\,(1 - K_{э})\ \ 860}{BQ_{р}^{н}} = \frac{860\,(1 - K_{э})}{b_{выр}\, Q_{р}^{н}} = \frac{860}{b_{отп} \cdot Q_{р}^{н}},$$

где $K_{э}$ — коэфициент самопотребления энергии.

НТБ ДНУЖТ

Для установок с двигателями, работающими на газе, получаемом из собственных газогенераторов, к. п. д. равен произведению к. п. д. двигателей на к.п.д. газогенераторов, т. е.

$$\eta_{ст} = \eta_{i}^{дв} \cdot \eta_{газоген.}$$

К. п. д. паросиловой конденсационной установки или работающей на выхлоп без использования тепла (паротурбиной и с паровыми поршневыми машинами). К. п. д. всей установки может быть представлен в виде произведения к. п. д. ее отдельных элементов.

Примем для величин, характеризующих работу станции, следующие обозначения:

$D_к$ — произведенное котлами за какой-либо промежуток времени количество пара в *кг*;

$i_к$ — его теплосодержание в *кал/кг*;

$i_{п.в}$ — теплосодержание питательной воды котлов в *кал/кг*;

B — израсходованное котельной количество топлива в *кг*;

$Q_р^н$ — рабочая теплотворная способность топлива в *кал/кг*;

D_0 — поступившее в двигатели количество пара в *кг*;

i_0 — его теплосодержание в *кал/кг*;

$i_{кн}$ — теплосодержание конденсата в *кал/кг*, возвращаемого в систему питания из конденсатора, являющееся тем условным начальным тепловым уровнем, относительно которого рассматривается весь тепловой процесс станции (приближенно $i_{кнд} = t_к^0$, т. е. температуре конденсата). В выводе формул настоящей главы вместо $i_{кнд}$ употребляется $t_к$;

$Э_{выр}$ и $Э_{отп}$ — выработанное и отпущенное количество энергии в *квт-ч*.

Преобразуем выражение к. п. д. нетто станции:

$$\eta_{ст}^{нетто} = \frac{Э_{выр} \cdot 860}{BQ_р^н}(1 - K_э). \qquad (24)$$

Умножив числитель и знаменатель уравнения (24) на количество подведенного к двигателю пара

$$D_0 = D_к(1 - K_п),$$

где $K_п = \frac{D_к - D_0}{D_к}$ коэфициент самопотребления пара, учитывающий расход его на собственные нужды котельной и машинного зала и потери внутри станции.

имеем

$$\eta_{ст}^{нетто} = \frac{Э_{выр} \quad 860\, D_к}{D_0 BQ_р^н}(1 - K_э)(1 - K_п). \qquad (24')$$

Разделим и умножим правую часть равенства (24′) на

$$(i_0 - t_к)(i_к - i_{п.в})$$

НТБ ДНУЖТ

и представим $\eta_{ст}^{нетто}$ в виде

$$\eta_{ст}^{нетто} = \frac{Э_{выр} \cdot 860 D_к (i_к - i_{пв})}{D_0 (i_0 - t_к) B Q_р^н} \cdot \frac{i_0 - t_к}{i_к - i_{пв}} (1 - K_э)(1 - K_п). \qquad (24'')$$

Умножив правую часть выражения (24″) на

$$\frac{i_к - t_к}{i_к - t_к} = 1,$$

получим, что

$$\eta_{ст}^{нетто} = \frac{Э_{выр} \cdot 860}{D_0 (i_0 - t_к)} \cdot \frac{D_к (i_к - i_{пв})}{B Q_р^н} \cdot \frac{i_0 - t_к}{i_к - t_к} \cdot$$

$$\cdot \frac{i_к - t_к}{i_к - i_{пв}} (1 - K_э)(1 - K_п). \qquad (24''')$$

Замечая, что первый множитель правой части уравнения (24‴) представляет собой абсолютный электрический к. п. д. машины

$$\eta_э = \frac{860}{d_э (i_0 - t_к)},$$

а второй множитель—к.п.д. котельной брутто, мы можем представить к.п.д. станции в виде

$$\eta_{ст}^{нетто} = \eta_{кy}^{бр} \eta_{тр} \alpha \eta_э (1 - K_п)(1 - K_э), \qquad (24'''')$$

где $\eta_{тр} = \frac{i_0 - t_к}{i_к - t_к}$ —к.п.д. трубопровода между котельной и двигателями, характеризующий потерю в нем части теплосодержания пара;

$\alpha = \frac{i_к - t_к}{i_к - i_{пв}}$ — коэфициент возврата тепла, или коэфициент регенерации, показывающий, какая доля теплосодержания вырабатываемого котлами пара получается за счет тепла, содержащегося в питательной воде.

Входящий в выражение $\eta_{ст}^{нетто}$ абсолютный электрический к.п.д. двигателя $\eta_э$ равен (табл. 4)

$$\eta_э = \eta_{оэ} \cdot \eta_t = \eta_{оэ} \frac{H}{i_0 - t_к},$$

где $\eta_{оэ}$ — относительный электрический к.п.д. двигателя;

η_t — абсолютный к.п.д. идеального двигателя, в выражении которого H означает располагаемый адиабатический перепад тепла в пределах параметров работы двигателя.

Таким образом, окончательное выражение для к.п.д. нетто может быть представлено в виде

$$\eta_{ст}^{нетто} = \eta_{кy}^{бр} \eta_{тр} \alpha \eta_{оэ} \eta_t (1 - K_п)(1 - K_э). \qquad (25)$$

НТБ ДНУЖТ

При регенеративном подогреве питательной воды в выражение η_t вместо H следует подставлять величину

$$H_p = H - \Sigma a\,(H - h),$$

т. е. учитывать увеличение удельного расхода пара при регенерации, вызываемое недоиспользованием отбираемого пара (см. § 2 главы 10).

Для станций с поршневыми паровыми машинами в случае неиспользования конденсата (смеси конденсата и охлаждающей воды) из конденсаторов смешением, а также при работе двигателей на выхлоп в формулах (24′) и (24″) теплосодержание конденсата следует принимать равным нулю ($t_к = 0$). При этом соотношения, выраженные формулами (24) и (25), остаются в силе.

Итак, $\eta_{ст}^{нетто}$ может быть представлен в виде произведения к. п. д. отдельных элементов станции (котельной, трубопроводов, двигателей), умноженного на коэфициент регенерации и на коэфициенты отдачи пара и электроэнергии.

К. п. д. станции будет тем больше, чем больше к. п. д. котельной и трубопроводов и чем выше температура питательной воды и соответственно выше коэфициент регенерации. Однако повышение температуры питательной воды увеличивает к. п. д. станции, т. е. уменьшает расход топлива, лишь в том случае, если оно получается не за счет подогрева воды специально подаваемым для этой цели острым паром из котлов, что не дает никакого повышения к. п. д. станции (см. главу 10). Повышение температуры питательной воды дает выгоду при подогреве ее отработавшим или отбираемым из машины паром и при подогреве за счет сбора горячего конденсата такого пара, использованного у потребителей.

Необходимо отметить, что использование для подогрева питательной воды конденсата подаваемого потребителям острого пара и тепла дренажей паропроводов тоже увеличивает к. п. д. станции, так как является использованием имеющихся потерь тепла; подогрев питательной воды этим способом следует различать от ее подогрева специально подаваемым острым паром.

Коэфициент регенерации у современных турбинных установок, имеющих подогрев питательной воды отборным паром, всегда больше единицы, так как в них $i_{пв} > t_к$.

В старых установках $i_{пв} = t_к$ и $\alpha = 1{,}0$. В установках со смешивающими конденсаторами (стационарные поршневые машины, локомобили) при использовании смеси конденсата и охлаждающей воды для питания котлов $\alpha = 1{,}0$ ($t_к = i_{пв}$). При питании котлов только свежей водой, что имеет место в установках со смешивающими конденсаторами при отказе от использования смеси конденсата и охлаждающей воды для питания котлов, а также в установках, работающих на выхлоп, температура подаваемой в котлы воды резко влияет на величину α и $\eta_{ст}$ и последний, давая правильное представление о тепловой экономичности всей установки в целом, не характеризует качества работы ее котла и машины. Например, при посторонней горячей

НТБ ДНУЖТ

питательной воде, получаемой с производства, $\eta_{cm}^{нетто}$ локомобильной станции при пользовании формулой (25) может получиться весьма высоким даже при очень несовершенном локомобиле.

Для к. п. д. локомобилей изготовляющие их заводы дают следующую формулу:

$$\eta_л = (\eta_к + q_{под})\,\eta_e\,z, \tag{26}$$

в которой $\eta_л = \dfrac{632}{b_e Q_p^н}$ — абсолютный эффективный к.п.д. локомобильной установки;

b_e — расход топлива в *кг/эфЛС-ч*;

$\eta_к = \dfrac{D\,(i_к - t_2)}{BQ_p^н}$ — к.п.д. котла;

D — часовой расход пара в *кг*;

B — часовой расход топлива в *кг*;

$i_к$ — теплосодержание перегретого пара;

t_2 — температура питательной воды при входе в котел (после подогревания отработавшим паром);

$q_{под} = \dfrac{D\,(t_2 - t_1)}{BQ_p^н}$ — доля использования тепла в подогревателе питательной воды;

t_1 — температура воды перед подогревателем;

$\eta_e = \dfrac{632}{d_e i_к}$ — эффективный абсолютный к.п.д. машины (считая от температуры воды 0°);

d_e — удельный расход пара в *кг/эфЛС-ч*;

$z = \dfrac{i_к}{i_к - t_1}$ — коэфициент (аналогичный коэфициенту регенерации) приведения к.п.д. машины к температуре питательной воды перед подогревателем.

Для сравнения локомобилей по их тепловому совершенству при питании посторонней водой следует пользоваться произведением

$$(\eta_к + q_{под})\,\eta_e,$$

исключая коэфициент z, зависящий от температуры питательной воды.

Для вычисления $\eta_{cm}^{нетто}$ для локомобильной станции величина $\eta_л$, определенная по формуле (26), должна быть умножена на к.п.д. генератора $\eta_{ген}$, к.п.д. ременной передачи, если таковая имеется, и на коэфициент отдачи электроэнергии $(1 - K_э)$, учитывающий расход ее на собственные нужды.

НТБ ДНУЖТ

В к.п.д. локомобильной станции не входят к.п.д. паропроводов, так как потеря ими тепла практически отсутствует вследствие крайне малой их длины, и коэфициент отдачи пара $(1 - K_n)$, поскольку обычно расхода пара из котла на собственные нужды не имеется.

Кроме того, к.п.д. станции будет тем больше, чем больше:

а) относительный электрический к.п.д. двигателя

$$\eta_{оэ} = \eta_{oi}\, \eta_м\, \eta_{ген},$$

т. е. чем более совершениа конструкция двигателя;

б) термический к.п.д. процесса (абсолютный к.п.д. идеальной машины), т. е. чем большую часть теплосодержания пара составляет располагаемый адиабатический перепад тепла между параметрами работы двигателя; чем выше начальные параметры (давление и температура) пара, тем больше

$$\eta_t = \frac{H}{i_0 - t_к}$$

и тем больше абсолютный к. п. д. действительной машины; это положение, бесспорное для конденсационных машин, у которых неиспользованная часть теплосодержания пара уносится с охлаждающей водой, неприменимо для машин с конечным использованием тепла, для которых между полным к. п. д. машины, учитывающим как электроэнергию, так и отпускаемое тепло, и величинами η_{oi} и η_t имеется обратная зависимость (см. к. п. д. установок с конечным использованием тепла).

К. п. д. станции будет тем меньше, чем больше:

а) при данной конструкции двигателя средний удельный расход пара, т. е. чем меньше его средняя загрузка;

б) самопотребление пара и электроэнергии.

Как видим, η_{cm}^{netto} зависит не только от степени технического совершенства двигателей, но также и от степени их загрузки. К. п. д. котельной, входящий в выражение η_{cm}^{netto}, зависит в свою очередь как от использования котлов, так и качества ведения процесса горения. Расходы энергии на собственные нужды часто могут быть весьма значительно уменьшены при достаточном внимании персонала. Таким образом к. п. д. станции не является постоянной величиной и может весьма значительно отличаться от максимально возможного при идеальных условиях работы, так как зависит от графика нагрузки и от качества и условий ведения эксплуатации. Влияние формы графиков нагрузки и качества ведения эксплуатации на расход пара и топлива, а следовательно, и на к. п. д. станции подробно разобрано в главе 7. Ориентировочные величины абсолютных электрических к. п. д. различных двигателей и к. п. д. брутто котельных агрегатов приведены в табл. 4.

НТБ ДНУЖТ

Таблица 4

Ориентировочные величины к. п. д. агрегатов теплосиловых установок при полных нагрузках

Котельные агрегаты	%	Двигатели	%
Котельные агрегаты малых мощностей с ручными топками и экономайзерами . .	65–67	Паровые машины с конденсацией и перегревом пара	10—15
Котельные агрегаты средних мощностей с механическими топками	75—85	Паровые турбины на 12—15 *ата* и при 325–350°	16—20
Крупные котельные агрегаты с механическими топками	82—88	Паровые турбины на 29 *ата* при 400° средних мощностей с регенерацией	25—28
То же пылеугольные	84—90	То же больших мощностей с регенерацией	27—30
Локомобильные установки (вместе с машиной локомобиля)	8—12	Двигатели Дизеля	32—34
		Бензиновые и керосиновые двигатели	13—16
		Газогенераторные двигатели	18—23

Пример 4. Вычислить к. п. д. нетто паротурбинной конденсационной станции при следующих условиях. К. п. д. котельной $\eta_{ку}^{бр} = 0{,}85$. Теплосодержание пара котлов $i_к = 785$ *кал/кг*. Теплосодержание пара при входе в турбину $i_0 = 770$ *кал/кг*. Удельный электрический расход пара с учетом расхода пара на регенеративный подогрев питательной воды $d_э = 4{,}75$ *кг/квт-ч*.

Подогрев питательной воды до $i_{п.в} = 140$ *кал/кг*. Температура конденсата $t_к = 30°$ Коэфициент самопотребления пара $K_п = 0{,}04$, самопотребления электроэнергии $K_э = 0{,}06$.

К.п.д. станции нетто

$$\eta_{ст}^{нетто} = \eta_{ку}^{бр} \frac{i_0 - t_к}{i_к - t_к} \cdot \frac{i_к - t_к}{i_к - i_{пв}} \cdot \frac{860}{d_э (i_0 - t_к)} (1 - K_п)(1 - K_э) =$$

$$= 0{,}85 \frac{770 - 30}{785 - 30} \cdot \frac{785 - 30}{785 - 140} \cdot \frac{860}{4{,}75\,(770 - 30)} (1 - 0{,}04)(1 - 0{,}06) =$$

$$= 0{,}85 \frac{740}{755} \cdot \frac{755}{645} \cdot \frac{860}{4{,}75 \cdot 740} 0{,}96 \cdot 0{,}94 =$$

$$= 0{,}85 \cdot 0{,}98 \cdot 1{,}17 \cdot 0{,}245 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}94 = 0{,}214, \text{ или } 21{,}4\%.$$

Пример 5. Определить к.п.д. нетто дизельной станции при удельном расходе мазута с $Q_р^н = 10\,000$ *кал/кг* в 187 *г/эф ЛС-ч*, к.п.д. генератора $\eta_{ген} = 0{,}94$ и расходе энергии на собственные нужды 5%.

$$\eta_{ст}^{нетто} = \eta_э (1 - K_э) = \frac{632}{b_э \cdot 10^4} 0{,}97 = \frac{632\,\eta_{ген}}{b_e\,10^4} 0{,}97 =$$

$$= \frac{632 \cdot 0{,}94 \cdot 0{,}97}{0{,}187 \cdot 10^4} = 0{,}307, \text{ или } 30{,}7\%.$$

НТБ ДНУЖТ

Пример 6. Вычислить к.п.д. нетто локомобильной конденсационной станции. Удельный эффективный расход пара 4,56 *кг/е ЛС-ч.* Теплосодержание пара 753 *кал/кг.* К.п.д. котла с перегревателем 65%. Температура питательной воды 10°. Использование тепла топлива в паровом подогревателе 2,2%. К.п.д. генератора и ременной передачи $\eta_{ген}\eta_п = 0{,}89$. Расход энергии на собственные нужды 5%.

$$\eta_{ст}^{нетто} = (\eta_к + q_{под})\,\eta_{i_e}\cdot z\,\eta_{ген}\cdot\eta_п\cdot(1-K_э) =$$

$$= (0{,}65 + 0{,}022)\,\frac{632}{4{,}56\cdot 753}\cdot\frac{753}{753-10}\,0{,}89\cdot 0{,}95 =$$

$$= 0{,}67\cdot 0{,}18\cdot 1{,}015\cdot 0{,}89\cdot 0{,}95 = 0{,}104, \text{ или } 10{,}4\%.$$

К. п. д. установок с конечным использованием тепла. Если весь пар, выходящий из двигателя с противодавлением, направляется к потребителю и все тепло отработавшего пара используется, то такая установка называется установкой с конечным использованием тепла.

В некоторых учебниках и руководствах по теплосиловым установкам коэфициент полезного действия таких станций представляется в весьма условной и неудачной форме, а именно в виде приведенного к. п. д. выработки электроэнергии, называемого также к. п. д. выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Во избежание могущих возникнуть недоумений при чтении указанных руководств остановимся несколько подробнее на понятии о приведенном к. п. д. выработки электроэнергии в установках с конечным использованием тепла. При вычислении приведенного к. п. д. вся выгода использования отработавшего тепла условно относится на выработку электроэнергии, а именно теплом, расходуемым на нее, считается не все теплосодержание i_0 пара, поступившего в двигатель, а лишь часть его $i_0 - i_п$, где $i_п$ — теплосодержание выходящего из двигателя и используемого у потребителя отработавшего пара. Абсолютный приведенный электрический к. п. д. двигателя при этом допущении представляется в форме

$$\eta_э^{пр} = \frac{860}{d_э\,(i_0 - i_п)},$$

где $d_э\,(i_0 - i_п) = q_э^{пр}$ — приведенный расход тепла на 1 *квт-ч.*

Теплосодержание отработавшего пара $i_п$ вычисляется следующим способом, который применяется и в дальнейшем для определения теплосодержания отработавшего пара в разных случаях.

Как видно из фиг. 15,

$$i_п = i_o - H\eta_{oi}\left[\frac{кал}{кг}\right], \qquad (27)$$

где H — адиабатическое теплопадение от начального состояния пара до состояния при выходе из двигателя;

η_{oi} — относительный внутренний к. п. д. двигателя.

НТБ ДНУЖТ

В уравнение (27) для упрощения не введен во второй член правой части множитель $a_0 = 1{,}01 — 1{,}02$, учитывающий потерю тепла на излучение поверхностью двигателя, которой в данном случае пренебрегаем. Определять теплосодержание выходящего пара по его давлению, пользуясь таблицами насыщенного пара, нельзя, так как отработавший пар является не сухим насыщенным, а перегретым или влажным. Подставляя в выражение к. п. д. величину i_n из уравнения (27), имеем

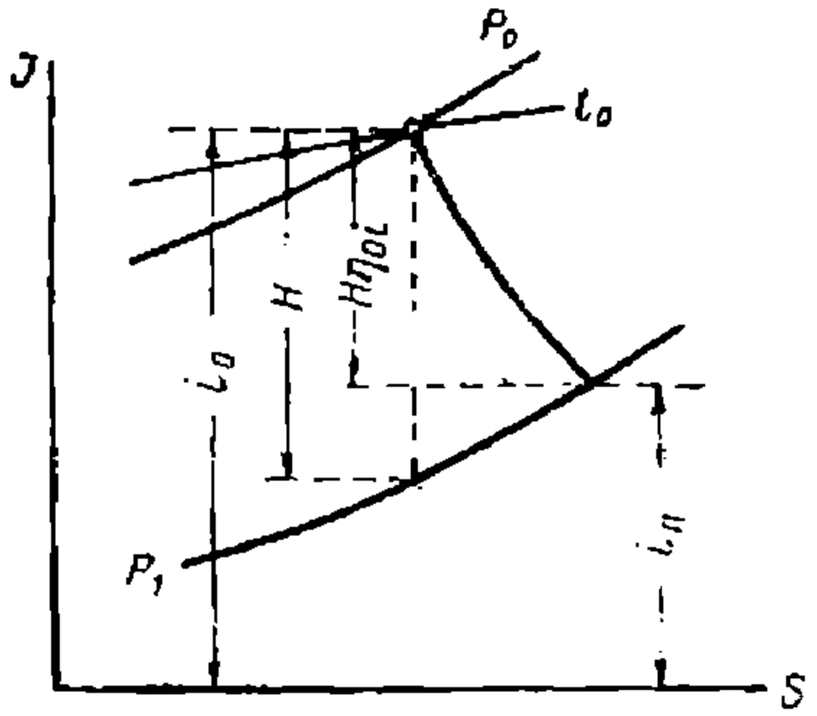
$$\eta_{i\text{э}}^{пр} = \frac{860}{d_\text{э} H \eta_{oi}},$$

вводя же вместо $d_\text{э}$ его величину

$$d_\text{э} = \frac{860}{H \eta_{o\text{э}}},$$

получаем приведенный абсолютный к. п. д. выработки электроэнергии для двигателей с конечным использованием тепла:

$$\eta_\text{э}^{пр} = \frac{\eta_{o\text{э}}}{\eta_{oi}} = \eta_м \cdot \eta_{гсн} = \frac{1}{a}, \qquad (28)$$



Фиг. 15. Определение теплосодержания отработавшего пара

откуда видно, что $\eta_{i\text{э}}^{пр}$ весьма близок к единице, так как зависит только от механических свойств двигателя и к. п. д. генератора, т. е. только от коэфициента рассеяния энергии $a = \frac{1}{\eta_м \cdot \eta_{ген}}$, и не зависит ни от степени теплового совершенства двигателя (его внутреннего относительного к. п. д.), ни от начальных и конечных параметров процесса. Этот коэфициент будет одним и тем же для всех двигателей с противодавлением, если $\eta_м \cdot \eta_{гсн}$ у них одинаковы.

Необходимо подчеркнуть, что понятие о приведенных к выработке электроэнергии к. п. д. двигателя и удельном расходе тепла является противоречащим законам термодинамики. Выходит, что в результате использования отработавшего тепла абсолютный к. п. д. выработки электроэнергии для двигателя с противодавлением становится более чем в 2 раза выше, чем у идеальной машины, работающей по циклу Карно, что с точки зрения термодинамики является абсурдом и может дезориентировать изучающих вопросы экономичности теплосиловых установок.

Приведенный к. п. д. вовсе не характеризует степени совершенства выработки электроэнергии, т. е. совершенства процесса превращения тепловой энергии в электрическую, хотя и называется к. п. д. выработки электроэнергии. Он может служить лишь условным показателем выгодности использования отработавшего пара, не выражая физически сущности процесса. Исходя из этих соображений, следует рекомендовать воздерживаться от пользования понятием приве-

НТБ ДНУЖТ

денного к. п. д., а пользоваться более строгим с теплотехнической точки зрения понятием о полном к. п. д. установки с конечным использованием тепла, учитывающим отпускаемые электроэнергию и тепло как равноправные виды продукции.

Рассматривая выражение этого к. п. д., можно сделать весьма интересные выводы, вскрывающие сущность вопроса выгодности комбинированного способа выработки обоих видов энергии.

Полный к. п. д. (по выработке тепла и электроэнергии). Возьмем общее выражение к. п. д. нетто для установки с противодавлением, отпускающей как тепловую, так и электрическую энергию:

$$\eta_{ст}^{нетто} = \frac{Э_{выр} \cdot 860 (1 - K_э) + Q}{BQ_р^н},$$

где $Q = D_п i_п$ — количество тепла, отпускаемое потребителям.

Проведя преобразования, аналогичные преобразованиям в уравнении (24), и приняв в данном случае $t_к = 0$ (конденсат не возвращается), получим, пользуясь прежними обозначениями, выражение полного к. п. д. в виде

$$\eta_{ст}^{нетто} = \eta_{ку}\eta_{тр}\alpha (1 - K_э) \left[\eta_э (1 - K_э) + \frac{D_п i_п}{D_0 i_0} \right], \qquad (29)$$

где $\frac{D_п i_п}{D_0 i_0}$ представляет собой отношение отпущенного потребителям тепла ко всему теплу, подведенному к двигателю, и может быть названо степенью теплофикационности установки. Преобразуем выражение, стоящее в квадратных скобках, представляющее собой абсолютный к. п. д. нетто двигателя с учетом использования тепла.

Для двигателя с конечным использованием тепла, т. е. при $D_п = D_0$ (используется весь отработавший пар),

$$\eta_i^{дв} = \eta_э (1 - K_э) + \frac{i_п}{i_0}.$$

Пользуясь уравнением (27), получаем

$$\eta^{дв} = \eta_э (1 - K_э) + \frac{i_0 - H\eta_{oi}}{i_0} = \eta_э (1 - K_э) + 1 - \frac{H}{i_0}\eta_{oi} =$$
$$= \eta_{ioi}\eta_t\eta_{ген}\eta_м (1 - K_э) + 1 - \eta_t\eta_{oi} =$$
$$= 1 - \eta_t\eta_{oi}[1 - \eta_{ген}\eta_м (1 - K_э)], \qquad (30)$$

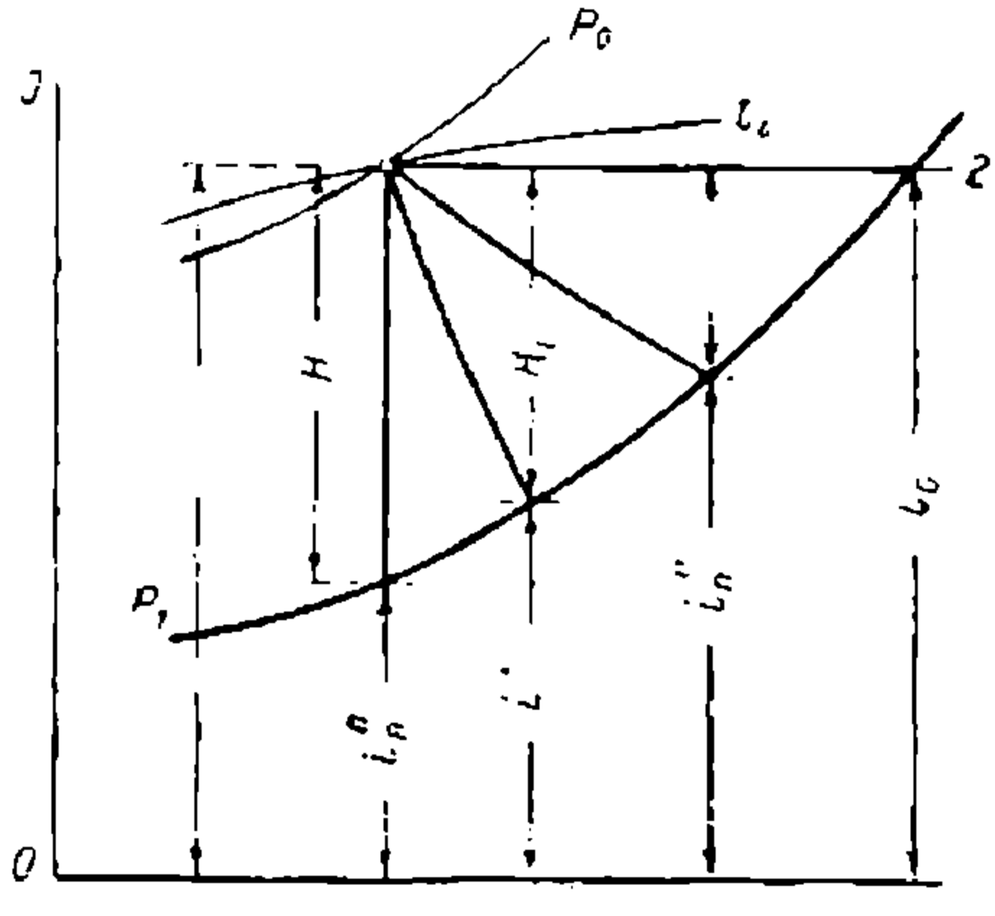
где $\eta_t = \frac{H}{i_0}$ = термический к. п. д. процесса двигателя.

Из последнего равенства видно, что полный к. п. д. двигателя, т. е. определенный по сумме отпуска тепла в паре и в электроэнергии, а следовательно, и к. п. д. станции [уравнение (29)] тем больше, чем меньше термический к. п. д. η_t (чем меньше отноше-

НТБ ДНУЖТ

ние $\frac{H}{i_0}$), чем меньше внутренний относительный к. п. д. η_{loi} (чем менее совершенен двигатель) и чем меньше коэфициент рассеяния $a = \frac{1}{\eta_{i\,ген}\,\eta_{iм}}$.

Для двигателей с конечным использованием тепла с чисто термической точки зрения нецелесообразно стремиться к увеличению располагаемого тенлонадения и внутреннего относительного к. п. д. двигателя. При определенных начальных и конечвых параметрах процесса следует стремиться только к повышению $\eta_{i\,ген}$ и $\eta_{iм}$, т. е. к уменьшению коэфициента рассеяния $a = \frac{1}{\eta_{i\,ген}\,\eta_{i}^{м}}$, но не к повышению η_{loi} двигателя. Такие выводы, могущие показаться на первый взгляд странными, становятся совершенно понятными, если рассмотреть полные к. п. д. для двигателей с различными внутренними относительными к. п. д., изобразив процессы в двигателях на диаграмме $I - S$ (фиг. 16).



Фиг. 16. Работа двигателей с конечным использованием тепла и с различными внутренними относительными к. п. д.

Если не считать потерь механических и потерь в генераторе, то, как видно из фиг. 16, используемое тепло, состоящее из суммы теплосодержания отработавшего пара и использованного в двигателе теплопадения, величина которого зависит от η_{loi}, остается постоянным для всех двигателей независимо от величины их внутреннего относительного к. п. д., так как

$$H + i_n^0 = H_i' + i_n' = H_i'' + i_n'' = i_0 = \text{const}.$$

Если же учесть механические потери двигателя и потери в генераторе, то считая их в процентном выражении одинаковыми для всех изображенных на фиг. 16 случев, увидим, что абсолютная величина потерь будет увеличиваться с увеличением использованного теплопадения, а именно

$$(1 - \eta_{i\,ген}\,\eta_{iм})\,H > (1 - \eta_{i\,ген}\,\eta_{iм})\,H_i' > (1 - \eta_{i\,ген}\,\eta_{iм})\,H_i'',$$

т. е. полный к. и. д. двигателя с конечным использованием тепла будет тем меньше, чем совершеннее внутренний процесс в двигателе и чем больше располагаемое теплопадение, т. е. чем выше начальные нараметры пара и чем ниже противодавление.

НТБ ДНУЖТ

Отсюда мы можем заключить, что в противоположность к. п. д. конденсационного двигателя к. п. д. двигателя с конечным использованием тепла нисколько не характеризует степени технического совершенства его внутреннего процесса, и что с точки зрения повышения к. п. д. только данной установки, если рассматривать ее изолированно от всей энергетической системы района, нецелесообразно повышать η_{oi} двигателя, применять высокое давление и стараться давать пар потребителям при возможно низких параметрах.

При данных же начальных и конечных параметрах наивыгоднейшим способом отдачи тепла (отвлекаясь от его вида) было бы дросселирование пара от давления котлов до давления потребителя (прямая *1 — 2* на фиг. 16). При подаче тепла через дросселирующий (редукционный) вентиль, что соответствует $\eta_t = 0$, отсутствовали бы потери, обусловленные наличием $\eta_{ген}$ и $\eta_м$, поскольку все тепло отдавалось бы в виде пара без отпуска электроэнергии и к. п. д. всей установки был бы равен к. п. д. котельной (если пренебречь ничтожными потерями при редуцировании пара).

Однако не следует забывать, что уменьшение располагаемого теплопадения вызывает уменьшение количества энергии, вырабатываемой машиной с противодавлением при использовании отработавшего тепла, и соответственное увеличение выработки энергии в какой-то другой точке системы конденсационным, т. е. самым невыгодным способом.

В упомянутом предельном случае отпуска тепла через дросселирующий вентиль, наиболее термически выгодном с точки зрения данной установки, все потребное количество электроэнергии пришлось бы вырабатывать где-то конденсационным способом, и мы имели бы налицо наиболее невыгодный способ энергоснабжения — раздельную выработку тепла и электроэнергии.

В результате мы приходим к выводу, что в установках с конечным использованием тепла все же следует, с точки зрения выгоды общего народного хозяйства, стремиться к повышению η_{oi} и начальных параметров пара и к снабжению потребителей отработавшим паром с возможно малым давлением, предельно допустимым по условиям работы потребителей. Общий расход топлива для всей энергетической системы будет при этом уменьшаться (см. пример 8). Необходимо иметь в виду, что тепловые потребители очень часто, иногда в целях более удобной регулировки пара, а иногда просто из-за нежелания пересмотра требований технологии их производственных процессов, желают получать пар более высоких параметров, чем требуется в действительности, и не соглашаются на вполне возможное понижение параметров.

При проектировании следует учесть это обстоятельство и стараться заранее обусловить с потребителями наименьшие возможные параметры теплоносителя.

К. п. д. чисто тепловой установки. Выражение к. п. д. установки с отпуском только тепловой энергии получается из уравнений (29) и (30) при условии дросселирования пара, т. е. при

$$\eta_{lt} = \frac{H}{i_0} = 0 \text{ и } D_n i_n = D_0 i_0,$$

НТБ ДНУЖТ

и имеет вид

$$\eta_{\text{ист}}^{\text{нетто}} = \eta_{\text{ку}}\,\eta_{\text{пр}}\,\alpha\,(1 - K_{\text{п}}), \tag{31}$$

при котором к. п. д. установки имеет наибольшую величину. В этом случае так же выгодно увеличивать коэфициент возврата тепла

$$\alpha = \frac{i_0}{i_0 - i_{\text{пв}}},$$

для чего необходимо возвращать в систему питания котлов горячий конденсат нара потребителей в возможно большем количестве.

К. п. д. двигателя с отборами пара. Относительные к. п. д. двигателя $\eta_{\text{оэ}}$, $\eta_{\text{ое}}$ и η_{oi} с отборами пара имеют вид

$$\eta_{\text{o}} = \frac{860}{d\,[H - \Sigma\,(H - h_i)\,a_i]},$$

где $d = d_{\text{э}}$, $d_{\text{в}}$, d_i — удельный расход пара в *кг/квт-ч*, причем индексу d соответствует индекс определяемого к. п. д.;

H — располагаемый адиабатический перепад тепла от начальных параметров пара до давления в конденсаторе в *кал/кг*;

h_i — адиабатические перепады тепла от начальных параметров пара до давления в отборе в *кал/кг*;

a_i — доля отбора пара по отношению ко всему количеству входящего в двигатель пара (в долях единицы).

Второй множитель в знаменателе представляет собой действительный адиабатический располагаемый перепад тепла для 1 *кг* пара, входящего в двигатель. Этот перепад будет меньше H вследствие того, что часть пара отбирается по пути в конденсатор и недорабатывает в двигателе.

Полный к. п. д. установки с отбором пара. Если общее выражение полного к. п. д. (с учетом тепла пара и электроэнергии) для установки с отборами пара

$$\eta_{\text{ист}}^{\text{нетто}} = \frac{Э_{\text{вып}} \cdot 860\,(1 - K_{\text{э}}) + \Sigma D_{\text{отб}}\, i_{\text{отб}}}{BQ_p^{\text{н}}}$$

представить в виде, аналогичном уравнениям (25) и (29), то из анализа полученного выражения, имеющего более сложную форму, чем уравнения (25) и (29), можно притти к выводам, которые являются совокупностью выводов, полученных нами ранее при анализе уравнений (25) и (29), так как в отношении использования тепла установки с отборами пара занимают среднее положение между установками чисто конденсационными и установками с противодавлением.

Пример 7. Для работающей с противодавлением и с полным использованием отработавшего пара турбинной установки вычис-

НТБ ДНУЖТ

лить полный к.п.д. по отпуску электроэнергии и тепла. К. п. д. котельной, трубопроводов и самопотребление энергии те же, что в примере 4. К. п. д. генератора

$$\eta_{ген} = 0{,}96;\ \eta_м = 0{,}97.$$

Полный к. п. д. по отпуску тепла и электроэнергии при внутреннем относительном к. п. д. $\eta_{oi} = 0{,}8$ и располагаемом адиабатическом теплопадении $H = 155$ *кал/кг* (противодавление 1,2 *ата*) вычисляется следующим образом.

Полный к. п. д. турбогенератора нетто по уравнению (30)

$$\eta_{тг} = 1 - \eta_i \eta_{oi} [1 - \eta_{ген} \eta_м (1 - K_э)] = 1 - \frac{155}{770} \cdot 0{,}8 (1 -$$

$$- 0{,}96 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}94) = 1 - 0{,}2 \cdot 0{,}8 (1 - 0{,}875) =$$

$$= 1 - 0{,}2 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}125 = 1 - 0{,}02 = 0{,}98.$$

Полный к. п. д. станции

$$\eta_{ст}^{нетто} = \eta_{к.у} \eta_{тр} (1 - K_п) \eta_{тг} = 0{,}85 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}98 = 0{,}784.$$

В настоящем примере к. п. д. станции вычислен для упрощения при $\alpha = 1$, т. е. без учета коэфициента регенерации.

Как видно из примера, полные к. п. д. нетто станции с конечным использованием тепла могут достигать весьма значительных величин, в несколько раз превышающих к. п. д. самых совершенных конденсационных станций ($25 \div 28\%$).

Пример 8. Теплофикационная электростанция для ПВРЗ с турбинами с противодавлением работает в параллель с районной энергосистемой. Потребленис электроэнергии ПВРЗ за год 26,6 10^6 *квт-ч*. Потребление заводом тепла за год:

$$Q = 200 \cdot 10^3\ мгк;\quad \eta_{к.у} = 0{,}8;\quad \eta_{тр} = 0{,}97;\quad \eta_м = 0{,}97;$$

$$\eta_{ген} = 0{,}96;\quad K_п = 0{,}04;\quad K_э = 0{,}07.$$

Внутренний относительный к. п. д. турбин $\eta_{oi} = 0{,}82$. Начальные параметры пара $P_0 = 16$ *ата*; $t_0 = 350°$. Противодавление 1,5 *ата*. Весь отработавший пар используется для производства.

Вычислить $\eta_{ст}^{нетто}$ по отпуску тепла и электроэнергии и годовой расход условного топлива при указанных условиях, а также для случая установки турбин с теми же параметрами пара, но с $\eta_{oi} = 0{,}6$ при прочих равных условиях.

Находим по диаграмме $I - S$ теплосодержание пара $i_0 = 752$ *кал/кг* и располагаемое теплопадение $H = 122$ *кал/кг*. Теплосодержание отработавшего пара

$$i_п = 752 - 122 \cdot 0{,}82 = 652\ кал/кг.$$

Годовое количество пара, проходящее через турбины,

$$D_{год} = \frac{Q \cdot 10^3 \cdot 10^6}{i_п} = \frac{200 \cdot 10^3 \cdot 10^6}{652} = 307 \cdot 10^6\ кг.$$

НТБ ДНУЖТ

Количество энергии, вырабатываемое турбогенератором,

$$Э_{выр} = \frac{D_{год} H \eta_{oi} \eta_{1м} \eta_{ген}}{860} = \frac{307 \cdot 10^6 \cdot 122 \cdot 0{,}82 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}97}{860} =$$

$$= 28{,}6 \cdot 10^6 \ квт\text{-}ч.$$

Количество электроэнергии, отпускаемое заводу,

$$Э_{отп} = Э_{выр}(1 - K_э) = 28{,}6 \cdot 10^6 (1 - 0{,}07) = 26{,}6 \cdot 10^6 \ квт\text{-}ч,$$

т. е. электростанция удовлетворяет потребление завода без покупки энергии из общей сети.

К. п. д. станции

$$\eta_{1ст}^{нетто} = \eta_{1ку} \eta_{1тр} (1 - K_п) \{1 - \eta_{oi} \eta_{1т} [1 - \eta_м \eta_{1г} (1 - K_э)]\} =$$

$$= 0{,}8 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}96 \left\{ 1 - 0{,}82 \frac{122}{752} (1 - 0{,}97 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}93) \right\} =$$

$$= 0{,}722, \text{ т. е. } 72{,}2\%.$$

Годовой расход условного топлива

$$B_{усл} = \frac{Э_{отп} \cdot 860 + 10^6 Q}{10^3 \eta_{1ст}^{нетто} \cdot 7\,000} =$$

$$= \frac{26{,}6 \cdot 10^6 + 200 \cdot 10^3 \cdot 10^6}{10^3 \cdot 0{,}722 \cdot 7\,000} = 44\,100 \ т/год.$$

При замене турбин на худшие (хуже использующие адиабатический перепад и имеющие внутренний относительный к. п. д. не 0,8, а, например, 0,6):

$$i_п' = i_0 - H \eta_{oi}' = 752 - 122 \cdot 0{,}6 = 679 \ кал/кг;$$

$$D_{год}' = \frac{Q \cdot 10^6}{i_п'} = \frac{200 \cdot 10^3 \cdot 10^6}{679} = 294 \cdot 10^6 \ кг;$$

$$Э_{выр}' = \frac{D_{год}' H \eta_{oi}' \eta_{1м} \eta_{ген}}{860} =$$

$$= \frac{294 \cdot 10^6 \cdot 122 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}97}{860} = 20{,}0 \cdot 10^6 \ квт\text{-}ч;$$

$$Э_{отп}' = Э_{выр}' (1 - K_э) = 18{,}6 \cdot 10^6 \ квт\text{-}ч.$$

Станция не будет удовлетворять электрическое потребление завода, и потребуется покупка энергии из сети, причем это добавочное количество энергии будет выработано конденсационными турбинами. К.п.д. самой станции, однако, повысится и будет равен

$$\eta_{1ст}^{'нетто} = 0{,}8 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}96 \left\{ 1 - 0{,}6 \frac{122}{752} (1 - 0{,}97 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}93) \right\} =$$

$$= 0{,}728, \text{ т. е. } 72{,}8\%.$$

НТБ ДНУЖТ

Годовой расход топлива

$$B'_{усл} = \frac{Э'_{отп} \cdot 860 + Q \cdot 10^6}{10^3 \eta_{ст}^{'нетто} \; 7\,000} = \frac{18{,}6 \cdot 860 + 200 \cdot 10^3 \cdot 10^6}{10^3 \cdot 0{,}728 \cdot 7\,000} = 42\,750 \; т/год.$$

Расход топлива на станции при замене турбин уменьшится. Годовая экономия условного топлива на станции

$$B_{эк} = B_{усл} - B'_{усл} = 44\,100 - 42\,750 = 1\,350 \; т.$$

Однако выработка необходимой добавочной энергии в количестве

$$Э_{доб} = Э_{отп} - Э'_{отп} = 26{,}6 \cdot 10^6 - 18{,}6 \cdot 10^6 = 8 \cdot 10^6 \; квт\text{-}ч$$

при к. п. д. конденсационного способа выработки энергии около 20% вызовет увеличение расхода топлива во всей энергосистеме, равное

$$B_{доб} = \frac{Э_{доб} \cdot 860}{0{,}2 \cdot 7\,000 \cdot 10^3} - B_{эк} =$$

$$= \frac{8 \cdot 10^6 \cdot 860}{0{,}2 \cdot 7\,000 \cdot 10^3} - 1\,350 = 4\,900 - 1\,350 = 3\,550 \; т/год,$$

и экономичность работы всей энергосистемы понизится. Этот пример ясно доказывает выгодность увеличения выработки энергии на тепловом потреблении.

§ 4. Расход пара при комбинированной и раздельной выработке тепла и электроэнергии

Часовой расход пара двигателем с отбором пара. Выгоды комбинированной выработки тепла и электроэнергии сравнительно с раздельной их выработкой становятся весьма ясными из выражения полного расхода пара двигателем с отбором пара. Для упрощения будем рассматривать двигатель с одним отбором пара. Найдем часовой расход пара при электрической мощности двигателя в N *квт* и отборе пара при давлении $P_{отб}$ в количестве $D_{отб}$ [*кг/ч*]. Количество отбираемого пара

$$D_{отб} = \frac{Q}{i_{отб} - i_{кнд}} \; [кг/ч],$$

где Q [*кал/ч*] — требуемое потребителем количество тепла;

$i_{кнд} \approx t_к$ — теплосодержание конденсата отборного пара в *кал/кг* по выходе его из теплообменных аппаратов потребителя.

Все количество пара $D_ц$, входящее в двигатель, можно рассматривать состоящим из двух потоков: одного, равного $D_{отб}$ и проходящего только через часть высокого давления двигателя, и другого, равного $D_ц - D_{отб}$, проходящего через весь двигатель в конденсатор (фиг. 17, *а*).

НТБ ДНУЖТ

В дальнейшем приняты следующие обозначения:

η'_{oi} — внутренний относительный к. п. д. части высокого давления;

η''_{oi} — внутренний относительный к. п. д. части низкого давления;

η_{oi} — внутренний относительный к. п. д. всего двигателя;

$\eta_м$ и $\eta_{ген}$ — механический к. п. д. двигателя и к. п. д. генератора.

Из теплосодержания 1 *кг* пара превращается в электрическую энергию в части высокого давления

$$h'_0 \eta'_{oi} \eta_м \eta_{ген} = h'_o \eta'_{oэ} \quad [кал/кг];$$

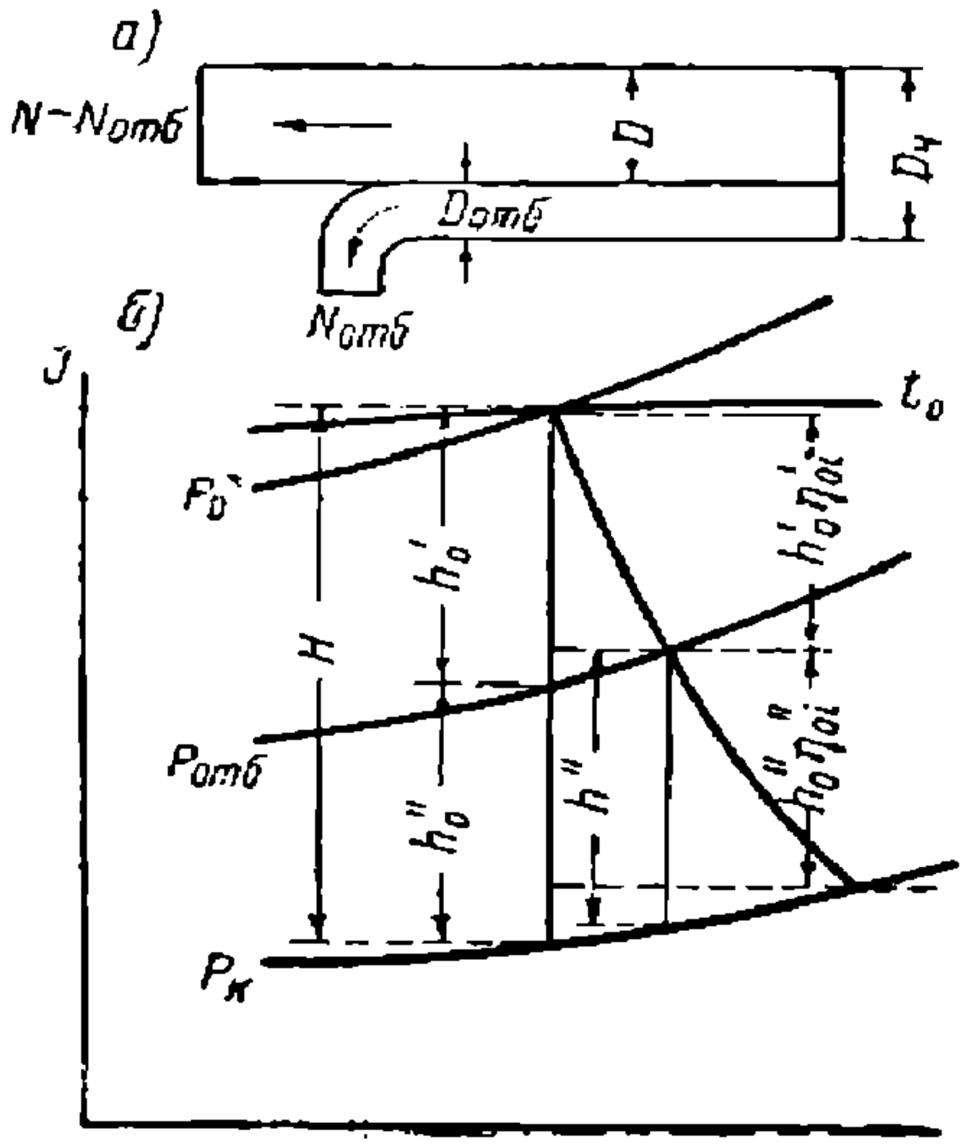
в части низкого давления

$$h''_0 \eta''_{oi} \eta_м \eta_{ген} = h''_o \eta''_{oэ} \quad кал/кг];$$

во всей машине

$$H \eta_{oi} \eta_м \eta_{ген} = H \eta_{oэ} \quad [кал/кг].$$

Пренебрегая разницей в величинах h''_0 и h'', получающейся вследствие расхождения по мере направления вправо кривых давления в диаграмме $I-S$, в дальнейшем выводе принимаем $h''_o = h''$ (фиг. 17, *б*). При проходе через часть высокого давления отбираемый пар создает электрическую мощность



Фиг. 17. Распределение теплопадений в двигателе с отбором пара

$$N_{отб} = \frac{D_{отб} h'_0 \eta'_{oэ}}{860} \quad [квт].$$

Для создания остающихся $N - N_{отб}$ $[квт]$ требуется пара

$$D = \frac{(N - N_{отб}) \cdot 860}{H \eta_{oэ}} \quad [кг/ч].$$

Полное часовое количество пара, требуемое двигателем,

$$D_ч = D_{отб} + D = D_{отб} + \frac{(N - N_{отб}) \cdot 860}{H \eta_{oэ}} =$$

$$= D_{отб} + \frac{N \cdot 860}{H \eta_{oэ}} - \frac{N_{отб} \cdot 860}{H \eta_{oэ}}.$$

НТБ ДНУЖТ

Подставляя величину $N_{отб}$, имеем

$$D_ч = D_{отб} + \frac{860N}{H\eta_{оэ}} - \frac{D_{отб}h'_0\eta'_{оэ}\cdot 860}{860H\eta_{оэ}} =$$

$$= \frac{860N}{H\eta_{оэ}} + D_{отб}\left(1 - \frac{h'_0\eta'_{оэ}}{H\eta_{оэ}}\right) [кг].$$

Имея в виду очевидное соотношение

$$H\eta_{оэ} = h'_0\eta'_{оэ} + h''_0\eta_{оэ},$$

получаем

$$D_ч = \frac{860N}{H\eta_{оэ}} + \frac{h_0\eta''_{оэ}}{H\eta_{оэ}} D_{отб} [кг].$$

Величина $\frac{860N}{H\eta_{оэ}}$ представляет собой часовой расход пара двигателем при работе его с мощностью N [*квт*] при конденсационном режиме. Обозначая $\frac{h''_0\eta''_{оэ}}{H\eta_{оэ}}$ через y и имея в виду уравнение (13), полный часовой расход пара двигателем можно представить в виде

$$D_ч = D_к + yD_{отб} = xd_н N_н + d_н(1-x)N + yD_{отб} [кг], \qquad (32)$$

где $d_н$ — удельный расход пара двигателем при нормальной электрической нагрузке и конденсационном режиме;

y — коэфициент отбора, характеризующий уменьшение (в весовом отношении) полного расхода пара при комбинированной выработке тепла и электроэнергии сравнительно с расходом его при раздельной выработке.

При раздельной выработке потребное полное количество пара будет

$$D'_ч = D_к + D_{отб}.$$

При комбинированной выработке полное количество пара

$$D_ч = D_к + yD_{отб}.$$

Экономия в расходе пара

$$D'_{эк} = D'_ч - D_ч = (1-y)D_{отб} [кг/ч].$$

Величина y вместе с этим показывает долю полного теплопадения, оставшуюся недоиспользованной для отобранного из двигателя пара.

Если сравнивать полные расходы пара при раздельной и комбинированной выработке обоих видов энергии при одном и том же потреблении тепла в калориях, а не при одном и том же весовом количестве потребляемого пара, то экономия в расходе пара при комбинированном способе будет иметь несколько другую величину. Теплосодержание 1 *кг* пара при подаче его непосредственно из котельной больше, чем у 1 *кг* отборного пара. Поэтому при том же потреблении

НТБ ДНУЖТ

в Q *кал-ч* потребное количество пара из котельной при раздельной выработке будет

$$D_ч'' = D_к + D_{отб}\frac{i_{отб} - t_ж}{i_ж - t_ж}.$$

Экономия в расходе пара при переходе от раздельной работы к комбинированной

$$D_{эк}'' = D_ч'' - D_ч = D_{отб}\frac{i_{отб} - t_к}{i_к - t_к} - yD_{отб} =$$

$$= D_{отб}\left(\frac{i_{отб} - t_к}{i_к - t_к} - y\right) [кг/ч], \qquad (32')$$

где согласно уравнению (27)

$$i_{отб} = i_0 - h_0'\eta_{oi}'$$

и $i_к$ — теплосодержание пара при выходе из котлов.

Вследствие того, что y уменьшается с уменьшением h_o', следует выбирать возможно меньшие значения для $P_{отб}$. Уравнения (32) и (32′) показывают, что раздельная установка всегда требует больше пара, чем комбинированная, при тех же $N_{квт}$ и $Q_{потреб}$. В действительности получаемая экономия при очень малых отборах пара на производство может оказаться меньше, чем перерасход пара вследствие увеличения удельного расхода пара при замене конденсационной турбины турбиной с отбором пара, что объясняется мятием пара в регуляторе давления и затруднительностью придать лопаткам наивыгоднейший профиль вследствие непрерывных изменений в количестве проходящего через них пара.

Относительно величины $\eta_{oэ}'$ и $\eta_{oэ}''$ следует иметь в виду, что у старых турбин и у мелких современных $\eta_{oэ}'' > \eta_{oэ}'$, у турбин же современных большой мощности имеется обычно обратное соотношение. У паровых поршневых машин всегда $\eta_{oэ}' > \eta_{oэ}''$

Годовой расход пара двигателем с отбором пара. Если известно количество вырабатываемой за год энергии $Э_{год}$ и количество отдаваемого из отбора пара $D_{отб}^{год}$, то годовой расход пара двигателем с отбором пара

$$D_{год} = mxd_н N_н + (1 - x)d_н Э_{год} + yD_{отб}^{год}\ кг/год, \qquad (33)$$

где m — число машино-часов для двигателей одного типа.

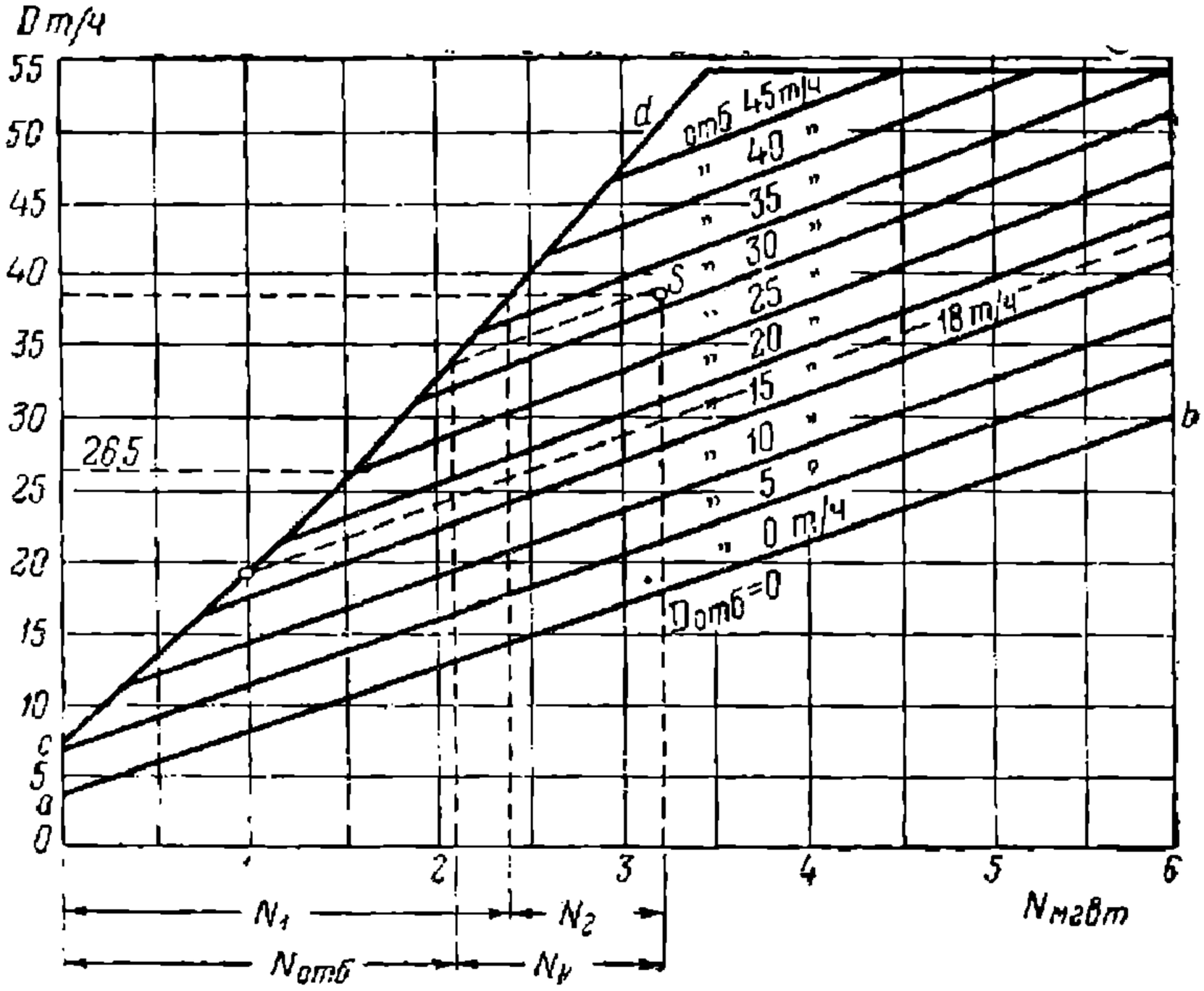
Если имеются различные двигатели, то уравнение (33) должно быть составлено для каждого из них в отдельности.

Режимные диаграммы двигателей с отбором пара. Вместо вычисления часовых и годовых расходов пара по уравнениям (32) и (33) можно пользоваться заводскими диаграммами режимов, даваемыми заводами для двигателей с отбором пара. По этим диаграммам часовой расход пара для любой электрической нагрузки и любого отбора (в пределах возможных) может быть определен очень легко. Для упро-

НТБ ДНУЖТ

щения все линии на таких диаграммах даются в виде прямых, что вполне допустимо для практических целей. На фиг. 18 представлена для примера заводская диаграмма режимов для турбины типа CR-46 мощностью 6 000 *квт* (бесподвальной) с отбором пара при 6 *ата*.

На этой диаграмме линия *ab* представляет собой характеристику часового расхода пара при конденсационном режиме $D_{отб} = 0$. Линия *cd* теоретически соответствует отсутствию прохода пара в часть низкого давления, т. е. является характеристикой расхода пара при работе данной турбины с режимом турбины с противодавлением. Практически через часть низкого давления всегда пропускается не-



Фиг. 18. Диаграмма режимов работы для турбин CR-46 в 6000 *квт* с отбором пара при 6 *ата*

которое количество пара для отвода тепла, развивающегося в ступенях низкого давления, и для обеспечения нормальной работы конденсатных насосов. Поэтому полный расход пара при отборе, например, в 25 *т/ч* (при работе с режимом противодавления) будет, как видно из фиг. 18, немного больше, а именно около 26,5 *т/ч*.

Для любой точки S диаграммы мощность, вырабатываемая в ступенях высокого давления, будет N_1[*квт*] и в ступенях низкого давления N_2[*квт*]. Отборный пар при проходе через ступени высокого давления будет создавать мощность $N_{отб}$[*квт*], а пар, проходящий через всю машину в конденсатор, $N_к$ [*квт*]. Построение для точки S на фиг. 18 соответствует 3 200 *квт* и $D_{отб} = 32$ *т/ч*. При этом в части высокого давления будет создаваться 2 350 *квт*, в части низкого давления — 850 *квт*. Паром отбора будет создаваться мощность 2 100 *квт* и па-

НТБ ДНУЖТ

Удельный электрический расход пара (на 1 *квт-ч* на клеммах генератора) при нормальной нагрузке и чисто конденсационном режиме

$$d_э^к = \frac{860}{H\eta_{оэ}} = \frac{860}{272 \cdot 0{,}75} = 4{,}22 \text{ кг/квт-ч.}$$

Часовой расход пара при конденсационном режиме

$$D_1 = 25\,000 \cdot 4{,}22 \approx 105 \text{ т/ч.}$$

Часовой расход пара при той же нагрузке, но при

$$D_{отб} = 100 \text{ т/ч}; \quad D_2 = D_1 + yD_{отб} = 105 + \frac{h''_0\eta_{оэ}}{H\eta_{оэ}} D_{отб} =$$

$$= 105 + \frac{108 \cdot 0{,}705}{272 \cdot 0{,}75} 100 = 105 + 0{,}37 \cdot 100 = 142 \text{ т/ч.}$$

Определим экономию в расходе пара из котельной сравнительно с раздельной выработкой пара и электроэнергии при том же потреблении тепла в калориях.

Вычисляем теплосодержание отбираемого пара:

$$i_{отб} = i_0 - h'_0\eta'_{oi} = 772 - 164 \cdot 0{,}83 = 772 - 136 = 636 \text{ кал.кг.}$$

Возврат конденсата от потребителей предполагаем при $t_к = 80$

$$D_{эк} = D_{отб}\left(\frac{i_{отб} - t_к}{i_к - t_к} - y\right) =$$

$$= 100\left(\frac{636 - 80}{785 - 80} - 0{,}37\right) = 100\,(0{,}79 - 0{,}37) = 100 \cdot 0{,}42 = 42 \text{ т/ч,}$$

где $i_к$ — теплосодержание пара при выходе из котлов.

При раздельной выработке пришлось бы отпускать из котельной

$$D_2 + D_{эк} = 142 + 42{,}0 = 184 \text{ т/ч,}$$

из них 105 *т/ч* на выработку электроэнергии в турбогенераторе и 79 *т/ч* — через редукционный вентиль потребителям, использующим

$$100\,000\,(636 - 80) = 79\,000\,(785 - 80) = 55{,}6 \cdot 10^6 \text{ кал/ч.}$$

ГЛАВА 7

ПАРАДНЫЕ И РАБОЧИЕ РАСХОДЫ ПАРА И ТОПЛИВА

§ 1. Понятие о гарантийных и эксплуатационных расходах пара и топлива

Выражения к. п. д., приведенные в главе 6, дают возможность легко определить для установки, уже находящейся в эксплуатации, как общий к. п. д., так и выразить его в виде произведения к. п. д.

НТБ ДНУЖТ

ром, проходящим в конденсатор, 1 100 *квт*. Создаваемая отбираемым паром мощность в 2 100 *квт* есть наименьшая электрическая нагрузка турбины, которую она может иметь при отборе в 32 *т/ч*. Если турбогенератор работает изолированно и по графику электрической нагрузки требуется мощность меньшая, чем 2 100 *квт*, то необходимо снижать величину отбора до той величины, которая будет соответствовать требуемой электрической мощности. Например, при нагрузке в 1 000 *квт* отбор необходимо уменьшить до 18 *т/ч*. Недостающие потребителю 32 — 18 = 14 *т/ч* придется добавлять из котельной через редукционно-увлажнительную установку.

Расход пара на холостой ход при режиме с противодавлением (отрезок *Oc*) больше, чем при конденсационном режиме (отрезок *Oa*), вследствие того, что при работе с противодавлением расход пара на трение и другие потери относится к меньшей полезной работе пара внутри турбины, так как он расширяется только в ступенях высокого давления. Максимально возможное количество пара, которое можно пропускать через ступени высокого давления данной турбины, как видно из графика, равно 54 *т/ч*. На это количество рассчитаны ступени высокого давления, исходя из чего максимально возможный отбор пара при полной электрической нагрузке в 6 000 *квт* равен 35 *т/ч*. При уменьшении электрической нагрузки до 4 500 *квт* отбор пара может быть увеличен до 45 *т/ч* без увеличения количества проходящего через ступени высокого давления пара сверх 54 *т/ч*.

Пример 9. Вычислить часовой расход пара при нормальной нагрузке без отбора пара и при той же нагрузке, но с отбором пара в 100 *т/ч* для турбогенератора мощностью в 25 000 *квт*. Характеристика агрегата следующая:

$$P_0 = 29\ ama;\quad t_0 = 400°;\quad P_{отб} = 1{,}2\ ama;\quad P_к = 0{,}04\ ama;$$

$$\eta'_{oi} = 0{,}83;\ \eta_{oi} = 0{,}75;\quad \eta_м = 0{,}98;\quad \eta_{ген} = 0{,}96.$$

Соответственно фиг. 17 по диаграмме $I — S$ определяем:

$$H = 772 — 500 = 272\ кал/кг;$$

$$h_0 = 772 — 608 = 164\ кал/кг;$$

$$h''_0 = 608 — 500 = 108\ кал/кг.$$

Находим η_{oi} для всей турбины из равенства

$$= \frac{h'_0\eta_{oi} + h''_0\eta_{oi}}{H} = \frac{164 \cdot 0{,}83 + 108 \cdot 0{,}75}{272} = \frac{217}{271} = 0{,}798.$$

Электрические относительные к. п. д.

$$\eta_{oэ} = 0{,}798 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}96 = 0{,}75,$$

$$\eta_{oэ} = 0{,}83 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}96 = 0{,}78;$$

$$\eta_{oэ} = 0{,}75 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}96 = 0{,}705.$$

НТБ ДНУЖТ

Удельный электрический расход пара (на 1 *квт-ч* на клеммах генератора) при нормальной нагрузке и чисто конденсационном режиме

$$d_э^к = \frac{860}{H\eta_{оэ}} = \frac{860}{272 \cdot 0{,}75} = 4{,}22 \text{ кг/квт-ч.}$$

Часовой расход пара при конденсационном режиме

$$D_1 = 25\,000 \cdot 4{,}22 \approx 105 \text{ т/ч.}$$

Часовой расход пара при той же нагрузке, но при

$$D_{отб} = 100 \text{ т/ч}; \quad D_2 = D_1 + yD_{отб} = 105 + \frac{h''_0\eta_{оэ}}{H\eta_{оэ}} D_{отб} =$$

$$= 105 + \frac{108 \cdot 0{,}705}{272 \cdot 0{,}75} 100 = 105 + 0{,}37 \cdot 100 = 142 \text{ т/ч.}$$

Определим экономию в расходе пара из котельной сравнительно с раздельной выработкой пара и электроэнергии при том же потреблении тепла в калориях.

Вычисляем теплосодержание отбираемого пара:

$$i_{отб} = i_0 - h'_0\eta'_{oi} = 772 - 164 \cdot 0{,}83 = 772 - 136 = 636 \text{ кал.кг.}$$

Возврат конденсата от потребителей предполагаем при $t_к = 80$

$$D_{эк} = D_{отб}\left(\frac{i_{отб} - t_к}{i_к - t_к} - y\right) =$$

$$= 100\left(\frac{636 - 80}{785 - 80} - 0{,}37\right) = 100\,(0{,}79 - 0{,}37) = 100 \cdot 0{,}42 = 42 \text{ т/ч,}$$

где $i_к$ — теплосодержание пара при выходе из котлов.

При раздельной выработке пришлось бы отпускать из котельной

$$D_2 + D_{эк} = 142 + 42{,}0 = 184 \text{ т/ч,}$$

из них 105 *т/ч* на выработку электроэнергии в турбогенераторе и 79 *т/ч* — через редукционный вентиль потребителям, использующим

$$100\,000\,(636 - 80) = 79\,000\,(785 - 80) = 55{,}6 \cdot 10^6 \text{ кал/ч.}$$

ГЛАВА 7

ПАРАДНЫЕ И РАБОЧИЕ РАСХОДЫ ПАРА И ТОПЛИВА

§ 1. Понятие о гарантийных и эксплуатационных расходах пара и теплива

Выражения к. п. д., приведенные в главе 6, дают возможность легко определить для установки, уже находящейся в эксплуатации, как общий к. п. д., так и выразить его в виде произведения к. п. д.

НТБ ДНУЖТ

отдельных элементов установки. Для этого в выражения к. п. д. следует подставить средние за интересующий период времени значения входящих в них величин, определенные на основании фактических данных технической статистики. Определение к. п. д. и расхода топлива для проектируемой установки является задачей более трудной.

Для определения расхода топлива в котельной необходимо знать ее к. п. д. и количество вырабатываемого пара; для определения количества вырабатываемого пара необходимо знать прежде всего удельный расход пара двигателями. Можно, зная годовые графики выработки электроэнергии, определить среднюю загрузку двигателей и соответствующий ей удельный расход пара по формуле (14), если известен расход пара при нормальной нагрузке, или же по гарантийной кривой удельных расходов для различных нагрузок, даваемой обычно заводами. Равным образом, имея гарантийную кривую зависимости к. п. д. котлов от нагрузки, мы можем определить по ней к. п. д. котлов при их средней нагрузке, известной из предполагаемых графиков нагрузки котельной.

Однако расход пара из котельной, найденный по гарантийному удельному расходу пара двигателями, и расход топлива в котельной, вычисленный по гарантийному к. п. д. котлов, будут п р е у м е н ь ш е н ы, и иногда очень значительно, сравнительно с рабочими расходами пара и топлива, которые будут иметь место в действительности. Это обстоятельство объясняется тем, что заводы указывают величины к. п. д. котлов и удельные расходы пара двигателями при так называемых парадных условиях, а именно при установившейся длительной работе с постоянной нагрузкой при неизношенном оборудовании, при совершенно чистых поверхностях нагрева котлов и постоянных параметрах пара.

Условия реальной действительности в большей или меньшей степени отклоняются от парадных условий, что увеличивает расход пара двигателями и расход топлива котлами сравнительно с гарантийными данными.

Кроме того, в условиях реальной эксплуатации всегда имеются некоторые добавочные расходы пара и топлива, не являющиеся следствием ухудшения рабочего процесса самих агрегатов, т. е. ухудшения их к. п. д., а вызываемые условиями эксплуатации всего комплекса оборудования, совершенно не учитываемыми его гарантийными заводскими характеристиками. Вследствие перечисленных причин рабочие расходы пара и топлива почти всегда больше парадных расходов, определяемых по заводским характеристикам оборудования или по данным его приемочных испытаний, проводимых уже на месте установки после окончания монтажных работ. Точное определение величины прибавок к парадным расходам пара и топлива весьма затруднительно, и она обычно учитывается ориентировочно.

Прибавки эти могут при некоторых условиях быть весьма значительными, и определение предполагаемого расхода топлива (например,

НТБ ДНУЖТ

для составления годовой заявки на доставку топлива) по парадным характеристикам оборудования может дать очень преуменьшенную величину этого расхода.

§ 2. Факторы, вызывающие увеличение расхода пара сравнительно с его парадным расходом

Таковыми факторами являются:

1. Неравномерность нагрузки двигателей, ухудшающая их к. п. д.

Если бы двигатели работали постоянно при той средней нагрузке, которая определяется из графиков нагрузки станции, то расход пара при неизношенном двигателе и правильном его обслуживании соответствовал бы гарантийному расходу пара при этой нагрузке. Однако в действительности нагрузка двигателей не равна средней и все время колеблется, и эти колебания, нарушающие установившийся процесс работы, вызывают увеличение расхода пара. Чем больше степень неравномерности нагрузки, т. е. чем больше разница между максимальными и минимальными нагрузками, и чем короче промежутки времени, в течение которых происходят изменения нагрузки, тем значительнес увеличение расхода пара вследствие наличия дополнительных его потерь, вызываемых главным образом затрудняющимися условиями регулирования двигателей. Величину прибавки к гарантийному расходу пара вследствие колебаний нагрузки можно весьма ориентировочно считать (в зависимости от формы графика нагрузки и системы регулирования) равной

$$\Delta_1^n = 0{,}5 — 1\%.$$

2. Пуск двигателей. Паровые двигатели (за исключением вспомогательных мелких двигателей некоторых типов) во время пуска в ход (турбины) или предварительно (поршневые машины) подвергаются прогреву паром. Прогрев имеет целью постепенное сообщение отдельным деталям двигателя приблизительно тех температур и, следовательно, тех термических напряжений, которые имеются при рабочем состоянии двигателя, а также устранение возможности образования конденсации пара в двигателе при его работе под нагрузкой. Перед пуском в ход двигателей предварительно прогреваются также и подводящие к ним пар паропроводы, что является операцией не менее важной и ответственной, чем прогрев самих двигателей, так как прогрев паропроводов производится для устранения возможности образования в них такого количества конденсата пара, которое могло бы вызвать крайне опасные для двигателей и самих паропроводов гидравлические удары.

Расход пара на прогревы паропроводов и прогревы и пуски двигателей зависит, с одной стороны, от конфигурации и длины паропроводов и мощности двигателей (чем длиннее трубопроводы и сложнее их форма и чем мощнее двигатель, тем время прогрева больше), а с другой стороны, от того, как часто производятся пуски агрегатов, т. е. от формы

НТБ ДНУЖТ

графика нагрузки. Оценить точно расход пара на прогревы и пуски весьма затруднительно; его можно весьма ориентировочно оценить величиной

$$\Delta_2^n = 1 - 1{,}5\%.$$

3. Температура охлаждающей воды для конденсаторов. Повышение температуры воды (в летнее время) против расчетной может вызывать увеличение годового расхода пара вследствие сильного ухудшения вакуума во время этого периода в установках с обратным охлаждением циркуляционной воды (градирни, брызгальные бассейны, небольшие пруды). Перерасход в летнее время пара против гарантийного его расхода может быть не всегда компенсирован уменьшением расхода его в зимнее время, когда вода имеет температуру ниже гарантийной. При этом следует иметь в виду соотношение между количествами энергии, вырабатываемыми зимой и летом. Как видно, величина этой прибавки к расходу пара весьма сильно зависит от местных условий и ориентировочно ее можно принять $\Delta^n_3 = 0 - 2\%$

4. Ухудшение вакуума в периоды между чистками конденсаторов (поверхностных). Перерасход пара, вызываемый ухудшением вакуума от загрязнения конденсаторов, можно приблизительно оценить исходя из предположения, что чистки конденсаторов производятся тогда, когда вакуум ухудшится на 1%, что соответствует приблизительно 2% перерасхода пара. Среднее ухудшение вакуума (в период между чистками) будет при этом равно 0,5% и соответствующий перерасход пара около 1%. При отсутствии загрязнений конденсатора (например, в случае хлорирования циркуляционной воды при поверхностных конденсаторах) или при смешивающих конденсаторах перерасхода пара, конечно, не будет. Таким образом, прибавку на загрязнение конденсаторов следует считать равной $\Delta_4^n = 0 - 1\%$.

5. Собственные нужды машинного зала. Расход пара на собственные нужды машинного зала может быть оценен согласно табл. 2 в размере $\Delta^n_5 = 0{,}5 - 2\%$.

Общая прибавка к гарантийному расходу пара по машинному залу составляет ориентировочно

$$\Delta_м^n = \Sigma\Delta^n = 2 \div 7{,}5\%$$

и из котельной в машинный зал должно быть подано пара

$$D_к^{нетто} = D_{гар} + D_{гар}\frac{\Delta_м^n}{100} = D_{гар}(1{,}02 \div 1{,}075),$$

где $D_{гар}$ — гарантийный расход пара двигателями при их средней нагрузке.

Выработка пара котлами будет больше, чем $D_к^{нетто}$, вследствие наличия расхода пара на собственные нужды котельной и потерь пара в паропроводах и в самой котельной.

Согласно табл. 2 расходы пара на собственные нужды котельной и потери могут быть ориентировочно оценены в пределах от 2,5 до 14,25%.

НТБ ДНУЖТ

Если учесть потери пара в паропроводах перегретого пара при хорошей изоляции их в 0,5% от всего расхода пара, то необходимая производительность котельной выразится равенством

$$D_к^{бр} = D_{гар}(1{,}02 \div 1{,}075)(1{,}025 \div 1{,}14) = D_{гар}(1{,}045 \div 1{,}25),$$

из которого видно, что при некоторых условиях расход пара из котельной может быть приблизительно на 25% больше парадного расхода пара двигателями.

§ 3. Факторы, вызывающие увеличение расхода топлива сравнительно с его парадным расходом

Расход топлива для выработки количества пара D при гарантийном к. п. д. котельной, соответствующем средней нагрузке котлов, может быть назван парадным расходом топлива и равен

$$B_{пар} = \frac{D_к^{бр}(i_к - i_{пв})}{Q_р^н \eta_{ку}^{гар}}$$

Действительный расход топлива котельной будет больше, чем $B_{пар}$, по следующим причинам.

1. Неравномерность нагрузки котлов, ухудшающая их к. п. д. При сильно колеблющейся нагрузке котлов для персонала котельной крайне затруднительно так регулировать процесс горения, чтобы к. п. д. котлов все время изменялся по кривой гарантийных к. п. д. соответственно изменениям нагрузки. Кривая гарантийных к. п. д. строится по величинам к. п. д., определенным для различных нагрузок путем длительных опытов (в течение 6 — 8 час.) при установившемся наивыгоднейшем для данной нагрузки режиме работы котлового агрегата. При колеблющейся нагрузке режим горения в топке не является установившимся, что вызывает дополнительные потери тепла при сильно колеблющейся нагрузке, весьма значительные и происходящие в основном вследствие того, что при резком изменении нагрузки невозможно мгновенно отрегулировать тягу и дутье. Установить соответствие между требуемым количеством топлива и подаваемым в топку количеством воздуха, а также между меняющимся вместе с количеством продуктов горения сопротивлением газоходов и разрежением, создаваемым тяговыми устройствами, возможно только в течение некоторого определенного количества времени.

При автоматизации процесса горения потери эти будут иметь значительно меньшую величину. При топках пылеугольных эти потери меньше, чем при слоевом процессе горения, менее гибком в отношении регулирования. Для уменьшения потерь тепла при колебаниях нагрузки следует часть котлов выделять для покрытия постоянной части графика и держать нагрузку их постоянной, колебания же нагрузки воспринимать регулирующими котлами, число которых зависит от амплитуды колебаний нагрузки.

НТБ ДНУЖТ

При относительно небольшой степени неравномерности нагрузки увеличение расхода топлива сравнительно с гарантийным при неавтоматизированных процессах горения и хорошо обученном персонале можно оценить в зависимости от сорта и способа сжигания топлива величиной $\Delta_1^m = 1{,}5 — 3\%$.

2. Продувка котлов. Добавочное количество топлива (в процентах), расходуемое на нагревание продувочной воды от теплосодержания питательной воды до теплосодержания воды в котле

$$\Delta_2^m = \frac{P(q — i_{пв})}{i_к — i_{пв}}\ \%,$$

где P — процент продувки котла:

q — теплосодержание воды при давлении в котле в *кал/кг*;

$i_{пв}$ — теплосодержание питательной воды в *кал/кг*;

$i_к$ — теплосодержание выходящего из котла пара в *кал/кг*.

Например, для котла с давлением 16 *ата*, температурой пара 350°, при температуре питательной воды 75° и 6% продувки увеличение расхода топлива составит

$$\Delta_2^m = \frac{6(204 — 75)}{752 — 75} = 1{,}15\%.$$

В среднем можно считать $\Delta_2^m = 0{,}5 — 1{,}0\%$.

3. Растопки котлов. В зависимости от формы кривой графика нагрузки котельной приходится более или менее часто вводить в работу и останавливать отдельные котельные агрегаты. До включения в работу котлу должно быть сообщено количество тепла, достаточное для доведения воды в нем до температуры, соотвстствующей давлению в котле, и для прогрева обмуровки. Кроме того, при наличии перегревателей имеются потери тепла при их продувке, обязательной перед приключением котла к паровой магистрали. Очевидно, что величина прибавки топлива на растопку зависит:

а) от величины водяного объема котла и его конструкции;

б) от способа сжигания топлива и конструкции топочной камеры;

в) от системы и объема обмуровки, так как от этих факторов зависит количество тепла, которое необходимо затратить для ее прогрева;

г) от числа растопок и длительности стоянки котлов перед растопками, так как от продолжительности ее зависит охлаждение котла и, следовательно, количество тепла, которое необходимо сообщить котлу для возможности его включения в паропровод.

Существуют различные формулы для вычисления величины добавки топлива на растопки (проф. Гриневецкого, проф. Рамзина и др.). Однако все они дают грубо приближенные результаты с тенденцией к значительному преувеличению расходов топлива на растопки. Приблизительно следует считать эту добавку топлива при коэфициенте использования котельной в 0,8 — 0,6 равной $\Delta_3^m = 2 — 3\%$.

4. Загрязнение внутренних и наружных поверхностей нагрева, ухудшающее к. п. д.

НТБ ДНУЖТ

котлов. Для современных котлов повышенного и высокого давления можно не считаться с внутренними загрязнениями котлов, поскольку указанные котлы должны работать при таком качестве котловой воды, которое исключает возможность появления накипи. У таких котлов имеются только наружные загрязнения поверхностей нагрева в большей или меньшей степени в зависимости от сорта и вида топлива и качества обдувки.

У котлов низкого давления приходится считаться как с внутренними, так и с наружными загрязнениями.

При хорошей эксплуатации котельной увеличение расхода топлива вследствие загрязнения поверхностей нагрева может быть оценено величиной $\Delta_4^m = 1{,}5 - 2{,}5\%$.

Все перечисленные прибавки к парадному расходу топлива в сумме дают величины

$$\Delta_к^m = \Sigma\, \Delta_i^m = 5{,}5 - 9{,}5\%$$

и действительный расход топлива котельной

$$B_к = B_{пар}\,(1{,}055 \div 1{,}095).$$

Если сравним действительный расход топлива котельной $B_к$ с расходом, вычисленным по гарантийному расходу пара и топлива, то получится соотношение

$$B_к = B_{гар}\,(1{,}055 \div 1{,}095)\,(1{,}045 \div 1{,}25) = B_{гар}\,(1{,}10 \div 1{,}37),$$

в котором коэфициент при $B_{гар}$ изменяется в зависимости от условий эксплуатации.

Следует отметить, что гарантийные расходы пара относятся всегда к выработанной двигателем энергии. Поэтому если требуется определить удельный расход топлива на отпущенный киловатт-час, то необходимо учесть также и коэфициент отдачи электрической энергии, вследствие чего разница между гарантийной и рабочей величиной удельного расхода топлива будет еще больше.

§ 4. Коммерческий расход топлива и хозяйственный коэфициент установки

Количество топлива, которое должно быть заготовлено теплосиловой установкой (коммерческий расход топлива), будет больше, чем $B_к$, вследствие наличия добавочных потерь топлива вне котельной, каковыми являются:

а) раструска топлива при выгрузах из вагонов, при перегрузках на складе и при транспортировке в бункеры котельной, зависящая от числа перегрузок, свойств топлива и системы механизации склада и способа топливоподачи; ориентировочно величина раструски может быть принята:

Для каменного угля	$1 \div 1{,}5\%$
» бурого угля и торфа	$1{,}5 \div 2{,}5\%$

НТБ ДНУЖТ

б) ухудшение теплотворной способности топлива при хранении на складе (качественная потеря), происходящее от намокания (увлажнения), окисления и выветривания, зависящее от свойств топлива, способа его штабелевки и продолжительности хранения топлива на складе.

Ухудшение теплотворной способности может быть оценено в 1—2%, причем большая величина относится к углям, склонным к самовозгоранию.

Общая потеря топлива на складе и при внутристанционном транспорте может лежать в пределах 2 — 4,5%.

В результате всех приведенных соображений видим, что коммерческий расход топлива находится в следующем соотношении с расходом, вычисленным по гарантийному расходу пара и гарантийному к. п. д. котельной:

$$B_{ком} = B_{гар}(1{,}10 \div 1{,}37)(1{,}02 \div 1{,}045) = B_{гар}(1{,}12 \div 1{,}43) = B_{гар}K, \quad (34)$$

где K — хозяйственный коэфициент станции.

Хозяйственный коэфициент паровых установок может иметь значительную величину.

Из анализа отдельных потерь тепла видно, что величина K весьма сильно зависит как от конструкции станции, так и от качества обслуживания различных элементов установки, и что небрежный и неумелый уход за ней может увеличивать величину K весьма существенно.

В этом отношении паровые установки отличаются в невыгодную для них сторону от установок с двигателями внутреннего сгорания, у которых хозяйственный коэфициент обычно находится в пределах 5 — 10% и в малой степени зависит от качества обслуживания агрегатов.

Хозяйственный коэфициент двигателей с газогенераторными установками можно считать приблизительно одинаковым с хозяйственным коэфициентом паровых установок.

ГЛАВА 8

КОММЕРЧЕСКАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Общий денежный годовой расход теплосиловой установки, т. е. сумма всех расходов, необходимых для выработки определенного годового количества энергии (тепловой, электрической или той и другой), характеризует коммерческую экономичность установки и является одним из основных критериев при выборе того или иного варианта выполнения теплосиловой установки.

§ 1. Схема суммирования годовых денежных расходов

Денежные расходы на эксплуатацию теплосиловой установки разделяются на постоянные расходы, независимые от количества вырабатываемой энергии, и расходы переменные, зависящие от него. Переменные расходы иногда называются эксплуатационными расходами.

ГПБ ДНИЖТ

Однако правильнее разделять расходы именно на постоянные и переменные, так как и те и другие являются расходами на эксплуатацию, т. е. на ведение хозяйства установки.

Обычно применяется схема разделения расходов, приведенная в табл. 5, хотя она, как это будет видно из дальнейшего, является в достаточной степени условной.

Таблица 5

Схема разделения годовых расходов по эксплуатации

Расходы постоянные	Расходы переменные
а) Амортизация зданий, сооружений и оборудования б) Содержание административного, административно-технического и и конторского персонала в) Налоги, сборы, техническая инспекция, почтовые расходы и пр. г) Административно-хозяйственные расходы, благоустройство, охрана, конный и автотранспорт Примечания. 1) Расходы по второй графе, пп. «д» и «е» имеются не всегда. 2. Проценты на затраченный капитал в настоящее время не учитываются.	а) Расходы на топливо б) Содержание вахтенного (сменного) персонала в) Текущий ремонт оборудования и зданий (заработная плата ремонтного персонала, ремонтные материалы) г) Эксплуатационные материалы (смазочные, обтирочные и пр.) д) Стоимость покупной электроэнергии е) Стоимость покупной воды

Рассмотрим перечисленные расходы в отдельности.

Амортизация оборудования, зданий и сооружений. Всякое сооружение подвержено естественному износу, вследствие чего через некоторый промежуток времени вся установка или некоторые ее отдельные элементы подлежат замене. Для возможности производства этой замены, с момента пуска установки производятся амортизационные отчисления от стоимости имущества, суммируемые с прочими расходами и входящие, таким образом, в стоимость отпускаемой энергии. Размер этих начислений должен быть таков, чтобы к концу срока службы стоимость имущества была полностью погашена. По мере начисления амортизации стоимость имущества соответственно уменьшается. Из самого определения понятия амортизации ясно, что ежегодный размер начислений зависит от устанавливаемого срока службы оборудования или сооружений и равен A/n рублей, или $100/n\%$ от стоимости имущества, где A — его стоимость (вместе с монтажом и доставкой), а n — число лет его допустимой работы. Следует отметить, что замена оборудования или сооружений может потребоваться иногда не в силу естественного износа, а в силу того, что оно, будучи еще достаточно работоспособным, стало уже технически устаревшим, подверглось так называемому «моральному» износу. Амортизация не начисляется на бездействующее оборудование и на находящееся в консервации и в запасе.

НТБ ДНУЖТ

Для энергетических предприятий и промышленных энергоустановок установлены в зависимости от степени использования имущества следующие годовые процентные отчисления от его стоимости (табл. 6 и 7).

Таблица 6

Амортизационные отчисления в процентах от стоимости зданий и сооружений

Здания	Число часов использования установленной мощности		Сооружения	Независимо от степени использования
	3 000—6 000	сверх 6 000		
Производственные			**Каменные, бетонные, железобетонные, земляные**	
Каменные, бетонные, железобетонные	2,6	2,7	Плотины, каналы, запруды, дамбы	2,0
Смешанные	3,9	4,1	Водостоки, мосты, резервуары, подземные трубопроводы	3,5
Деревянные	5,2	5,4	Фабричные дымовые трубы, мостовые дороги, заборы	4,0
			Деревянные	
			Плотины, мосты, резервуары, сваи	9

Таблица 7

Амортизационные начисления в процентах от стоимости оборудования

Оборудование электро- и теплостанций и подстанций, включая распределительное устройство, внутреннюю электропроводку, трубопроводы и подсобные мастерские	Число часов использования установленной мощности				
	3 000—4 000	4 000—5 000	5 000—6 000	6 000—7 000	7 000—8 760
На торфяном топливе	—	—	—	—	—
» угольном	6,5	7,0	7,5	8,25	9,0
» нефтяном	7,0	7,5	8,0	8,75	9,5
» пылевидном топливе	7,5	8,0	8,5	9,25	10,0
При дизельных установках	8,0	8,5	9,0	9,75	10,5
» гидравлических	6,0	6,5	7,0	7,75	8,5
Железнодорожный подвижной состав	6,2	6,5	6,8	7,0	—
Автотранспорт	20	20	20	20	20

НТБ ДНУЖТ

Как видно из приведенных таблиц, величина амортизационных начислений не является вполне независимой от количества выработанной энергии, поскольку процент начислений увеличивается с повышением коэфициента использования оборудования.

Расходы на содержание персонала. Эта статья расходов сильно зависит от типа и характера установки и степени механизации и автоматизации ее обслуживания, а также степени механизации топливного склада и операций по доставке топлива в котельную и золоудаления.

С увеличением мощности установки количество персонала на установленный киловатт уменьшается, так как количество его увеличивается значительно медленнее, чем установленная мощность.

Разделение расходов на содержание персонала на зависящие и не зависящие от количества выработанной энергии по существу действительного положения дела является неправильным для большинства промышленных энергоустановок.

Количество вахтенного персонала на данной установке весьма незначительно зависит от количества вырабатываемой энергии. Современные промышленные энергоустановки работают обычно круглый год в три смены, и количество штатного вахтенного персонала на них практически постоянно.

Отнесение расходов на содержание вахтенного персонала к переменным расходам является некоторым архаизмом и имеет свое начало с того времени, когда промышленность была еще на низкой ступени развития и использование установок было малым и непостоянным, так что работа происходила иногда в одну, иногда же в две-три смены. Если при этом продолжительность периодов неполной работы установки была значительна, то на это время часть персонала увольнялась, так что расходы на персонал действительно зависели от количества вырабатываемой энергии. В настоящее время в СССР аналогичное положение может иметь место лишь как исключение на энергоустановках каких-либо предприятий, имеющих резко выраженный сезонный характер работы. Но даже и в этом случае расходы на персонал по отдельным годам, если установленная мощность остается постоянной, будут почти постоянными и не зависящими от количества выработанной энергии.

Расходы на содержание персонала слагаются из его основной заработной платы (оклада), начислений на заработную плату (на социальное страхование, культурно-просветительные нужды, содержание профорганизаций) и дополнительной заработной платы (оплаты лиц, находящихся в отпуске, и неиспользованных отпусков). Премиальные суммы за экономию топлива против планового его расхода выплачиваются за счет фонда экономии топлива.

Расходы на топливо. Количество расходуемого топлива должно исчисляться с учетом эксплуатационных надбавок к парадному расходу, т. е. с учетом хозяйственного коэфициента. Для установок, работающих на нескольких различных топливах или же имеющих вспомогательное топливо (например, мазут для растопок котлов в пылеугольных котельных, легкое топливо для пуска двигателей внутрен-

НТБ ДНУЖТ

него сгорания, работающих обычно на тяжелом топливе, дрова для растопки слоевых и шахтно-мельничных топок и т. п.), количество топлива должно быть подсчитано отдельно для каждого вида. Стоимость топлива должна быть исчислена, исходя из цены его франко-котельная, т. е. к цене его франко-вагон на месте разгрузки должны быть прибавлены приходящиеся на 1 *т* расходы на разгрузочно-погрузочные работы, содержание топливных складов и стоимость доставки в котельную. Расходы на золоудаление должны быть прибавлены к расходам на топливо.

Расходы на текущий ремонт оборудования, зданий и сооружений. Понятие о различных видах ремонтов. К текущему ремонту относятся работы по исправлению и починке имущества, нового или же прошедшего через капитальный или восстановительный ремонт, т. е. имущества незапущенного. При этом допускается незначительная замена отдельных частей оборудования новыми. Величина расходов на текущий ремонт при проектировании теплосиловых установок не может быть определена вполне точно, так как она сильно зависит от типа установки, размеров отдельных агрегатов, характера эксплуатации, внимательности ухода за оборудованием и тщательности самого ремонта. Для предварительных расчетов и для ориентировочного контроля уже действующих установок применяются нормы, установленные ВСНХ СССР для годовых расходов на ремонт энергетических предприятий в процентах от стоимости имущества, приведенные в табл. 8.

Таблица 8

Годовые расходы на ремонт в процентах от стоимости имущества

Наименование имущества	Условия	
	обычные	тяжелые
Каменные, бетонные, железобетонные и железные здания и сооружения	1	1,5
Деревянные здания и сооружения	2,0	3,0
Оборудование, инвентарный инструмент, хозяйственный инвентарь	3,5	5,5

Расходы на текущий ремонт считаются зависящими от выработки энергии, что является в сильной степени условным.

Наибольшей долей является часть расходов, зависящая от количества машино-часов.

В виде примера рассмотрим ремонт котельного агрегата, работающего на сильно-зольном топливе. Расходы на ремонт дымососов зависят от количества вырабатываемой энергии, так как чем больше производит пара котел, тем большее количество золы (уноса) проходит через дымосос и тем больше он изнашивается. На стоимость ревизии котла количество выработанного пара скажется в меньшей степени и при хорошей котловой воде окажет на нее весьма незначительное

НТБ ДНУЖТ

влияние; большее влияние оказывает число часов работы котла (футеровка топки, колосники). На стоимость ревизии двигателей количество выработанной ими энергии сказывается обычно очень незначительно, большее значение имеет число машино-часов. Периодические обычные ревизии двигателей, котлов и чистки котлов должны относиться к текущим ремонтам, но не к капитальным. Разница между текущим и капитальным ремонтом обусловливается вовсе не продолжительностью ремонта. При капитальном ремонте производятся замена и исправление значительного количества износившихся частей или хотя и немногих, но наиболее ответственных частей, например сплошная замена труб водотрубных котлов, полная перекладка топки, заливка и пришабривание всех подшипников двигателей, смена лопаток турбины, замена главного вала машины и т. п.

Капитальный ремонт производится по предварительным сметам за счет амортизационных фондов. В результате этого ремонта стоимость частично изношенного оборудования восстанавливается на сумму стоимости произведенного ремонта. Стоимость капитального ремонта не входит в годовые расходы, обусловливающие стоимость отпускаемой энергии, в противоположность ремонту текущему, стоимость которого увеличивает общие годовые расходы по эксплуатации, но не изменяет стоимости оборудования. В этом и состоит принципиальная разница между обоими видами ремонта.

Кроме текущего и капитального ремонта иногда производится ремонт восстановительный, производимый в результате стихийных бедствий, наводнений, пожаров и т. п. Этот ремонт производится по специальным сметам за счет страховых премий или особо разрешенных кредитов, но не за счет амортизационных фондов или стоимости энергии.

Расходы на смазку, обтирку и набивку. Часовое количество смазки почти не зависит от той нагрузки, при которой работает двигатель. Расходы на смазку в основном зависят от типа двигателя, установленной мощности и числа часов работы. Приблизительные нормы расхода смазочных масел различными двигателями указываются в курсах двигателей. Кроме расхода смазки, основными двигателями необходимо учитывать также смазку агрегатов собственных нужд (подшипники моторов, насосов, вентиляторов и т. п.).

Расход на обтирочные и набивочные материалы можно принимать в пределах 30 — 70% от стоимости смазочных масел.

Кроме расхода на смазку, обтирку и набивку, имеются расходы на прочие эксплуатационные материалы, к которым относятся, например, химические материалы для водоочистки, реактивы и посуда для химических лабораторий, рукавицы для персонала, спецодежда, ртутные термометры у агрегатов, электролампы, метлы, щетки и прочие мелкие материалы и неинвентарные предметы.

Расходы на налоги сборы и пр. обычно составляют от 0,5 до 1% от суммы стоимости зданий, сооружений и оборудования.

Покупка электрической энергии. Если предприятие получает тепловую энергию от центральной котельной, то ко всем

НТБ ДНУЖТ

годовым расходам по котельной необходимо прибавить стоимость покупаемой электроэнергии для моторов собственных нужд, которая должна входить в стоимость 1 *т* пара. В тех случаях, когда снабжение электроэнергией производится от шин собственной электростанции, но в некоторые моменты вырабатываемой ею энергии нехватает и недостаток ее пополняется из посторонней энергосистемы, стоимость получаемой энергии должна быть учтена в годовых расходах энергоустановки.

Если же часть вырабатываемой энергии продается на сторону, полученные за нее суммы должны быть вычтены из годовых расходов установки.

При снабжении предприятия тепловой энергией от своей котельной, а электроэнергией — от подстанции, приключенной с районной сети, в общую сумму расходов по энергоснабжению, кроме расходов по выработке пара и оплаты покупаемой электроэнергии, необходимо включить платежи за установленную мощность трансформаторной подстанции.

Расходы на воду. Расходы эти учитываются отдельной статьей в общих годовых расходах лишь в том случае, если производится оплата за получаемую воду по счетам постороннего предприятия. Если энергоустановки имеют собственные сооружения для водоснабжения и сама вода является даровой, стоимость водоснабжения автоматически разносится по отдельным статьям годовых расходов (амортизация, персонал и т. п.). Расходуемая на водоснабжение электроэнергия учитывается в этих случаях в расходе ее на собственные нужды. Об определении количества потребной воды подробно сказано в главе25.

Расход электроэнергии на собственные нужды. Расход электроэнергии на собственные нужды обычно не учитывается отдельной статьей в общих годовых расходах. Величина этого расхода учитывается автоматически при определении стоимости единицы отпущенной электроэнергии, являющейся, конечной продукцией установки. Чем больше израсходовано энергии на собственные нужды, тем дороже будет отпущенный киловатт-час.

В последнее время на электростанциях Главэнерго введен несколько другой порядок учета самопотребления энергии в целях стимулирования его сокращения.

Электростанции, работающие на общую электросистему, покупают электроэнергию для собственных нужд по общему тарифу для промышленных предприятий, что, конечно, повышает себестоимость вырабатываемой электростанциями энергии, и электростанциям приходится весьма серьезно заниматься вопросом сокращения расходов на собственные нужды.

Себестоимость энергии. Себестоимость единицы отпускаемой электроэнергии на станции, отпускающей только электроэнергию, определяется делением общих годовых денежных расходов на количество отпущенных киловатт-часов. Себестоимость 1 *т* пара, отпускаемого котельной, равна всем расходам по котельной (постоянным и переменным), разделенным на количество отпущенных тонн пара. Определение стоимости пара и электроэнергии при выработке их комби-

НТБ ДНУЖТ

нированным способом является специальным вопросом, который рассмотрен далее в настоящей главе.

Себестоимость энергии, характеризующая коммерческую экономичность станции, является таким же основным ее качественным показателем, как и коэфициент полезного действия, являющийся критерием ее технической экономичности. Как видно из приведенного распределения расходов на производство энергии, себестоимость энергии слагается из отдельных различных составляющих. Основной составляющей себестоимости является топливная составляющая. Она определяется удельным расходом топлива на единицу отпускаемой энергии, зависящим от к. п. д. станции, т. е. степени ее технической экономичности, и ценой топлива франко-котельная (с учетом расходов на складские операции и топливоподачу). Доля ее от всей себестоимости энергии указана в табл. 9 примерного процентного распределения составляющих себестоимости для тепловых электростанций.

Таблица 9

Распределение составляющих себестоимости энергии

Статьи расходов	
Амортизация	10—12
Топливо	40—70
Заработная плата	15—20
Прочие расходы	20—25

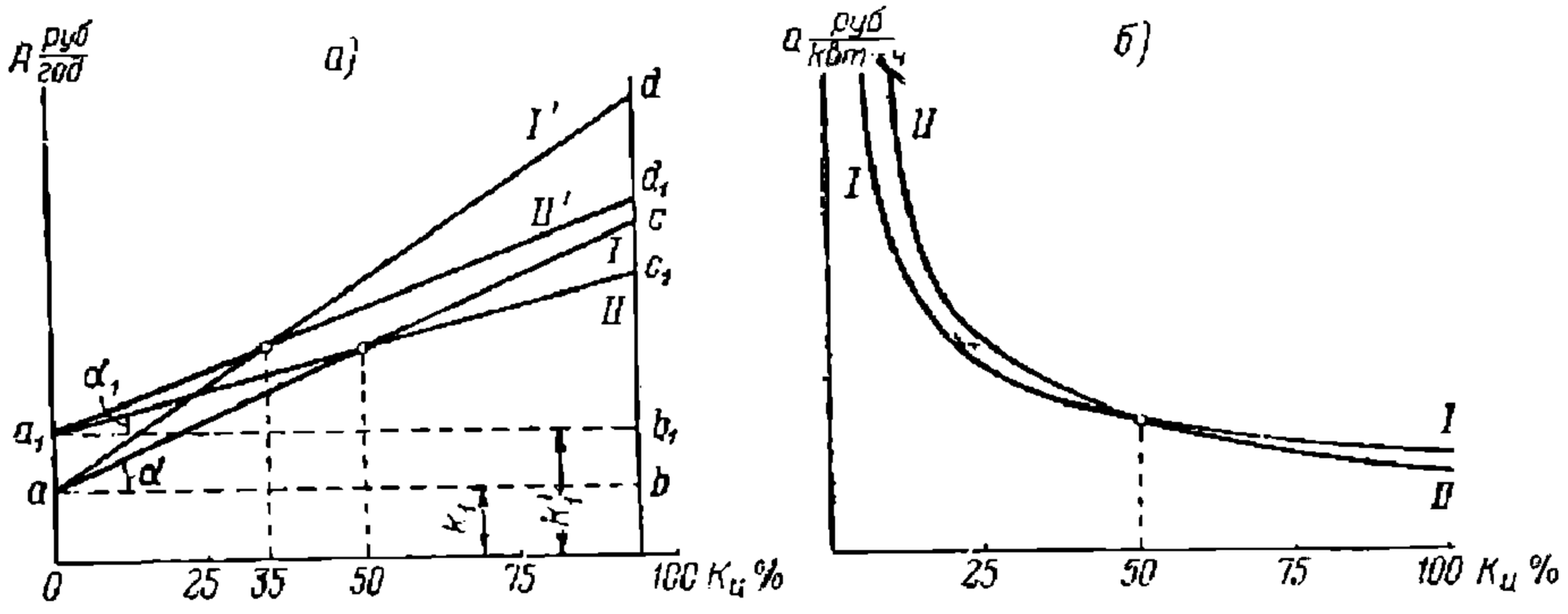
§ 2. Коммерческая экономичность теплосиловых установок

Влияние цены топлива на стоимость энергии. Из перечня всех расходов по эксплуатации видно, что топливная слагающая себестоимости энергии, составляя лишь часть себестоимости, не определяет еще полностью коммерческой экономичности станции, которая зависит также и от других составляющих расходов: на амортизацию установки, содержание персонала и пр. Вместе с тем сама топливная составляющая является функцией не только технической экономичности установки, но и цены топлива. Таким образом, техническая экономичность не является достаточным критерием для выбора установки с точки зрения получения наиболее дешевой энергии. При совместном рассмотрении всех факторов, влияющих на себестоимость энергии, может оказаться, что установка, технически более совершенная, т. е. имеющая более высокий к. п. д., вследствие высокой цены топлива будет коммерчески менее выгодной, чем установка технически менее совершенная, но работающая на более дешевом топливе. Например, мало совершенная с точки зрения к. п. д. локомобильная станция ($\eta_{cm}^{нетто} = 8 \div 12\%$), но работающая на дешевом топливе, может иметь одинаковую коммерческую экономичность с дизельной установкой, имеющей к. п. д. нетто около 25 — 26% и работающей на высокоценном топливе, и может быть даже экономичнее ее. Для однотипных установок может иметь место аналогичное положение, например, локомобильная станция, работающая без водяных экономайзеров, т. е. технически мало совершенная вследствие больших потерь тепла

НТБ ДНУЖТ

с отходящими газами, но работающая на отбросном дешевом топливе, может оказаться более выгодной, чем более совершенная с технической точки зрения локомобильная станция с водяными экономайзерами, вследствие увеличения в последней установке постоянных расходов по амортизации оборудования.

Влияние коэфициента использования на себестоимость энергии. На себестоимость энергии в сильной степени влияет коэфициент использования установки, т. е. количество вырабатываемой ею энергии. Изменение коэфициента использования может привести к тому, что установка, ранее менее экономич-



Фиг. 19. Зависимость коммерческой экономичности установки от коэфициента ее использования и цены топлива

$bd = 1{,}5\ bc;\ b_1d_1 = 1{,}5\ b_1c_1;\ \mathrm{tg}\alpha = k_2;\ \mathrm{tg}\alpha_1 = k_2'$

ная коммерчески, чем другая установка, может стать более экономичной. Например, дизельная станция с малым коэфициентом использования может быть менее экономичной, чем локомобильная станция, работающая на мазуте, при увеличении же отпуска энергии может сделаться более экономичной. Величина коэфициента использования, при которой будет происходить это изменение соотношений коммерческой экономичности, зависит от цены топлива. Аналогично этому примеру будет изменяться соотношение экономичностей двух паросиловых установок, работающих на одном и том же топливе, но отличающихся различной степенью технического совершенства. Высказанные соображения становятся весьма ясными и очевидными при рассмотрении графического изображения зависимости общего денежного годового расхода и удельной стоимости энергии от коэфициента использования установки. С вполне достаточной для практических целей точностью зависимость общих годовых расходов на данной установке от количества вырабатываемой ею энергии может быть изображена прямой линией ac (фиг. 19,a), уравнение которой может быть написано в виде

$$A = k_1 + k_2\Э \ \text{руб/год}.$$

НТБ ДНУЖТ

Эта прямая отсекает на оси ординат отрезок k_1, соответствующий расходам, не зависящим от количества вырабатываемой энергии. Часть ординаты, лежащая между линиями *ab* и *ac*, соответствует расходам, пропорциональным выработке энергии, и равна $k_2Э$, где $k_2 = \operatorname{tg}\alpha$. В первом приближении можно считать, что таковыми расходами являются только расходы на топливо, постоянная же часть расходов включает в себя все прочие расходы; такое допущение возможно вследствие вышеуказанных соображений об условности отнесения расходов на персонал и ремонт к переменным расходам.

Чем технически совершеннее установка, тем меньший угол наклона имеет линия *ac* и тем больше постоянная часть расходов вследствие увеличения амортизационных отчислений и некоторого удорожания обслуживания установки.

Амортизационные отчисления в данном случае будут больше потому, что стоимость сооружения более технически совершенной установки больше. Таким образом, характеристика годовых расходов более совершенной установки изобразится на фиг. 19, *а* линией a_1c_1, пересекающейся с линией *ac*. При коэфициентах использования более низких, чем 0,5, который соответствует точке пересечения *ac* и a_1c_1, установка *II*, более совершенная, будет иметь меньшую коммерческую экономичность; в части же характеристик, лежащей правее точки пересечения, установка *II* будет экономичнее установки *I*.

Предположим, что цена на топливо повысилась в 1,5 раза. Для построения характеристик мы должны при этом увеличить в 1,5 раза часть расходов, пропорциональную выработке энергии, т. е. топливную слагающую себестоимости. Измененные денежные характеристики пересекутся в точке, соответствующей уже другому коэфициенту использования, а именно при $K_и = 0{,}35$, и если ранее установка *I* была при $K_и = 0{,}45$ экономичнее *II*, то теперь будет иметься обратное соотношение.

Рассмотрим изменение удельного денежного расхода, т. е. себестоимости единицы энергии в зависимости от коэфициента использования. Деля ординаты прямой *ac* на соответствующие абсциссы, т. е. общие денежные расходы на соответствующее им количество вырабатываемой энергии, получаем зависимость стоимости единицы энергии от количества вырабатываемой энергии (или от коэфициента использования) $a = f(Э)$ [*руб/квт-ч*], представляющую собой уравнение гиперболы, которое может быть представлено в виде

$$\frac{A}{Э} = a = \frac{k_1}{Э} + k_2$$

или

$$aЭ - k_2Э - k_1 = 0.$$

Построив характеристики удельной стоимости энергии для обеих установок (фиг. 19, *б*), видим, что они пересекаются при том же коэфициенте использования, что и характеристики общих денежных расходов на фиг. 19, *а*.

НТБ ДНУЖТ

Таким образом, сравнение экономичности при различных $K_и$ можно производить и по удельным характеристикам себестоимости.

Из фиг. 19 видно, какое сильное влияние на себестоимость энергии оказывает коэфициент использования установки.

Пример 9. Сравнить коммерческую экономичность двух станций, работающих на мазуте: дизельной и локомобильной. К. п. д. нетто (с учетом хозяйственного коэфициента) для локомобильной установки 0,10, дизельной — 0,24.

Цена мазута 60 руб. за 1 *т* франко-котельная. Установленная мощность эффективная $N_e = 500$ *ЛС*, электрическая $N_э = 500 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}736 = 330$ *квт*. Постоянные годовые расходы для локомобильной установки равны 30 000 руб., для дизельной — 50 000 руб. Цена 10^3 *кал* в топливе при теплотворной способности мазута в 10 000 *кал/кг* равна

$$\frac{60 \cdot 100}{10\,000 \cdot 1\,000} \cdot 10^3 = 0{,}6 \ \frac{коп}{10^3\ кал}.$$

На основе приведенных данных определяем топливные составляющие стоимостей 1 *квт-ч* для обеих установок (табл. 10).

Таблица 10

Тип установки	Расход тепла на 1 *квт-ч*	Стоимость топлива на 1 *квт-ч*
Локомобиль	$\frac{860}{0{,}10} = 8\,600$ *кал/квт-ч*	$8{,}6 \cdot 0{,}6 = 5{,}15$ *коп/квт-ч*
Дизель	$\frac{860}{0{,}24} = 3\,570$ *кал/квт-ч*	$3{,}57 \cdot 0{,}6 = 2{,}14$ *коп/квт-ч*

Определим полную стоимость 1 *квт-ч* при выработке 500 000 *квт-ч* в год, т. е. при малом коэфициенте использования, равном

$$K_и = \frac{500\,000}{330 \cdot 8{,}760} \approx 0{,}18,$$

и при коэфициенте использования 0,6, т. е. при выработке

$$330 \cdot 8\,760 \quad 0{,}6 = 1\,735\,000 \ квт\text{-}ч.$$

Составляем табл. 11 расходов на 1 *квт-ч*.

Таблица 11

Расходы	$K_и = 18\%$		$K_и = 60\%$	
	локомобиль	дизель	локомобиль	дизель
Топливо	$5{,}15$	$2{,}14$	$5{,}15$	$2{,}14$
Постоянные расходы	$\frac{3\,000\,000}{500\,000} = 6{,}0$	$\frac{5\,000\,000}{500\,000} = 10{,}0$	$\frac{3\,000\,000}{1\,735\,000} = 1{,}72$	$\frac{5\,000\,000}{1\,735\,000} = 2{,}88$
Итого	11,15 *коп/квт-ч*	12,0 *коп/квт-ч*	6,87 *коп/квт-ч*	5,02 *коп/квт-ч*

НТБ ДНУЖТ

Из рассмотрения табл. 11 можно сделать вывод, что при малом использовании дизельная станция оказывается менее выгодной, чем менее совершенная локомобильная, за счет большой доли постоянных расходов в стоимости 1 *квт-ч*. При увеличении использования она становится более экономичной. Представим себе теперь, что цена топлива изменилась и мазут вздорожал с 60 до 100 руб. за 1 *т*, т. е. до 1 коп. за 1 000 *кал*.

Тогда будем иметь стоимости 1 *квт-ч* (при прежнем коэфициенте использования $K_и = 0,18$), приведенные в табл. 12.

Таблица 12

Расходы	Локомобиль	Дизель
Топливо	8,6·1,0=8,6	3,57·1,0=3,57
Постоянные расходы	6,0	10,0
Итого	14,6 *коп/квт-ч*	13,57 *коп/квт-ч*

При вздорожании топлива дизельная станция оказалась экономичнее и при очень малой степени использования за счет сильного увеличения топливной слагающей у технически малоэкономичной локомобильной станции.

Влияние размера капиталовложений и цены топлива на себестоимость энергии для станций с различными характерами графика нагрузки. Изобразим на фиг. 20 линейную зависимость $A = k_1 + k_2 Э$ полной стоимости эксплуатации (линия AC) и стоимости 1 *квт/ч* (линия DE) от количества выработанной энергии или от коэфициента использования (или числа часов использования установленной мощности).

Гиперболическая кривая стоимости 1 *квт-ч*, как выше уже было сказано, получается в результате деления ординат прямой AC на соответствующие абсциссы. Поскольку полная стоимость эксплуатации состоит из двух частей: постоянной и переменной, зависящей главным образом от расходов на топливо, стоимость 1 *квт-ч* также складывается из двух частей: постоянной и переменной. Однако постоянная часть стоимости 1 *квт-ч* будет обусловлена переменными годовыми расходами, пропорциональными выработке энергии, и равна коэфициенту пропорциональности k_2 уравнения прямой AC. Переменная часть стоимости 1 *квт-ч* зависит от постоянных годовых расходов и уменьшается при увеличении использования станции, так как чем больше использование ее, тем на большую величину $Э$ (*квт-ч*) делится постоянная величина расходов. Эти соотношения ясны из уравнения кривой

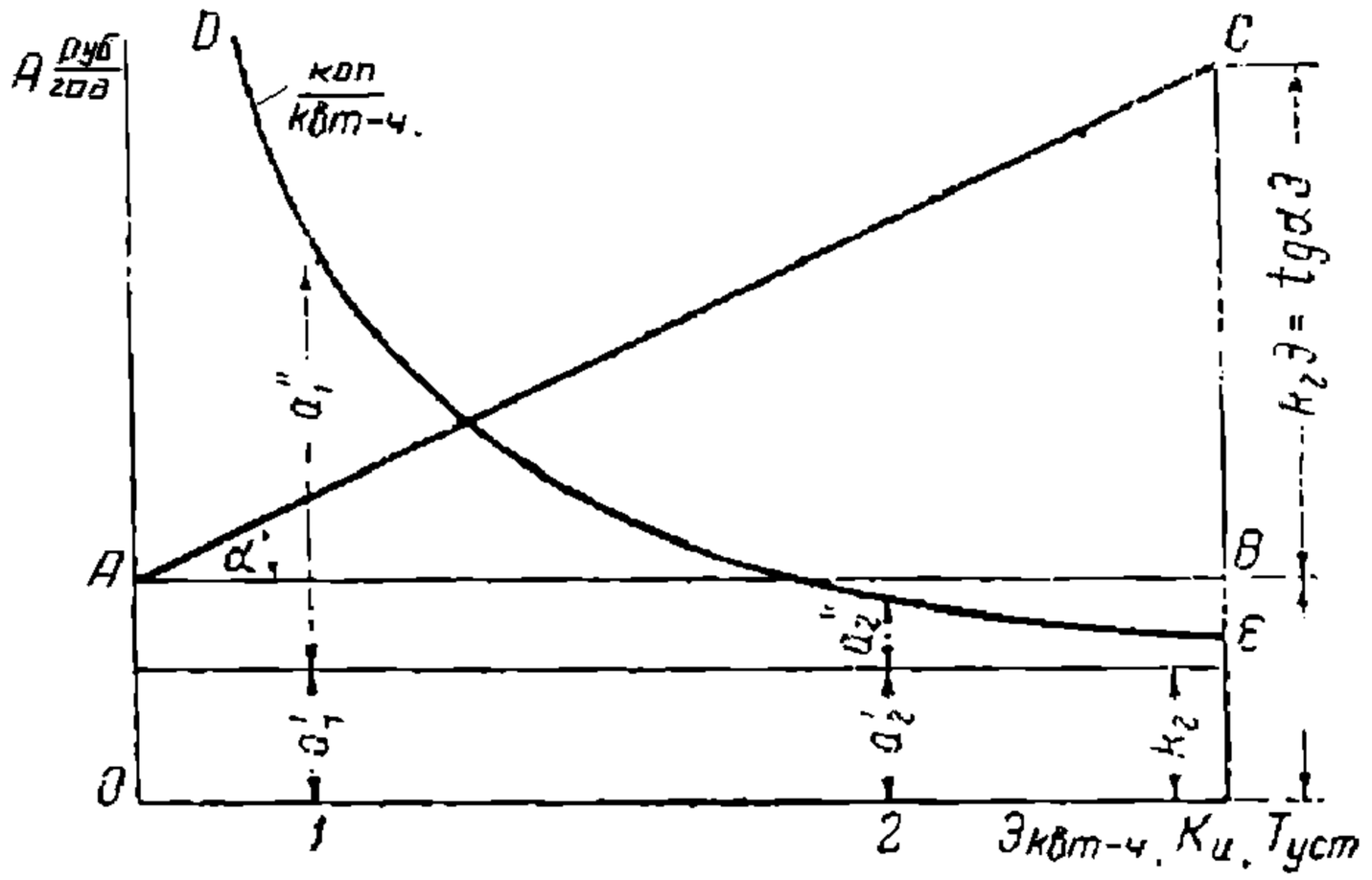
$$a = \frac{k_1 + k_2 Э}{Э} = \frac{k_1}{Э} + k_2,$$

НТБ ДНУЖТ

в котором постоянной части стоимости 1 *квт-ч* соответствует величина $k_2 = \text{const}$ и переменной части $\frac{k_1}{Э} = \text{var}$.

На фиг. 20 постоянные части стоимости 1 *квт-ч*, зависящие от расхода топлива, изображены отрезками a_1', $a_2' = \text{const}$, а переменные части, зависящие в большой степени от первоначальных капиталовложений, отрезками a_1'', a_2''

Если станция работает с малым коэфициентом использования (точка *1* на оси абсцисс), то величина a_1'' переменной стоимости 1 *квт-ч* составляет большую долю общей стоимости и даже незначительное ее относительное уменьшение значительно понизит стоимость 1 *квт-ч*. Наоборот, даже значительное уменьшение величины a_1' (топливной слагающей) мало отразится на стоимости энергии. Таким образом, при малом использовании влияние капиталовложений на стоимость энергии больше, чем влияние расходов на топливо.



Фиг. 20. Соотношение между постоянной и переменной слагающими стоимости 1 *квт-ч* при различной степени использования станции.

$$a_1' = a_2' = \text{const}; \quad a'' = \frac{k_1}{Э} = \text{var}$$

При большом коэфициенте использования станции (точка *2* на оси абсцисс) влияние на стоимость энергии расходов на топливо, наоборот, значительно больше, чем влияние первоначальной стоимости станции (величина a_2' составляет более значительную долю общей стоимости 1 *квт-ч*). Если принять во внимание, что величина a', зависящая от расходов на топливо, тем меньше, чем при той же цене топлива совершеннее и, следовательно, дороже оборудование, и что для уменьшения величины a' необходимо увеличить a'' и наоборот, то могут быть сделаны следующие выводы.

1. Станции, несущие базисную нагрузку и работающие с высокими коэфициентами использования, должны иметь оборудование, совершенное с точки зрения удельных расходов топлива, так как уменьшение топливной слагающей себестоимости энергии будет превалировать над увеличением переменной слагающей, вызванным удорожанием оборудования.

2. Станции пиковые, имеющие малый коэфициент использования, могут сооружаться с менее совершеным (более дешевым) оборудованием, так как увеличение расходов на топливо не сильно отразится на

НТБ ДНУЖТ

стоимости энергии, уменьшение же значительной переменной части стоимости 1 *квт-ч* понизит в конечном счете стоимость энергии.

3. При всех прочих равных условиях цена топлива влияет на стоимость энергии больше на станциях базисных, чем на пиковых; поэтому можно допускать работу последних на более дорогом топливе.

4. Установки, использующие малоценное топливо (например, отбросы и отходы его), могут сооружаться с меньшими к. п. д., чем установки, работающие на ценном топливе, так как величина топливной слагающей зависит как от к. п. д. установки, так и от цены топлива и одна из этих величин может изменяться за счет другой, не изменяя топливной слагающей себестоимости энергии.

Выбор топлива в большинстве случаев диктуется общим планом распределения топливных ресурсов, оборудование же для станций, выпускаемое заводами, имеет обычно определенную степень экономичности, соответствующую современному уровню техники. Однако в некоторых случаях, особенно на станциях небольшой мощности, можно руководствоваться изложенными соображениями. Кроме того, разъяснение влияния различных факторов на стоимость энергии имеет большое значение для уяснения общей экономики теплосиловых установок.

Определение целесообразной степени технической экономичности. Вообще говоря, увеличение проектной экономичности установки, т. е. повышение ее к. п. д., может быть достигнуто только за счет увеличения начальных капиталовложений, вызываемого необходимостью иметь более совершенное и сложное оборудование.

Увеличение капиталовложений неизбежно увеличивает амортизационные отчисления, что повышает общие годовые денежные расходы. Кроме того, более сложное оборудование в большинстве случаев вызывает увеличение расходов на содержание персонала и на ремонт оборудования. Таким образом, уменьшению расходов на топливо при повышении технической экономичности противопоставляется всегда увеличение расходов по другой линии, а именно по линии амортизации оборудования и его обслуживания. Исключением из этого правила являются только паросиловые установки с противодавлением, работающие с конечным использованием тепла, в которых резкое увеличение общего к. п. д. получается при упрощении оборудования (отсутствие у двигателей конденсационных устройств, составляющих значительную долю их стоимости и сильно усложняющих обслуживание).

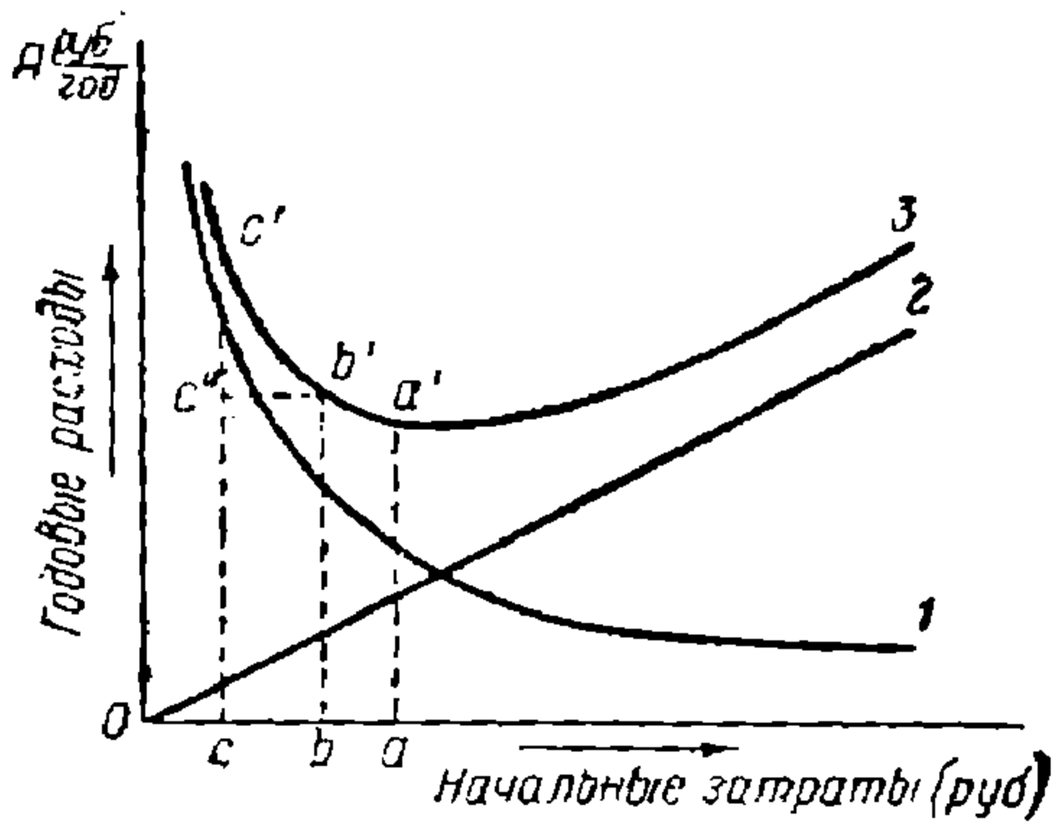
С чисто математической точки зрения наиболее целесообразной степенью технической экономичности будет та, при которой сумма двух частей годовых расходов — уменьшающейся и увеличивающейся при повышении технической экономичности — будет иметь минимальную величину. Вопрос этот может быть весьма просто решен (фиг. 21) графическим способом, принцип которого может применяться во всех случаях, когда уменьшению расходов на топливо сопутствует увеличение расходов по каким-либо другим составляющим общего расхода средств на эксплуатацию.

По оси абсцисс (фиг. 21) отложены начальные капиталовложения

НТБ ДНУЖТ

и по оси ординат годовые эксплуатационные расходы. Кривая *1* соответствует изменению годовых расходов на топливо в зависимости от начальных затрат, прямая *2* — изменению прочих годовых расходов зависящих от капиталовложений (амортизация, обслуживание). Минимум кривой *3* (точка *a'*), являющейся суммой кривых *1* и *2*, соответствует наименьшей стоимости вырабатываемой энергии, и величина капитальных затрат *oa* является с чисто математической точки зрения наивыгоднейшей.

Очень часто другие требования эксплуатации, например соображения надежности работы, могут не позволить осуществить установку с наивыгоднейшей степенью технической экономичности. В таких случаях следует стремиться к возможному приближению к наивыгоднейшим условиям. Пояснением к сказанному могут служить соображения (приведенные далее в конце примера расчета наивыгоднейшей температуры уходящих газов котельной установки), касающиеся наивыгоднейшей температуры при очень дорогом топливе.



Фиг 21. Определение наивыгоднейшей степени технической экономичности и срока окупаемости капиталовложений

Кроме того, в некоторых случаях, в особенности при реконструкциях уже существующих установок, следует прибегать к несколько другой методологии, в результате которой приходится иногда отказываться от осуществления мероприятий, которые с чисто математической точки зрения, казалось бы, являются выгодными.

Представим себе, например, что установка работает с некоторой степенью технической экономичности, соответствующей капитальным вложениям, определяемым величиной отрезка *Oc* на фиг. 21, и мы желаем провести ряд мероприятий, требующих увеличения капиталовложений до величины *Ob* и дающих вместе с этим некоторое повышение технической экономичности и соответственное уменьшение общих годовых расходов от величины *cc'* до *bb'*

С чисто математической точки зрения целесообразность этих мероприятий не вызывает сомнений, поскольку в результате их получается снижение стоимости энергии. Однако при этом может быть поставлен совершенно резонный вопрос: стоит ли проводить эти мероприятия? Может быть экономия в годовых расходах при этом будет настолько мала, что нет смысла затрачивать средства, необходимые для ее получения. Для разрешения этого вопроса необходимо выяснить, в какое время получаемая экономия окупит необходимые добавочные капиталовложения. Если окажется, что величина получаемого срока окупаемости больше того срока, который является допустимым с точки зрения общехозяйственной конъюнктуры в данный момент, то предполагаемые

ЧТБ ДНУЖТ

мероприятия проводить нецелесообразно. Срок окупаемости для рассматриваемого случая определяется величиной отношения $\frac{bc}{c'c''}$, зависящего от крутизны наклона кривой *3*, и если в данных условиях имеется соотношение $\frac{bc}{c'c''} > t$, где t — допустимое число лет окупаемости, то следует воздержаться от производства затрат, несмотря на то, что в результате их получилась бы некоторая экономия в годовых расходах.

Приводим пример определения наивыгоднейшей степени технической экономичности и вычисления срока окупаемости капиталовложений.

Пример 10. Определить наивыгоднейшую температуру уходящих газов котельной установки, оборудованной четырьмя котлами НЗЛ нормальной производительностью по 20 *т/ч* и с поверхностью нагрева в 450 $м^2$ каждый. Давление пара 33 *ата*; температура пара 425°; $i_к = 785$ *кал/кг*; $i_{п.в} = 100$ *кал/кг*. Средняя годовая температура воздуха в котельной 20°. Топливо — украинский бурый уголь с элементарным составом рабочей массы: $C_р = 24{,}2\%$; $H_р = 1{,}95\%$; $O_р = 9{,}1\%$; $N_р = 1\%$; $S_р = 2{,}05\%$; $A_р = 11{,}7\%$; $W_р = 50\%$. Рабочая теплотворная способность топлива $Q^н_р = 1\,950$ *кал/кг*. Способ сжигания — наклонно-переталкивающая топка типа Зейбот с горячим дутьем при $t'_в = 240°$

Методика определения наивыгоднейшей температуры уходящих газов состоит в том, что для различных температур уходящих газов определяются:

а) годовые затраты на топливо, количество которого уменьшается с увеличением к. п. д. котла при понижении $t_{ух}$;

б) амортизационные и ремонтные отчисления от стоимости водяного и воздушного экономайзеров, возрастающие при увеличении стоимости экономайзеров, поверхности которых увеличиваются при понижении $t_{ух}$;

в) суммарные годовые расходы при различных $t_{ух}$, т. е. при различных капиталовложениях на экономайзеры, как сумма расходов по пп. «а» и «б».

При детальных расчетах необходимо учитывать также и небольшие изменения стоимости перегревателя, а при экранированных котлах также и стоимость экранов. Кроме того, должны быть приняты во внимание расходы энергии на тягу, изменяющиеся при изменении $t_{ух}$ вследствие изменения сопротивления экономайзеров и изменения объемов газов, а также расходы энергии на дутье, поскольку количество подаваемого воздуха меняется в зависимости от количества сжигаемого топлива. Кроме ремонтных расходов должны быть учтены также и прочие расходы на обслуживание экономайзеров (вахтенный персонал, расход пара на обдувку). Изменение последних расходов с изменением $t_{ух}$ имеет, правда, очень небольшую величину, но все же некоторая зависимость их от $t_{ух}$ имеется. В настоящем примере учиты-

НТБ ДНУЖТ

ваются только основные расходы, поскольку в данном случае интересной является методика расчета.

Приводим сокращенный тепловой расчет котельного агрегата для различных $t_{ух}$.

Определяем характеристический коэфициент топлива

$$\beta = 2{,}38\,\frac{H\,\frac{0}{8}}{C + 0{,}368\,S} + 0{,}05 = 2{,}38\,\frac{1{,}95 - \frac{9{,}1}{8}}{24{,}2 + 0{,}368 \cdot 2{,}05} + 0{,}05 = 0{,}083.$$

Задаемся для различных точек газоходов агрегата коэфициентами избытка воздуха α и определяем для них объемы сухих газов на 1 *кг* топлива в зависимости от содержания RO_2 по формуле

$$V_{с.г} = \frac{1.86\,C + 0{,}68\,S}{RO_2}\ [нм^3/кг],$$

где

$$RO_2 = \frac{x}{\alpha - y};\quad x = \frac{1\,660}{79 + 100\,\beta}\ \text{и}\ y = \frac{21\,\beta}{79 + 100\,\beta}.$$

Находим объем водяных паров на 1 *кг* топлива, постоянный для всех точек газоходов, по формуле

$$V_{в.п} = \frac{9\,H + W}{80{,}5}\quad [нм^3/кг],$$

затем полный объем продуктов горения на 1 *кг* топлива

$$V_г = V_{с.г} + V_{в.п}$$

и результаты сводим в табл. 13.

Таблица 13

Характеристики газов по газоходам котла

Газоход		RO_2%	$V_г$[$нм^3/кг$]
В топке	1,2	16,5	3,71
Перед перегревателем	1,25	15,5	3,83
За перегревателем	1,3	14,9	3,95
За котлом	1,35	14,3	4,08
Перед водяным экономайзером	1,37	14,1	4,12
За водяным экономайзером	1,40	13,8	4,2
За воздушным подогревателем	1,45	13,3	4,32

Вычисляем объемную теплоемкость газов для тех же точек газоходов по формуле ВТИ:

$$c_г = 0{,}309 + 0{,}0009\,RO_2 + 0{,}0008\,\frac{G_{вп}}{K_p}\sqrt{RO_2} + \left[11 + 0{,}65\left(RO_2 + \frac{G_{вп}}{K_p}\right)\right]t \cdot 10^{-6}\left[\frac{кал}{нм^3{}^\circ C}\right],$$

НТБ ДНУЖТ

где

$$K_p = C + 0{,}368\,S.$$

Оцениваем к. п. д. агрегата при различных $t_{ух}$, для чего вычисляем для $t_{ух} = 140$, 160, 180, 200° потерю тепла с уходящими газами $q_2\% = \frac{Q_2}{Q_p^н}\,100$ (см. табл. 14),

где

$$Q_2 = V_г^{ух} c_2^{ух} t_{ух} - V_0 \alpha_{ух} c_в t_в^{'}\ [кал/кг],$$

причем

$$c_в = 0{,}3\ \frac{кал}{нм^3 \cdot град}\ \text{и}\ t_в^{'} = 20°.$$

Теоретическое количество воздуха для сгорания 1 *кг* топлива вычисляется по формуле

$$V_0 = 0{,}089\,C + 0{,}267\,H - 0{,}033\,(O - S) = 2{,}44\ [нм^3/кг].$$

Таблица 14

Потери q_2 при различных $t_{ух}$

$t_{ух}$	140°	160°	180°	200°	Размерность
$c_г^{ух}$	0,3319	0,3323	0,3327	0,333	$\frac{кал}{нм^3/град}$
Q_2	172	200	230	259	*кал/кг*
q_2	8,84	10,25	11,75	13,25	%

Потерю от химической неполноты горения оцениваем $q_3 = 0{,}5\%$, потерю от механической неполноты горения $q_4 = 4\%$ и потерю тепла на излучение во внешнюю среду $q_5 = 3{,}45\%$, разбивая последнюю на отдельные участки агрегата согласно таблице 15.

Таблица 15

Потери тепла на излучение	%	
$q_5^т$	1,0	19,5
$q_5^{пе}$	0,25	4,87
$q_5^к$	1,2	23,4
$q_5^{эк}$	0,5	9,75
$q_5^{вл}$	0,5	9,75
Σq_5	3,45	67,3

Составляем для различных $t_{ух}$ табл. 16 для к. п. д. котельного агрегата и часового расхода топлива, определяя последний по формуле

$$B_ч = \frac{D}{И} = \frac{20\,000}{И}\ [кг/ч],$$

где испарительная способность топлива:

$$И = \frac{Q_р^н \eta_{к\,а}}{i_к - i_{пв}}\ [кг/кг]$$

НТБ ДНУЖТ

Таблица 16

К. п. д. котельного агрегата при различных $t_{ух}$

$t_{ух}$	140°	160°	180°	200°	Размерность
Σq	16,79	18,20	19,7	21,2	%
$\eta_{ка}$	83,21	81,20	80,30	78,8	%
$И$	2,37	2,33	2,29	2,25	*кг/кг*
B	8 450	8 600	8 750	8 900	*кг/ч*

В целях предотвращения размягчения золы принимаем температуру газов перед первым рядом труб котла $t'_m = 1150°$ и производим расчет газоходов первого пучка кипятильных труб, перегревателя и задних пучков кипятильных труб, составляя для каждого газохода уравнения теплового баланса. В результате расчета получаем табл. 17.

Таблица 17

Температура газов за котлом при различных $t_{ух}$

$t_{ух}$	140°	160°	180°	200°
$t'_{пе}$ в °С	830	834	839	843
$t''_{пе}$ в °С	592	600	607	614
$t_к$ в °С	441	444	447	450

Переходим к расчету агрегата с хвоста и находим при различных $t_{ух}$ температуру газов перед воздухоперегревателем и необходимую поверхность его, исходя из температуры нагрева воздуха до 250° (10° теряется по пути его до топки).

Составляем уравнение теплового баланса

$$V'_{вп}\, c'_{вп}\, t'_{вп} + (\alpha'' - \alpha')_{вп}\, V_0 c_в\, t'_в - V''_{вп}\, c''_{вп}\, t''_{вп} = (\alpha_т + 0{,}05)\, V_0 c_в\, (t''_в - t'_в) + Q_5^{вп}$$

для $t_{ух} = 140°$, для чего задаемся для $c'_{вп}$ температурой газов перед воздухоподогревателем $t'_{вп} = 295°$ и находим величины теплоемкостей:

$$c'_{вп} = 0{,}3294 + 21{,}72 \cdot 295 \cdot 10^{-6} = 0{,}3359 \ \frac{кал}{нм^3 \cdot град};$$

$$c''_{вп} = 0{,}3289 + 21{,}4 \cdot 140 \cdot 10^{-6} = 0{,}3319 \ \frac{кал}{нм^3 \cdot град};$$

$$c_в = 0{,}3003 + 0{,}0000\,2\,(t''_в + t'_в) = 0{,}305 \ \frac{кал}{нм^3 \cdot град}.$$

НТБ ДНУЖТ

Подставляя величины в уравнение баланса, имеем

$$4{,}20 \cdot 0{,}3359\, t'_{вп} + (1{,}45 - 1{,}40)\, 2{,}44 \cdot 0{,}3 \cdot 20 -$$
$$- 4{,}32 \cdot 0{,}3319 \cdot 140 = 1{,}25 \cdot 2{,}44 \cdot 0{,}305\, (250 - 20) + 9{,}75,$$

откуда $t'_{вп} = 294°$. Совпадение с принятой ранее температурой вполне удовлетворительное.

Находим поверхности воздухоподогревателя по формуле

$$H_{вп} = \frac{(\alpha_т + 0{,}05)\, V_0 c_в\, (t''_в - t'_в) B}{k \left[\dfrac{t'_{вп} + t''_{вп}}{2} - \dfrac{t'_в + t''_в}{2} \right]} \; [м^2];$$

причем коэфициент теплопередачи k для пластинчатого воздухоподогревателя типа Реймера принимаем равным 13 $\dfrac{кал}{м^2 \cdot ч \cdot град}$ (с учетом загрязнения)

$$H_{вп} = \frac{1{,}25 \cdot 2{,}44 \cdot 0{,}305\, (250 - 20)\, 8\,450}{13 \left[\dfrac{294 + 140}{2} - \dfrac{20 + 250}{2} \right]} = 1\,630 \; м^2.$$

Произведя аналогичные расчеты для других $t_{ух}$, составляем табл. 18.

Таблица 18

Поверхность нагрева воздухоподогревателя при различных $t_{ух}$

$t_{ух}$	140°	160°	180°	200°	Единица измерения
$t'_{вп}$	294	312	330	347	°С
B	8 450	8 600	8 750	8 900	кг/ч
$t''_в$	250	250	250	250	°С
$H_{вп}$	1 630	1 345	1 150	1 020	м²

Производим расчет водяного экономайзера для различных $t_{ух}$, составляя уравнение его теплового баланса

$$V'_{эк} c'_{эк} t'_{эк} + (\alpha'' - \alpha')_{эк} V_0 c_в t'_в - V''_{эк}\, c''_{эк}\, t''_{эк} = \frac{W}{B} (t_2 - t_{пв}) + Q_5^{эк},$$

в котором

$$t_{пв} \approx i_{пв} = 100°; \quad W = 20\,000 \; кг/ч,$$
$$t''_{эк} = t'_{вп}; \quad t'_{эк} = t_к - 3°$$

Подставляя в уравнение баланса величины теплоемкостей газов, соответствующие $t_{ух} = 140°$, определяем из него температуру t_2 воды после экономайзера. Вычислив величины теплоемкостей газов

$$c'_{эк} = 0{,}3298 + 21{,}93 \cdot 438 \cdot 10^{-6} = 0{,}3394 \; \frac{кал}{м^3 \cdot град};$$

$$c''_{эк} = 0{,}3359 \; \frac{кал}{м^3 \cdot град} = c'_{вп} \text{ (определена ранее)},$$

НТБ ДНУЖТ

имеем

$$4{,}12 \cdot 0{,}3394 \cdot 438 + (1{,}4 - 1{,}37)\, 2{,}44 \cdot 0{,}3 \cdot 20 - 4{,}20 \cdot 0{,}3359 \cdot 294 =$$

$$= \frac{20\,000}{8\,450}\,(t_2 - 100) + 9{,}75,$$

откуда $t_2 = 180°$.

Определяем поверхность водяного экономайзера

$$H_{эк} = \frac{W\,(t_2 - t_{пв})}{k\left(\frac{t'_{эк} + t''_{эк}}{2} - \frac{t_{пв} + t_2}{2}\right)}\ [м^2] =$$

$$= \frac{20\,000\,(180 - 100)}{25\left(\frac{438 + 204}{2} - \frac{100 + 180}{2}\right)} = 322\ м^2,$$

где $k = 25\ \frac{кал}{м^2 \cdot ч \cdot град}$ — коэфициент теплопередачи для гладкотрубного железного экономайзера с учетом загрязнения.

Проведя аналогичные расчеты для других $t_{ух}$, составляем табл. 19.

Таблица 19

Поверхность нагрева водяного экономайзера при различных $t_{ух}$

$t_{ух}$	140°	160°	180°	200°	Единица измерения
$t'_{эк}$	438	441	444	447	°С
$t''_{эк}$	294	312	330	347	°С
t_2	180	171	164	160	°С
$H_{эк}$	322	268	228	204	$м^2$

Для определения наивыгоднейшей температуры уходящих газов принимаем:

Годовое число часов использования полной производительности котельной	5000 *ч/год*
Цена топлива франко-бункер	6 *руб/т*
» железного водяного экономайзера с монтажом	160 *руб/м²*
» пластинчатого воздухоподогревателя с монтажом	65 *руб/м²*

Годовые отчисления в процентах от начальной стоимости оборудования принимаем:

Амортизация	8,0%
Ремонт	4,5%
Налоги, сборы	1%
Итого	13,5%

Составляем сводную табл. 20 изменения годовых расходов в зависимости от температуры уходящих газов.

НТБ ДНУЖТ

Таблица 20

Изменение годовых расходов в зависимости от $t_{ух}$

$t_{ух}$	140°	160°	180°	200°	Единица измерения
К. п. д. котельной установки	83,21	81,20	80,30	78,8	
Поверхность нагрева:					
а) $H_{эк}$ — водяного экономайзера	325	270	230	200	$м^2$
б) $H_{в.п}$ — воздушного подогревателя	1 630	1 300	1 100	1 000	$м^2$
Стоимость:					
а) четырех водяных экономайзеров 4 $H_{эк} \cdot 160$	170 000	140 000	120 000	104 000	руб.
б) четырех воздушных подогревателей 4 $H_{в.п} \cdot 65$	425 000	338 000	286 000	260 000	
в) полная стоимость экономайзеров k_1	595 000	478 000	406 000	364 000	
Годовые отчисления от стоимости экономайзеров $\frac{13,5}{100} k_1$	80 500	64 500	54 800	49 000	руб/год
Часовой расход топлива на 1 котел B	8 450	8 600	8 750	8 900	*кг/ч*
Годовой расход топлива из 3 котла (один в резерве) при 5 000 час. использования полной мощности трех рабочих котлов + 10% эксплуатационных надбавок к расходу топлива:					
$B_{год} = 1,10 \cdot 3\ B \cdot 5\,000 \cdot 10-3$	140 000	142 000	144 500	147 000	*т/год*
Перерасход топлива сравнительно с расходом его при $t_{ух} = 140°$	—	2 000	4 450	7 000	
Стоимость перерасхода топлива при цене в 6 *руб/т*	—	12 000	26 700	54 000	
Суммарные годовые расходы, связанные с наличием экономайзеров, пункты (9+5)	80 500	76 500	81 500	103 000	руб/год

Строим (фиг. 22) графическое изображение изменения годовых расходов в зависимости от $t_{ух}$ или от стоимости экономайзеров, что безразлично для результатов построения.

Кривая *3* изменения суммарных годовых расходов имеет минимум при температуре около 160°; следовательно, эта температура и является наивыгоднейшей с теоретической точки зрения. Посмотрим, не целесообразнее ли будет не итти на капитальные затраты, соответствующие $t_{ух} = 160°$, а ограничиться использованием тепла уходящих газов, охлаждая их только до 180°. Как видно из табл. 20 и фиг. 22, расходы на топливо при уменьшении $t_{ух}$ со 180 до 160° уменьшатся на 26 700 — 12 000 = 14 700 руб/год (отрезок *bc*). Капиталовложения должны быть

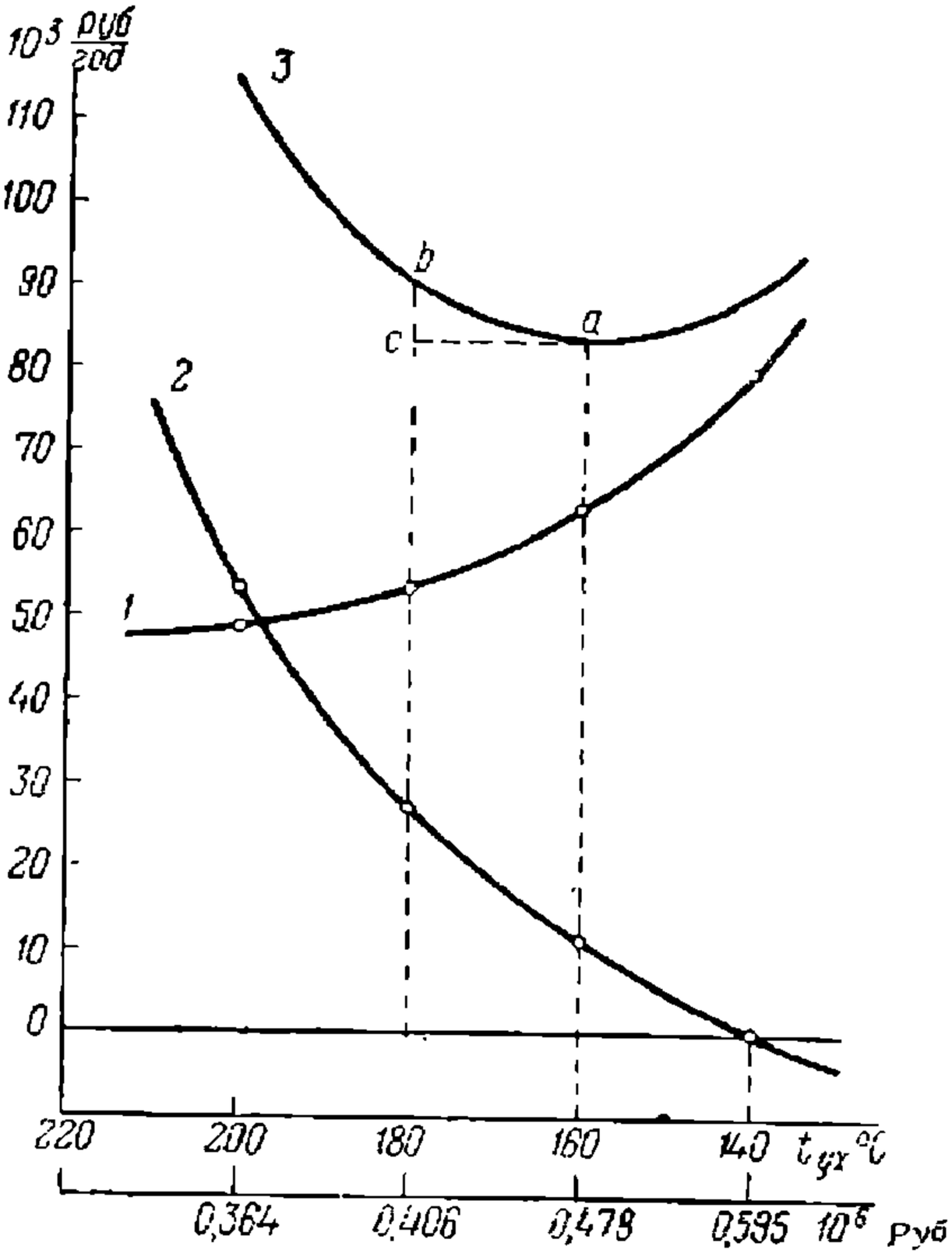
НТБ ДИИЖТ

увеличены на 478 000 — 406 000 = 72 000 руб. (отрезок *ca*), откуда видно, что при имеющихся соотношениях цен на топливо и оборудование срок окупаемости капиталовложений

$$t = \frac{72\,000}{14\,700} = 5 \text{ лет.}$$

Такой срок близок к пределу, при котором затраты средств еще целесообразны. Поэтому останавливаемся на $t_{ух} = 160°$.

Представим себе теперь, что стоимость перерасхода топлива будет увеличиваться с увеличением температуры уходящих газов более резко (больший наклон кривой 2 на фиг. 22). Такой случай может быть при удорожании топлива или при увеличении числа часов использования полной мощности котельной. При этом наивыгоднейшая температура уходящих газов может оказаться настолько низкой, что остановиться на ней не представится возможным по одной из следующих причин: вследствие недопустимо высокой температуры воды после водяного экономайзера или воздуха после воздушного подогревателя или же вследствие угрозы появления потения воздушного подогревателя при слишком низкой $t_{ух}$. Иногда и при отсутствии перечисленных явлений, угрожающих надежности и бесперебойности работы оборудования, приходится принимать $t_{ух}$ более высокой, чем наивыгоднейшая. Например, может оказаться, что габаритные размеры хвостовой части котельного агрегата, соответствующие наивыгоднейшей $t_{ух}$, получатся настолько большими, что создадутся затруднения в размещении оборудования и компановке котельной.



Фиг. 22. Определение наивыгоднейшей температуры уходящих газов котельной установки

1 — увеличение годовых расходов в зависимости от капиталовложений; *2* — уменьшение расхода на топливо; *3* — сумма годовых расходов, зависящих от t_y

Из приведенных соображений видно, что температура уходящих газов, наивыгоднейшая с точки зрения только экономии годовых расходов, отнюдь не является оптимальной при учете всего комплекса требований эксплуатации.

НТБ ДНУЖТ

§ 3. Определение цены пара и электроэнергии при раздельной и комбинированной выработке и стоимости установленного киловатта

Калькуляция стоимости тонны пара. Экономичность работы котельной характеризуется стоимостью 1 *т* отпускаемого ею пара, дающей представление о качестве и характере работы котельной. Каждая котельная установка независимо от того, представляет ли она собой самостоятельное сооружение (центральные котельные) или же является частью теплосиловой установки, входя в него в виде отдела или цеха, должна в отношении выработки своей конечной продукции рассматриваться как самостоятельная хозяйственная единица, и для руководящего персонала установки знание стоимости этой продукции является совершенно обязательным. Калькуляция стоимости 1 *т* пара производится по общей схеме расходов, приведенной в настоящей главе, причем для котельной, являющейся цехом электростанции, все перечисленные в схеме расходы должны приниматься лишь в доле, приходящейся на выработку пара, а именно:

а) амортизация зданий и оборудования, расходы на ремонт и пострахованию и налогам должы исчисляться только для сооружений топливных складов, топливоподачи, самой котельной и золоудаления;

б) расходы на содержание персонала принимаются в доле, соответствующей персоналу топливных сооружений и котельной; содержание общего административно-технического и конторского персонала относится на выработку пара пропорционально количеству персонала в отдельных цехах;

в) расход электроэнергии на собственные нужды должен быть учтен в доле, приходящейся на выработку пара, т. е. расход $Э^{п}_{сн}$ на нужды топливных складов, топливоподачи и самой котельной, но не весь расход на собственные нужды $Э_{сн}$, равный $Э^{п}_{сн} + Э^{м}_{сн}$, где $Э^{м}_{сн}$ — расход электроэнергии на машинный зал и электрическую часть станции.

Учет этот может быть произведен путем определения количества пара, необходимого для выработки количества электроэнергии $Э''_{с.н.}$ Это количество пара вместе с количеством его, расходуемым на паровые собственные нужды котельной, даст приведенный расход пара $D^{к}_{сн}$, который должен быть вычтен из количества вырабатываемого пара, поскольку определяется цена 1 *т* пара, отпускаемого котельной.

При покупке электроэнергии для собственных нужд со стороны (центральные котельные) стоимость ее прибавляется к общим расходам по котельной.

Просуммировав все расходы и зная количество расходуемого топлива B, можно определить стоимость одной сожженной тонны топлива (цену тонны топлива франко топка):

$$z = \frac{A_к}{B} \left[\frac{руб}{т}\right], \qquad (35)$$

НТБ ДНУЖТ

где B — количество израсходованного топлива;
A — сумма всех расходов по производству пара.
Цена 1 m пара определится как

$$y = bz = \frac{A_к}{D_{отп}} \left[\frac{руб}{m}\right] \tag{36}$$

где $b = \frac{B}{D_{отп}} \left[\frac{m}{m}\right]$ — расход топлива на одну отпущенную тонну пара,
$D_{отп} = D_к^{бр} - D_{сн}^к$ — количество отпущенного из котельной пара в m.

Определение цены пара и электроэнергии при отпуске их потребителям при раздельной выработке. В случае выработки электроэнергии чисто конденсационным способом и одновременного отпуска пара потребителям непосредственно из котельной цена отпускаемого пара

$$y = \frac{B}{D_{отп}} \tag{37}$$

определяется указанным выше способом.

Цена отпускаемой электроэнергии может быть определена из равенства

$$p = \frac{A - D_{потр}\, y}{Э_{выр} - Э_{сн}},$$

где A — сумма всех денежных расходов по станции;
$D_{потр}$ — количество отпускаемого потребителям пара в m;
$D_{потр}\, y$ — денежные суммы, полученные за проданный пар;
$Э_{сн}$ — расход электроэнергии на собственные нужды станции.

Определение цены пара и электроэнергии при их комбинированной выработке. Определение цены пара и электроэнергии при отпуске пара из отбора или противодавления машины усложняется тем, что расходы, связанные с выработкой этого пара, являются общими и для тепловой энергии и для электрической. Правильное разделение этих расходов по обоим видам энергии до сего времени не может считаться вполне разрешенной задачей, и все многочисленные способы решения этого вопроса страдают большей или меньшей степенью условности.

В некоторых из этих методов вся экономия в расходах, получающаяся вследствие экономии в паре при комбинированной выработке обоих видов энергии сравнительно с раздельной, относится на стоимость отработавшего пара, так что электрическая энергия не удешевляется и цена ее остается равной цене при конденсационном способе производства. По другим методам удешевляется только электрическая энергия, стоимость же отпускаемого отработавшего тепла остается постоянной, равной стоимости тепла в свежем паре и не зависящей от параметров отбора или противодавления. Изло-

НТБ ДНУЖТ

женные методы не удовлетворяют потребностям жизни, так как дают неприемлемые и иногда нелепые результаты и могут оказать задерживающее влияние на распространение комбинированного способа выработки тепла и электроэнергии.

Инж. А. Н. Румянцевым предложен способ, основанный на принципе равномерного распределения суммарной экономии на тепловую и электрическую энергию.

Метод А. Н. Румянцева. По этому методу коэфициент удешевления отборного пара сравнительно со свежим паром, цена которого всегда может быть вычислена без затруднений, определяется с учетом как параметров отбора, так и количества отпускаемого пара и в результате довольно сложных выводов получает для машины с отбором пара вид

$$\gamma = \frac{1}{1 + \left(1 - y\frac{i_к}{i_{отб}}\right)\frac{Q_{отб}}{Q_м}} \cdot \frac{i_{отб}}{i_к} \qquad (38)$$

где $i_к$ — теплосодержание свежего пара в *кал/кг*;
$i_{отб}$ — теплосодержание отборного пара в *кал/кг*;
$Q_{отб} = D_{отб}\, i_{отб}$ — тепло, содержавшееся в отбираемом паре, в *кал*;
$Q_м = D_м\, i_к$ — тепло, содержащееся в свежем паре, в *кал* (подведенное к машине);

$y = \frac{h''_0\, \eta_{оэ}}{H\, \eta_{оэ}}$ — коэфициент отбора (обозначения согласно фиг. 17).

Если цена свежего пара определена равной $q_{св}$ [*руб/т*], то цена отборного пара будет $q_{отб} = q_{св}\,\gamma \left[\frac{руб}{т}\right]$ и на долю электроэнергии будут приходиться расходы в сумме

$$A_э = A - D_{отб}\, q_{отб},$$

где A — сумма всех расходов по комбинированной выработке тепла и электроэнергии;
$D_{отб}$ — количество отбираемого пара.

Цена электроэнергии при этом

$$p = \frac{A_э \cdot 100}{Э_{выр} - Э_{сн}} \left[\frac{коп.}{квт\text{-}ч}\right]$$

Для машин с противодавлением $D_{отп} = D_м$, и коэфициент удешевления принимает вид

$$\gamma_п = \frac{1}{1 + \left(1 - y\frac{i_к}{i_п}\right)\frac{D_{отп}\, i_п}{D_м\, i_к}} \cdot \frac{i_п}{i_к} = \frac{1}{1 - y + \frac{i_п}{i_к}} \cdot \frac{i_п}{i_к}$$

причем в выражении для y следует считать $\frac{\eta_{оэ}}{\eta_{оэ}} = 1$. Таким образом, машина с противодавлением уподобляется машине с отбором, у ко-

НТБ ДНУЖТ

торой через ступени низкого давления проходит количество пара, равное нулю. Теплопадения h_0'' и H считаются до условного вакуума, соответствующего $p_2 \approx 0{,}05$ *ата*.

Метод инж. Л. Л. Гинтера. Этот метод, имеющий очень широкое распространение, не устанавливает абсолютных величин цен пара и электроэнергии и дает только их соотношение, которое должно быть выдержано для того, чтобы суммами, полученными от продажи обоих видов энергии, были покрыты все денежные расходы, необходимые для их выработки. Таким образом, цена одного вида энергии определяется лишь в том случае, если указана цена другого вида.

Метод инж. Гинтера основан на уравнении, которое должно удовлетворять условию окупаемости всех расходов по производству обоих видов энергии при их продаже

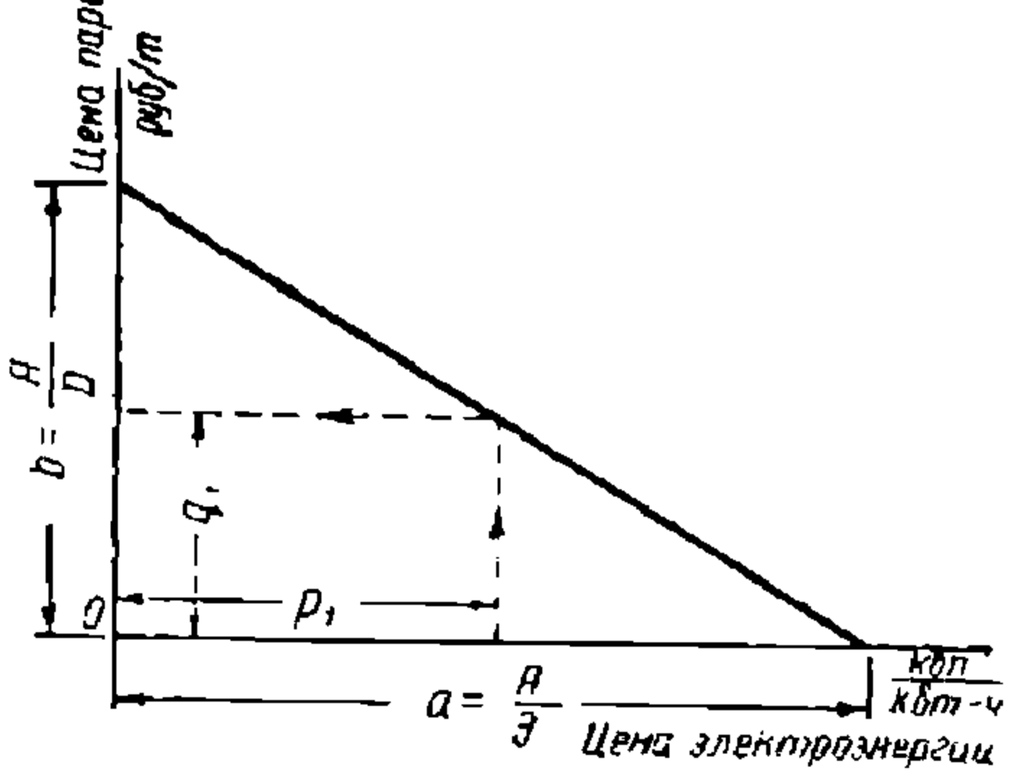
$$Э_{отп}\, p + D_{отб}\, q = A, \qquad (39)$$

где p — цена электроэнергии;
q — цена пара;
A — общая сумма расходов по их выработке.

Разделив обе части уравнения на A и обозначив $\frac{A}{Э_{отп}} = a$ и $\frac{A}{D_{отб}} = b$, получаем (фиг. 23) уравнение прямой линии

$$\frac{p}{a} + \frac{q}{b} = 1, \qquad (39')$$

отсекающей на осях координат отрезки: $a = \frac{A}{Э_{отп}}$, представляющий собой цену электроэнергии, которая должна быть установлена, если пар отпускать даром, и $b = \frac{A}{D_{отб}}$ цену пара при даровом отпуске электроэнергии.



Фиг. 23. Треугольник Гинтера

Изображенный на фиг. 23 треугольник получил название треугольника Гинтера. Пользуются этим треугольником следующим образом: если известна продажная цена электроэнергии $p = p_1 \left[\frac{коп.}{квт\text{-}ч}\right]$, то пар, для того чтобы были покрыты все расходы, должен продаваться по цене, не меньшей чем $q = q_1 \left[\frac{руб}{т}\right]$, определяемой указанным на фиг. 23 весьма простым построением.

Очевидно, что если кроме отработавшего пара потребителям отпускается также пар непосредственно из котельной, то вместо

НТБ ДНУЖТ

величины расходов A для определения отрезков a и b необходимо подставлять величину

$$A_1 = A - Dy,$$

где D — количество отпускаемого потребителям пара из котельной;

y — цена вырабатываемого котельной пара.

Метод инж. Л. Л. Гинтера при наличии районной сети и, следовательно, заданных тарифов на электроэнергию дает возможность легко установить тариф на тепловую энергию. Однако это метод не дает себестоимости пара и электроэнергии, и пользоваться им в случае отсутствия районной сети весьма затруднительно и даже иногда невозможно. В таких случаях следует применять метод инж. Пакшвера.

По этому способу определяется цена пара и электроэнергии в предположении, что они вырабатываются раздельным способом: пар — в центральной котельной низкого давления и электроэнергия — в конденсационной станции. При этом считается, что цена пара из котельной низкого давления не может быть больше цены $q_к$ свежего пара, отпускаемого котельной комбинированной установки, и как предел равна ей.

Способ определения стоимости 1 m свежего пара $q_к$ был уже описан выше.

Если потребителям отпускается $D_{потр}(m)$ пара, то стоимость всего пара, отпускаемого из гипотетической котельной низкого давления, будет

$$Z_п = D_{потр} \cdot q_к \text{ руб.} \qquad (40)$$

Если полные годовые затраты при комбинированной выработке пара и электроэнергии равны A руб., то годовые затраты для выработки отпускаемого количества энергии $Э_{отп}$ на гипотетической конденсационной станции будут

$$Z_э = A - xZ_п \text{ руб.}, \qquad (40')$$

где $x = \dfrac{x_1 D_{отб} + x_2 D_{ред}}{D_{отб} + D_{ред}}$ — коэфициент, учитывающий недоиспользование тепла в машине при комбинированной выработке электроэнергии сравнительно с раздельной работой;

$$x_1 = \frac{i_к - i_{отб}}{i_{к_1} - i_2}$$

характеризует долю недоиспользованного теплопадения для 1 *кг* отбираемого пара. Входящие в выражение для x_1 величины означают:

$i_к$ — теплосодержание пара, выходящего из котлов, в *кал/кг*;

$i_{отб}$ — теплосодержание отбираемого пара в *кал/кг*;

i_2 — теплосодержание пара при входе его в конденсатор в *кал/кг*.

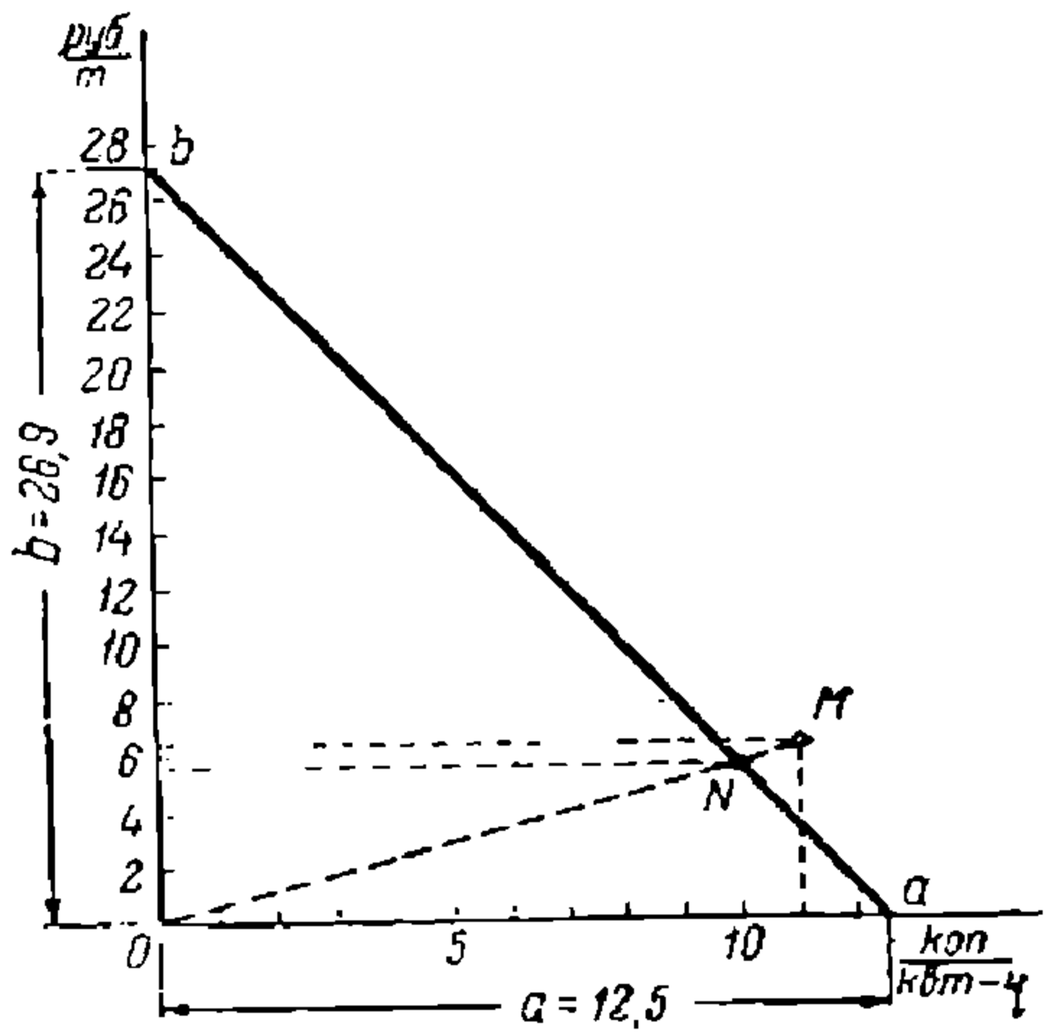
Величины x_2 и $D_{ред}$ вводятся лишь в случае, если кроме отпуска пара из отбора имеется отпуск и через редуктор из котельной, причем x_2 для редуцированного пара принимается равным единице.

НТБ ДНУЖТ

Цена электроэнергии при конденсационной выработке будет равна

$$p_к = \frac{Z_э \cdot 100}{Э_{отп}} \left[\frac{коп}{квт\text{-}ч} \right]$$

Построив затем вышеописанным способом по отрезкам $a = \frac{A}{Э_{отп}}$ и $b = \frac{A}{D_{потр}}$ треугольник Гинтера (фиг. 24), причем $D_{потр} = D_{отб} + D_{ред}$, находим точку M, соответствующую $p_к$ и $q_к$, найденным для раздельной выработки энергии, не лежащую на прямой ab. Так как удешевление при переходе к комбинированному способу выработки принимается одинаковым для обоих видов энергии, то, проведя через начало координат и точку M прямую линию, получим точку N пересечения ее с прямой ab. Координаты этой точки p и q дают цену электроэнергии и пара при выработке их комбинированным способом в данной установке. По методу Пакшвера, цена отбираемого и редуцируемого пара получается одна и та же.



Фиг. 24. Определение цены пара и электроэнергии по методу инж. Пакшвера

Пример 11. Годовые расходы теплофикационной станции составляют 4 000 000 руб. Годовые расходы по выработке пара 2 250 000 руб. Количество вырабатываемого пара 355 000 *т/год*. Количество отпускаемой электроэнергии 32 10^6 *квт-ч/год*. Количество отпускаемого потребителям пара из отбора турбины 110 000 *т/год*, через редуктор из котельной 38 500 *т/год*, всего 148 500 *т/год*.

Теплосодержание пара котельной $i_к = 773$ *кал/кг*, отборного пара $i_{отб} = 726$ *кал/кг*, при входе в конденсатор $i_2 = 600$ *кал/кг*.

Находим цену пара, вырабатываемого котельной:

$$q_к = \frac{2\,250\,000}{355\,000} = 6{,}33 \; руб/т.$$

Величины для построения треугольника Гинтера (рис. 24)

$$a = \frac{4\,000\,000 \cdot 100}{32\,000\,000} = 12{,}5 \; коп/квт\text{-}ч;$$

$$b = \frac{4\,000\,000}{148\,500} = 26{,}9 \; руб/т.$$

НТБ ДНУЖТ

Стоимость пара котельной низкого давления

$$Z_п = D_{потр}\, q_к = 148\,500 \cdot 6{,}33 = 940\,000 \text{ руб.}$$

Годовые затраты по конденсационной станции

$$Z_э = A - xZ_п = 4\,000\,000 - x \cdot 940\,000 \text{ руб.},$$

где

$$x = \frac{x_1 \cdot 110\,000 + x_2 \cdot 38\,500}{110\,000 + 38\,500},$$

причем

$$x_1 = \frac{i_к - i_{отб}}{i_к - i_2} = \frac{773 - 726}{773 - 600} = 0{,}273 \text{ и } x_2 = 1.$$

Подставляя, имеем:

$$x = \frac{0{,}273 \cdot 110\,000 + 38\,500}{148\,500} = 0{,}461;$$

$$Z_э = 4\,000\,000 - 0{,}461 \cdot 940\,000 = 3\,565\,000 \text{ руб.}$$

Цена электроэнергии

$$p_к = \frac{3\,565\,000 \cdot 100}{32 \cdot 10^6} = 11{,}1 \text{ коп/квт-ч.}$$

Находим по $p_к$ и $q_к$ точку M и точку N как пересечение прямых ab и OM. Координаты точки N дают цены электроэнергии и пара: $p = 10$ *коп/квт-ч* и $q = 5$ р. 75 к. за 1 *т*.

При среднем теплосодержании отпускаемого пара

$$i_{ср} = \frac{773 \cdot 38{,}5 \cdot 10^6 + 726 \cdot 110 \cdot 10^6}{148{,}5 \cdot 10^6} = 735 \text{ кал/кг}$$

цена одной отпускаемой мегакалории, замеренной при выходе пара со станции, будет равна

$$5{,}75\,\frac{1\,000}{735} = 7{,}86 \text{ руб.}$$

Если потребители возвращают на станцию конденсат пара с теплосодержанием 90 *кал/кг*, то цена одной отпускаемой мегакалории будет

$$\frac{7{,}86\,(735 - 90)}{735} = 6{,}88 \text{ руб/т.}$$

Определение стоимости одного установленного киловатта. Затраченные на сооружение теплосиловой установки средства могут учитываться стоимостью одного установленного киловатта. Это дает возможность сравнивать между собой затраты на постройку установок и контролировать как сметные сооб-

НТБ ДНУЖТ

ражения, так и фактические расходы строительства. Полная стоимость установки составляется из затрат на строительство всех сооружений со всеми подготовительными работами и временными сооружениями и из стоимости устанавливаемого оборудования с учетом начислений на транспорт, монтаж и пр. Стоимость одного установленного киловатта

$$s = \frac{A}{N^{э}_{уст}}, \tag{41}$$

где A — полная стоимость установки;

$N^{э}_{уст}$ — ее установленная электрическая мощность, равная сумме максимально длительных мощностей всех генераторов.

Если определить по этой формуле s для станций конденсационной и теплофикационной одной и той же электрической мощности, то величина s для последней станции будет больше за счет наличия излишней мощности по котлам, большей стоимости теплофикационных турбин, наличия некоторого дополнительного оборудования, более мощных трубопроводов и большей производительности химической водоочистки.

НТБ
ДНУЖТ

РАЗДЕЛ III

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В РАЗВИТИИ ОБОРУДОВАНИЯ И ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТЕПЛА В ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВКАХ

ГЛАВА 9

ВЛИЯНИЕ ПОВЫШЕНИЯ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАБОТЫ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. Повышение давления и температуры пара

Удельный расход тепла в идеальной установке без потерь выражается равенством

$$q_{ид} = \frac{860}{\eta_t \alpha} \left[\frac{кал}{квт\text{-}ч} \right], \qquad (42)$$

где η_t — абсолютный к.п.д. идеального процесса (термический к.п.д.),

α — коэфициент регенерации.

Удельный расход тепла топлива в действительной установке

$$q = \frac{860}{\eta_t \alpha \eta_{oi} \eta_м \eta_{ген} \eta_{ку} \eta_{тр}} \left[\frac{кал}{квт\text{-}ч} \right]. \qquad (43)$$

Значения всех входящих величин указаны ранее в главе 6.

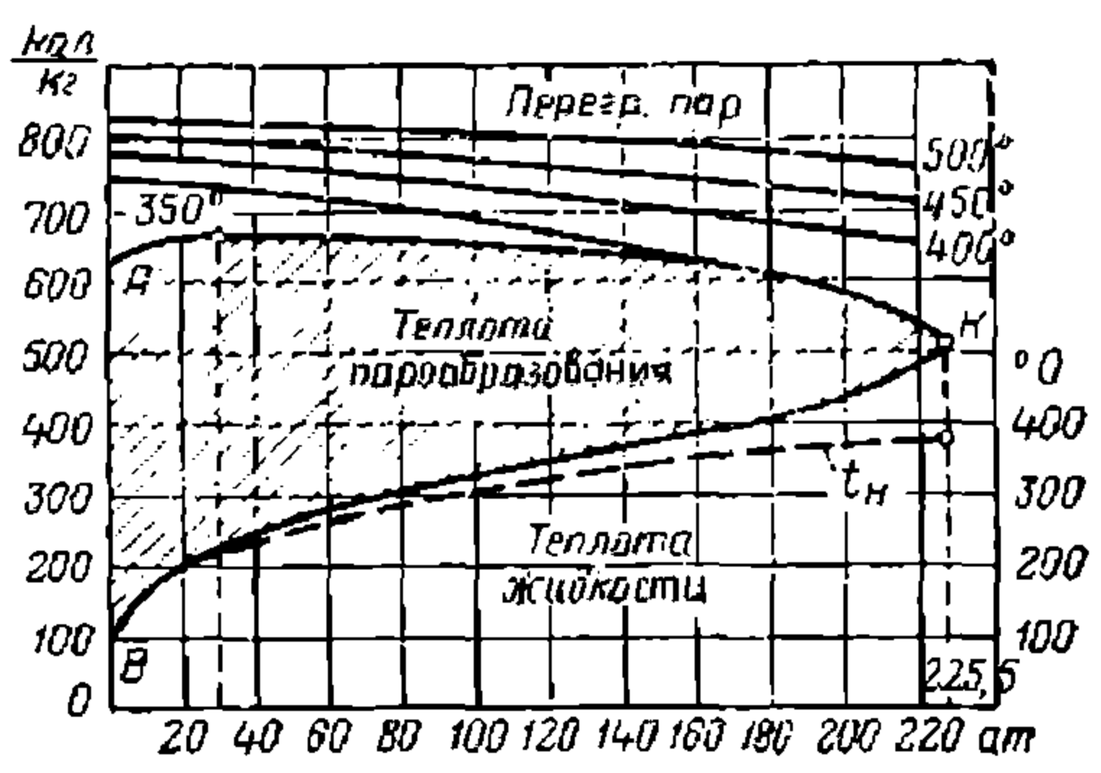
Коэфициенты $\eta_м$ и $\eta_{ген}$ зависят от конструкции и мощности машины; к. п. д. котельной установки зависит от вида топлива и способа сжигания, выбора размеров и конструкции поверхностей нагрева, а к. п. д. паропровода от его конструктивного выполнения. Все перечисленные к. п. д. не зависят от начального давления пара. Поэтому при увеличении начального давления пара фактором, обусловливающим величину расхода тепла и топлива в реальной установке, является в основном расход тепла идеальной установкой, работающей при соответствующих параметрах, зависящий от термического к.п.д. двигателя (абсолютного к. п. д. идеальной машины) и коэфициента регенерации α.

В меньшей степени оказывает влияние внутренний относительный к. п. д. машины η_{oi}. Для выяснения влияния повышения начальных параметров на величину η_t рассмотрим прежде всего основное свой-

НТБ ДПУКТ

ство пара высокого давления, а именно уменьшение его теплосодержания при повышении давления.

Из диаграммы (фиг. 25) зависимости теплосодержания пара от давления, построенной автором на основании новых скелетных таблиц для водяного пара (принятых третьей международной конференцией, состоявшейся в США в сентябре 1934 г.), видно, что теплосодержание насыщенного пара (кривая *AK*) достигает своего максимума при 30 *ата* и с дальнейшим повышением давления падает вследствие того, что теплота парообразования уменьшается быстрее, чем увеличивается теплота жидкости (кривая *BK*). При критическом давлении около 225 *ата*, которому соответствует температура около 375°, теплота парообразования равна нулю и полное теплосодержание пара равно теплосодержанию жидкости [1].



Фиг. 25. Зависимость теплосодержания пара от его давления

AK — насыщенный пар; *BK* — перегретый пар

Расположенные в верхней части диаграммы кривые теплосодержания перегретого пара при разных температурах показывают, что оно с повышением давления неуклонно падает (кривые не имеют точек перегиба). Иногда в литературе можно встретить указания, что именно понижение теплосодержания пара при повышении давления является основной причиной выгодности повышения начальных параметров работы теплосиловых установок. Такое объяснение выгодности установок с высокими параметрами неправильно. Представим себе, что мы имеем центральную котельную, которая должна давать потребителям количество тепла Q [*кал/ч*], причем теплосодержание пара используется у потребителя до $i_к$ (*кал/кг*) и конденсат этого пара возвращается для питания котлов. Количество расходуемого котельной топлива будет одно и то же независимо от того, при каком давлении работает котельная, если считать, что к. п. д. котельной остается постоянным.

Действительно, при работе с давлением p_1 потребное количество пара будет равно

$$D_1 = \frac{Q}{i_1 - i_к} \left[\frac{кг}{ч}\right]$$

---

[1] В скелетных таблицах 1934 г. при 225,2 *ата* теплосодержание пара несколько больше теплосодержания жидкости, так что критическое давление в действительности несколько больше 225,2 *ата*. Участок кривых при давлениях больших 225,2 *ата* еще недостаточно исследован.

НТБ ДНУЖТ

расход топлива

$$B_1 = \frac{D_1 (i_1 - i_к)}{Q_р^н \eta_{к у}} = \frac{Q}{Q_р^н \eta_{iку}} \left[\begin{matrix} кг \\ ч \end{matrix} \right].$$

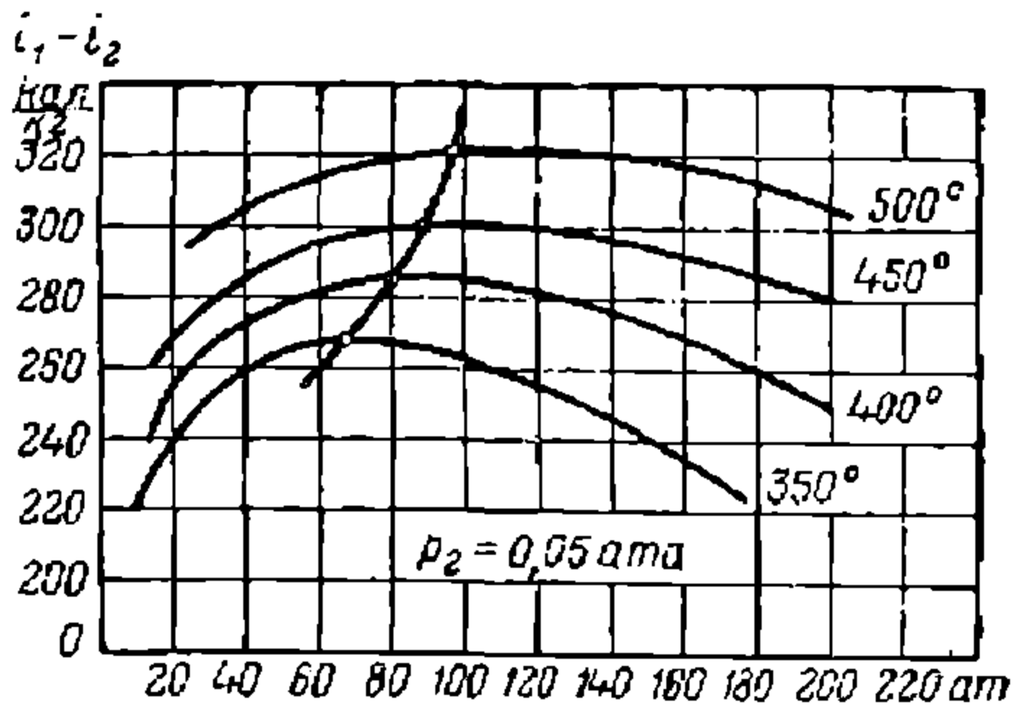
При работе с давлением p_2 расход пара

$$D_2 = \frac{Q}{i_2 - i_к} \left[\begin{matrix} кг \\ ч \end{matrix} \right]$$

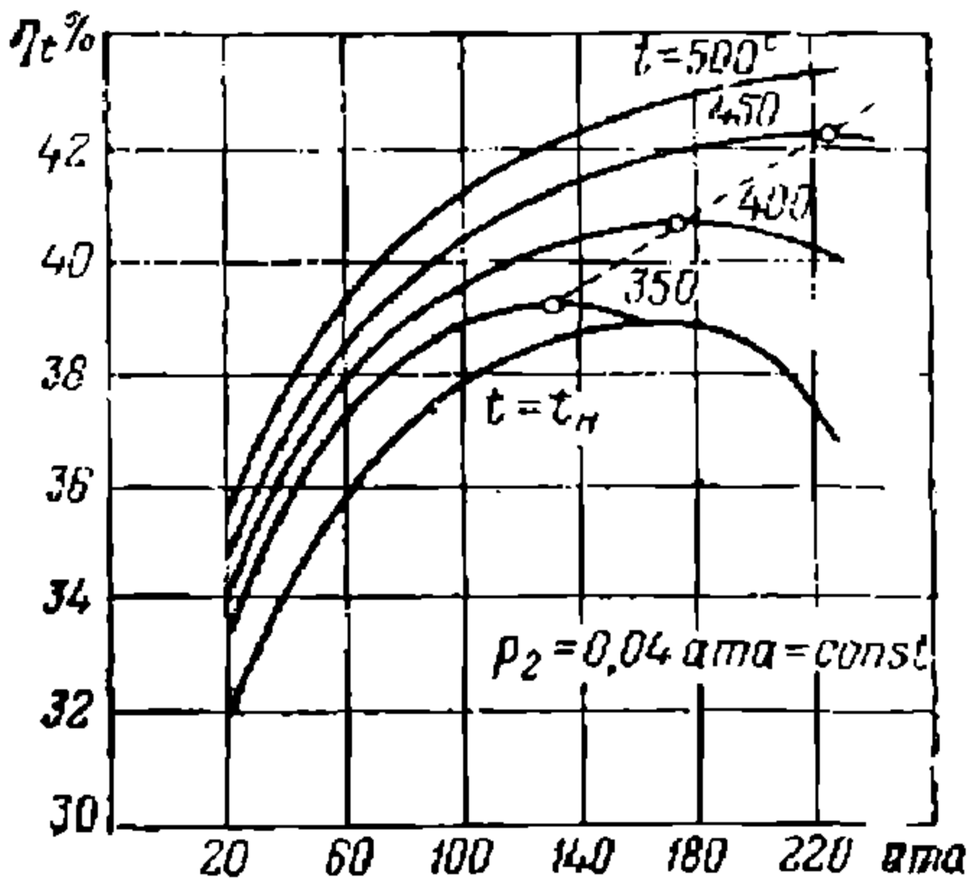
и расход топлива

$$B_2 = \frac{D_2 (i_2 - i_к)}{Q_р^н \eta_{ку}} = \frac{Q}{Q_р^н \eta_{ку}},$$

т. е. равен расходу топлива при прежнем давлении. Это объясняется необходимостью при уменьшении теплосодержания 1 *кг* пара увели-



Фиг. 26. Адиабатическое теплопадение в зависимости от начального давления пара



Фиг. 27. Зависимость термического к. п. д. от давления пара при разных температурах

чивать в таком же отношении его расход, если потребление тепла остается постоянным. Таким образом, при повышении давления в чисто тепловой установке при к. п. д. ее, равной const, никакой экономии в топливе не будет, стоимость же 1 *мгк* возрастает вследствие увеличения начальных капитальных затрат и соответствующих амортизационных отчислений и усложнения обслуживания оборудования.

Выгоды повышения начальных параметров сказываются лишь при работе теплосиловой установки, состоящей из котельной и паровых двигателей, вследствие увеличения термического к. п. д. двигателя

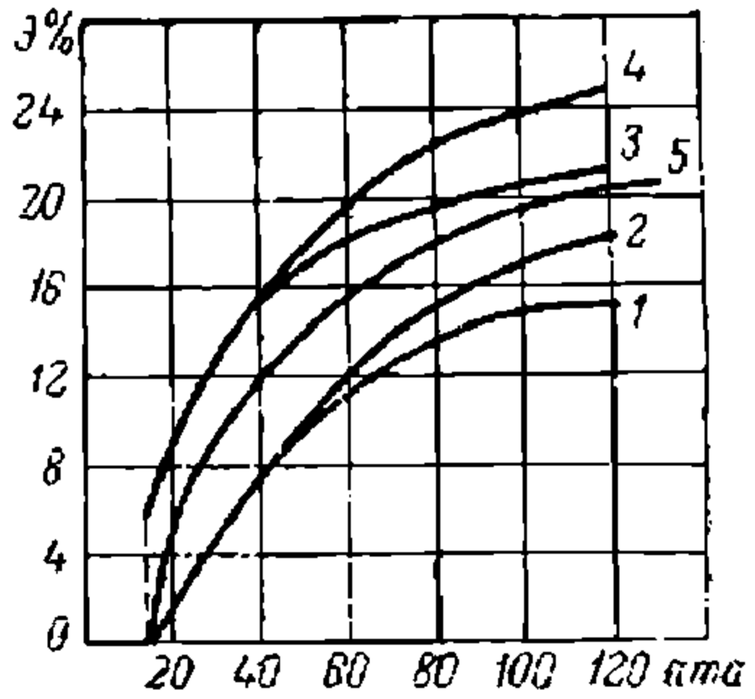
$$\eta_t = \frac{H}{i_0 - t_к},$$

который растет при увеличении располагаемого теплопадения H и при уменьшении начального теплосодержания пара i_0.

НТБ ДНУЖТ

Как видно из кривых фиг. 26, располагаемое теплопадение при увеличении начального давления и постоянном давлении в конденсаторе увеличивается. Это обстоятельство при одновременном уменьшении теплосодержания пара и служит причиной уменьшения удельного расхода тепла при повышении рабочего давления установки. Увеличение располагаемого теплопадения происходит до определенного давления, зависящего от температуры пара. При дальнейшем повышении давления теплопадение уменьшается. Из кривых фиг. 26 видно также, что повышение начальной температуры пара является всегда выгодным. Максимум располагаемого теплопадения при обычных температурах пара (400—500°) имеет место при давлениях порядка 80—100 *ата*.

Однако было бы неправильно, базируясь только на диаграмме фиг. 26, заключить, что повышение давления сверх 100 *ата* не дает никаких выгод. Окончательным показателем совершенства термического процесса силовой установки является ее термический к. п. д., который продолжает увеличиваться и при давлениях, больших чем 100 *ата*, несмотря на уменьшение при этом адиабатических перепадов, так как вместе с уменьшением числителя выражения $\eta_t = \frac{H}{i_0 - t_к}$ знаменатель его продолжает также уменьшаться, причем уменьшение это происходит более быстро, чем уменьшение числителя. Поэтому уменьшение удельного расхода тепла продолжается и до давлений, значительно больших чем 100 *ата*. Из кривых фиг. 27 видно, что наивыгоднейшими с чисто термической точки зрения давлениями являются:



Фиг. 28. Экономия в расходе тепла при $t_0 = 440°$ сравнительно с расходом при 17 *ата*

1 — от повышения давления; *2* — с учетом промежуточного перегрева; *3* — с учетом регенерации; *4* — с учетом регенерации и промежуточного перегрева; *5* — с учетом также собственных нужд (результирующая кривая)

При $t = 350°$	$p \approx 130$ *ата*
» $t = 400°$	$p \approx 170$ »
» $t = 450°$	$p \approx 230$ »

Подъем кривых термического к. п. д. при давлениях, больших 100—120 *ата*, становится более пологим, и переход к более высоким давлениям дает уже менее ощутимые выгоды. Несмотря на это, установки с давлением 120, 160 и 225 *ата* при некоторых условиях все же могут иметь экономическое оправдание.

Для ориентировки в размере экономии, получаемой от применения высокого давления, на фиг. 28 приводится ряд кривых, показывающих экономию тепла сравнительно с расходом сго при 17 *ата*, из которых видно влияние различных факторов на расход тепла.

Влияние коэфициента регенерации. Как видно из уравнения (43), увеличение коэфициента регенерации вызывает

НТБ ДНУЖТ

уменьшение расхода тепла. При повышении давления пара повышается температура воды в котлах, и подогрев питательной воды становится возможным до более высоких температур, что увеличивает коэфициент регенерации. Таким образом, повышение давления усиливает экономический эффект регенерации, т. е. применение регенерации может быть особенно выгодным при высоком давлении.

Коммерчески наивыгоднейшее давление. Если учесть расход энергии на собственные нужды и влияние влажности пара в последних ступенях турбин, то наивыгоднейшие с точки зрения только расхода тепла давления значительно понижаются.

Если же учесть также и увеличение начальных капиталовложений, то коммерчески наивыгоднейшие давления, соответствующие минимуму общей суммы годовых эксплуатационных расходов, будут еще ниже, причем величины этих давлений зависят как от мощности станции, так и от коэфициента ее использования и цены топлива (чем дешевле топливо и чем меньше число часов использования станции, тем ниже коммерческое наивыгоднейшее давление).

Для примера приводим в табл. 21 результаты определения наивыгоднейшего давления в котлах для станций различной мощности с различными коэфициентами использования, произведенного одним из турбостроительных заводов.

Термические наивыгоднейшие давления с учетом собственных нужд были получены для станций:

2×5 *мгвт* .	120 — 140 *ата*
$3 \times 16{,}7$	160 — 180 »
$4 \times 62{,}5$ »	180 — 200 »

Коммерчески наивыгоднейшие давления указаны в табл. 21.

Таблица 21

Коммерчески наивыгоднейшие давления

Цена топлива	7,0 руб. за 1 *т* условного топлива				14 руб. за 1 *т* условного топлива			
Коэфициент использования	1,0	0,75	0,50	0,25	1,0	0,75	0,50	0,25
2· 5,0 *мгвт*	96	82	71	42	114	105	97	69
3·16,7 »	141	124	112	73	162	152	144	114
4·62,5 »	171	153	137	93	191	181	172	139

При проектировании установок высокого давления необходимы очень тщательные расчеты для определения наивыгоднейшего давления. Во всяком случае следует иметь в виду, что имеются разнящиеся друг от друга термически и коммерчески наивыгоднейшие давления и что кривые в области, близкой к наивыгоднейшему давлению, протекают сравнительно полого, так что некоторое отклонение от оптимальных давлений не играет очень большой роли.

НТБ ДНУЖТ

Влияние повышения начальных параметров пара на экономичность установок с противодавлением. Высокое давление пара при работе с противодавлением дает преимущества значительно большие, чем при работе с конденсацией, так как располагаемые теплопадения при повышении начального давления в этом случае растут значительно быстрее. Например, располагаемое теплопадение при $p_0 = 20$ *ата*; $t_0 = 375°$ и противодавлении в 4 *ата* составляет 93 *кал/кг*, а при $p_0 = 100$ *ата*; $t_0 = 450°$ и том же противодавлении теплопадение будет иметь величину в 169,5 *кал/кг*, т. е. на 82% большую, чем при давлении в 20 *ата*. При работе с конденсацией, например при $p_0 = 0{,}05$ *ата*, разница между теплопадением при переходе с давления в 20 *ата* на 100 *ата*, как видно из фиг. 26, составляла бы всего 55 *кал/кг*, т. е. только $\frac{55}{245} \cdot 100 = 22{,}5\%$ от теплопадения при $p_0 = 20$ *ата*. При работе с противодавлением в нашем случае при $p_0 = 100$ *ата* можно выработать электрической энергии на 82% больше, чем при $p_0 = 20$ *ата*, получая при этом пар для потребителей почти такого же качества. Поэтому применение высокого давления особенно выгодно для теплофикационных станций. По этой же причине при плохом вакууме, например при недостатке воды, экономичность установки высокого давления по сравнению с установкой обычного давления будет больше, чем при хорошем вакууме. Таким образом, повышение начального давления тем выгоднее, чем выше противодавление.

§ 2. Промежуточный перегрев пара

Назначение промежуточного перегрева пара. При выборе начального давления необходимо считаться с тем обстоятельством, что в последних ступенях низкого давления турбины процесс протекает в области насыщенного пара и что степень влажности пара имеет весьма существенное влияние на работу машины. Из диаграммы $I - S$ видно, что при одной и той же начальной температуре пара конечная влажность пара тем больше, чем выше начальное давление, так как степень перегрева свежего пара при этом уменьшается и он переходит в состояние насыщенного пара в ступенях турбины, более близких ко входу пара в машину.

Например, при начальной температуре 400° и при давлении 80 *ата* пар переходит в область насыщения при 17 *ата*, а при той же температуре и давлении 120 *ата* — при 38 *ата*.

При одном и том же давлении и при повышении начального перегрева пара влажность пара в конце расширения, наоборот, уменьшается. Из диаграммы $I - S$ видно также, что чем выше η_{oi} турбины, тем конечная влажность пара получается больше.

Влажность пара оказывает следующее вредное влияние на работу турбины.

НТБ ДНУЖТ

1. При увеличении влажности пара в конце расширения уменьшается внутренний относительный к. п. д. турбины, причем увеличение влажности на 1% ухудшает η_{oi} на 1,15 — 1,2%.

2. Наличие влаги в паре вызывает разъедание лопаток, называемое эрозией, увеличивающееся при повышении влажности пара. Эрозия уменьшает срок работы лопаток. Явление эрозии нельзя еще считать вполне изученным, так как по новейшим исследованиям выяснилось, что интенсивность эрозии зависит не только от количества влаги в паре, но и от других причин. Однако общепринято считать предельно допустимой влажностью отработавшего пара величину в 10%, в крайнем случае в 12%, при которой эрозия развивается не слишком быстро.

Величина допустимого начального давления ограничивается указанным повышением влажности пара, поскольку возможность уменьшения влажности за счет одновременного повышения температуры пара сравнительно невелика. Температура пара ограничена соображениями сохранения прочности материалов, из которых приготовляются пароперегреватели котлов и рабочие лопатки и некоторые другие элементы турбин (диафрагмы, распределительные органы и пр.), причем в последнее время ограничения ставятся именно пароперегревателями котлов. Для изготовления лопаток и других органов турбин в настоящее время имеются уже материалы, допускающие работу с температурой пара в 500 — 525° (США), в то время как для пароперегревателей максимально допустимой температурой следует считать 530°; при этой температуре, высоком давлении и очень хорошей котловой воде, применяющейся в настоящее время в котлах высокого давления, начинается интенсивное разъедание материала пароперегревателя. Таким образом, максимально осуществимой температурой пара при входе в турбину следует считать около 475 —500°

Из фиг. 29, на которой ориентировочно указаны конечные влажности пара в зависимости от его температуры и давления, видно, что при высоких давлениях и применяемых на практике температурах пара в 400 — 450° влажность пара превосходит допустимую величину в 12% весьма значительно (при давлении в 160 *ата* почти вдвое).

В табл. 22 указаны те максимальные начальные давления пара, при которых его конечная влажность не превосходит допустимых 12%.

Таблица 22

Допускаемые начальные давления пара при $y_2=1-x_2=12\%$ (для $p_к=0{,}04$ *ата*)

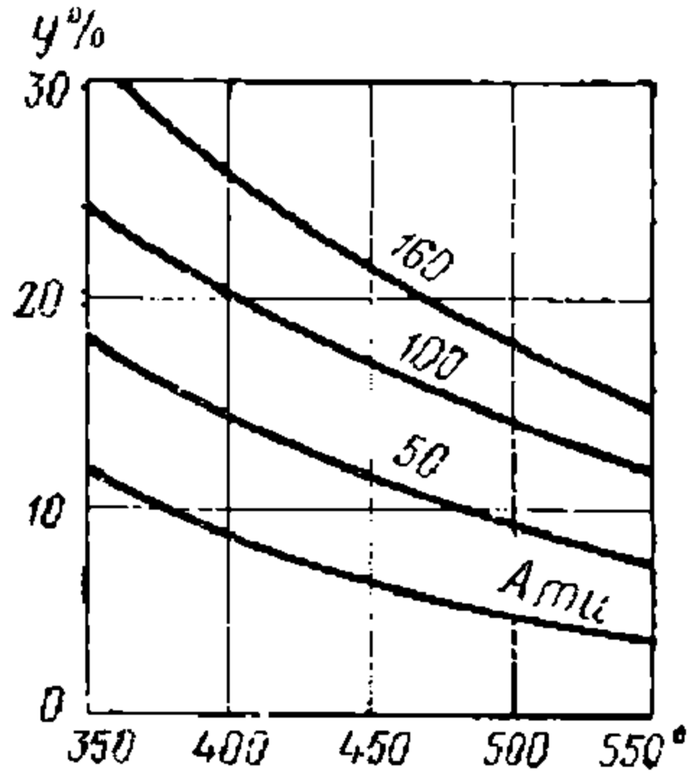
	0,83	0,85	0,88
$t_0 = 400°$	35	29	26
$t_0 = 425°$	43	36	32
$t_0 = 450°$	53	43	38

Из этой таблицы видно сильное влияние на конечную влажность пара внутреннего относительного к. п. д. При увеличении давлений

НТБ ДНУЖТ

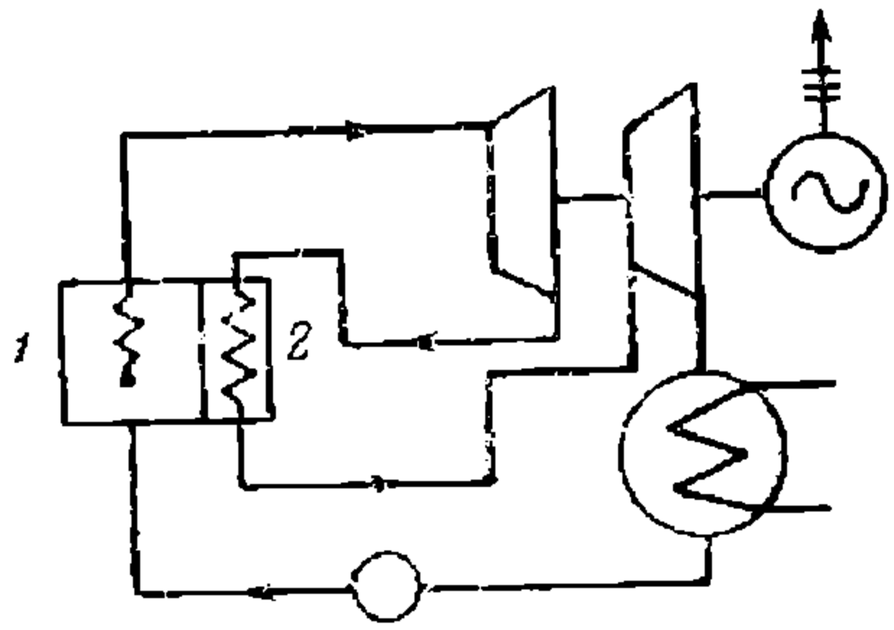
сверх указанных в таблице для уменьшения конечной влажности пара необходимо применять специальные мероприятия. В качестве такого мероприятия, уменьшающего влажность, применяется промежуточный перегрев пара.

При применении промежуточного перегрева пар после расширения в турбине до некоторого давления отводится в перегреватель и после нагрева в нем возвращается в турбину и расширяется до давления в конденсаторе.



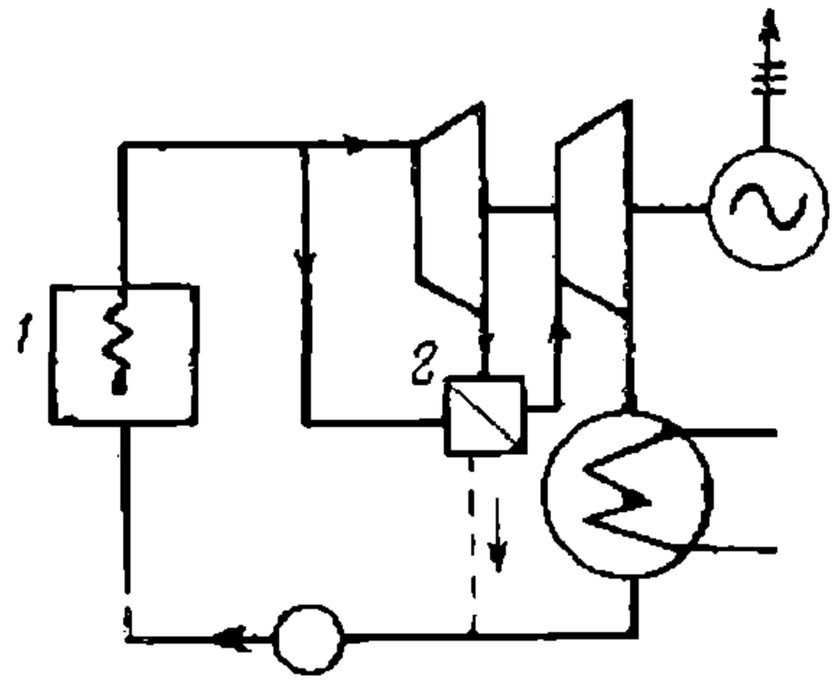
Фиг. 29. Влияние давления и температуры пара на его конечную влажность

Способы промежуточного перегрева пара. Примсняются два способа промежуточного перегрева пара: газовый и паровой. При газовом перегреве пар, отобранный из турбины, паправляется в котельную и перегревается во вторичном перегревателе, расположенном в газоходах котла. При этом способе перегрев возможен до начальной температуры пара. Принципиальная схема газового перегрева изображена на фиг. 30. При паровом перегреве нагрев пара возможен при работе по схеме фиг. 31 на несколько градусов выше температуры насыщенного пара котлов. По этой схеме пар, отобранный из турбины, поступает в поверхностный подогреватель, обогреваемый перегретым паром из главной магистрали. Конденсат этого пара направляется в систему питания котлов. Если желателен более



Фиг. 30. Принципиальная схема газового промежуточного перегрева

1 — котел с первичным перегревателем; *2* — вторичный перегреватель



Фиг. 31. Схема промежуточного перегрева конденсирующимся паром

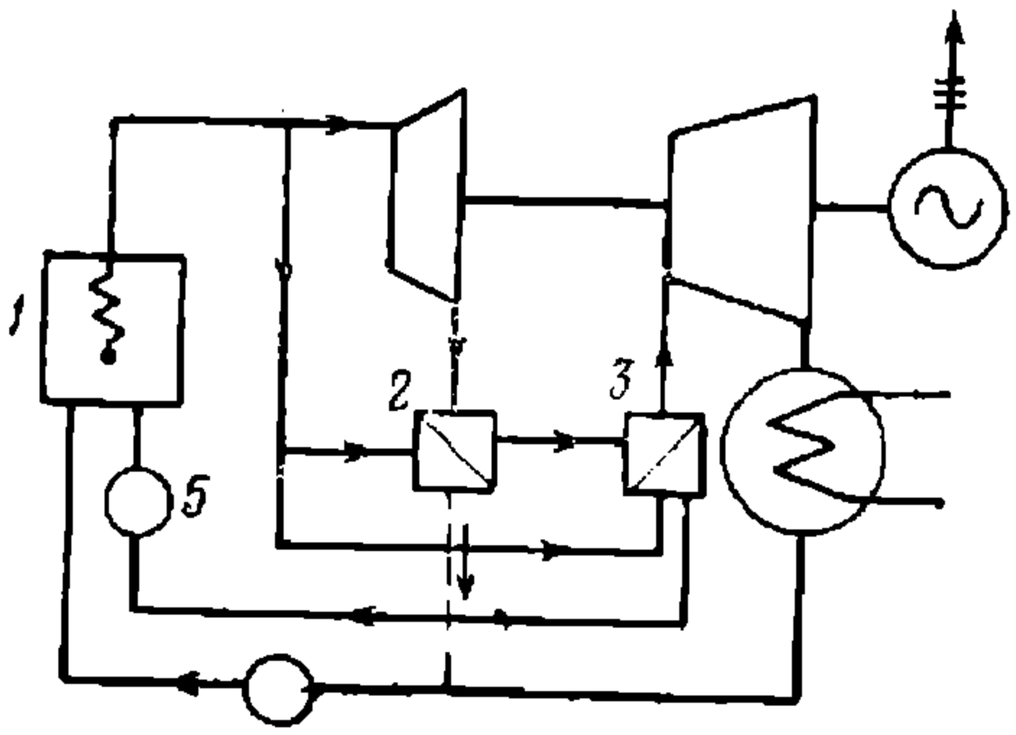
1 — котел с первичным перегревателем; *2* — вторичный паровой перегреватель

высокий подогрев (на 20—30° больше $t_н$), то можно применить схему фиг. 32, по которой отбираемый из турбины пар предварительно подогревается сконденсировавшимся свежим паром, а затем вторично подогревается перекачиваемым неконденсирующимся свежим паром (используется только его теплота перегрева).

НТБ ДНУЖТ

При газовом перегреве вследствие возможности получения более высоких температур нара можно достигнуть меньших конечных влажностей пара. Кроме того, он более экономичен с точки зрения удельного расхода тепла. Однако при применении газового перегрева встречаются значительные затруднения. Во-первых, пуск установок с газовым перегревом весьма продолжителен (несколько часов). Температура пара сильно зависит от нагрузки турбины, и регулирование температуры крайне затруднительно. Кроме того, при газовом перегреве необходимо вести от турбины в котельную длинные паропроводы большого диаметра для перегреваемого пара. Паровой перегрев не обладает перечисленными недостатками, более надежен и прост в эксплуатации, но менее эффективен в отношении снижения влажности пара и менее экономичен с тепловой точки зрения. В Америке более распространен газовый перегрев (имеется также несколько установок с комбинированным газово-паровым перегревом); в Европе преимущественно применяется паровой перегрев.

В табл. 23 показаны достижимые при различных способах промежуточного перегрева конечные влажности пара (для установки при 100 *ата* и 450°).



Фиг. 32. Схема промежуточного перегрева конденсирующимся и проходящим паром

1—котел с первичным перегревателем: *2* — вторичный перегреватель конденсирующимся паром; *3* — перегреватель проходящим паром; *4* — питательный насос; *5* — пароперекачивающий насос

Таблица 23

Достижимые конечные влажности пара

Способ промежуточного перегрева	Конечная влажность пара в %
Без перегрева	17,3
Конденсирующимся и проходящим паром	13,0
Двойной перегрев конденсирующимся паром (двухступенчатый)	9
Газовый до начальной температуры	8,4

Экономичность промежуточного перегрева.

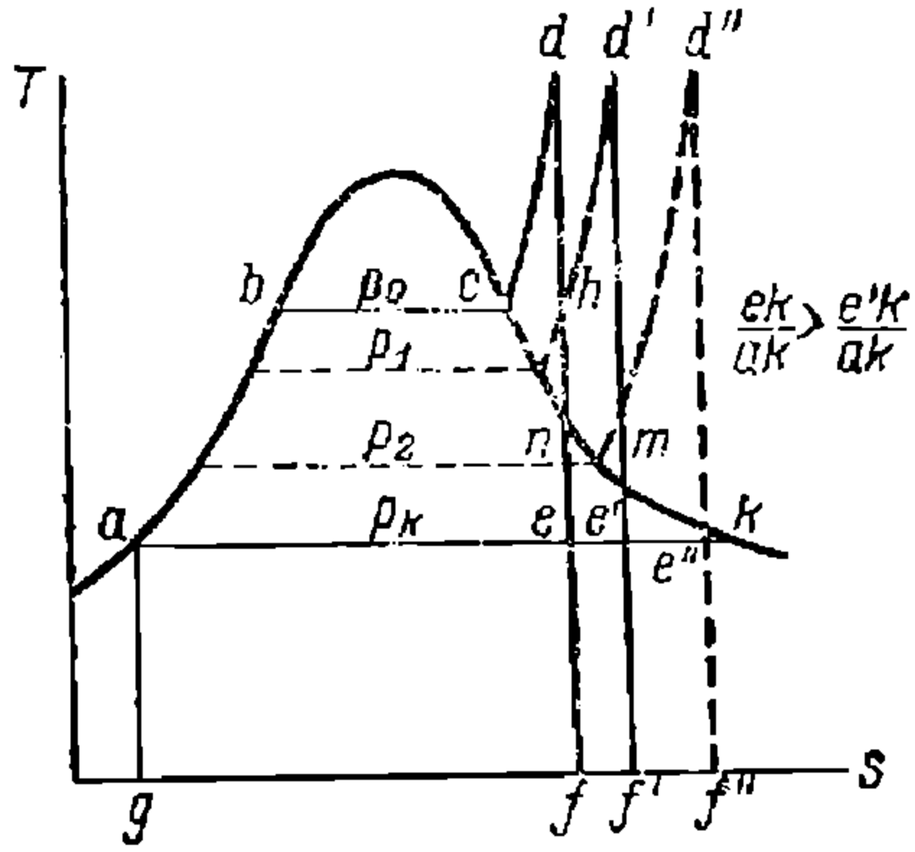
Для уяснения влияния на конечную влажность пара и экономичности промежуточного перегрева на фиг. 33 изображен идеальный процесс работы с промежуточным перегревом до начальной температуры в диаграмме $T - S$ (на фиг. 34 — в диаграмме $I - S$). Конечная влажность пара по диаграмме $I - S$ может быть определена по имеющимся на ней кривым паросодержания $x = 1 - y$. По диаграмме $T - S$ конечная влажность определяется для работы без промежуточного перегрева отношением отрезков $\frac{ek}{ak}$, а при промежуточном перегреве отношениями

НТБ ДНУЖТ

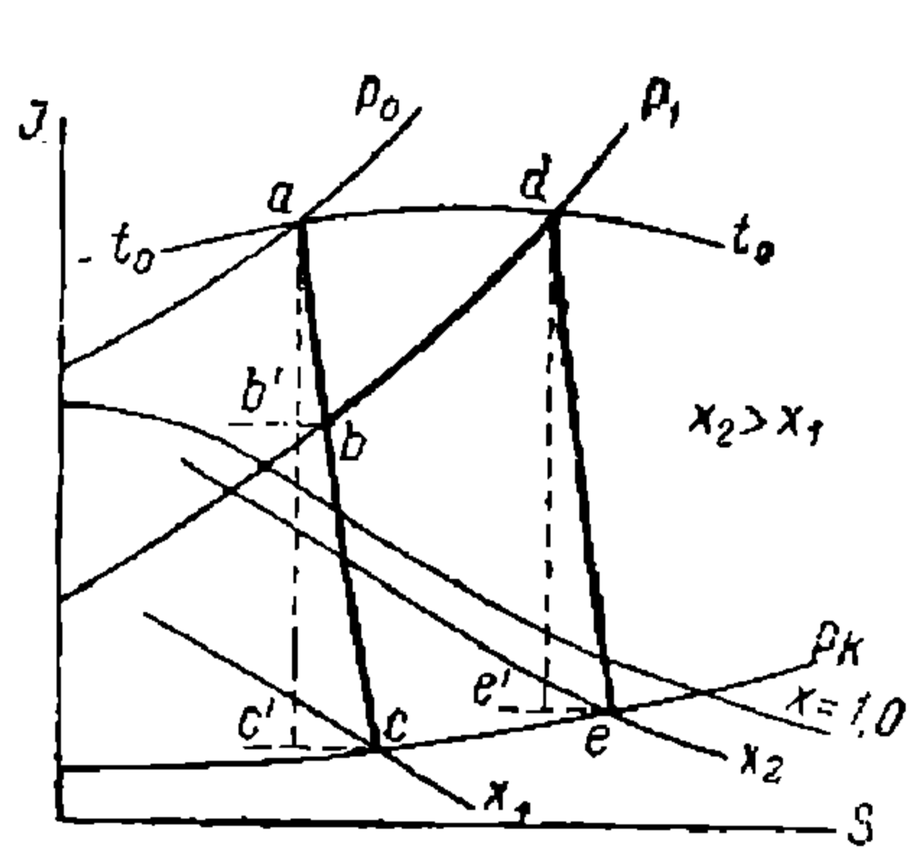
$\frac{e'к}{ак}$ и $\frac{e''к}{ак}$, откуда ясно видно, что при промежуточном перегреве конечная влажность пара уменьшается.

Промежуточный перегрев пара, экономичность которого в сильной степени зависит от давления (при котором пар отводится из турбины) и от температуры вторичного перегрева, иногда может быть экономически невыгодным.

При работе без промежуточного перегрева идеальный процесс работы изображается на фиг. 33 контуром *abcdea*, а при промежуточном перегреве пара отбираемого из турбины при давлении p_1 — контуром



Фиг. 33. Изображение процесса с промежуточным перегревом пара до начальной температуры на диаграмме $T - S$



Фиг. 34. Изображение процесса промежуточным перегревом в диаграмме $I - S$

abc — без промежуточного перегрева; *abdc* — с промежуточным перегревом

abcdhd'e'a. Благодаря вторичному перегреву получается дополнительная работа, соответствующая площади *hd'e'eh*, получаемая при к. п. д., равном отношению

$$\frac{\square\, hd'e'eh}{\square\, hd'f'fh}$$

Этот к. п. д., как видно из диаграммы, больше, чем к. п. д. процесса без промежуточного перегрева, равный отношению

$$\frac{\square\, abcdea}{\square\, abcdfga},$$

поэтому в данном случае промежуточный перегрев приносит экономическую выгоду. На диаграмме I — S (фиг. 34) выгода эта выражается тем, что общее используемое теплопадение при промежуточном перегреве, равное сумме отрезков ab' и de', больше, чем используемое теплопадение без перегрева, равное ac' Чем выше давление, при котором отбирается пар из турбины, тем выше получается к. п. д. дополнитель-

НТБ ДНУЖТ

ной работы. Если отобрать пар при более низком давлении, например при p_2 (фиг. 33), то к. п. д. дополнительной работы, равный отношению

$$\frac{\square\, nmd''e''en}{\square\, nma''f''jn},$$

оказывается меньшим, чем к. п. д. основного процесса, и промежуточный перегрев в данном случае оказывается невыгодным, несмотря на перегрев до начальной температуры. Следовательно, существует некоторое давление, ниже которого отбирать пар для перегрева становится невыгодным.

Повышение температуры промежуточного перегрева увеличивает экономичность процесса.

При низких температурах перегрева общая экономичность процесса может понизиться сравнительно с работой без перегрева даже при высоких давлениях отбираемого пара.

Теоретическая экономия, получаемая из сравнения идеальных процессов, при практическом осуществлении перегрева значительно снижается вследствие потерь давления и тепла в аппаратах и соединительных трубопроводах. Применение регенерации снижает относительную экономию, получаемую от промежуточного перегрева.

Вследствие усложнения оборудования и эксплуатации при промежуточном перегреве пара его не применяют в экономических целях и прибегают к нему лишь только в тех случаях, когда он становится необходимым для понижения конечной влажности пара при повышении рабочего давления установки и недостаточной при этом температуре свежего пара.

Промежуточный перегрев пара при теплофикационных турбинах. В теплофикационных установках, работающих с противодавлением, можно обходиться без промежуточного перегрева при весьма высоких давлениях, поскольку пар в турбинах таких установок не расширяется до области недопустимой влажности. Это обстоятельство в связи с большей относительной выгодностью повышения начального давления в установках с противодавлением сравнительно с конденсационными станциями еще более подчеркивает выгодность работы с противодавлением при высоком начальном давлении.

Вопрос о целесообразности применения промежуточного перегрева в установках с отбором нара яляется более сложным и еще недостаточно изученным в эксцлуатации.

§ 3. Влияние повышения рабочего давления на основные элементы оборудования и его стоимость

Влияние повышения давления на стоимость элементов оборудования и распределение поверхностей нагрева котельных агрегатов. При выяснении вопроса о стоимости установок высокого давления, к сожалению, нельзя пользоваться данными о фактической

НТБ ДПУЖТ

стоимости оборудования на наших заводах, так как конструкции высокого давления в настоящее время только еще разрабатываются нашими заводами. Поэтому приходится пользоваться данными о стоимости этого оборудования за границей. При повышении давления стоимость некоторых элементов оборудования увеличивается, а некоторых уменьшается. Для станций одной и той же мощности:

а) стоимость топливного склада, топливоподачи и топок падает;

б) стоимость котлов возрастает вследствие утолщения стенок барабанов и труб и применения высококачественных материалов; с другой стороны, мощность котла с определенным паросъемом увеличивается и его стоимость на установленный киловатт мощности станции уменьшается;

в) стоимость материалов для паропроводов растет, однако диаметры труб уменьшаются вследствие уменьшения удельных объемов пара, так что удорожания паропроводов иногда может и не быть;

г) стоимость питательных линий и насосов возрастает;

д) стоимость турбин, с одной стороны, возрастает благодаря добавлению цилиндра высокого давления с деталями из высококачественных материалов, с другой стороны, уменьшается за счет удешевления части низкого давления и конденсационной установки вследствие уменьшения количества проходящего через них пара;

е) стоимость водоснабжения уменьшается;

ж) стоимость подогревательной регенеративной установки увеличивается вследствие увеличения давления, количества отбираемого пара и повышения давления воды в подогревателях.

Распределение отдельных поверхностей нагрева котельного агрегата изменяется.

Поверхность воздухоподогревателя уменьшается вследствие уменьшения количества сжигаемого топлива. Поверхность экономайзера растет за счет увеличения теплоты жидкости при высоком давлении и уменьшения разности температур между газами и нагреваемой водой, вследствие более высокой температуры входящей в экономайзер воды.

Поверхность экранов и котла уменьшается из-за уменьшения теплоты парообразования. Объем топочного пространства уменьшается благодаря уменьшению расхода топлива.

По новейшим заграничным данным (Квак) стоимость двух конденсационных станций мощностью в 65 *мвт* при давлениях в 20 и 100 *ат* оказывается одинаковой. Вследствие уменьшения расхода пара при 100 *ат* на 20% стоимость котлов при 100 *ат* меньше, чем при 20 *ат*, что компенсирует удорожание других элементов станции.

Для конденсационных станций повышение давления до 100 *ат* уменьшает расход тепла, не вызывая увеличения капитальных затрат. Благодаря этому применение давления в 100 *ат* для конденсационных станций целесообразно почти независимо от цены топлива и числа часов использования.

НТБ ДНУЖТ

Влияние повышения давления на к. п. д. турбин. Повышение давления оказывает отрицательное влияние на внутренний относительный к. п. д. турбин, который уменьшается с повышением давления, что особенно неблагоприятно для конденсационных станций. Повышение давления на каждые 8 — 10 *ат* вызывает ухудшение к. п. д. на 1,2 — 1,5%. Этими процентами учитывается ухудшение к.п.д. как от повышенной влажности пара в конце расширения, так и от уменьшения удельного объема пара, вызывающего увеличение потерь на трение, и относительно больших потерь в зазорах проточной части вследствие уменьшения высоты лопаток.

Влияние повышения давления на расход энергии на собственные нужды. Процент расхода на собственные нужды станции с увеличением давления возрастает. Возрастание обусловливается увеличением расхода электроэнергии на питание котлов. Расходы на конденсацию пара, дымососные и дутьевые установки и топливоподачу уменьшаются, но это уменьшение меньше, чем возрастание расхода на питание.

При повышении давления с 20 до 100 *ата* расход энергии на собственные нужды станции увеличивается приблизительно на 1% от вырабатываемой электроэнергии.

§ 4. Влияние конечных параметров пара на экономичность работы конденсационных машин

При данных начальных параметрах пара адиабатическое теплопадение, а следовательно, и термический к. п. д. (абсолютный к. п. д. идеального двигателя) увеличиваются с понижением противодавления-что у конденсационных машин соответствует увеличению вакуума в конденсаторе.

Определение величины действительного вакуума. Для работы конденсационной машины важным является то абсолютное давление $p_к$ [*ата*] пара, которое имеется фактически при выходе из машины в конденсатор и которое мы будем называть давлением в конденсаторе. Именно этим давлением оперируют при пользовании диаграммой $I - S$.

Величину абсолютного давления в конденсаторе обычно характеризуют имеющимся в нем вакуумом, причем выражают его или в миллиметрах ртутного столба или в процентах от барометрического давления. Если в каком-либо пространстве имеется вакуум, то это значит, что давление в этом пространстве меньше давления в окружающей среде, т. е. барометрического давления, имеющегося в данный момент. Таким образом, если вакуум дан в миллиметрах ртутного столба, то интересующее нас абсолютное давление в конденсаторе будет выражаться равенством

$$p_к = B - H \ [мм\ \mathrm{Hg}],$$

или

$$p_к = \frac{B - H}{735{,}5} [ата], \qquad (44$$

НТБ ДНУЖТ

где B — фактическое барометрическое давление в данный момент;
H — вакуум в *мм* Hg,
735,5 — число *мм* Hg, соответствующее давлению в одну техническую атмосферу.

Величиной $p_к$, выраженной в абсолютных атмосферах, пользуются при различных расчетах по диаграмме $I - S$.

Знание только абсолютного давления в конденсаторе не дает еще возможности судить о степени совершенства создающих вакуум-устройств. При одной и той же величине абсолютного давления в конденсаторе в последнем может быть или не быть вакуум, что зависит от барометрического давления в данный момент. Например, при абсолютном давлении в конденсаторе в 750 *мм* Hg и барометрическом давлении в 760 *мм* Hg в конденсаторе будет иметься вакуум. При том же абсолютном давлении в 750 *мм* Hg и барометрическом давлении тоже в 750 *мм* Hg вакуума не будет.

Для суждения о совершенстве работы конденсационного устройства необходимо определение величины вакуума в процентах от барометрического давления

$$V = \frac{H}{B}\ 100\%,$$

причем в эту формулу необходимо подставлять для B фактическое барометрическое давление (но не 760 или 735,5 *мм* Hg), а для H — показание вакуумметра в миллиметрах ртутного столба. Если дается V, то необходимо всегда указывать и B.

Применяющийся часто способ подсчета вакуума от условного барометрического давления (обычно в 760 *мм* Hg при 0°) не дает истинного абсолютного давления в конденсаторе и не характеризует работу конденсационного устройства. Применять этот способ в эксплуатации и при подсчете результатов испытаний не следует.

При пользовании этим способом можно получить, например, такие могущие ввести в заблуждение результаты. Пусть при фактическом барометрическом давлении в 780 *мм* Hg вакуумметр показывает 760 *мм* Hg. Следовательно, фактический вакуум

$$V = \frac{760}{780}\ 100 = 97{,}5\%$$

и абсолютное давление в конденсаторе равно

$$p_к = \frac{780 - 760}{735{,}5} = 0{,}027\ ama.$$

При подсчете же по условному способу

$$V = 100\%\ \text{и}\ p_к = 0.$$

Вакуум предельный, теоретический и действительный. Минимальное возможное давление в конденсаторе определяется температурой входящей в него воды t_1^a. Давление пара

НТБ ДНУЖТ

в конденсаторе ни при каких условиях, даже при идеальной теплопередаче и бесконечно большом количестве воды, не может быть ниже давления насыщенного пара при этой температуре. Вакуум, соответствующий этому давлению, может быть назван идеальным вакуумом. Давление пара при входе в конденсатор всегда больше этого давления вследствие того, что пар, поступающий в поверхностный конденсатор, работающий всегда по принципу противотока, встречается с уходящей, уже нагретой до температуры $t_2^в$ охлаждающей водой. Давление пара при входе в конденсатор не может быть меньше давления насыщенного пара при температуре $t_2^в$ и поэтому всегда больше давления, соответствующего идеальному вакууму, обусловливаемому температурой $t_1^в$.

Давление и соответствующий ему вакуум, вычисленные по температуре $t_2^в$, будем называть теоретическими. Теоретический вакуум может стать равным идеальному при условии $t_1^в = t_2^в$, т. е. только при бесконечно большем количестве охлаждающей воды. При конечном ее количестве в конденсаторе могут иметься лишь теоретические вакуумы, тем большие, чем холоднее выходящая вода, т. е. чем больше ее количество при данной начальной температуре.

Теоретические абсолютные давления и вакуумы могут быть определены по $t_2^в$, определяемой в свою очередь из уравнения теплового баланса конденсатора

$$D_к (i_2 - i_{кнд}) = W (i_2^в - i_1^в) \approx W (t_2^в - t_1^в),$$

откуда

$$t_2^в = t_1^в + \frac{i_2 - i_{кнд}}{m},$$

где $i_2^в \approx t_2^в$ — теплосодержание 1 *кг* выходящей охлаждающей воды;
$i_1^в \approx t_1^в$ — то же для входящей воды;
$D_к$ [*кг/ч*] — количество поступающего в конденсатор пара;
$i_2 = i_0 - H\eta_{ioi}$ — теплосодержание 1 *кг* отработавшего пара;
$i_{кнд}$ — теплосодержание 1 *кг* конденсата;
W [*кг/ч*] — количество охлаждающей воды;
m — кратность охлаждения.

С достаточной для приближенных расчетов точностью (1 — 2%) можно принимать

$$i_2 - i_{кнд} = 530 \text{ кал/кг} \quad \text{и} \quad t_2^в = t_1^в + \frac{530}{m}$$

В действительности температура отработавшего пара всегда будет больше температуры выходящей охлаждающей воды $t_2^в$, так как для возможности теплопередачи от пара к воде должен иметься некоторый температурный напор Δt, величину которого можно уменьшить, увеличивая теплопередающую поверхность (при $F = \infty$ $\Delta t = 0$).

Действительное давление отработавшего пара может быть найдено (если пренебречь парциальным давлением воздуха, входящего в кон-

НТБ ДНУЖТ

денсатор вместе с паром, что вполне допустимо) по паровым таблицам как давление насыщенного пара, соответствующее температуре

$$t_2 = t_2^e + \Delta t.$$

Вакуум, соответствующий этому давлению, называется действительным вакуумом.

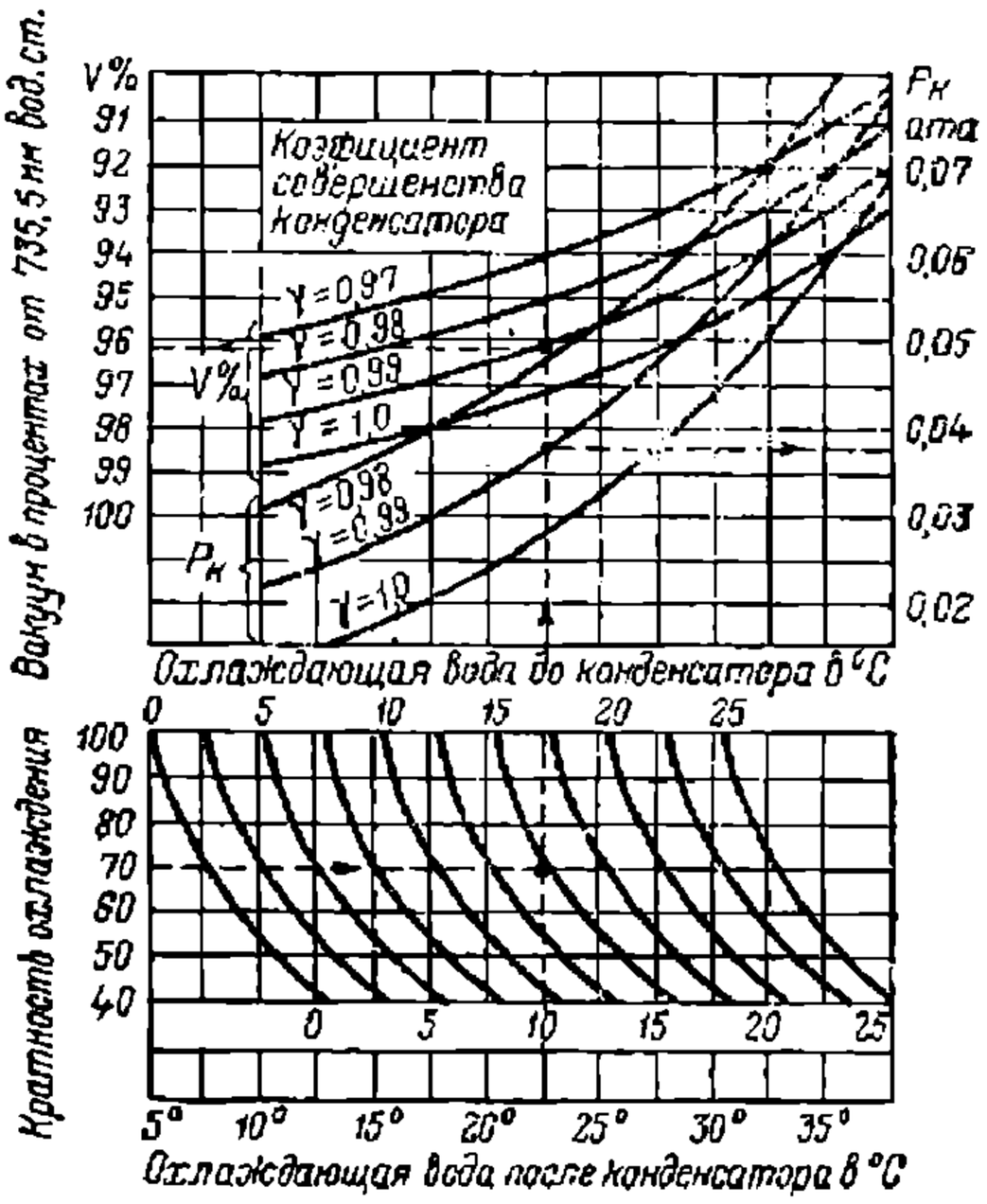
Обычно большинство фирм выполняет конденсаторы для паровых турбин с необходимым температурным напором $\Delta t = 4 — 6°$ (в среднем можно считать 5°).

Степень совершенства конденсатора может быть оценена величиной

$$\gamma = \frac{V}{V^m},$$

т. е. отношением действительного вакуума (при чистых трубках) к теоретическому, соответствующему температуре t_2^e. Величина γ для современных хороших конденсаторов равна 0,98—0,99.

На фиг. 35 приводится диаграмма, составленная для определения действительного вакуума по отношению к 735,5 *мм* Hg в зависимости от t_1^e, кратности охлаждения и степени совершенства конденсатора.



Фиг. 35. Номограмма для определения t_2^e и вакуума в процентах по кратности охлаждения, температуре воды t_1^e и γ

Способ пользования диаграммой ясен из фигуры. Например, при $m = 70$; $t_1^e = 15°$; $\gamma = 0{,}99$ получается:

$$t_2^e = 22{,}6°;\ p_2 = 0{,}037\ ата \text{ и } V = 96{,}3\%.$$

В европейских турбинных установках кратность охлаждения применяется в пределах 60 — 80 *кг/кг*, а именно у турбин:

AEG	около	60
BBC	»	70 — 80
Metro-Vickers	»	60 — 70
ЛМЗ имени Сталина	»	60 — 70

В американских установках применяются более высокие кратности, а именно 80 — 120 *кг/кг*. При этом для уменьшения водяного сопротивления конденсаторов в целях снижения расхода энергии на насосы часто применяются одноходовые конденсаторы вместо применяемых в Европе двухходовых, а иногда и трехходовых конденсаторов.

НТБ ДНУЖТ

Влияние глубины вакуума на расход пара. Вакуум предельный и вакуум экономический. При переходе к более глубоким вакуумам удельный расход пара у большинства турбин уменьшается, причем чем глубже вакуум, тем выгоднее его дальнейшее углубление. Например для одной из турбин с $p_0=28$ *ата* и $t_0=400°$ были получены следующие соотношения (табл. 24).

Таблица 24

Давление в конденсаторе	*ата*	0,07	0,04	0,03
Располагаемое теплопадение	*кал/кг*	256,9	272,2	279,9
Экономия в расходе пара (сравнительно с расходом при $p_к = 0{,}04$)	%	—6,0	±0	+2,7

Если бы вычислить экономию в расходе пара, исходя только из величины располагаемого теплопадения, то при $p_к = 0{,}03$ *ата* мы получили бы экономию в $2{,}82\% > 2{,}7\%$, и при переходе от $p_к = 0{,}07$ *ата* к $p_к = 0{,}04$ *ата* экономия оказалась бы в $5{,}63\% < 6\%$. Это обстоятельство, а именно некоторое снижение роста экономии с углублением вакуума, объясняется тем, что при углублении вакуума увеличивается потеря с выходной скоростью, т. е. потеря тепла, соответствующая кинетической энергии выходящего пара, и увеличивается тем быстрее, чем больше углубление вакуума. Увеличение потери с выходной скоростью объясняется резким увеличением удельного объема выходящего пара при уменьшении противодавления. Для уменьшения этой потери, очевидно, необходимо увеличивать проходные сечения в лопатках последних ступеней турбины, что при глубоких вакуумах ограничивается конструктивными и экономическими соображениями. При очень сильном углублении вакуума возрастание потери тепла, соответствующей выходной скорости, может весьма сильно уменьшить экономию в расходе пара. Иногда в целях удешевления турбины проходное сечение ее последних ступеней рассчитывается настолько в обрез, что расчетный вакуум при полной нагрузке становится равным предельному вакууму. Более глубокий вакуум турбина использовать не может. Такие турбины называются предельными. У такой турбины при полной ее нагрузке выходная скорость имеет критическую величину, и если осуществить вакуум глубже расчетного, то выходная скорость уже не увеличивается. Расширение пара происходит до давления, соответствующего вакууму, вне пределов лопаток в выходной части корпуса турбины и остается неиспользованным, так что расход пара бывает практически равным расходу при расчетном вакууме.

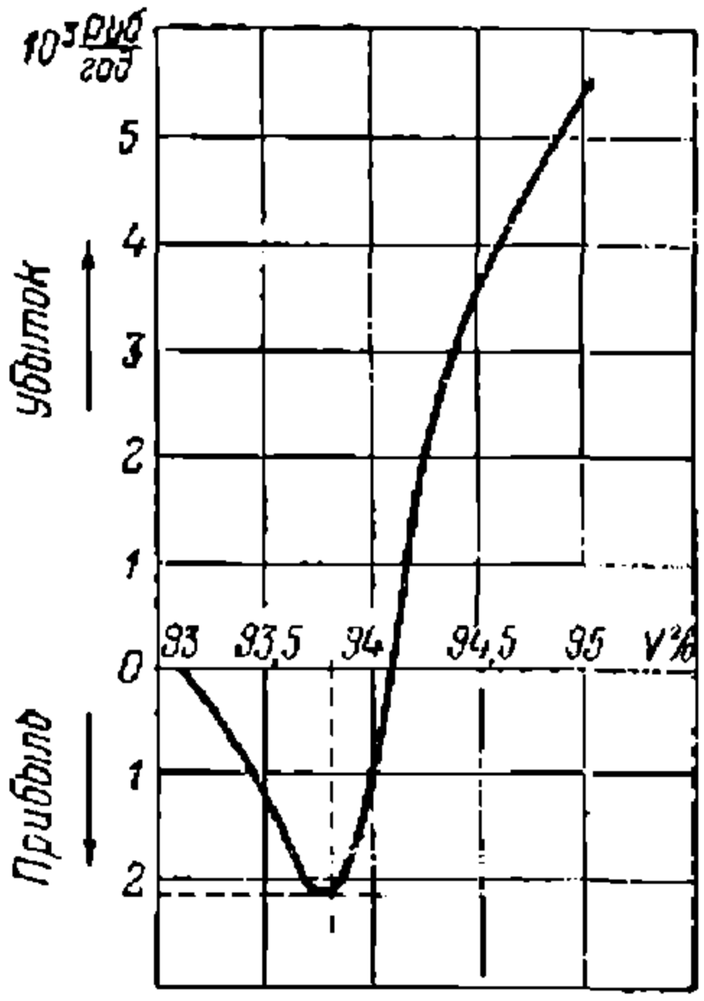
Чем меньше нагрузка турбины, тем глубже предельный вакуум. Поэтому при неполных нагрузках достигнуть предельного вакуума обычно не удается.

Не следует думать, что вакуум, наивыгоднейший с точки зрения расхода пара, будет оптимальным с точки зрения минимума суммарных годовых эксплуатационных расходов. Как видно из изложенного выше, углубление расчетного вакуума вызывает удорожание как самой турбины, так и конденсатора, а также увеличение необходимого

НТБ ДНУЖТ

количества охлаждающей воды и возрастание расхода энергии на ее подачу тем большее, чем выше ее температура. Кроме того, соответственно удорожаются устройства водоснабжения. Поэтому при возможности выполнения заводами типов турбин, конденсаторов и циркуляционных насосов по желанию заказчика, определение оптимального или, как принято его называть, экономического вакуума должно производиться с учетом изменения от глубины вакуума амортизационных отчислений от стоимости оборудования.

Нашими заводами выпускается ограниченное количество типов турбин, выбор которых для данной установки производят по существующим стандартам. Вопрос об определении экономического вакуума при данном устройстве системы водоснабжения и данном оборудовании сводится к нахождению минимума суммы годовых расходов, состоящей из стоимости пара, расход которого уменьшается при углублении вакуума, и стоимости возрастающей при этом электроэнергии, расходуемой насосами охлаждающей воды.



Фиг. 36. Определение наивыгоднейшего вакуума для турбины с $N = 25\,000$ *квт* при $t^в = 24°$

В табл. 24а приведены в виде примера основные величины расчета экономического вакуума для работы турбины с полной нагрузкой в 25 000 *квт* при температуре входящей в конденсатор воды $t_1^в = 24°$.

На фиг. 36 приведено графическое изображение величин последней графы табл. 24а, из которого видно, что экономический вакуум равен 93,8%.

Таблица 24а

Сводная таблица величин для определения экономического вакуума

Вакуум	%	95	94,3	94	93,7	93,4	93,1
Охлаждающая поверхность конденсатора	$м^2$	3 190	2 750	2 340	2 120	2 025	1 915
Увеличение электрической мощности для конденсации сравнительно с мощностью при $V = 93,1\%$	*квт*	237	115	89	45	27	—
То же в % от $N=25\,000$ *квт*.	—	0,95	0,462	0,356	0,18	0,108	—
Уменьшение расхода пара с учетом расхода электроэнергии	%	2,35	1,738	1,294	0,92	0,442	—
Годовое уменьшение стоимости пара	руб.	13 050	9 650	7 190	5 100	2 445	—
Уменьшение отчислений от стоимости оборудования	руб.	18 620	12 150	6 230	2 970	1 620	—
Изменение суммарных расходов	»	−5 570	−2 500	960	2 130	825	—

НТБ ДНУЖТ

При правильной постановке эксплуатации установки для каждой температуры охлаждающей воды должна быть построена опытным путем зависимость экономического вакуума от нагрузки и у обслуживающего персонала должны быть инструкции о поддержании при каждой нагрузке соответствующего ей экономического вакуума.

Чем больше коэфициент использования турбины и чем холоднее вода, тем глубже экономический вакуум.

Конденсаторы рассчитываются на среднюю годовую температуру входящей воды.

В зимний период нагрузка станции в большинстве случаев превышает летнюю нагрузку и, следовательно, большое количество энергии вырабатывается при температуре охлаждающей воды меньшей, чем ее средняя годовая температура. В таких случаях за расчетную температуру воды следует принимать средневзвешенную за год, которая при этих условиях будет всегда меньше среднекалендарной.

Однако наши заводы выпускают для большинства стандартных типов турбин конденсаторы, рассчитанные на температуру $t_1^в = 15°$. Для некоторых турбин, предназначенных для работы в южных местностях или при обратном охлаждении воды, конденсаторы рассчитываются на $t_1^в = 25°$. Необходимо отметить, что в СССР среднекалендарные температуры значительно ниже принятых заводами в качестве стандарта (15 и 25°).

ГЛАВА 10

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

§ 1. Физический смысл и назначение регенеративного подогрева питательной воды

В чисто конденсационных установках в электроэнергию может быть превращена лишь небольшая часть содержащегося в паре тепла и большая его часть уносится с охлаждающей водой. Количество тепла, превращенного в работу, зависит от величины располагаемого адиабатического перепада и внутреннего относительного к. п. д. двигателя. Например, для турбины с давлением пара $p_1 = 20$ *ата* и с температурой пара в 350°, работающей с давлением в конденсаторе $p_2 = 0{,}04$ *ата*, располагаемое теплопадение составляет всего лишь 238 *кал/кг* и при $\eta_{oi} = 0{,}8$ в работу будет превращено 238 0,8 = 190 *кал/кг*. При начальном теплосодержании пара в 750 *кал/кг* и температуре конденсата в 28° в работу будет превращено $\frac{190}{750-28} = 26{,}5\%$ подведенного к турбине тепла. Остальные 73,5% уносятся с охлаждающей водой.

Экономичность работы конденсационной установки можно значительно повысить, возвращая часть уносимого охлаждающей водой тепла в систему питания котлов, для чего подогревают питательную воду паром, отбираемым из промежуточных ступеней давления турбины (или из ресивера паровой машины). Подогрев воды отборным паром называется регенеративным подогревом, поскольку часть тепла

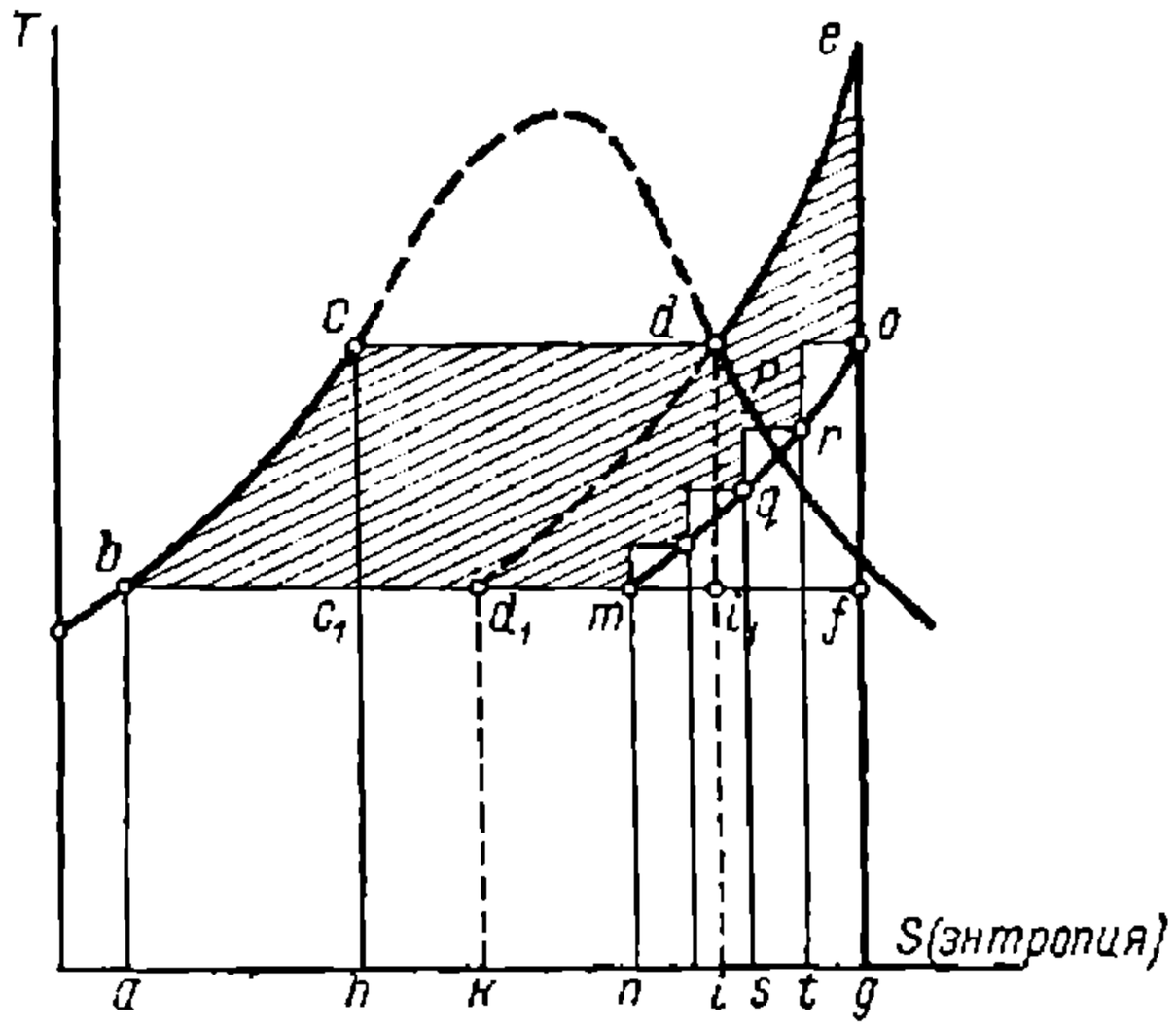
НТБ ДНУЖТ

отбираемого пара, терявшаяся при чисто конденсационом режиме работы, возвращается с питательной водой в котел. Очевидно, что описанный регенеративный процесс является частным случаем использования отработавшего тепла, а именно использованием его в самой теплосиловой установке.

§ 2. Термодинамические основы регенерации и графическое изображение регенеративного цикла на диаграмме *T*—*S*

Очень часто в технической литературе можно встретить следующее изображение регенеративного подогрева питательной воды на диаграмме $T - S$. Идеальным циклом для паровых турбин считается цикл Рэнкина, изображение которого (для перегретого пара) представлено на диаграмме $T - S$ (фиг. 37). Подведенное тепло, состоящее из теплоты нагрева жидкости, теплоты парообразования и теплоты перегрева, соответствует площади *abcdefg*. Превращенное в работу тепло соответствует площади *bcdefb* и термический к. п. д. всего процесса

$$\eta_t = \frac{\square\, bcdefb}{\square\, abcdefg}.$$



Фиг. 37. $T - S$ диаграмма для теоретического регенеративного цикла

Если рассматривать к. п. д. отдельных фаз процесса, а именно нагрева жидкости, парообразования и перегрева, то оказывается, что наименьшим к. п. д. обладает фаза нагрева жидкости вследствие ее неадиабатичности (отношение площадей *bcc'* и *abch*). В идеальном цикле Карно, состоящем из двух адиабат и двух изотерм, эта фаза изображается на диаграмме $T - S$ вертикальной линией. Таким образом, к. п. д. всего процесса при данных начальных и конечных температурах может быть повышен, если приблизить фазу нагрева жидкости к адиабате и тем самым приблизить к. п. д. цикла Рэнкина к к. п. д. цикла Карно. Такое изменение цикла и осуществляется регенеративным подогревом питательной воды.

Пусть весь пар, проходящий через турбину, начиная с точки *O*, соответствующей температуре насыщенного пара при его начальном давлении, отводится из нее, нагревает питательную воду, затем целиком возвращается в турбину и поступает в нижележащую ее ступень, после нее снова весь целиком отводится для подогрева питательной воды и т. д. Одно и то же количество пара по очереди проходит то

НТБ ДНУЖТ

через ступени турбины, то через подогреватели, отдавая часть своего теплосодержания питательной воде. Питательная вода, входя в первый подогреватель с температурой, равной температуре конденсата в конденсаторе турбины, проходит последовательно через следующие подогреватели и в последнем из них нагревается до температуры испарения, соответствующей давлению пара в котле. Количество питательной воды остается постоянным при проходе через все подогреватели.

Для какой-либо ступени турбины расширение пара в ней изображается адиабатой *pq*. Тепло, передаваемое питательной воде, изображается площадью *prts*. При бесконечно большом числе отводов пара процесс изобразится линией *om*, равноотстоящей от линии *bc*. Тепло, отданное для подогрева питательной воды, будет соответствовать площади *nmog*, равной площади *abch*. Полезная работа при регенерации изобразится площадью *bcdeom*, затраченное тепло—площадью *abcdeomn* и термический к. п. д. процесса будет

$$\eta_t^p = \frac{\square\, bcdeom}{\square abcdeomn} > \frac{\square\, bcdefb}{\square\, abcdefg},$$

т. е. будет больше, чем у рассматриваемого цикла Рэнкина с перегревом пара.

При насыщенном паре термический к.п.д.

$$\eta_t^n = \frac{\square bcdd_1}{\square\, abcdd_1k} = \eta_0 = \frac{\square\, c_1cdi_1}{\square\, hcdi},$$

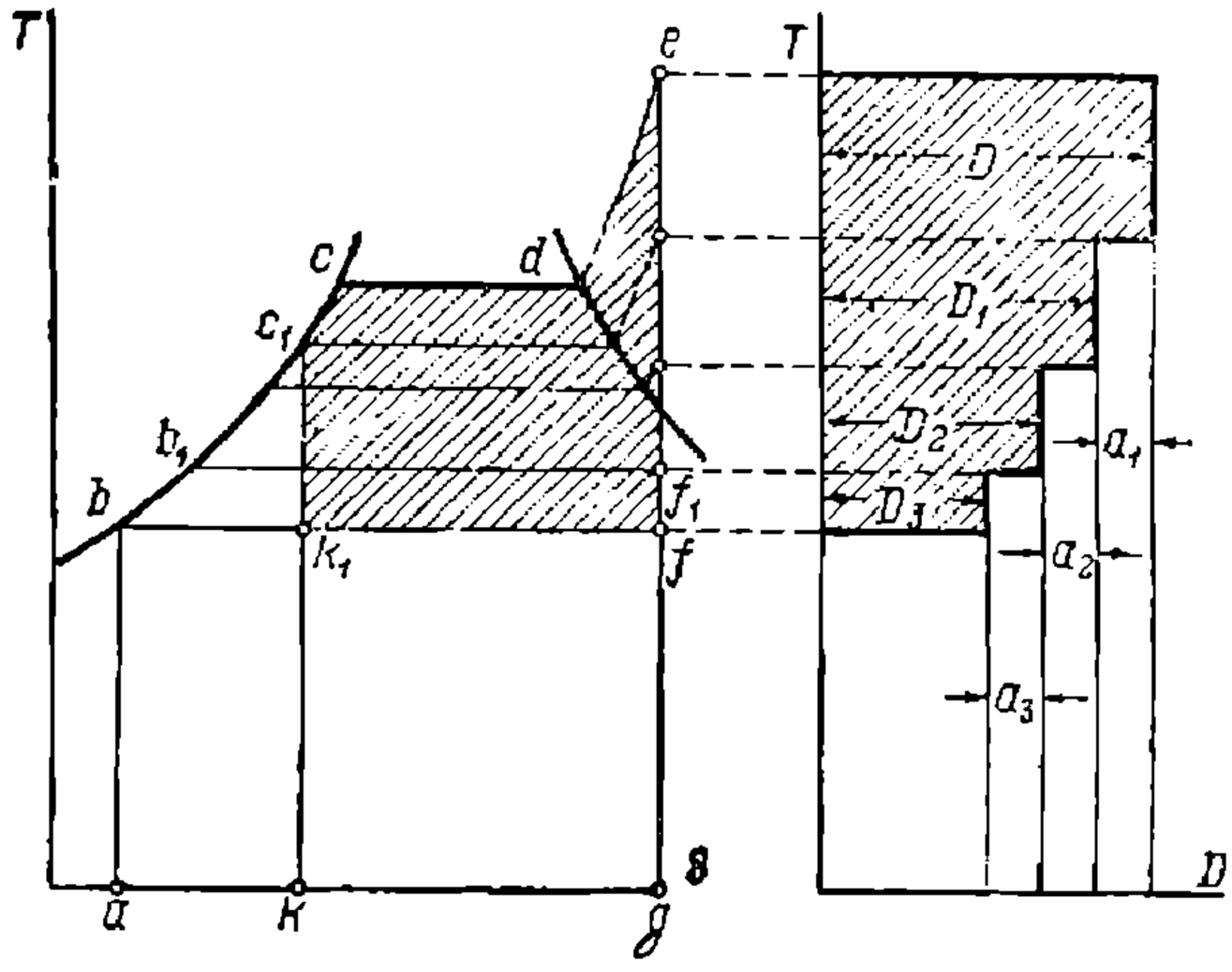
где η_0 — к.п.д. цикла Карно, изображаемого адиабатами cc_1 и di_1 и изотермами cd и c_1i_1.

В действительности регенеративный цикл не осуществляется путем попеременного пропуска всего вошедшего в турбину пара через ступени турбины и через подогреватели вследствие затруднений конструктивного характера, а производится отъем небольших количеств пара из нескольких ступеней турбины. Через отдельные ступени турбины протекают различные количества пара, уменьшающиеся после каждого отъема. Количество питательной воды, проходящее через различные ступени подогрева, может быть в зависимости от схемы включения подогревателей как постоянное, так и переменное.

Диаграмма $T - S$ относится к постоянному количеству рабочего тела и поэтому непригодна для изображения действительного регенеративного цикла. Для возможности его изображения необходимо ввести третью координату, а именно весовое количество пара D. Для этого рядом с обычной T—S диаграммой следует построить диаграмму «температура — вес». На фиг. 38 изображены обе диаграммы для регенеративного процесса с тремя отборами пара. Отрезки D, D_1, D_2, D_3 соответствуют количествам пара, протекающим по отдельным ступеням турбины, отрезки же a_1, a_2, a_3 — количествам пара, отбираемого для подогрева воды. Площадь abc_1k соответствует количеству тепла, переданному питательной воде. Нагрев воды последним отбором пара про-

НТБ ДНУЖТ

изводится до температуры, соответствующей точке b_1, и первым самым высоким отбором до точки c_1. Эта температура всегда ниже температуры воды в котле (точка c), так как нагрев воды в подогревателе возможен как максимум до температуры испарения, соответствующей давлению подогревающего пара, давление же отбираемого пара всегда ниже давления в котле. Расширение пара, проходящего в конденсатор, будет изображаться адиабатой ef, расширение пара последнего отбора—отрезком ef_1 и т. д.



Фиг. 38. T — S диаграмма для действительного регенеративного цикла

Диаграмма T — S в этом случае как бы состоит из нескольких наложенных друг на друга диаграмм, а именно: $bcdefb$, соответствующей 1 *кг* пара, расширяющемуся от начальных параметров до давления в конденсаторе, затем $b_1cdef_1b_1$, соответствующей 1 *кг* пара, расширяющихся от начальных параметров до давления последнего отбора и т. д., всего в данном случае из четырех диаграмм.

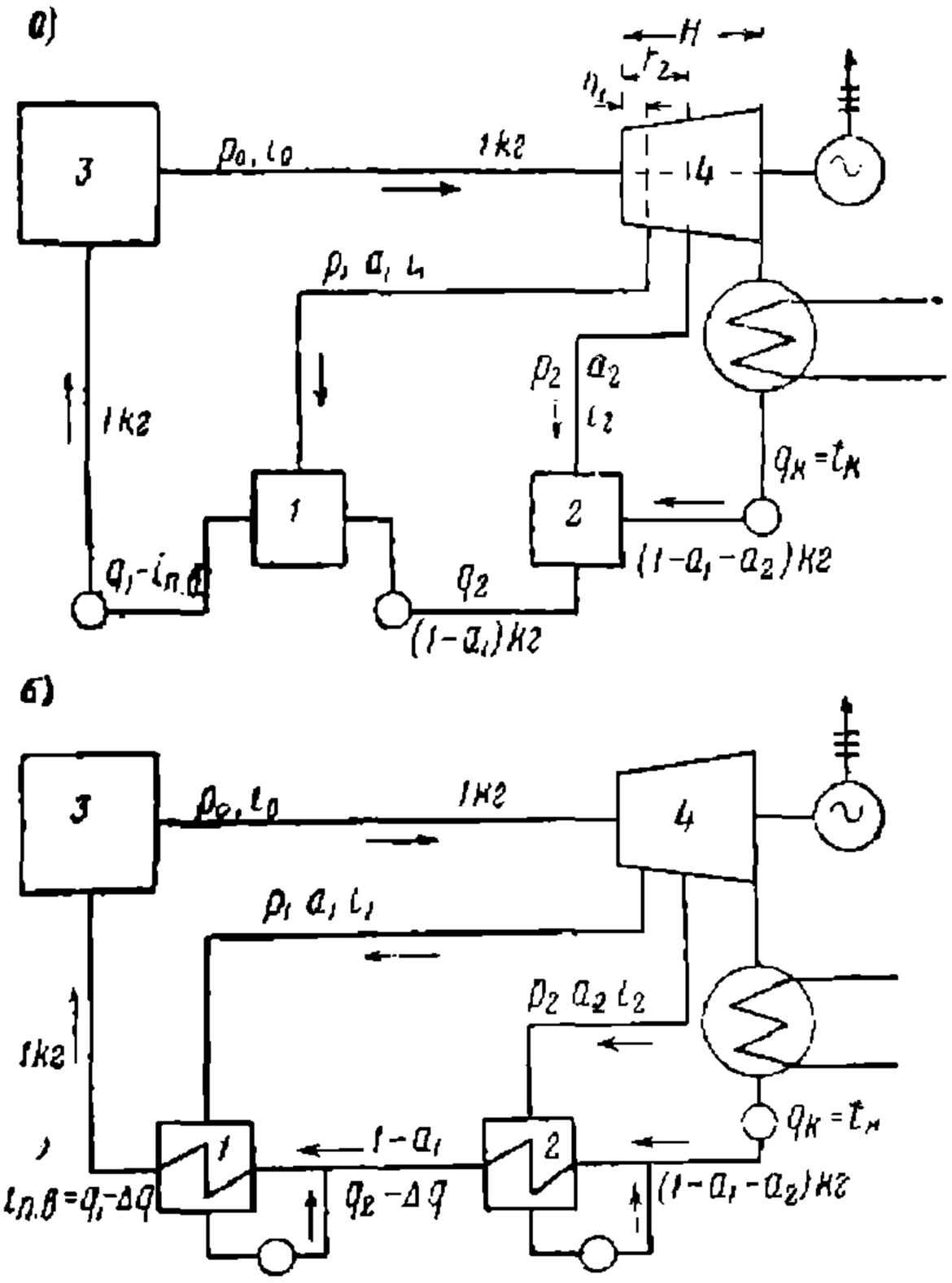
При вычислении работы, произведенной паром, площадь каждой диаграммы следует умножать на соответствующее действительное количество килограммов пара, а именно: площадь $bcdefb$ на $D—a_1—a_2,—a_3$, площадь $b_1\,cdef_1\,b_1$ на a_3 и т. д.

§ 3. Экономия в расходе тепла при регенеративном подогреве питательной воды

Возможная температура подогрева в подогревателях различных типов. Подогрев конденсата турбины отборным паром может производиться как в смешивающих подогревателях, так и в подогревателях поверхностных. В подогревателях смешивающего типа вода нагревается при непосредственном ее соприкосновении с паром и нагрев ее возможен до температуры насыщения греющего пара; поэтому теплосодержание воды после выхода из смешивающего подогревателя равно теплоте жидкости при давлении отбираемого пара. При поверхностных подогревателях нагрев воды возможен до температуры на 4 – 6° меньшей температуры насыщения греющего пара; поэтому теплосодежание воды, выходящей из подогревателя, будет на некоторую величину ε меньше теплоты жидкости при давлении пара соответствующего отбора. Следует отметить, что подогреватели высокого давления работают обычно на перегретом паре

НТБ ДГУЖТ

(пар из отборов является перегретым). До последнего времени было распространено мнение, что теплопереход от перегретого пара к стенкам труб подогревателя хуже, чем от насыщенного пара, и что перегретый пар следует увлажнять. Новые исследования показали, что ухудшение теплопередачи имеет место лишь до того момента, пока на трубках подогревателя не образовалась пленка конденсата. После образования водяной пленки коэфициент теплопередачи возрастает до величины, соответствующей насыщенному пару; поэтому устройство увлажнительных приспособлений в целях улучшения теплопередачи совершенно излишне и они должны применяться лишь в тех случаях, когда снижение температуры требуется из конструктивных соображений, например при опасении расстройства вальцовочных соединений теплообменных аппаратов.



Фиг. 39. Включение регенеративных подогревателей питательной воды

а — смешивающие подогреватели; *б* — поверхностные подогреватели; *1* — подогреватель № 1; *2* — подогреватель № 2; *3* — котел; *4* — турбина с двумя отборами пара

Удельный расход пара и тепла при применении регенерации. Сравним регенеративный процесс при наличии двух отборов и при подогреве конденсата в смешивающих подогревателях с конденсационным режимом с точки зрения экономии тепла, введя следующие обозначения (фиг. 39, *а*):

d — удельный расход пара в *кг/квт-ч* при работе с регенерацией;

$d_к$ — удельный расход пара в *кг/квт-ч* при конденсационном режиме;

H — адиабатический перепад в *кал/кг* по диаграмме $I - S$ от начального состояния пара (p_0, t_0) до давления в конденсаторе;

h_1, h_2 — адиабатические перепады в *кал/кг* от начального состояния пара (p_0, t_0) до давления в первом и во втором отборах;

НТБ ДНУЖТ

t_1 и t_2 — температура насыщенного пара при давлениях в отборах;

q_1 и q_2 — теплосодержания воды в *кал/кг* после выхода из первого и второго подогревателей, причем q_1 равно теплосодержанию $i_{п.в}$ питательной воды, поступающей в котел;

p_1 и p_2 — давления отбираемого пара в *ата*;

i_1 и i_2 — его теплосодержания в *кал/кг*;

a_1 и a_2 — доли отбираемого пара по отношению к количеству входящего в турбину пара;

$\eta_{1оэ} = \eta'_{оэ} = \eta_{1оэ}$ — относительные электрические к.п.д. всей турбины и ступеней до отборов, принимаемые в последующем выводе для его упрощения равными друг другу.

Весь расчет ведем для 1 *кг* пара, что дает возможность распространить полученные выводы для любого количества пара.

Как видно из схемы фиг. 39, *а*, питательная вода последовательно перекачивается из одного подогревателя в другой и окончательно в котел посредством насосов (обозначены на схеме кружками). Количество насосов для схемы со смешивающими подогревателями всегда равно $n + 1$, где n — число подогревателей.

Удельный расход пара при работе без регенерации

$$d_к = \frac{860}{H\eta_{1оэ}} \text{ [кг/квт-ч]}. \tag{45}$$

Удельный расход тепла, сообщаемого пару в котле,

$$q_к = d_к (i_0 - t_к) \text{ [кал/квт-ч]:} \tag{45'}$$

Определим соответствующие величины при работе с регенерацией.

Электрическая мощность, производимая за счет пара, проходящего в конденсатор,

$$n_0 = \frac{(1 - a_1 - a_2) H\eta_{оэ}}{860} \text{ [квт/кг]},$$

за счет отборного пара первой ступени

$$n_1 = \frac{a_1 h_1 \eta_{1оэ}}{860} \text{ [квт/кг]};$$

за счет отборного пара второй ступени

$$n_2 = \frac{a_2 h_2 \eta_{1оэ}}{860} \text{ [квт/кг]}.$$

НТБ ДНУЖТ

Полная электрическая мощность, производимая 1 *кг* пара, вошедшего в турбину,

$$n = \frac{[(1 - a_1 - a_2)\, H + a_1 h_1 + a_2 h_2]\, \eta_{1оэ}}{860} =$$

$$= \frac{[H - a_1 (H - h_1) - a_2\ (H - h_2)]\, \eta_{1оэ}}{860} =$$

$$= \frac{[H - \sum a\,(H - h)]\, \eta_{1оэ}}{860}\ [квт/кг].$$

Удельный расход пара при работе с регенерацией

$$d = \frac{1}{n} = \frac{860}{[H - \sum a\,(H - h)]\, \eta_{1оэ}}\ [кг/квт\text{-}ч]. \qquad (46)$$

Удельный расход тепла, сообщаемого пару в котле,

$$q = d(i_0 - i_{пв}) = \frac{860\,(i_0 - i_{пв})}{[H - \sum a\ (H - h)]\, \eta_{1оэ}}\ [кал/квт\text{-}ч]. \qquad (46')$$

Сравнивая выражения (45) и (46) для d и $d_к$, мы видим, что удельный расход пара и, следовательно, полный расход пара при работе турбины с регенерацией и с той же электрической мощностью будет больше, чем при работе без регенерации. Происходит это вследствие того, что отбираемая часть пара недовырабатывает электрическую мощность в ступенях за отборами и для компенсации этой недовыработки требуется некоторое добавочное количество пара.

Соответственно этому термический к. п. д. парового двигателя при регенеративном подогреве питательной воды должен выражаться равенством

$$\eta_t^p = \frac{H - \sum a\,(H - h)}{i_0 - t_к}$$

вместо

$$\eta_t = \frac{H}{i_0 - t_к}$$

при отсутствии регенерации, что необходимо учитывать при вычислении к. п. д. станции [см. формулу (25)].

Несмотря на увеличение удельного расхода пара, удельный расход тепла при работе с регенерацией будет меньше, чем при работе без регенерации, вследствие того, что количество калорий $i_0 - i_{п.в}$, сообщаемое 1 *кг* пара в котле, уменьшается по отношению к соответствующему количеству калорий ($i_0 - t_к$) при работе без регенерации более резко, чем возрастает удельный расход пара d по отношению к удельному расходу $d_к$.

НТБ ДНУЖТ

Экономия в расходе тепла и топлива при регенерации. Вычислим теперь экономию в тепле при регенерации

$$Э^0/_0 = \frac{q_к - q}{q_к}\ 100 = \left(1 - \frac{q}{q_к}\right)\ 100^0/_0.$$

Подставляя соответствующие величины, имеем

$$Э = \left[1 - \frac{1}{1-A}\left(1 - \frac{i_{п\,в} - t_к}{i_0 - t_к}\right)\right] 100^0/_0, \qquad (47)$$

где $A = \frac{\Sigma a(H-h)}{H}$ называется коэфициентом недовыработки и представляет собой отношение той добавочной энергии, которую мог бы произвести отобранный пар, если бы он расширялся до давления в конденсаторе, к той энергии, которую мог бы произвести весь подведенный к турбине пар.

Сравнивая между собой выражения d и $d_к$, мы можем вывести между ними следующую зависимость:

$$d = d_к \frac{1}{1-A}\ [кг/квт\text{-}ч]. \qquad (48)$$

где величина $\frac{1}{1-A}$ может быть названа коэфициентом перерасхода пара.

Очевидно, что вывод всех соотношений остается тем же при любом числе отборов пара и в зависимости от их числа будет изменяться лишь число слагаемых в выражении

$$\Sigma a(H-h);$$

Для вычисления экономии от применения регенерации необходимо знание отбираемых количеств пара a_1 и a_2. Последние определяются из уравнений теплового баланса соответствующих подогревателей, составленных при смешивающих подогревателях в предположении, что вода нагревается в них до температуры испарения, соответствующей давлению греющего пара.

Составляя такое уравнение для первого подогревателя (фиг. 39,*а*), имеем

$$1 \cdot q_1 = a_1 i_1 + (1 - a_1)\ q_2,$$

откуда

$$a_1 = \frac{q_1 - q_2}{i_1 - q_2}. \qquad (49')$$

Для второго подогревателя имеем

$$q_2\,(1 - a_1) = a_2 i_2 + (1 - a_1 - a_2)\ t_к\ ,$$

откуда

$$a_2 = \frac{(1 - a_1)\,(q_2 - t_к)}{i_2 - t_к}. \qquad (49'')$$

НТБ ДНУЖТ

Для учета излучения тепла подогревателями во внешнюю среду выражения для a_1 и a_2 следует разделить на к. п. д. подогревателей, равные 0,97 — 0,98.

Для вычисления теплосодержаний отбираемого пара следует пользоваться выражениями:

$$i_1 = i_0 - h_1\eta_{oi} = i_0 - h_1\eta_{oэ}\ \frac{1}{\eta_{ген}\eta_{м}} = i_0 - h_1\eta_{oэ}\ a;$$

$$i_2 = i_0 - h_2\eta_{oi} = i_0 - h_2\eta_{oэ}\ \frac{1}{\eta_{ген}\eta_{м}} = i_0 - h_2\eta_{oэ}\ a,$$

где a — коэфициент рассеяния, равный $\frac{1}{\eta_{ген}\eta_{м}}$.

Вычислим теперь экономию в удельном расходе топлива при применении регенерации. Если предположить, что к. п. д. котельной остается тем же, что и при работе без регенерации (что не всегда имеет место и $\eta_{к.у.}$ при применении регенерации может иногда ухудшиться), то очевидно, что относительная экономия в топливе будет равна экономии в расходе тепла, поскольку расход топлива при $\eta_{к.у.} = \text{const}$ пропорционален расходу тепла, так как удельный расход топлива

$$b = \frac{d(i_0 - i_{пв})}{Q_р^н\ \eta_{к.у}} = \frac{q}{Q_р^н\ \eta_{к.у}}\ [кг/квт\text{-}ч]. \qquad (49''')$$

Необходимо подчеркнуть, что экономия в расходе топлива при применении регенерации получается вовсе не за счет будто бы увеличивающегося при этом к. п. д. котельной, как иногда представляется лицам, впервые сталкивающимся с вопросами регенеративного подогрева питательной воды. Экономия в топливе, т. е. увеличение общего к. п. д. установки, получается за счет того, что при регенеративном подогреве для выработки того же количества электроэнергии требуется передать от топлива пару в котле меньшее количество тепла, чем при конденсационном режиме. Это тепло передается при к. п. д. котельной установки не большем, чем при работе без регенерации. Наоборот, возможны случаи, о которых будет упомянуто далее, когда при введении регенерации к. п. д. котельной может уменьшиться, что снизит экономию от применения регенерации и даже может ее сделать невыгодной.

Иногда условно считают, что повышение общего к. п. д. установки при регенеративном подогреве питательной воды происходит за счет увеличения абсолютного электрического к. п. д. двигателя $\eta_э$, и пользуются его у с л о в н ы м выражением, получающимся умножением $\eta_э$ на коэфициент регенерации α:

$$\eta_э^{усл} = \frac{860}{d_э\,(i_0 - t_к)} \cdot \alpha = \frac{860}{d_э\,(i_0 - t_к)} \cdot \frac{i_0 - t_к}{i_0 - t_{п.в}} =$$

$$= \frac{860}{d_э\,(i_0 - i_{п.в})} > \eta_э.$$

НТБ ДНУЖТ

Такое выражение для к. п. д. двигателя является условным потому, что в действительности при регенерации не увеличиваются ни абсолютный к. п. д. идеального двигателя (его термический к. п. д.), ни коэфициенты η_{0i}, $\eta_{iм}$ и $\eta_{iг}$; наоборот, $\eta_i^{дв}$ при введении регенерации уменьшается вследствие недоиспользования в двигателе отбираемого пара, что вызывает увеличение расхода пара на единицу вырабатываемой энергии. Условный к. п. д. двигателя не характеризует ни конструктивного совершенства двигателя, ни параметров процесса в нем, и повышение $\eta_э^{усл}$ сравнительно с $\eta_{iэ}$ является лишь у с л о в н ы м п о к а з а т е л е м выгодности использования отработавшего тепла для подогрева питательной воды.

При регенеративном подогреве питательной воды не увеличиваются ни к. п. д. котельной, ни к. п. д. двигателя, а увеличивается за счет использования отработавшего тепла термический к. п. д. всей установки в целом

$$\eta_{it}^{ст} = \alpha \cdot \eta_{it}^{дв};$$

При отсутствии регенерации $\alpha = 1$ и термический к. п. д. всей установки равен термическому к. п. д. двигателя.

П р и м е р 12. Вычислить относительную экономию от применения регенерации для турбогенератора с двумя отборами для подогрева питательной воды, работающего при следующих параметрах: $p_0 = 29\ ama$; $t_0 = 400°$, $i_0 = 775\ кал/кг$.

Давление в конденсаторе $p_к = 0{,}04\ ama$. Давление в отборах $p_1 = 5\ ama$; $p_2 = 0{,}72\ ama$. Внутренний относительный к. п. д. для всех ступеней турбины $\eta_{oi} = 0{,}83$; $\eta_{oэ} = 0{,}78$. Подогреватели смешивающего типа с подогревом воды до температуры кинения. Кроме того, вычислить экономию в расходе условного топлива для выработки $20 \cdot 10^6\ квт\text{-}ч$ при регенерации и без нее, считая $\eta_{к.у} = 0{,}82 = \text{const}$ для обоих случаев работы.

Находим в таблице для насыщенного пара теплосодержания воды при давлениях в отборах:

$$q_1 = 152\ кал/кг; \quad q_2 = 90\ кал/кг.$$

Температура конденсата $t_к = 28°$.

По диаграмме $I - S$ находим адиабатические теплопадения до давления в отборах: $h_1 = 105\ кал/кг$; $h_2 = 196\ кал/кг$ и полное располагаемое теплопадение $H = 274\ кал/кг$.

Удельный расход пара при конденсационном режиме

$$d_к = \frac{860}{274 \cdot 0{,}78} = 4{,}02\ кг/квт\text{-}ч.$$

Удельный расход тепла

$$q_к = d_к (i_0 - t_к) = 4{,}02\ (775 - 28) = 3\,000\ кал/квт\text{-}ч.$$

Для вычисления удельного расхода пара на 1 *квт-ч* при работе с регенерацией вычисляем доли отбора пара из тепловых балансов подо-

НТБ ДНУЖТ

гревателей (схема фиг. 39), для чего предварительно находим теплосодержания отбираемого пара:

$$i_1 = i_0 - h_1 r_{10i} = 775 - 105 \cdot 0{,}83 = 688 \ кал/кг;$$
$$i_2 = 775 - 196 \cdot 0{,}83 = 612 \ кал/кг;$$
$$a_1 = \frac{q_1 - q_2}{i_2 - q_2} = \frac{152 - 90}{688 - 90} = 0{,}104;$$
$$a_2 = \frac{(1 - 0{,}104)(90 - 28)}{612 - 28} = 0{,}095.$$

Потерей тепла подогревателями во внешнюю среду пренебрегаем ($\eta_n \approx 1{,}0$). Вычисляем величину

$$\Sigma a \cdot (H - h) = 0{,}104(274 - 105) + 0{,}095(274 - 196) = 25 \ кал/кг.$$

Удельный расход пара при работе с регенерацией

$$d = \frac{860}{0{,}78(274 - 25)} = 4{,}42 \ кг/квт\text{-}ч.$$

Удельный расход тепла

$$q = 4{,}42(775 - 152) = 2\,750 \ кал/квт\text{-}ч.$$

Таким образом, при регенерации, несмотря на увеличение удельного расхода пара на $\frac{4{,}42 - 4{,}02}{4{,}02} = 9{,}95\%$ имеется экономия в расходе тепла

$$Э = \frac{3\,000 - 2\,750}{3\,000} 100 = 8{,}33\%.$$

Тот же самый результат получается, если вычислить экономию по выражению (47).

Коэфициент недовыработки

$$A = \frac{25}{274} = 0{,}0913$$

и

$$Э = 1 - \frac{1}{1 - 0{,}0913}\left(1 - \frac{152 - 28}{775 - 28}\right) =$$
$$= 1 - 1{,}1(1 - 0{,}166) = 1 - 1{,}1 \cdot 0{,}834 =$$
$$= 1 - 0{,}917 = 0{,}083, \text{ т. е. } 8{,}3\%$$

Удельный расход пара при работе с регенерацией, вычисленный при помощи коэфициента перерасхода пара,

$$d = d_к = \frac{1}{1 - A} = d_к \cdot 1{,}1 = 4{,}02 \cdot 1{,}1 = 4{,}42 \ кг/квт\text{-}ч.$$

т. е. равен полученному ранее другим способом.

НТБ ДНУЖТ

Расход условного топлива при выработке $20 \cdot 10^6$ *кет-ч* и $\eta_{к.у} = 0{,}82$:
с регенерацией

$$B_р = \frac{20 \cdot 10^6 \cdot 4{,}42\,(775 - 152)}{7\,000 \cdot 0{,}82} = 9\,600 \ т$$

и без регенерации

$$B_к = \frac{20 \cdot 10^6 \cdot 4{,}02\,(775 - 28)}{7\,000 \cdot 0{,}82} = 10\,470 \ т.$$

Экономия при применении регенерации составляет

$$B_{эк} = 10\,470 - 9\,600 = 870 \ т$$

или

$$\frac{870 \cdot 100}{10\,470} = 8{,}3\%$$

§ 4. Зависимость экономии тепла при применении регенерации от давления отбираемого пара

Наивыгоднейшее давление отбора при однократном подогреве. Если задана температура подогрева питательной воды при одном отборе пара, то наименьший удельный расход тепла получается при таком давлении в отборе, при котором температура испарения воды равна (при смешивающих подогревателях) требуемой температуре подогрева или же превышает ее на 4 — 6° (при поверхностных подогревателях).

Воду в смешивающем подогревателе можно нагреть до 100° паром при давлении в 1 *ата* или же паром из отбора более высокого давления (например, при 5 или 10 *ата*). Давление в 1 *ата*, которому соответствует температура испарения в 100°, будет наименьшим из возможных и вместе с тем наивыгоднейшим. Удельный расход пара, а следовательно, и тепла при нагреве до тех же 100°, но при большем давлении греющего отборного пара будет больше вследствие увеличения коэфициента недовыработки

$$A = \frac{a\,(H - h)}{H},$$

что легко проверить путем соответствующего расчета, приведенного в примере 13.

Таким образом, наивыгоднейшим давлением является то наименьшее давление, при котором возможен нагрев воды до заданной температуры. Поэтому всегда следует стремиться к тому, чтобы отбирать пар при возможно меньшем давлении, т. е. использовать менее ценный пар, выработавший предварительно возможно большее количество электрической энергии при проходе через ступени до отбора.

НТБ ДНУЖТ

Это относится не только к отборам пара для регенерации, но и к отборам его для всяких других целей как производственных, так и бытовых.

Пример 13. Сравнить удельный расход пара и тепла турбиной, работающей при параметрах, указанных в примере 12 при подогреве питательной воды до 90° паром, отбираемом при 0,72 *ата* и при 5 *ата*.

Доля отбираемого пара [по формуле (47')] при давлении 0,72 *ата*

$$a' = \frac{90 - 28}{612 - 28} = 0{,}106.$$

При давлении в 5 *ата*

$$a'' = \frac{90 - 28}{688 - 28} = 0{,}094.$$

Удельный расход пара при давлении отбора 0,72 *ата* [по формуле (44)]

$$d' = \frac{860}{0{,}78\,[274 - 0{,}106\,(274 - 196)]} = 4{,}13 \text{ кг/квт-ч}.$$

При давлении отбора 5 *ата*

$$d'' = \frac{860}{0{,}78\,[274 - 0{,}094(274 - 105)]} = 4{,}27 \text{ кг/квт-ч}.$$

Удельный расход тепла:

$$q' = 4{,}13\,(773 - 90) = 2\,820 \text{ кал/квт-ч};$$

$$q'' = 4{,}27\,(773 - 90) = 2\,920 \text{ кал/квт-ч},$$

т. е.

$$q'' > q',$$

что подтверждает меньшую экономичность подогрева паром более высокого давления.

Наивыгоднейшая температура подогрева питательной воды. Если вычислить экономию тепла при подогреве питательной воды до различных температур при одном отборе пара, считая каждый раз, что вода подогревается до температуры испарения, соответствующей давлению греющего пара (по мере увеличения температуры подогрева пар отбирается при все больших давлениях), то при некоторой температуре подогрева экономия дойдет до максимальной величины и при дальнейшем увеличении подогрева будет уменьшаться. Причина этого явления заключается в том, что по мере увеличения подогрева воды недовыработка электрической энергии отбираемым паром повышается и при высокой температуре подогрева удельный расход пара d увеличивается настолько, что удельный расход тепла $q = d\,(i_0 - i_{п.в})$ начинает возрастать, несмотря на уменьшение величины $i_0 - i_{пв}$.

Г. И. Петелиным был произведен подсчет экономии тепла от подогрева питательной воды до различных температур для турбины

НТБ ДНУЖТ

с $N = 10\,000$ *квт*, работающей при параметрах: $p_0 = 25$ *ата*; $t_0 = 375°$; $V = 96\%$, сравнительно с работой при чисто конденсационном режиме (табл. 25).

Таблица 25

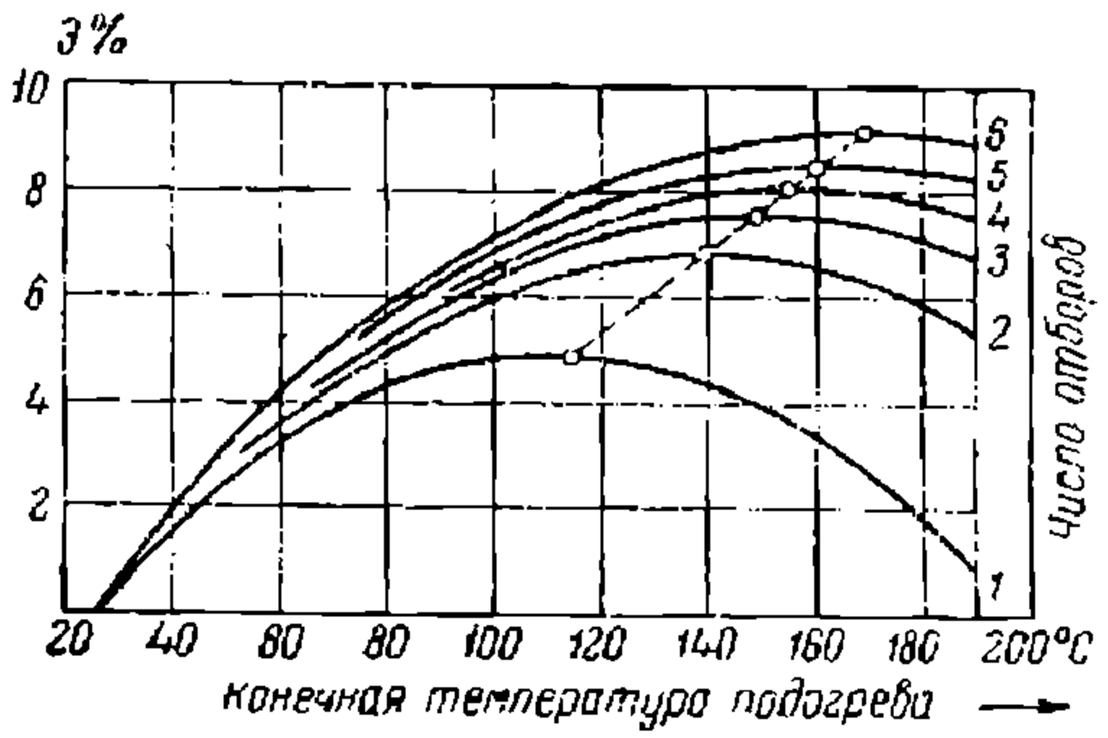
Экономия тепла при различных температурах подогрева

Теплосодержание питательной воды после подогрева $i_{п.в}$ (*кал/кг*)	Давление отбираемого пара в *ата*	Адиабатический перепад до отбора h [*кал/кг*]	Теплосодерж. отбираемого пара i_1 [*кал/кг*]	Расход отбираемого пара a_1 [*кг/г*]	Коэфициент недовыработки A	Экономия $Э$ %
60	0,2	216	588	57	0,01	3,4
100	1,0	160	633	119	0,0464	5,5
120	2,0	133	654	147	0,0725	5,6
150	5,0	94	686	185	0,119	5,3
180	9,75	59	714	222	0,172	4,3

Как видно из таблицы, наивыгоднейшая температура подогрева лежит около 120°.

Если нагревать воду до различных конечных температур при помощи двух, трех и более отводов пара, применяя каждый раз для последнего подогревателя наименьшее возможное давление, то для каждого числа ступеней подогрева наивыгоднейшая температура конечного подогрева будет различна.

На фиг. 40 нанесены кривые зависимости изменения экономии в тепле от конечной температуры подогрева при различном числе ступеней подогрева (отборов пара), построенные на основании вычислений Ноака для одной из турбин с начальным давлением пара в 20 *ата*, причем в каждом случае бралось наивыгоднейшее расположение точек отбора. Характер и взаимное расположение кривых экономии остается таким же для турбин с другими параметрами работы и другими типами подогревателей. Кривые Ноака построены для поверхностных подогревателей с недогревом воды $\Delta t = 10°$ сравнительно с температурой испарения при давлении греющего пара.



Фиг. 40. Зависимость экономии тепла от температуры подогрева воды и числа ступеней подогрева

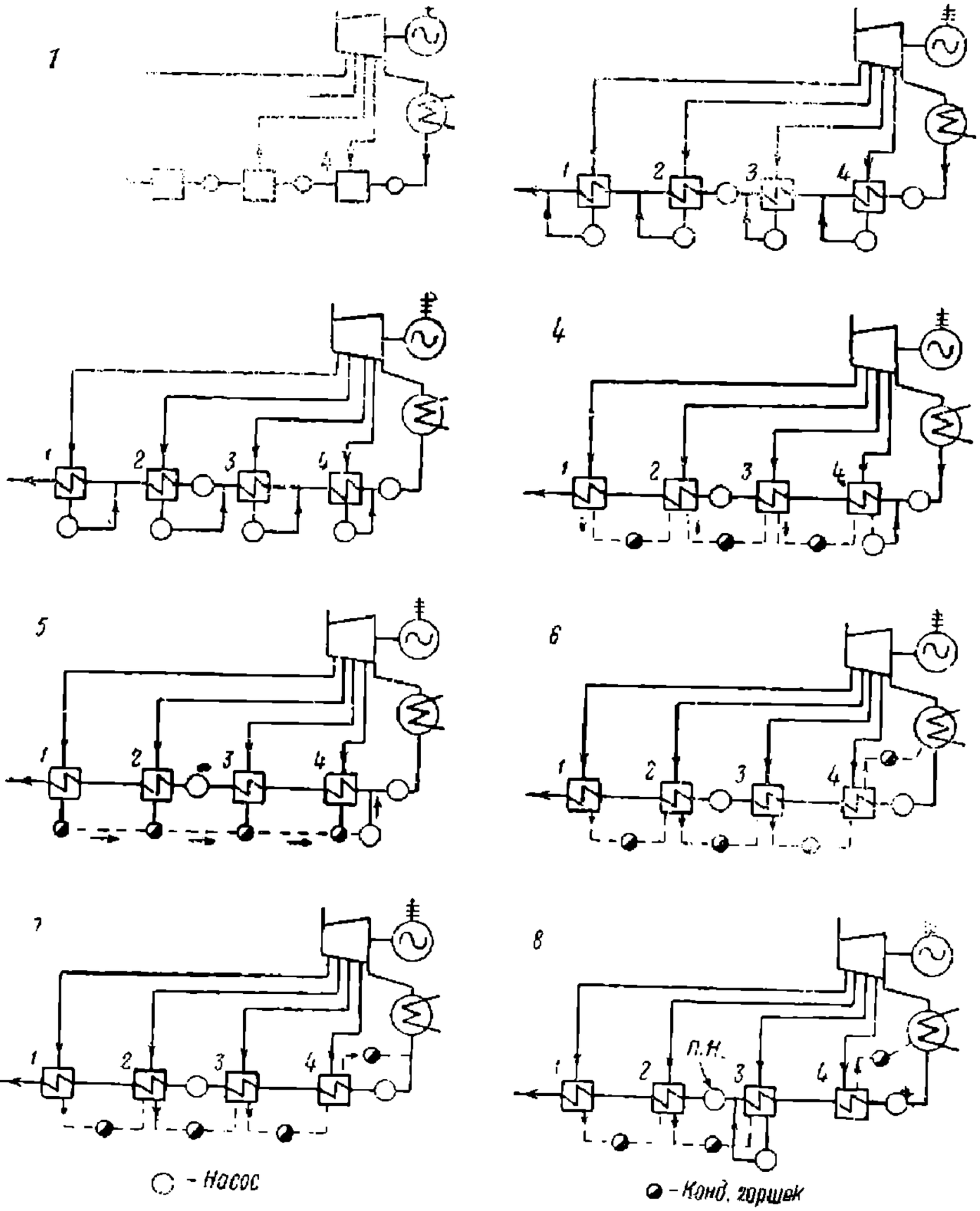
Из фиг. 40 можно сделать следующие выводы:

а) чем больше число ступеней подогрева при той же конечной его температуре, тем экономия тепла больше, так как коэфициент недовыработки при увеличении числа отборов уменьшается;

НТБ ДНУЖТ

б) чем больше число ступеней подогрева, тем выше лежит наивыгоднейшая температура подогрева (уклон в сторону увеличения температуры пунктирной кривой, соединяющей точки перегибов кривых экономии на фиг. 40);

в) возрастание экономии сильно уменьшается по мере увеличения числа ступеней подогрева и становится незначительным при увеличе-



Фиг. 41. Различные схемы включения регенеративных подогревателей

нии их сверх 3 — 4, так что обычно более 3 — 4 отборов не делают, тем более что большее их число сильно усложняет и удорожает установку;

г) вблизи своего максимума кривые имеют очень пологое протекание и даже значительное отклонение от наивыгоднейшей темпера-

НТБ ДГУЖТ

туры подогрева слабо влияет на экономичность работы, так что нет смысла стремиться к очень строгому соблюдению оптимальных условий.

Наивыгоднейшее распределение давлений отбора при многократном подогреве. Если питательная вода должна быть нагрета до определенной конечной температуры при нескольких ступенях подогрева, то фиксированным является давление пара того отбора, из которого он подается к последнему (по ходу воды) подогревателю. Давление это должно быть тем минимальным давлением, при котором возможен подогрев воды до заданной температуры. Определяют его, исходя из того, что при смешивающих подогревателях подогрев воды возможен до температуры испарения, соответствующей давлению греющего пара, а при поверхностных подогревателях — на несколько градусов (4 — 6) ниже этой температуры. Давления промежуточных отборов пара могут быть различными при сохранении той же окончательной температуры воды после последнего подогревателя. Наивыгоднейшим распределением промежуточных точек отбора будет, очевидно, то, при котором коэфициент недовыработки $A=\frac{\Sigma a(H-h)}{H}$ имеет наименьшую величину. Вычисления, связанные с определением наивыгоднейшего распределения пунктов отъема пара, весьма трудоемки и утомительны, несмотря на принципиальную простоту. Поэтому производить их следует лишь в каких-нибудь особых случаях при необходимости получения исключительно точных результатов. На основании детальных исследований Я. М. Рубинштейна, Г И. Петелина и др. можно для практических расчетов с вполне достаточной точностью считать, что перепады тепла при подогреве в отдельных ступенях при наивыгоднейшем распределении пунктов отъема пара должны быть одинаковыми. При однотипном включении подогревателей (фиг. 41, схемы *1* — *5*) ошибка получается совершенно ничтожной. При включении разнотипном (схемы *6* — *8*) ошибка немного больше, однако и при таком включении для практических целей вполне допустимо пользоваться указанным правилом.

§ 5. Смешивающие и поверхностные подогреватели

Смешивающие и поверхностные подогреватели. Имеется два различных типа подогревателей питательной воды: подогреватели смешивающие, в которых конденсат обогревающего пара смешивается с главным потоком подогреваемого конденсата в самом подогревателе, причем температура смеси может быть доведена до температуры насыщения греющего пара, и подогреватели поверхностные, в которых нагреваемый конденсат и обогревающий пар находятся в различных пространствах и конденсат греющего пара с главным потоком конденсата в самом подогревателе не смешивается. Нагрев воды в поверхностном подогревателе возможен до теплосодержания, которое на некоторую величину Δq меньше теплосодержания воды

НТБ ДРУЖТ

при температуре насыщения греющего пара вследствие необходимости некоторого температурного перепада для передачи тепла от пара к воде через разделяющие их стенки труб.

Смешивающие подогреватели являются более простыми по конструкции и, кроме того, имеют следующие преимущества.

1. Схема со смешивающими подогревателями (фиг. 41, схема *1*) более экономична, чем с поверхностными, вследствие возможности нагрева воды до температуры насыщения греющего пара вследствие отсутствия необходимости наличия некоторого температурного перепада между паром и водой.

2. Нет необходимости отводить конденсат греющего пара, вследствие чего упрощается схема всей системы регенеративного подогрева.

3. Вода в них может быть доведена до температуры кипения; поэтому каждый из подогревателей в случае надобности может служить одновременно и дегазером (деаэратором) питательной воды.

Однако смешивающие подогреватели имеют весьма существенные недостатки, вследствие которых схема *1* фиг. 41 в чистом виде почти никогда не применяется (осуществлена только на двух электростанциях в США), и смешивающий подогреватель включается в схему только в комбинации с поверхностными подогревателями в случае необходимости деаэрации питательной воды. Недостатки эти следующие.

1. Наличие большого числа последовательно работающих перекачивающих насосов ($n+1$ при числе подогревателей, равном n), что ведет к понижению надежности схемы и ее удорожанию, а также к увеличению расхода энергии на собственные нужды.

2. Возможность попадания пара и воды из подогревателей в корпус турбины при понижении давления в отборе (при понижении ее нагрузки). Обратные клапаны, которые ставятся для предотвращения этого явления, не могут считаться вполне надежным механизмом.

3. Необходимость ставить подогреватели значительно выше насосов вследствие высокой температуры перекачиваемой воды во избежание закипания ее во всасывающих патрубках насосов. Эта необходимость усложняет и удорожает компановку всего оборудования регенеративной системы.

Поверхностные подогреватели имеют более сложную конструкцию, чем смешивающие (наличие трубной системы), имеют, как сказано выше, несколько меньшую экономичность и требуют устройства специальной дренажной системы для конденсата греющего пара с насосами или конденсационными горшками (в зависимости от схемы дренажа).

При поверхностных подогревателях высокого давления (см. далее) в случае разрыва в них трубок, находящихся под давлением воды, большем, чем давление в котле, возможно так же, как и при смешивающих подогревателях, попадание воды в турбину при неисправности обратных клапанов на линиях отборного пара. Однако, несмотря на указанные минусы, схемы регенерации с поверхностными подогревателями в общем более просты и более надежны в эксплуатации и требуют меньшего надзора при работе. Поэтому в подавляющем

НТБ ДНУЖТ

большинстве случаев при регенеративном подогреве применяются именно поверхностные подогреватели. При включении их в схему необходимо соблюдать условие, чтобы температура подогреваемой воды в любом участке схемы была ниже температуры кипения, соответствующей давлению в данном участке, т. е. чтобы вода не закипала в замкнутом тракте подогревателей.

Для выполнения этого условия давление воды в каждом подогревателе должно быть больше давления пара, поступающего в этот подогреватель. Исходя из обязательного требования отсутствия закипания воды, поверхностные подогреватели по типу включения в схему делятся:

а) на подогреватели высокого давления; последние по ходу воды включаются между котлом и питательными насосами, вследствие чего давление воды в подогревателях больше давления в котлах и закипание ее становится невозможным; на схемах *2* — *8* фиг. 41 подогреватели *1* и *2* включены после питательного насоса и являются подогревателями высокого давления;

б) на подогреватели низкого давления, питающиеся паром из отборов с небольшим давлением, подогревающие воду до 70 — 80° и находящиеся с водяной стороны под давлением конденсатного насоса, обычно равном 3 — 4 *ата*.

Сравнение экономичности схем включения регенеративных подогревателей (фиг. 41). Наиболее экономичной является, как выше уже было указано, схема *1* со смешивающими подогревателями. Из схем с поверхностными подогревателями наиболее экономичной и ближе всего стоящей по экономичности к схеме *1* является схема *2*. В этой схеме конденсат из каждого подогревателя откачивается насосом и подается в главный поток конденсата выше подогревателя (по ходу воды). Следующей по экономичности стоит схема *3*, в которой конденсат пара из подогревателя подается насосом в главный поток конденсата ниже подогревателя. Недостатком схем *2* и *3* является наличие большого числа насосов, необходимых для подачи конденсата греющего пара в главный поток воды и вызывающих увеличение расхода энергии на собственные нужды.

Если бы недогрева воды в поверхностных подогревателях не было ($\Delta q = 0$), то экономичность схем *2* и *3* сравнялась бы с экономичностью схемы *1*, что можно видеть из уравнений балансов тепла для соответствующих подогревателей схем *1*, *2* и *3*. Например, для схемы *3*, изображенной подробно на фиг 39,*б* для двух ступеней подогрева, уравнения баланса тепла будут иметь вид для первого подогревателя

$$q_1 - \Delta q = a_1 i_1 + (1 - a_1)(q_2 - \Delta q)$$

и для второго подогревателя

$$(q_2 - \Delta q)(1 - a_1) = a_2 i_2 + (1 - a_1 - a_2) t_к.$$

Эти уравнения превращаются в уравнения (49′) и (49″) баланса тепла для смешивающих подогревателей, если принять $\Delta q = 0$. Еще менее экономична схема *4*, в которой осуществлен каскадный перепуск

НТБ ДНУЖТ

конденсата пара из подогревателя в паровое пространство нижележащего подогревателя. Перепуск возможен без насосов при помощи конденсационных горшков, поскольку конденсат пара подается в подогреватель, у которого давление пара меньше. Конденсат пара вышележащего подогревателя увеличивает нагрев воды в нижележащем подогревателе, так как температура этого конденсата выше температуры конденсата нижележащего подогревателя.

Наименее экономичной является схема *5*, в которой конденсат греющего пара всех подогревателей подогревает главный поток конденсата в области низких температур, вследствие чего экономится не наиболее ценный пар отборов высокого давления, а наименее ценный пар из отбора с самым низким давлением.

Основное преимущество схем *6* и *7* с чистым каскадным перепуском состоит в отсутствии перекачивающих насосов. Однако перепуск конденсата из четвертого подогревателя схемы *6* в конденсатор вызывает добавочную потерю тепла с охлаждающей водой. Недостаток этот устраняется в схеме *7* перепуском конденсата четвертого подогревателя не в конденсатор, а во всасывающую линию конденсатного насоса, благодаря чему тепло конденсата возвращается в главный поток питательной воды.

Чаще всего применяются комбинированные схемы. Например, схема *8* применяется фирмой Метрополитен-Виккерс и Ленинградским металлическим заводом. В этой схеме два первые подогревателя имеют каскадный перепуск конденсата. Из третьего подогревателя конденсаты *1*, *2* и *3* подогревателей подаются насосом в главный поток перед питательным насосом, конденсат *4* подогревателя имеет выпуск в конденсатор. На случай порчи перекачивающего насоса предусмотрен перепуск всего дренажа в конденсатор (па схеме не указано).

Для выяснения вопроса о том, следует ли стремиться к тщательному осуществлению наиболее экономичной схемы, различными лицами и организациями было произведено большое количество исследований, которые показали, что разница в экономичности различных схем, в особенности если учесть расход энергии на насосы, лежит в пределах 0,5%. Таким образом, не имеет смысла стремиться к тщательному осуществлению наиболее экономичной схемы подогрева и детали ее должны определяться главным образом эксплуатационной надежностью и простотой.

При практическом выполнении схемы следует иметь в виду, что при уменьшении нагрузки машины давление в отборах уменьшается (в первом приближении пропорционально нагрузке) и поэтому нагрев воды также уменьшается. На этот случай целесообразно иметь возможность переключения подогревателя на более высокий отбор, что, однако, усложняет схему. Кроме того, необходимо иметь возможность удаления из паровых пространств подогревателей могущего попасть в них воздуха (с паром или через неплотности подогревателей, работающих под вакуумом), который сильно ухудшает теплопередачу.

Для удаления воздуха предусматриваются специальные трубки, выпускающие воздух или в деаэратор или в конденсатор. Все подогре-

НТБ ДНУЖТ

ватели должны иметь обводные линии для главного потока конденсата, дающие возможность работы при выходе из строя или при ремонте подогревателей.

Для устранения возможности проникновения воды в турбину при разрыве трубок подогревателей высокого давления и пара из магистралей отбора пара при закрытии впуска пара в турбину автоматом безопаспости, на всех линиях отбора пара высокого и низкого давления должны быть установлены обратные клапаны (желательно с принудительной посадкой). Обратные клапаны на отборных линиях высокого давления должны устанавливаться, несмотря на наличие выпускаемых в настоящее время заводами автоматических приспособлений, переключающих поток конденсата помимо подогревателей высокого давления при разрыве в них трубок.

§ 6. Экономически наивыгоднейшая температура подогрева питательной воды

Предельная и экономическая температура подогрева. Наивыгоднейшая температура подогрева питательной воды, о которой говорилось в начале настоящей главы, является наивыгоднейшей с точки зрения только самого регенеративного процесса, соответствуя наименьшему расходу тепла в паре на единицу вырабатываемой энергии.

Эта температура некоторыми авторами называется предельной температурой подогрева. Если предположить, что к. п. д. котельной не изменяется с повышением температуры питательной воды и что применение регенерации не влияет на стоимость оборудования, то температура воды, наивыгоднейшая с точки зрения расхода тепла в паре, будет, очевидно, являться наивыгоднейшей и для всей станции, соответствуя наименьшему расходу топлива при постоянстве амортизационных отчислений от стоимости оборудования.

В этом случае «предельная» температура подогрева явилась бы одновременно и экономической и ей соответствовала бы наименьшая стоимость единицы энергии.

В действительности питание котлов сильно нагретой водой может вызвать понижение к. п. д. котельной установки вследствие ограниченной возможности подогрева воды в экономайзерах и меньшей возможности использования тепла уходящих газов. Понижение к. п. д. котельной установки может в свою очередь понизить к. п. д. всей станции, несмотря на уменьшение расхода тепла в паре при применении регенерации, что видно из рассмотрения формулы (49′″). При значительном уменьшении знаменателя этой формулы удельный расход топлива может повыситься, несмотря на уменьшение числителя.

Регенеративный подогрев питательной воды, бесспорно, выгоден лишь в тех случаях, когда тепло уходящих газов котельной установки можно использовать вместо подогрева воды в экономайзере каким-либо другим способом, например в воздушном подогревателе. Поэтому выгодность регенеративного подогрева, в особенности до высоких темпе-

НТБ ДНУЖТ

ратур, должна весьма тщательно проверяться с учетом также и изменения стоимости оборудования. При этом может оказаться, что экономическая температура подогрева воды будет значительно ниже предельной температуры подогрева.

Вопрос определения экономической температуры питательной воды должен быть рассмотрен в двух принципиально различных случаях, а именно при постоянной и переменной температурах уходящих газов.

Экономическая температура подогрева при постоянной температуре уходящих газов котельной установки. Если определять экономическую температуру подогрева в предположении постоянства температуры уходящих газов, что соответствует постоянству к. п. д. котельной установки, и считать при этом, что вода, предварительно нагретая регенеративным путем до температуры $t_э'$, должна подогреваться в экономайзере только до температуры $t_э''$, лежащей на 40 — 50° ниже температуры воды в котле (экономайзеры некипящего типа), то совершенно очевидно, что по мере увеличения температуры $t_э'$ нагрев воды в экономайзере $(t_э'' - t_э')$ будет уменьшаться и температуру газов за котлом для выполнения условия $t_{ух} = \text{const}$ необходимо уменьшать, для чего на поверхность самого котла и перегревателя должна приходиться все бо́льшая тепловая нагрузка. Это вызовет увеличение самых дорогих поверхностей котельного агрегата за счет сокращения более дешевой поверхности экономайзеров, и общая стоимость агрегата будет увеличиваться.

При экономайзерах кипящего типа, в которых нагрев воды возможен до температуры у воды в котле, вследствие чего парообразование может происходить уже в экономайзере, можно считать, что на экономайзер при увеличении температуры подогретой регенеративным способом входящей в него воды будет приходиться постоянная тепловая нагрузка. Тепловая нагрузка на котел с перегревателем при этом будет уменьшаться, что вызовет уменьшение их поверхности. Однако поверхность экономайзера при постоянной тепловой нагрузке по мере увеличения $i_{п.в}$ будет расти за счет уменьшения разности между остающейся почти постоянной средней температурой дымовых газов и средней температурой воды в экономайзере, повышающейся при увеличении $i_{п.в}$.

В результате общая поверхность котельного агрегата и его стоимость будут увеличиваться, так как поверхность нагрева экономайзера увеличивается более быстро, чем уменьшается поверхность котла.

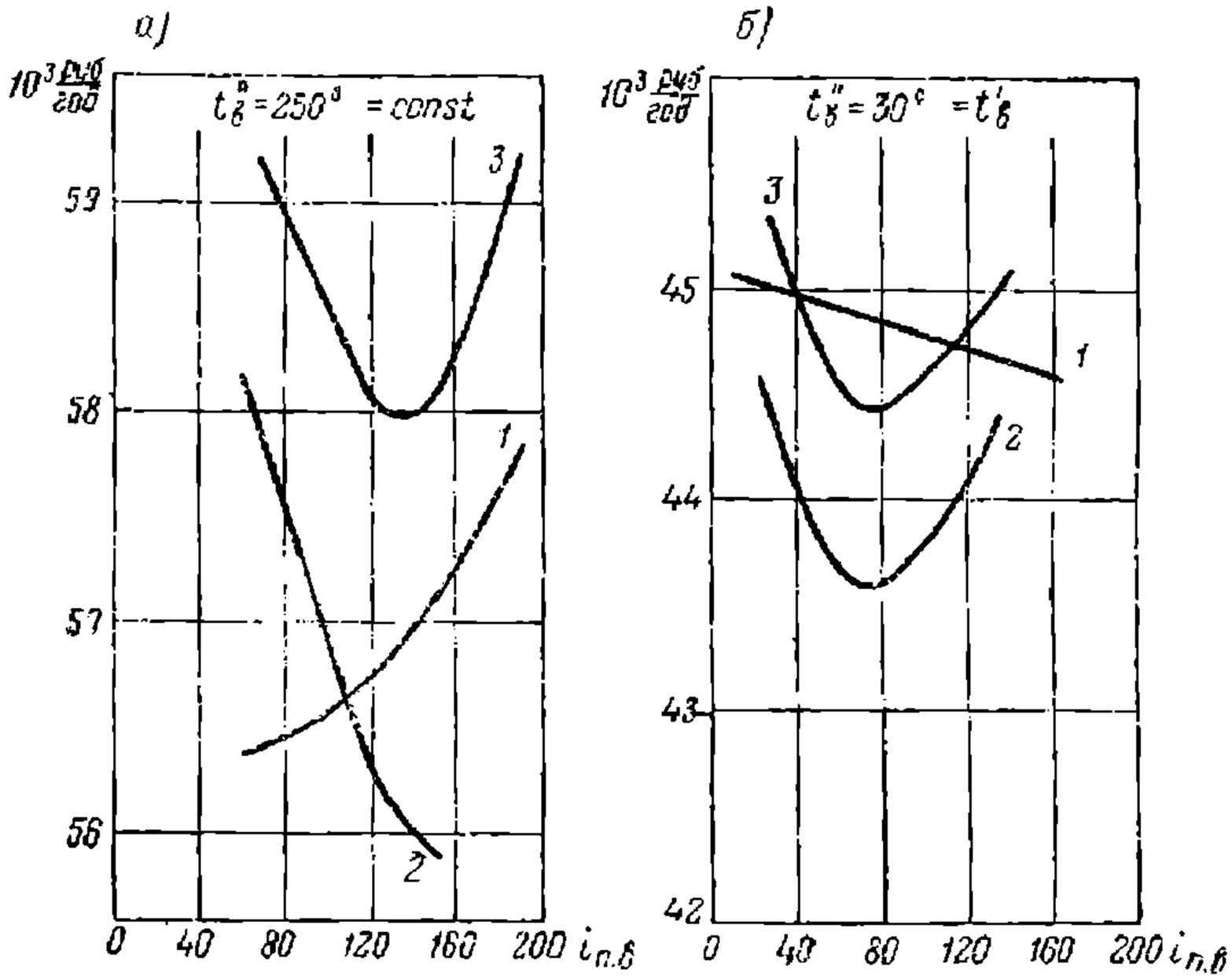
Кроме описанного перераспределения тепловых нагрузок между элементами котельного агрегата необходимо обратить внимание на то, что увеличение подогрева питательной воды вызывает, как выше было установлено, увеличение расходов пара. Поскольку с 1 $м^2$ поверхности воды в котельных барабанах можно получать максимально определенное количество пара (без ухудшения его качества в отношении уноса с ним воды), то повышение расхода пара вызовет необходимость увеличения размеров котельных барабанов.

НТБ ДНУЖТ

Следовательно, при постоянстве температуры уходящих газов стоимость котельного агрегата, а следовательно, и величина амортизационных отчислений от нее с повышением $t_{п.в}$ будут увеличиваться при всех условиях.

Стоимость годового расхода топлива будет уменьшаться при увеличении температуры питательной воды, поскольку к. п. д. котельной остается постоянным ($t_{ух} = \text{const}$).

Экономическая температура питательной воды будет соответствовать минимуму кривой полных годовых расходов. При наличии воздушных подогревателей, большом коэфициенте использования котель-



Фиг. 42. Кривые для определения наивыгоднейшей температуры подогрева питательной воды

а) $t_{ух} = \text{const}$; *б)* $t_{ух} = \text{var}$;

1 — годовые отчисления от стоимости котельного агрегата; *2* — годовая стоимость топлива; *3* — суммарные годовые расходы

ной и существующих в настоящее время ценах на топливо экономическая температура питательной воды лежит обычно немного ниже температуры, наивыгоднейшей с точки зрения расхода тепла (предельной температуры подогрева) и при постоянстве $t_{ух}$, т. е. при $\eta_{ку} = \text{const}$, на нее при всех прочих равных условиях влияет лишь стоимость котельного агрегата.

На фиг. 42, *а* представлены в виде примера кривые денежных расходов, построенные Г. И. Петелиным для котельной с числом часов использования 5 000, оборудованной водяными и воздушными экономайзерами, при $t_{ух} = 150° = \text{const}$ и температуре подогрева воздуха $t_в'' = 250° = \text{const}$. Таким образом, при изменении $i_{п.в}$ изменялись вели-

НТБ ДНУЖТ

чины поверхности как котла, так и водяного и воздушного экономайзеров.

Наивыгоднейшая по расходу тепла температура питательной воды была равна 173° Как видно из кривых, экономическая температура равна 140°, т. е. немного отличается от нее.

Экономическая температура подогрева при переменной температуре уходящих газов котельной установки ($\eta_{ку}$ = var). Рассмотрим вопрос определения экономической температуры питательной воды в другом, принципиально отличном от первого, случае, а именно при изменяющейся температуре уходящих газов.

Предположим, что при увеличении $i_{п.в}$ поверхность нагрева котла остается постоянной; тепловая нагрузка экономайзера уменьшается вследствие уменьшения возможной величины нагрева в нем воды, и газы уходят из экономайзера с более высокой температурой. Поверхность нагрева экономайзера и общая стоимость котельного агрегата уменьшаются по мере возрастания $i_{п.в}$. Кривые фиг. 42, *б*, построенные Г. И. Петелиным для этого случая применительно к той же котельной, что и в первом случае, но без подогрева воздуха, показывают, что экономическая температура воды равна 75°, т. е. значительно ниже наивыгоднейшей с точки зрения только расхода тепла в паре, равной 173°. В данном случае на ее понижение оказало влияние сильное уменьшение к. п. д. котлов при увеличении $t_{ух}$. Резко выраженный перегиб кривой расхода топлива вызван именно ухудшением к. п. д. котельной установки.

Экономическая температура подогрева в установках различных типов. В результате приведенных соображений можно сделать следующие общие указания о выборе температуры питательной воды, являющемся весьма кропотливой задачей.

На станциях базисных, работающих с большим коэфициентом использования и с большим подогревом воздуха, при существующих ценах на топливо наивыгоднейшая $t_{ух}$ получается пастолько низкой, что исходя из недопустимости потения воздушных подогревателей ее держат всегда выше наивыгоднейшей и при сравнительно равномерном графике нагрузки практически постоянной, что соответствует первому рассмотренному нами случаю, когда наивыгоднейшая температура подогрева воды немного ниже предельной температуры подогрева.

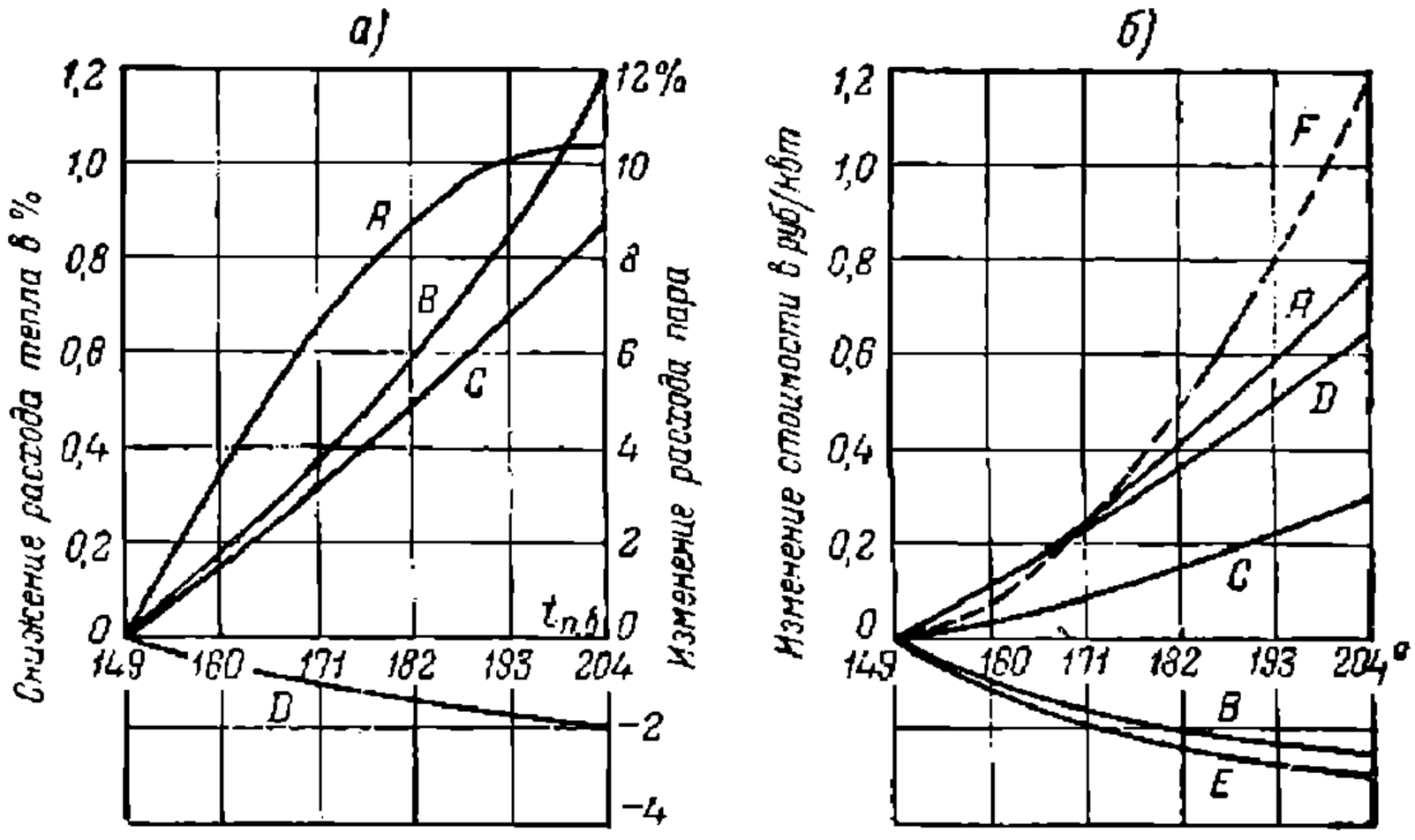
При проектировании установок такого характера регенеративный подогрев следует предусматривать до высоких температур.

Для установок без воздушных подогревателей и при очень дешевом топливе, а также для установок пиковых, имеющих малый коэфициент использования, высокий подогрев воды до водяного экономайзера обычно невыгоден. Не следует итти выше 80 — 90°, что как раз соответствует установленному ранее принципу необходимости удешевления оборудования пиковых установок.

Влияние регенеративного подогрева на стоимость прочих элементов оборудования

НТБ ДНУЖТ

с т а н ц и и. В предыдущих рассуждениях мы рассматривали влияние регенеративного подогрева на стоимость только котельного агрегата. Для уяснения влияния регенерации на другие элементы оборудования необходимо помнить, что при увеличении подогрева питательной воды увеличивается производимое котлами весовое количество свежего пара. Суммарное количество отбираемого пара увеличивается, количество же пара, уходящего в конденсатор, уменьшается. Общее количество питательной воды (поступающей в котел) увеличивается соответственно увеличению расхода пара из котла. Вследствие этого при увеличении подогрева воды увеличиваются и удорожаются: а) часть высокого давления турбины, б) паропроводы свежего пара, в) комплектная водоподогревательная установка, г) питательные ли-



Фиг. 43. Изменение характерных для установки величин и стоимости отдельных элементов оборудования при увеличении температуры питательной воды от 149 до 204°

а) *A* — снижение расхода тепла; *B* — увеличение отбора пара; *C* — увеличение полного расхода пара; *D* — уменьшение количества пара, проходящего в конденсатор

б) *A* — увеличение стоимости экономайзера; *B* — уменьшение стоимости котла; *C* — увеличение стоимости подогревателей; *D* — увеличение стоимости трубопроводов и пр.; *E* — уменьшение стоимости конденсаторной установки; *F* — увеличение общей стоимости

нии и насосы. Вместе с тем уменьшаются и удешевляются: а) часть низкого давления турбины, б) конденсатор, циркуляционные насосы, водоснабжение, в) устройства для подачи и приготовления топлива.

Кривые фиг. 43, *а* и *б* наглядно показывают влияние степени регенерации на оборудование и стоимость его главных элементов. Кривые построены по данным Баумана для установки с давлением в 42 *ат*, причем фиг. 43, *б* относится к случаю $t_{ух}$=const при постоянной тепловой нагрузке экономайзера (кипящего типа).

§ 7. Подогрев питательной воды другими способами

П о д о г р е в о с т р ы м п а р о м о т к о т л о в т о й ж е у с т а н о в к и. Применяемый иногда подогрев питательной воды па-

НТБ ДНУЖТ

ром из тех же котлов не дает никакой экономии, что становится ясным, если сравнить между собой расход тепла в паре для работы с подогревом и без подогрева питательной воды.

Предположим, что расход пара машиной составляет D [*кг/ч*] (фиг. 44).

При работе без подогрева расход тепла в паре

$$Q = D(i_0 - t_к) \text{ [кал/ч]}.$$

Если для подогрева воды до теплосодержания $i_{п.в}$ [*кал/кг*] ответвляется a [*кг/ч*] нара, то расход тепла в паре

$$Q_1 = (D + a)(i_0 - i_{пв}) \text{ [кал/ч]}.$$

Составляем уравнение баланса тепла для подогревателя:

$$Dt_к + ai_0 = (D + a)i_{пв}. \tag{50}$$

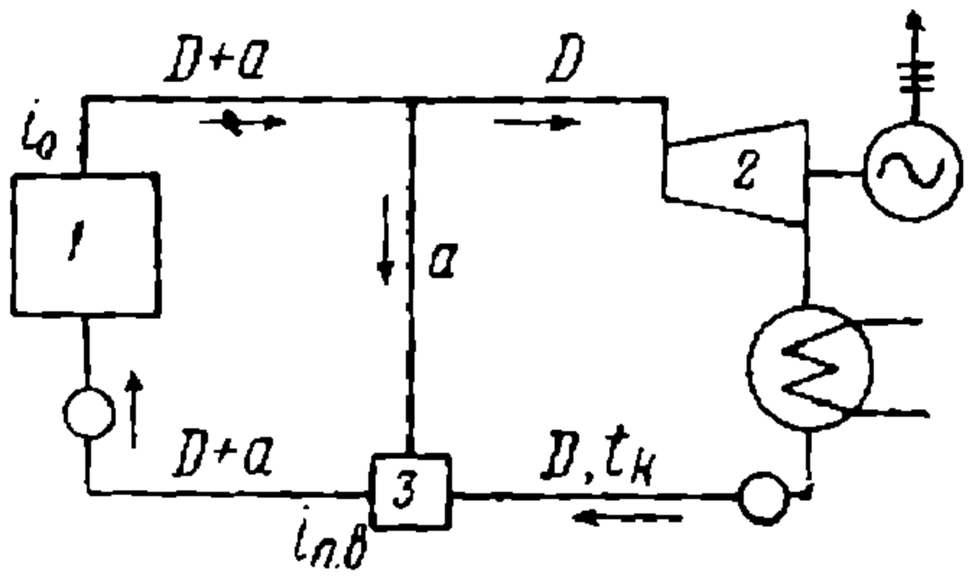
Из уравнения (50) имеем

$$a(i_0 - i_{пв}) = D(i_{пв} - t_к).$$

Подставляя в выражение для Q_1, получаем

$$Q_1 = D(i_0 - i_{пв}) + D(i_{пв} - t_к) = D(i_0 - t_к) = Q,$$

т. е. расход тепла в паре при подогреве воды острым паром не изменяется и никакой экономии от подогрева не имеется. Если же учесть возрастание потери тепла паропроводами вследствие увеличения их поверхности при наличии подогрева и больший расход энергии на питание котлов, то следует притти к выводу, что подогрев воды острым паром с термической точки зрения невыгоден и применять его в этих целях нет никакого смысла. Такой способ подогрева приходится иногда применять, но совершенно из других соображений, а именно:



Фиг. 44. Схема подогрева питательной воды острым паром

1 — котел; *2* — паровой двигатель; *3* — подогреватель или питательный бак

а) для подогрева воды в целях ее деаэрации, если для этого нельзя почему-либо воспользоваться отборным или отработавшим паром (в случае отсутствия или недостатка того и другого);

б) для подогрева воды, входящей в экономайзер, если температура ее ниже точки росы для дымовых газов; тот же результат может быть получен нагревом входящей в экономайзер воды путем возвращения части воды, прошедшей через экономайзер, во всасывающую линию питательных насосов (рециркуляция воды).

Этот способ, так же как и подогрев острым паром, не дает никакой экономии тепла и, кроме того, увеличивает расход энергии на питание котлов.

НТБ ДНУЖТ

Подогрев отработавшим паром вспомогательных паровых приводов. Очень часто в связи со стремлением к снижению расхода электроэнергии на собственные нужды встает вопрос о целесообразности вывода из работы питательных электронасосов и замене их паровыми питательными насосами с использованием их отработавшего пара для подогрева питательной воды или же о замене паровым приводом каких-либо других электроприводов.

Вопрос о выгодности такой замены с точки зрения экономии всей установки в целом, с каковой точки зрения он и должен решаться, в различных случаях может получить различные разрешения. Выгодность или невыгодность такого мероприятия зависит от тепловой схемы станции.

Если питательная вода не подогревалась ранее отборным паром из главной турбины или же подогревалась незначительно, то выгодность замены электроприводов паровыми приводами с использованием их отработавшего пара является бесспорной (имея, конечно, в виду общие соображения о наивыгоднейшей температуре питательной воды, которая при этом не должна быть превзойдена).

Если же использование отработавшего пара приводов, заменяющих электроприводы, для подогрева питательной воды вызовет необходимость уменьшения количества пара, подававшегося для этой цели из отборов главной турбины, то необходимы, вообще говоря, детальные расчеты экономичности того и другого способа. Однако при имеющихся к. п. д. современных главных турбин, вспомогательных паровых приводных турбин и электромоторов замена электропривода паровым, как правило, является невыгодным, и условие целесообразности замены электропривода паровым приводом с использованием отработавшего пара для подогрева питательной воды может быть сформулировано следующим образом: использование отработавшего пара вспомогательных механизмов и отказ от электроприводов допустимы лишь в том случае, если это мероприятие не влечет за собой вытеснения регенеративных отборов. Следует отдавать себе ясный отчет в том, что при несоблюдении этого условия выгода от уменьшения расхода энергии на собственные нужды будет только кажущейся, в действительности же будет иметь место ухудшение экономичности всей установки в целом.

Кроме подогрева питательной воды (конденсата) паровых двигателей указанными выше способами в современных турбинных установках применяются еще следующие способы подогрева.

1. Подогрев отработавшим паром эжекторов, применяемых для отсоса воздуха из конденсаторов. В настоящее время почти все турбинные установки имеют вместо мокровоздушных ротационных насосов паровые эжекторы для отсоса воздуха, которые более экономичны, чем насосы. Удовлетворительная работа эжекторов без охлаждения пара их невозможна, и для этой цели применяется выходящий из конденсаторов конденсат, после чего он поступает уже в регенеративные подогреватели.

НТБ ДНУЖТ

2. Очень часто для подогрева конденсата используется пар из лабиринтовых уплотнений вала турбин. Все турбины ЛМЗ имеют в стандартных схемах такие подогреватели, называемые обычно сальниковыми подогревателями.

3. В некоторых заграничных крупных установках конденсат применяют еще для охлаждения воздуха электрических генераторов, пропуская конденсат через воздухоохладители, имеющиеся при замкнутых системах охлаждения генераторов. Эта мероприятие не дает ощутительной экономии и сильно усложняет тепловую схему станции.

ГЛАВА II

БИНАРНЫЕ ЦИКЛЫ. РТУТНО-ВОДЯНОЙ ЦИКЛ

§ 1. Отрицательные термодинамические свойства воды как рабочего тела

Имея все свои достоинства (повсеместное распространение, дешевизна, физическая и химическая устойчивость в жидком и парообразном состоянии, большое теплосодержание пара), вода с термодинамической точки зрения обладает существенными недостатками, вследствие которых пароводяные установки, несмотря на применение в последнее время весьма высоких давлений и температур, имеют все же недостаточно удовлетворительную экономичность.

Максимально возможное количество тепловой энергии, которое в идеальной установке (без потерь, имеющихся в действительных установках) может быть преобразовано в механическую энергию, определяется круговым циклом Карно, состоящим из двух изотерм и двух адиабат, изображенным на диаграмме $T - S$ (фиг. 45) прямоугольником *bcde*. К. п. д. цикла Карно, т. е. отношение использованного тепла к затраченному,

$$\eta_t^c = \frac{\square\, bcde}{\square\, acdf} = \frac{(T_1 - T_2)(S_2 - S_1)}{T_1 (S_2 - S_1)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

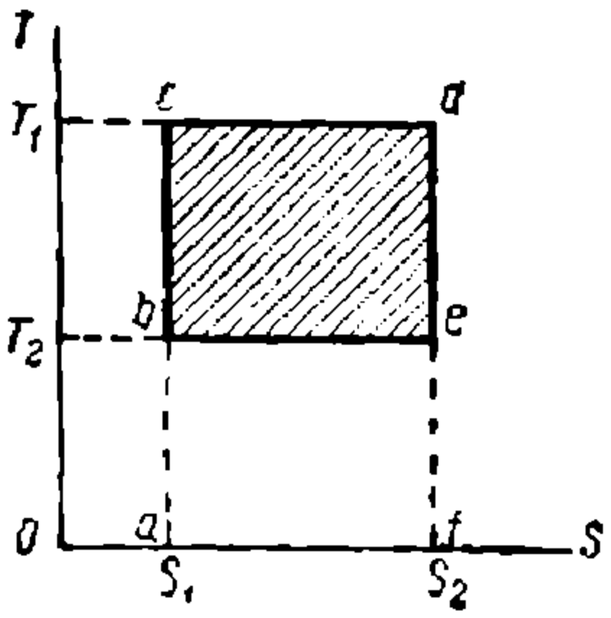
не зависит от природы и свойств рабочего тела, и для увеличения его необходимо раздвигать температурные пределы цикла: увеличивать начальную температуру рабочего тела (при входе в машину) и понижать конечную температуру (холодного источника).

К. п. д. всякого другого идеального цикла будет тем выше, чем более он приближается к циклу Карно, протекающему в тех же пределах температур, и чем шире температурные пределы цикла. Водяной пар очень плохо удовлетворяет обоим указанным условиям. Температура насыщенного водяного пара весьма медленно увеличивается при повышении давления. Современные установки в настоящее время допускают, исходя из свойств применяемых материалов, температуры пара в 500—550°, максимальная же температура насыщенного водяного пара, соответствующая очень высокому критическому давлению в 225 *ат*, составляет только около 380° При температурах даже значительно меньших, чем 380°, давление пара все же настолько высоко, что приме-

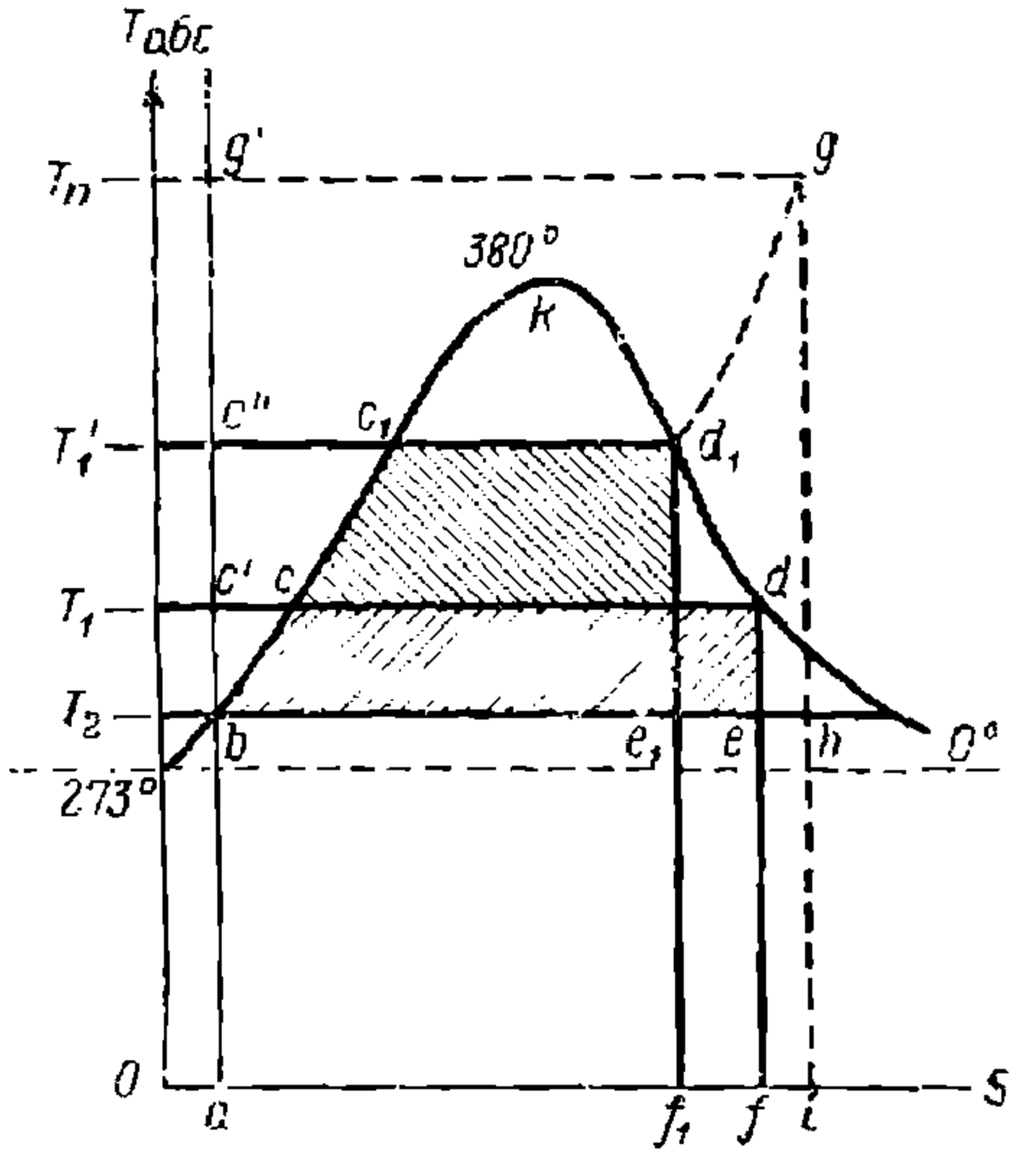
НТБ ДНУЖТ

нение его встречает ряд затруднений: удорожание оборудования, увеличение расхода на собственные нужды и т. д. Это отрицательное свойство водяного пара может быть несколько ослаблено применением перегрева пара, однако при этом повышение экономичности процесса получается незначительное и, кроме того, отклонение от цикла Карно становится еще большим, чем при насыщенном паре, как будет показано ниже.

Таким образом, в отношении верхнего температурного предела термодинамические свойства водяного пара весьма неудовлетворительны. Что касается нижнего температурного предела, то здесь свойства водяного пара более благоприятны. Нижний предел (T_2=25—30°) определяется температурой охлаждающей воды, и значительно уменьшать его сравнительно с имеющимся при естественных условиях не имест практического смысла, так как такой холодный источник все равно



Фиг. 45. Изображение цикла Карно на диаграмме $T-S$



Фиг. 46. Изображение циклов Рэнкина на диаграмме $T-S$

нельзя было бы использовать вследствие образования в конденсаторе льда и такого низкого давления пара в конденсаторе, что поддержание соответствующего вакуума было бы затруднительно. Кроме того, удельные расходы пара настолько возрастут, что потребуются практически неосуществимые размеры турбин.

При практически достижимых конечных давлениях в 0,03—0,04 *ата* температура насыщения водяного пара лежит достаточно близко к естественной температуре рек и озер и понижать последнюю при современном состоянии техники, если бы это и было возможно, нецелесообразно по перечисленным выше причинам.

Рассмотрим теперь степень приближения цикла к циклу Карно для водяного пара, по которому работают теплосиловые установки. Идеальным циклом паровых установок является цикл Рэнкина, изображенный на диаграмме $T-S$ (фиг. 46), для двух разных начальных температур ($bcde$ и $bc_1\ d_1\ e_1$) для установки, работающей без регенеративного подогрева питательной воды и без перегрева пара. Для тех же пре-

НТБ ДНУЖТ

делов температур показаны соответствующие циклы Карно ($bc'\,de$ и $bc''\,d_1\,e_1$).

К. п. д. цикла Рэнкина, определяемый по диаграмме I—S (Моллье) отношением располагаемого адиабатического теплопадения $i_1 - i_2$ для 1 *кг* пара к теплосодержанию пара $i_1 - i_к$, полученному им в котле, на диаграмме $T - S$ определяется как отношение двух площадей, например, при начальной температуре T_1

$$\eta_t^R = \frac{\square\, bcde}{\square\, abcdef}.$$

Из сравнения выражений η_t^R и η_t^c (в тех же пределах температур) видно, что к. п. д. цикла Рэнкина всегда меньше соответствующего цикла Карно, так как

$$\eta_t^R = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_к} = \frac{\square\, bcde}{\square\, abcdef} < \frac{\square\, bc'de}{\square\, abc'def} = \eta_t^c.$$

Это обстоятельство объясняется неиспользованием при цикле Рэнкина части полезной площади цикла Карно, лежащей между верхней его изотермой и предельной кривой жидкости диаграммы $T - S$ (площадки bcc'). Наличие этой неиспользуемой площади обусловлено неадиабатичностью жидкой фазы цикла Рэнкина (нагревание воды в котле), вызываемой большой теплоемкостью воды и отражающейся на диаграмме $T - S$ отклонением изображения жидкой фазы от вертикальной линии. Таким образом, неадиабатичность жидкой фазы процесса Рэнкина вызывает плохую заполняемость соответствующего цикла Карно и ухудшение вследствие этого к. п. д. идеального процесса. По мере увеличения начальной температуры доля неиспользуемой площади цикла Карно увеличивается, причем уменьшение заполняемости от неадиабатичности жидкой фазы усугубляется сильным наклоном влево предельной кривой насыщенного пара (кривая kd) вследствие быстрого уменьшения энтропии насыщенного пара при увеличении давления.

Уменьшение заполняемости цикла Карно с ростом начальных температур при той же конечной температуре в 25° может быть характеризовано табл. 26.

Таблица 26

Заполняемость цикла Карно при различных начальных температурах

Начальная температура в °С	75	125	175	225	275	325	375
Заполняемость цикла Карно	0,96	0,91	0,86	0,81	0,75	0,68	0,49

Вследствие уменьшения заполняемости цикла степень совершенства цикла Рэнкина, т. е. отношение η_t^R/η_t^c, с увеличением начальной температуры уменьшается, хотя η_t^R при этом и увеличивается (до определенного предела температуры). Действительно, например, при насыщен-

НТБ ДПУЖТ

ном паре с давлением в 30 *ата*, что соответствует температуре 233°, и конечном давлении 0,04 *ата* ($t_н = 28{,}6°$):

$$\eta_t^R = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_к} = \frac{668{,}4 - 443}{668{,}4 - 28{,}6} = 0{,}353;$$

$$\eta_t^c = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{233 - 28{,}6}{506} = 0{,}403;$$

$$\frac{\eta_t^R}{\eta_t^c} = \frac{0{,}353}{0{,}403} = 0{,}875.$$

При увеличении начального давления до 100 *ата* ($t_н = 309{,}5$)

$$\eta_t^R = \frac{651 - 408}{651 - 28{,}6} = 0{,}391;$$

$$= \frac{309{,}5 - 28{,}6}{582{,}5} = 0{,}483;$$

$$\frac{\eta_t^R}{\eta_t^c} = \frac{0{,}391}{0{,}483} = 0{,}81,$$

т. е. к. п. д. цикла Карно возрастает при увеличении начальной температуры быстрее, чем цикл Рэнкина. Если применить для увеличения начальной температуры цикла Рэнкина при том же давлении перегрев пара до температуры T , то к. п. д. цикла увеличится незначительно, так как добавочная площадь на диаграмме $T - S$, соответствующая зоне перегрева пара ($f_1 d_1 g i$), очень невелика и повышение к. п. д. в зоне перегрева сравнительно с к. п. д. основного цикла окажет поэтому небольшое влияние на к. п. д. всего процесса (к. п. д., соответствующий зоне перегрева, равен отношению $\frac{\square c_1 d_1 h}{\square f_1 d_1 g i}$). Кроме того, заполняемость площади цикла Карно, соответствующего новым температурным пределам $T_п - T_2$, окажется еще меньше, чем при насыщенном паре, так как $\square bc_1 d_1 gh$ значительно меньше $\square bg' gh$ и степень совершенства цикла Рэнкина будет соответственно также меньше.

Действительно, если при взятом выше для примера давлении 100 *ата* перегреть пар до 450°, $i_1 = 780$ *кал/кг*, то получатся следующие величины:

$$\eta_t^R = \frac{780 - 464}{780 - 28{,}6} = 0{,}42;$$

$$\eta_t^c = \frac{450 - 28{,}6}{723} = 0{,}584;$$

$$\frac{\eta_t^R}{\eta_t^c} = \frac{0{,}42}{0{,}584} = 0{,}72.$$

Во избежание недоразумений следует напомнить, что цикл Карно применим только для насыщенного пара и цикл Рэнкина с перегревом

НТБ ДНУЖТ

пара сравнивается в данном случае с циклом Карно для насыщенного пара с температурой $T_и = T_л$, что возможно делать, поскольку цикл Карно является идеальным циклом, не зависящим от природы и свойств рабочего тела.

Уменьшение заполняемости цикла Карно при применении цикла Рэнкина с перегревом пара было бы меньше, если бы теплоемкость перегретого водяного пара была больше. Кривые постоянного давления в области перегрева (d_1g) протекали бы более полого, и заполняемость цикла была бы больше. Как видим, влияние величины теплоемкости на заполняемость цикла в данном случае обратно влиянию ее в области нагрева жидкости, где плохая заполняемость вызывается большой темплоемкостью воды.

Итак, основное отрицательное термодинамическое свойство водяного пара, а именно резкое увеличение давления насыщенного пара при повышении температуры, усугубляется уменьшением при этом степени совершенства идеального цикла Рэнкина вследствие уменьшения заполняемости соответствующих циклов Карно, причем применение перегрева пара дает незначительное повышение к. п. д. и еще большее ухудшение цикла по отношению к циклу Карно.

Влияние неадиабатичности жидкой фазы не так существенно и может быть уменьшено применением регенеративного подогрева питательной воды, но полностью устранено быть не может, так как этим способом нельзя нагреть воду до температуры ее в котле.

§ 2. Бинарные циклы (применение двух рабочих тел)

Для значительного повышения к. п. д. процесса и приближения его при этом к к. п. д. идеального цикла Карно, т. е. для увеличения заполняемости цикла, необходим переход к какому-то другому рабочему телу, которое должно обладать следующими свойствами: высокими температурами испарения при небольших давлениях (основное свойство) и малой теплоемкостью жидкости, причем желательно, чтобы теплота испарения имела возможно большую величину для уменьшения необходимого количества рабочего тела. Если у этого рабочего тела температуры испарения будут при сравнительно небольших давлениях близки к температурам, являющимся допустимыми по свойствам материалов, применяемых для теплового оборудования, то перегрев пара будет ненужным и требование высокой теплоемкости перегретого пара может не ставиться.

Ртутно-водяной цикл. Новым рабочим телом, уже получившим некоторое распространение в промышленных установках, явилась ртуть, у которой очень высокой температуре испарения соответствуют малые давления.

Критическая температура для ртутных паров лежит весьма высоко, поэтому предельные кривые медленно сближаются при увеличении температуры и предельная кривая жидкости весьма близка к адиабате (малая теплоемкость жидкости), благодаря чему заполнение цикла

НТБ ДНУЖТ

Карно больше, чем у водяного пара. В табл. 27 приведены сравнительные данные для ртутного и водяного пара для некоторых давлений и температур.

Таблица 27

Характеристики ртутного и водяного пара

Давление в *ата*	0,06		0,04		1,0		2,0	
	Hg	H_2O	Hg	H_2O	Hg	H_2O	Hg	H_2O
Температура насыщения в С	231		28,6	355		99,1	395,8	119,6
Теплосодержание жидкости в *кал/кг*	7,63		28,6	11,76		99,1	13.11	119,9
То же пара в *кал/кг*	71,53		58,8	82,46		638,90	83,51	646,5
Теплота испарения в *кал/кг*	79,16		609,4	70,69		539,8	70,40	526,6

Продолжение

3,0		4,0		5,0		6,0	
Hg	H_2O	Hg	H_2O	Hg	H_2O	Hg	H_2O
422,4	132,9	442,4	142,9	458,9	151,1	472,8	158,1
14,04	133,4	14,74	143,6	15,3	152,1	15,78	159,3
84,25	651,0	84,80	654,1	85,23	656,6	85,69	658,5
70,21	517,6	70,06	510,5	69,93	504,5	69,81	499,2

Как видно из таблицы, свойства ртутного пара в отношении верхнего предела температур весьма благоприятны. Уже при 6 *ата* температура насыщенного пара приближается к применяемым в тепловых установках температурам и теплосодержание жидкости весьма невелико. Что касается теплоты испарения, имеющей небольшую величину, то свойства ртути не так благоприятны, однако этот недостаток не является особенно существенным.

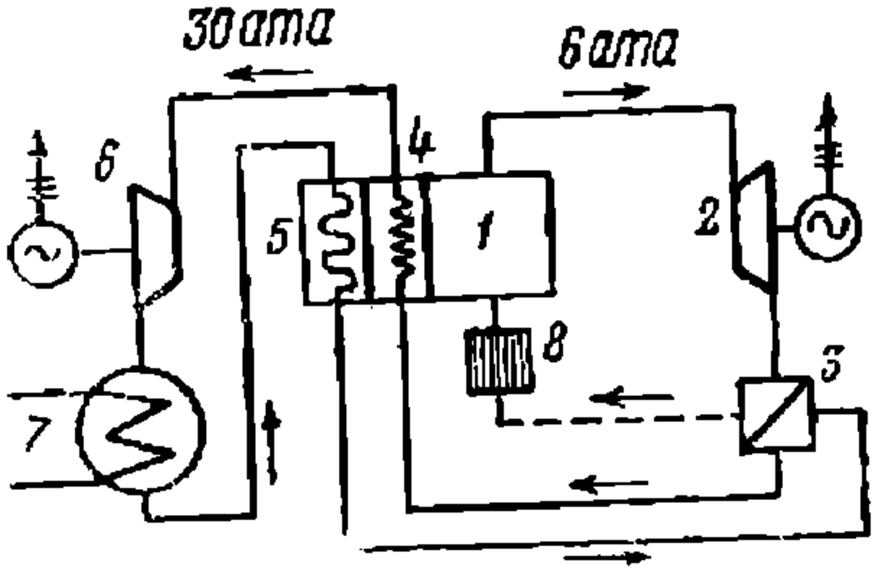
В отношении нижнего температурного предела свойства ртути в противоположность свойствам воды весьма неблагоприятны. При даже очень малом, практически неосуществимом нижнем пределе давления, например при 0,001 *ата*, температура испарения равна 120°, при давлениях же, практически достижимых (0,05 — 0,06 *ата*), она лежит в пределах 225 — 230°.

Нижняя изотерма ртутного практически осуществимого цикла располагается на диаграмме $T - S$ значительно выше изотермы обычного водяного цикла ($T_2 = 25 - 30°$). Поэтому к. п. д. чисто ртутного цикла оказался бы даже ниже к. п. д. водяного цикла. Из сопоставления противоположных термодинамических качеств ртутного и водяного паров при верхних и нижних температурных пределах возникла идея комбинированного ртутно-водяного цикла, при котором тепло, отводимое

ЧГТУ ДНУЖКТ

при конденсации паров ртути, работающей в диапазоне высоких температур, используется на испарение воды, работающей в нижнем температурном интервале. На фиг. 47 изображена принципиальная схема ртутно-водяной установки, работающей с указанными ниже примерными параметрами.

В ртутном котле *1* получается сухой насыщенный пар с давлением в 6 *ата* и температурой около 479°. В турбине для ртутного пара *2* пар расширяется до давления около 0,06 *ата*, которое соответствует температуре 230°, и поступает в конденсатор *3*, служащий одновременно котлом для водяного пара (конденсатор-испаритель). Если пренебречь необходимостью некоторого температурного напора для работы конденсатора-испарителя, водяной пар будет иметь ту же температуру 230°, что соотвстствует его давлению 30 *ата*. Пар из конденсатора при этом давлении поступает в обычную турбину для водяного пара *6*, работающую с конечным давлением в 0,04 *ата*, пройдя предварительно через перегреватель *4*, расположенный в газоходе ртутного котла, где нагревается до 450°.



Фиг. 47. Принципиальная схема ртутно-водяной установки

1 — ртутный котел; *2* — ртутная турбина; *3* — конденсатор-испаритель; *4* — перегреватель водяного пара; *5* — водяной экономайзер; *6* — турбина для водяного пара; *7* — конденсатор водяного пара; *8* — ртутный экономайзер

Конденсат водяного пара из конденсатора *7* направляется в водяной экономайзер *5*, расположенный также в газоходе ртутного котла, нагревается в нем до 150° и возвращается в конденсатор-испаритель (может быть осуществлена установка и без экономайзера). Конденсат ртутного пара возвращается из конденсатора-испарителя в ртутный котел, пройдя предварительно через ртутный экономайзер *8*.

Весовые количества ртути и воды, участвующие в процессе, различны, так как для испарения и предварительного подогрева 1 *кг* воды от 150 до 232,8° требуется значительно большее количество ртути. Если бы в конденсаторе-испарителе происходило только испарение воды, то количества ртути и воды были бы обратно пропорциональны теплоте парообразования, соответствующим их давлениям в конденсаторе-испарителе и имело бы место равенство

$$m = \frac{W_p}{W_в} = \frac{r_в}{r_p} \text{ [кг/кг]},$$

где m — количество *кг* ртути на 1 *кг* воды.

В данном случае количество ртути будет несколько больше, так как выделяющаяся в конденсаторе-испарителе теплота парообразования ртути используется не только на испарение, но и на подогрев воды и

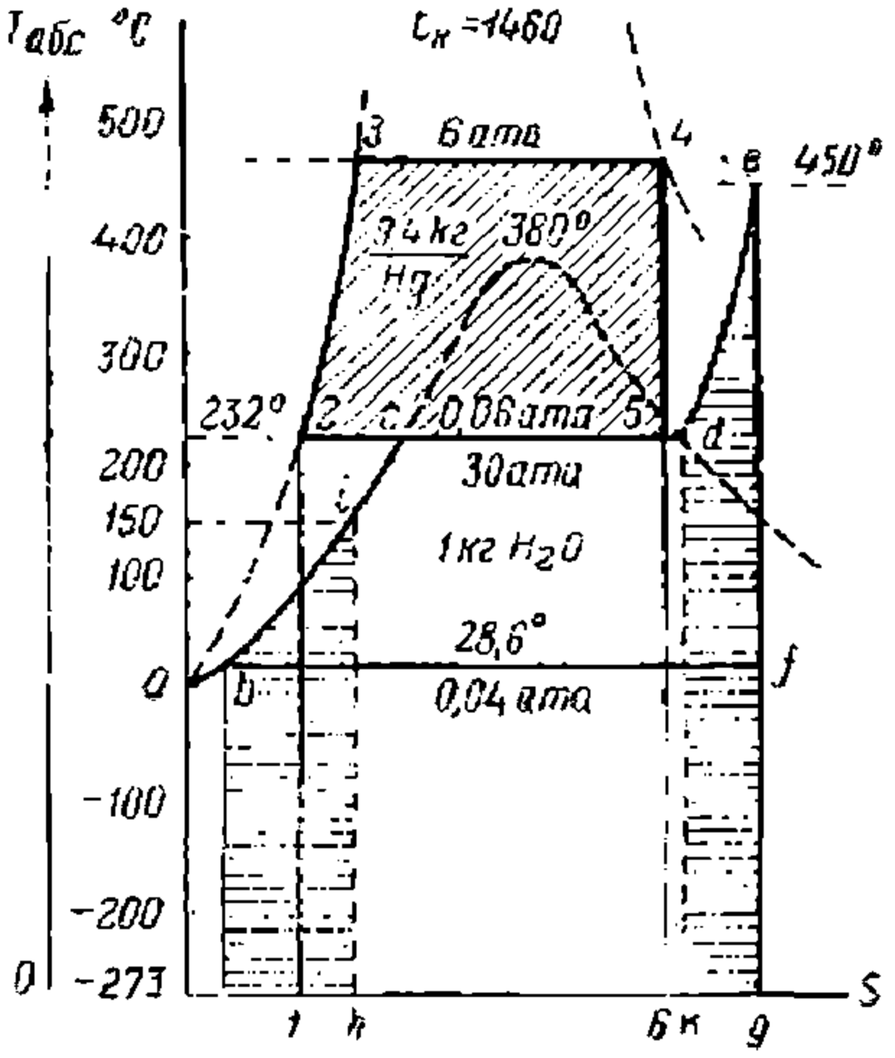
$$m' = \frac{W'_p}{W} = \frac{i''_в - i'_в}{r_p} \text{ [кг/кг]},$$

НТБ ДНУЖТ

где $i_0^в$ — теплосодержание 1 *кг* водяного пара при давлении его в конденсаторе-испарителе;

$i_в''$ — теплосодержание 1 *кг* воды при выходе из экономайзера.

На фиг. 48 изображен на диаграмме $T - S$ идеальный ртутно-водяной цикл для вышеуказанных параметров ртути и воды. Необходимо обратить внимание на то, что диаграммы для водяной и ртутных частей цикла построены для различных количеств ртути и воды, а именно водяной цикл построен для 1 *кг* воды, а ртутный цикл — для m [*кг*] ртути (абсциссы диаграммы T—S для 1 *кг* ртути увеличены в m раз).



Фиг. 48. Диаграмма $T - S$ для ртутно-водяного цикла

К. п. д. комбинированного цикла может быть определен по диаграмме следующим образом:

а) количество тепла, полученное ртутью в котле, эквивалентно □ *1, 2, 3, 4, 6*;

б) использованное в ртутном цикле тепло эквивалентно □ *2,3,4,5*;

в) тепло, переданное от ртути к воде в конденсаторе-испарителе, эквивалентно □ *1, 2, 5, 6*;

г) тепло, полученное водой в конденсаторе-испарителе, эквивалентно □ *hicdk* = □ *1, 2, 5, 6*;

д) тепло, использованное в водяном цикле, эквивалентно □*bcdefb*;

е) тепло, полученное водой от газов:

1) в экономайзере—эквивалентно □ *abih*;

2) в перегревателе—эквивалентно □ *kdeg*.

Термический к. п. д. цикла

$$\eta_t = \frac{\text{использованное тепло}}{\text{затраченное тепло}} = \frac{\square(2,3,4,5) + \square\, bcdef}{\square(1,2,3,4,6) + \square\, abih + \square\, kdeg}.$$

Как видно из фиг. 48, газовый перегрев водяного пара, равно как и подогрев воды в экономайзере, снижают общий к. п. д. бинарного цикла. Подогрев воды в экономайзере в реальных установках в большей или меньшей степени заменяется регенеративным подогревом. Наличие газового перегрева в ртутных установках обусловлено тем, что они надстраивались над уже существовавшими пароводяными установками. При проектировании новых ртутно-водяных установок от газового перегрева пара следует отказаться. Исследования Д. П. Гохштейна показали, что наиболее целесообразным решением вопроса является не замена газового перегрева перегревом за счет тепла ртутного пара, как утверждалось ранее, а отказ от перегрева водяного пара совсем.

НТБ ДНУЖТ

В примере 14 приведен расчет идеального ртутно-водяного цикла с теми же параметрами, для которых построена диаграмма фиг. 48.

Пример 14. Сравнить к. п. д. идеального процесса пароводяной турбинной установки мощностью 10 000 *квт* с начальным давлением пара $p_1^в = 30$ *ата*, температурой пара 450° и $p_2^в = 0{,}04$ *ата* с к. п. д., который будет иметь установка, если над водяным циклом надстроить ртутный цикл с начальным давлением насыщенного ртутного пара 6 *ата*, и определить мощность ртутной турбины. Перегрев водяного пара до 450° и подогрев конденсата турбины водяного пара до 150° производятся при комбинированном цикле за счет тепла топлива в газоходах ртутного котельного агрегата.

К. п. д. идеального процесса обычной пароводяной установки. Давление пара 30 *ата*; $t_п^в = 450°$ Теплосодержание пара $i_1^в = 801$ *кал/кг*. Адиабатическое теплопадение до давления 0,04 *ата* $H_в = 801 - 511 = 290$ *кал/кг*.

Теплосодержание насыщенного свежего пара $i_0^в = 668{,}4$ *кал/кг*.

Теплосодержание жидкости при $p_2^в = 0{,}04$ *ата*

$$q_2^в = 28{,}6 \ \text{кал/кг}.$$

Термический к. п. д. процесса

$$\eta_t^R = \frac{801 - 511}{801 - 28{,}6} = 0{,}375.$$

Удельный расход пара

$$d_0^в = \frac{860}{290} = 2{,}97 \ \text{кг/квт-ч}.$$

Полезная работа ртутного цикла. Давление водяного пара в конденсаторе по условию (надстройка) 30 *ата*.

Температура насыщения при этом давлении $t_н^в = 232{,}8°$.

Давление ртутного пара в конденсаторе, соответствующее $t_н^р = 232{,}8°$, $p_2^р = 0{,}06$ *ата*.

Теплосодержание жидкой ртути при этом давлении $q_2^р = 7{,}63$ *кал/кг*.

Начальное давление ртутного пара по условию $p_1^р = 6$ *ата*, $t_1^р = 472{,}8°$.

Теплосодержание ртутного пара $i_0^р = 85{,}59$ *кал/кг*. Адиабатическое теплопадение до давления 0,06 *ата* $H_р = 22{,}6$ *кал/кг*.

Теплосодержание ртутного пара при входе в конденсатор 63 *кал/кг*. Превращается в полезную работу от 1 *кг* ртути

$$85{,}59 - 63{,}0 = 22{,}6 \ \text{кал/кг}.$$

Количество килограммов ртути на 1 *кг* воды

$$m = \frac{668{,}4 - 150}{63{,}0 - 7{,}63} = \frac{518{,}4}{55{,}37} = 9{,}4 \ \text{кг/кг}.$$

НТБ ДНУЖТ

Полезная работа комбинированного цикла эквивалентна

$$9{,}4 \cdot 22{,}6 + 1 \cdot 290 = 502\ кал/цикл.$$

Подведенное тепло:

а) для подогрева и испарения ртути

$$9{,}4(85{,}59 - 7{,}63) = 730\ кал/цикл;$$

б) для подогрева воды в экономайзере

$$150 - 28{,}6 = 121{,}4\ кал/цикл;$$

в) для перегрева водяного пара 132,6 *кал/цикл*.

Всего . 984 *кал/цикл.*

Общий к. п. д. комбинированного цикла

$$\eta_t^б = 100\,\frac{502}{984} = 51\%,$$

причем к. п. д. ртутной ступени цикла

$$\eta^р = \frac{9{,}4 \cdot 22{,}6}{984}\,100 = 21{,}6\%$$

и к. п. д. водяной ступени

$$\eta_t^в = \frac{290}{984}\,100 = 29{,}4\%.$$

Повышение к. п. д. сравнительно с к. п. д. водяной установки

$$\frac{0{,}51 - 0{,}375}{0{,}375}\,100 = 36\%.$$

К. п. д. цикла Карно для температурных пределов бинарного цикла

$$\eta_t^c = \frac{472{,}8 - 28{,}6}{745{,}8} = 0{,}596$$

и

$$\frac{\eta_t^б}{\eta_t^c} = \frac{0{,}51}{0{,}596}\,100 = 85{,}5\%.$$

Мощность ртутной турбины (при идеальной установке). Расход водяного пара на турбину

$$D_в = 2{,}97 \cdot 10\,000 = 29\,700\ кг/ч.$$

Расход ртути

$$D_р = 29\,700 \cdot 9{,}4 = 279\,180\ кг/ч.$$

НТБ ДНУЖТ

Мощность ртутной турбины

$$N_p = \frac{279\,180 \cdot 22{,}6}{860} \approx 7\,335 \text{ квт.}$$

Действительные к.п.д. паро-водяных и ртутно-водяных установок. Действительные к. п. д. современных паровых электростанций Европы и Америки находятся в пределах 20 — 23% и только на лучших станциях достигают 26 — 28% (на рекордной в этом отношении станции Порт-Вашингтон, США, к. п. д. равен 30%). Трудность дальнейшего повышения к. п. д. объясняется описанными выше особенностями паро-водяного цикла. Если в общее выражение к. п. д. станции подставить максимально достигнутые к. п. д. современного оборудования, то получим следующую зависимость к.п.д. станции от термического к. п. д. двигателя и коэфициента регенерации:

$$\eta_{ст}^{бр} = \eta_{к.у}\eta_{oi}\eta_{ген}\eta_{м}\eta_{тр}\alpha\eta_{it} = 0{,}9 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}975 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}98\,\alpha\eta_t = 0{,}715\alpha\eta_t = 0{,}715\eta_{it},$$

где η_t — термический к. п. д. цикла с учетом регенерации

$$\eta_{it}' = \frac{H}{i_0 - t_к}\alpha = \frac{H}{i_0 - i_{п.в}}$$

Цикл Рэнкина с сильно развитым регенеративным подогревом питательной воды, начальным давлением пара в 100 *ата* с перегревом до 500° и конечной температурой 28° имеет к. п. д. 48 — 49%, что составляет около 80% от к. п. д. цикла Карно при тех же температурных пределах.

Таким образом, при максимальном к. п. д. цикла и наиболее совершенном оборудовании величину к. п. д. брутто паросиловых установок нельзя ожидать выше

$$\eta_{ст}^{бр} = 0{,}715 \cdot 48 = 34\%.$$

Если же учесть расход энергии на собственные нужды в 4% (очень небольшая величина), то максимально возможный к. п. д. будет иметь величину

$$\eta_{ст}^{нетто} = 0{,}96 \cdot 34 = 32{,}3\%.$$

На самых лучших станциях не всегда удается достичь принятых нами высоких к. п. д. оборудования. Поэтому становится совершенно ясным, отчего к. п. д. самых лучших станций находится в пределах только 27 — 30%. У ртутно-водяных установок, имеющих более высокий термический к. п. д. всего цикла, естественно ожидать и более высокой величины $\eta_{ст}$, который равен

$$\eta_{бин}^{бр} = \eta_{к.у}\ [(\eta_t\eta_{oi}\eta_м\eta_{ген}\eta_{тр})^p + \eta_{к.и}(\eta_{it}'\eta_{oi}\eta_м\eta_{ген}\eta_{тр})^s\ ],$$

НТБ ДНУЖТ

где индекс p относится к ртутной и индекс $в$ к водяной ступени цикла. При давлении ртутного пара в 15 *ата* (что соответствует предельно допустимым 553°) и параметрах водяного пара $p_1 = 34$ *ата*, $t_1 = 400°$ (давление ртути в конденсаторе 0,08 *ата*), приняв для ртутной турбины $\eta_{oi} = 0{,}8$ и для конденсатора-испарителя $\eta_{к.и} = 0{,}99$, получим при $\eta_t^p = 0{,}32$ и $\eta_t^в = 0{,}29$

$$\eta_{бин}^{бр} = 0{,}9\,(0{,}32 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}98 + \\ + 0{,}99 \cdot 0{,}29 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}98) = 0{,}42;$$

$$\eta_{бин}^{нетто} = 0{,}96 \cdot 42 \approx 40\%.$$

При начальном давлении ртути в 15 *ата* нет оснований ожидать более высокого к. п. д. ртутно-водяных установок; увеличение его возможно лишь при применении более жароустойчивых материалов, что даст возможность поднять начальную температуру цикла и применять более высокие давления ртутного пара.

Основные сведения о конструкциях ртутного оборудования и о действующих ртутноводяных установках. Первая промышленная ртутная установка была пущена в эксплуатацию в 1923 г. в США на станции Дач Пойнт. Давление ртутного пара в этой установке 3,45 *ата*, что соответствует температуре 435°. Конструкция котла совершенно не похожа на конструкции котлов для водяного пара, что объясняется специфическими свойствами ртути; эта конструкция изображена схематически на фиг. 49. Котел дымогарный с вертикальными своеобразной формы трубками, которые в верхней части цилиндрические. В нижних двух третях своей длины трубки уширяются и имеют в сечении форму шестиугольника *4*.

В самом низу грани шестиугольников соседних труб соприкасаются друг с другом и завариваются, так что между боковыми поверхностями шестигранных участков труб образуются узкие карманы *3*, заполняемые ртутью.

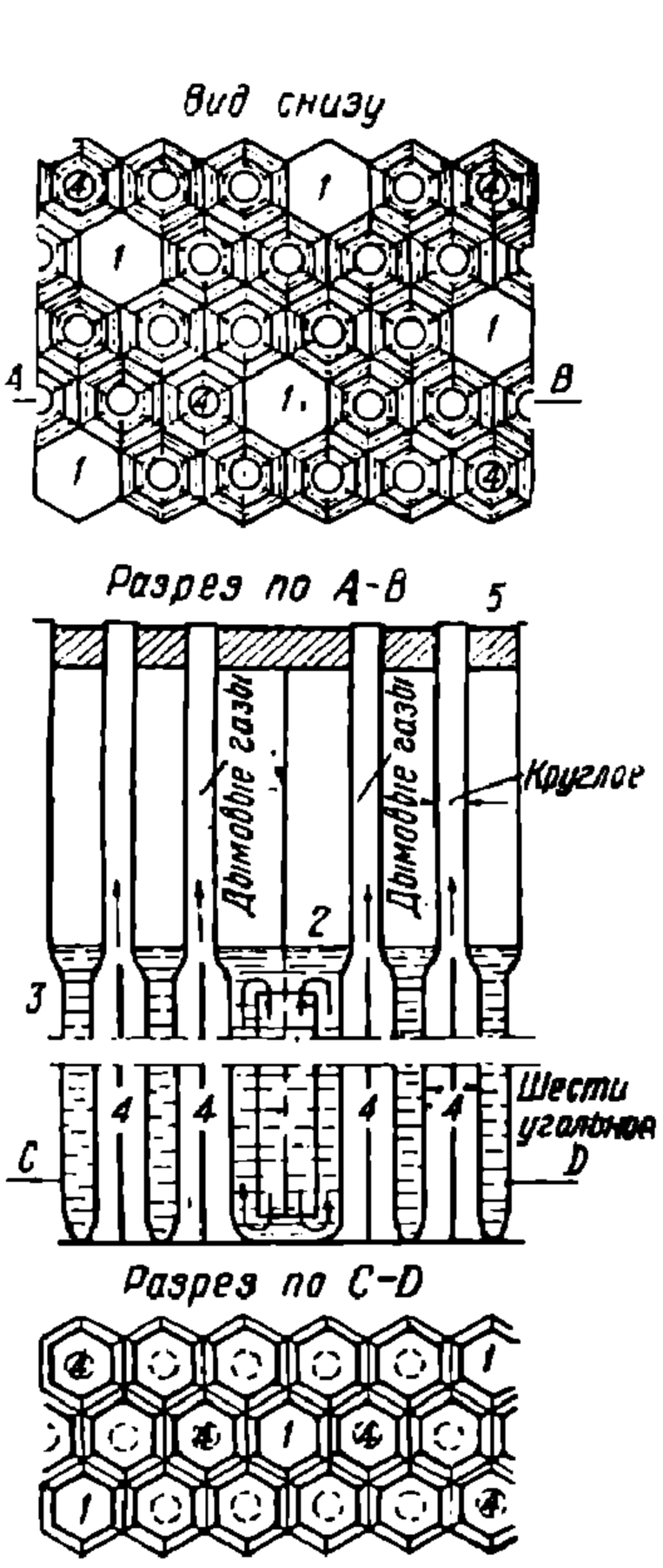
В нижней части котла сечение его имеет вид пчелиных сот. При нагревании ртуть в вертикальных карманах имеет восходящее течение. Для обеспечения циркуляции ртути один из каждых семи дымогарных каналов *1* не служит дымогарной трубкой, а имеет заваренное внизу дно. В образовавшуюся полость *2* вставляется трубка, по которой ртуть имеет нисходящее движение. Верхние концы трубок вставлены в общую плиту. Весь котел имеет форму вертикального цилиндра с диаметром 3,9 *м* и высотой 1,4 *м*.

Описанная своеобразная конструкция котла имеет целью уменьшить объем и количество ртути в котле, сохраняя при этом достаточную поверхность нагрева, что вызывается громадным удельным весом ртути и ее дороговизной. Котел этот имеет много недостатков, в частности недоступность внутренних поверхностей нагрева и малую эластичность конструкции. Следующий котел станции Дач Пойнт был уже вы-

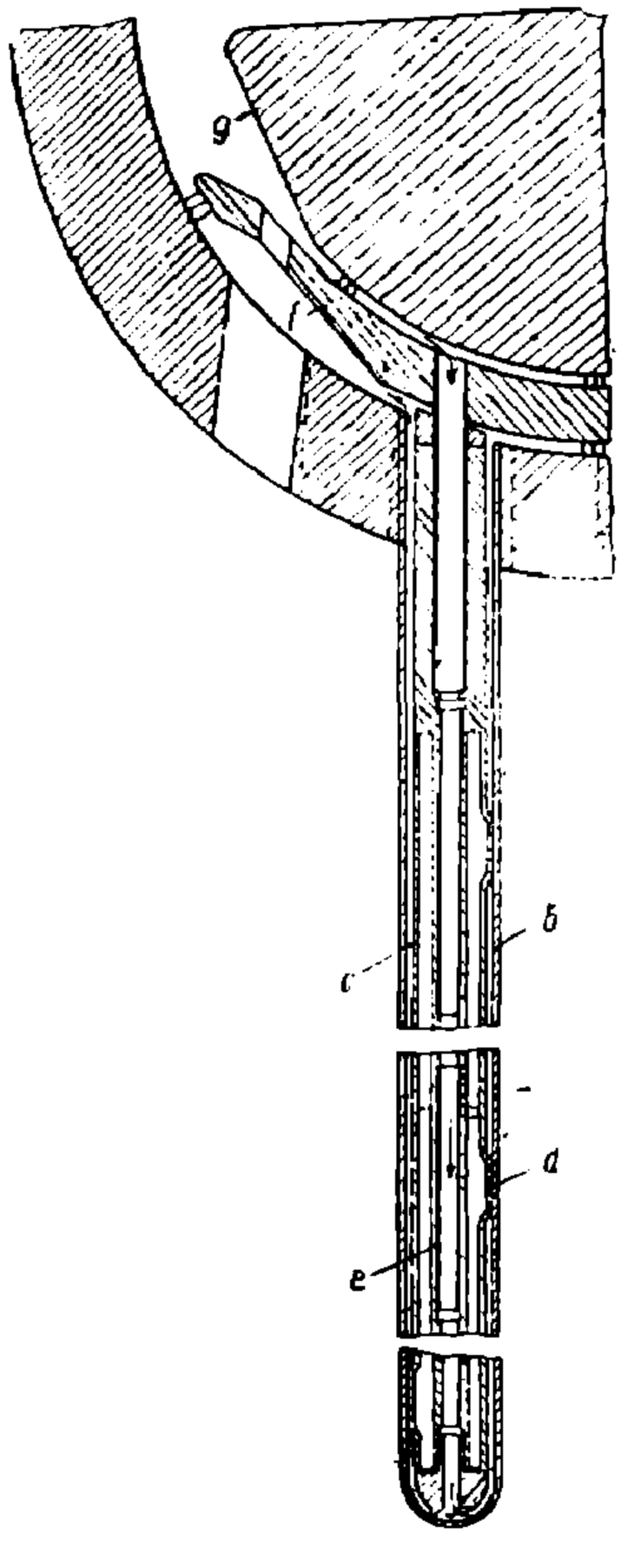
НТБ ДНУЖТ

полнен с кипятильными трубками и послужил прототипом для котла станции Саус Медоу, имеющей мощность ртутной турбины в 10 000 *квт* и пущенной в эксплуатацию в 1928 г. Котлы этой станции имеют уже совершенно другую конструкцию. Давление в котле 5,9 *ата* ($t = 473°$).

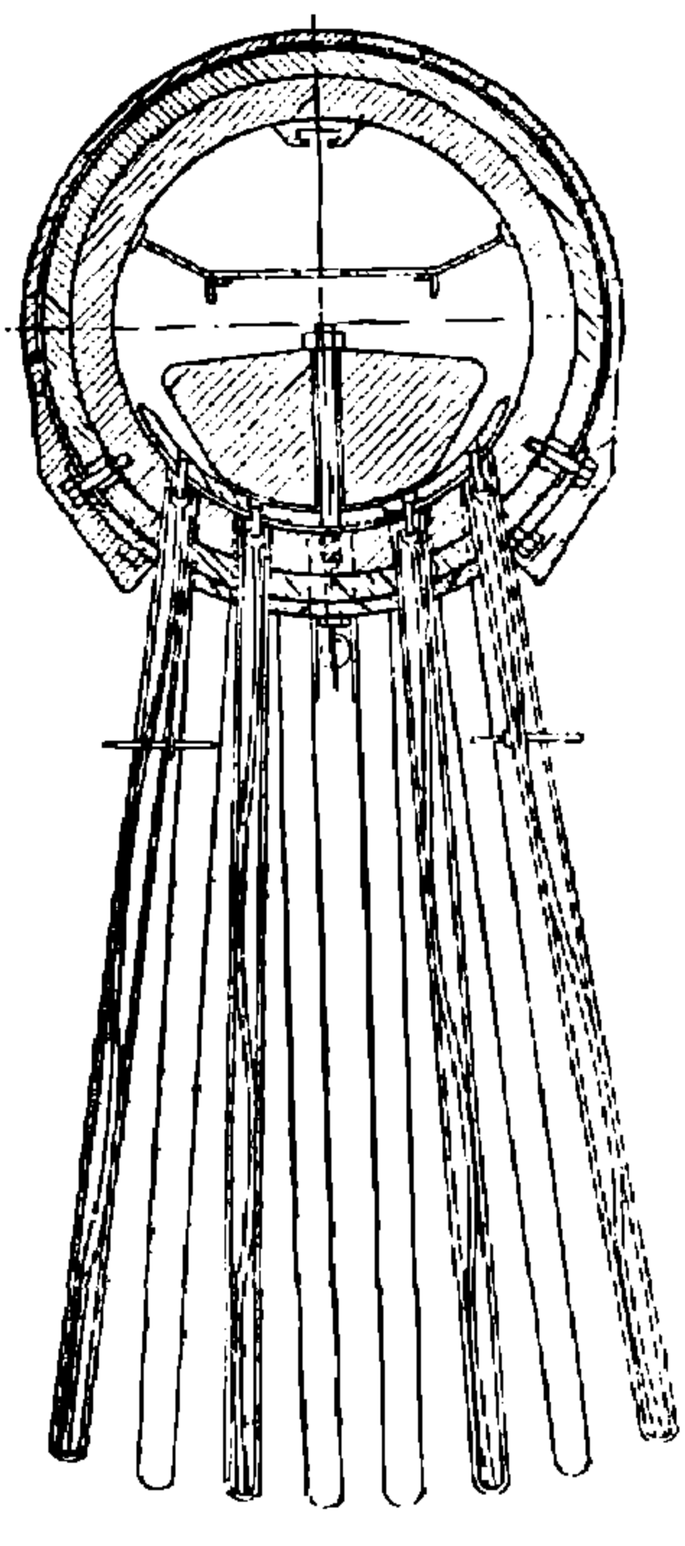
Котел состоит из семи барабанов (секций). К каждому барабану приварено 440 закрытых снизу кипятильных труб, так что барабан имеет вид громадной щетки. Кипятильные трубки (фиг. 50) имеют сложное устройство. В трубку *b* вставлена концентрическая трубка *c*, удержи-



Фиг. 49. Схема дымогарного ртутного котла



Фиг. 50. Деталь ртутного котла с кипятильными трубками



Фиг. 51. Поперечный разрез секции ртутного котла

ваемая неподвижно при помощи распорок *d*. В трубке *c* имеется еще одна трубка *e*, по которой ртуть движется вниз.

Между трубками *e* и *c* имеется воздушное пространство, разделяющее восходящий поток ртути от нисходящего и обеспечивающее правильную циркуляцию ртути, препятствуя предварительному парообразованию внутри трубки *e*. Для облегчения отвода пара из трубок и поступления ртути во внутреннюю трубку *e* в нижней части барабана имеются специальные вставки *f*. Для уменьшения объема ртути в бара-

НТБ ДНУЖТ

бане в нижней части его укрепляется чугунное тело *g*. Поперечный разрез секции ртутного котла изображен на фиг. 51.

Конструкции ртутных турбин не имеют принципиальных отличий от турбин для водяного пара.

Следует отметить только, что у этих турбин отсутствуют уплотнения вала в части высокого давления во избежание выхода паров в помещение. Поэтому турбины делаются или двухпоточные или же с консольным укреплением вала, благодаря чему можно обойтись без сальников высокого давления.

В последнее время в США пущены в работу еще две ртутные установки: на станции в Сенектеди (1933 г.) с мощностью ртутной турбины 20 000 *квт* и в этом же году на станции Кэрни (25 000 *квт*). Обе установки имеют давление ртутного пара 10 *ата*. Котлы этих станций сходны с котлами станции Саус Медоу. В настоящее время разрабатываются конструкции ртутных котлов, мало отличающиеся от обычных конструкций котлов для водяного пара.

В СССР для ленинградской станции проектируется в качестве надстройки к существующим турбинам ртутная установка с давлением пара 10 *ата* и температурой 515°. Мощность ртутной турбины 4 000 *квт*. Давление водяного пара 34 *ата*, перегрев до 425°. Конструкция запроектированного ртутного котла весьма близко подходит к конструкции новых пароводяных котлов с сильно развитыми экранами.

Применение других неводяных паров. Дороговизна ртути заставляла искать другие тела с аналогичными свойствами для использования в бинарных циклах. В этом направлении велись опыты с дифенилом ($C_6H_5 — C_6H_5$) и была построена одна опытная установка, давшая, правда, неудачные результаты. В отношении своих свойств как тела для верхней ступени бинарного цикла дифенил занимает среднее положение между ртутью и водой. Окись дифенила ($C_6H_5 — O — C_6H_5$) обладает аналогичными свойствами. В качестве других тел с такими свойствами можно назвать аммиак и бромистый алюминий.

ГЛАВА 12

АККУМУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛА В ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВКАХ

§ 1. Влияние неравномерности нагрузки на работу котлов и двигателей

В главе о парадных и рабочих расходах топлива было указано, что колеблющаяся нагрузка котельной ухудшает процесс горения топлива и уменьшает к. п. д. котельной сравнительно с к. п. д., соответствующим продолжительной средней нагрузке. При сильно колеблющейся нагрузке ухудшение к.п.д. может достигать весьма значительных величин. Например, согласно опытным данным Преториуса, полученным им для вертикальных водотрубных котлов с цепной решеткой, к. п. д. котла в процентах при различных колебаниях нагрузки имели следующие величины (табл. 28).

НТБ ДНУЖТ

Таблица 28

Изменение к. п. д. вертикальных водотрубных котлов в зависимости от колебания нагрузки

Напряжение поверхности нагрева D/H в $кг/м^2$	Колебания нагрузки в %			
	±0	±25	±40	±50
15	83,5	80,5	77,5	75
20	83,8	81	77,7	75
25	83,6	80,08	77,6	75
30	83	80,03	77,2	74

Из таблицы видно, что при оптимальном напряжении поверхности нагрева в 20 $кг/м^2$ разница в к. п. д. при колебаниях нагрузки в ±25% составляет 2,8%, а при колебаниях в ±50% составляет 8,75% сравнительно с к. п. д. при равномерной нагрузке.

Кроме ухудшения к. п. д. при резко колеблющейся нагрузке котлов необходимо также учитывать степень их эластичности, т. е. насколько быстро они могут переходить от одной нагрузки к другой. Степень эластичности котельного агрегата имеет первостепенное значение при эксплуатации станции, и если котел способен в течение 1—2 мин. переходить от одной нагрузки к другой, то вопрос покрытия графика с точки зрения количества пара может быть разрешен без применения каких-либо аккумулирующих тепло устройств. Ухудшение к. п. д. котлов при этом, конечно, остается в большей или меньшей степени в зависимости от сорта топлива, способа его сжигания и типа топки и котла. В табл. 29 указано для различных типов топочных устройств время в минутах, потребное для доведения котла от состояния горячего резерва до 100% нагрузки, определенное на основании точных парадных опытов.

Таблица 29

Время ввода в работу горячего резерва

Тип топки	Время в минутах
Пылеугольные топки	2—4
Цепные решетки для угля с дутьем	2—6
То же без дутья	6—10
Наклонно-переталкивающие топки	8
Неподвижные ступенчатые решетки	11
Торфяные топки	15—20
Шахтно-цепные топки для щепы и торфа	15—20

При некоторых условиях действительной эксплуатации время поднятия нагрузки может быть значительно больше.

Кроме изменения нагрузки котлов приходится иногда считаться с необходимостью пуска котлов в работу из холодного состояния после более или менее продолжительного простоя. Пуск котлов требует значительно больше времени, чем указано в табл. 29. Продолжительность пуска зависит главным образом от эластичности конструкции котла с точки зрения расширения его элементов и времени его простоя перед пуском, т. е. от того, насколько он успел

НТБ ДНУЖТ

остыть, и может колебаться весьма значительно, доходя до 1—2 час. и более. Следовательно, растопка холодного котла в 20—30 мин. вредна и может допускаться как исключение в каких-либо аварийных случаях.

На основании всего вышеизложенного можно сказать, что частые и резкие изменения режима работы котельной установки вызывают ухудшение к. п. д. котлов и перерасход топлива и что в некоторых случаях производительность котлов вообще не в состоянии следовать точно по колеблющемуся графику нагрузки, если не держать в работе количество котлов, сильно увеличенное сравнительно с необходимым при средней нагрузке, что еще больше понижает экономичность работы котельной установки.

Колеблющаяся нагрузка котлов отражается также и на работе двигателей, работающих от этих котлов. Если котлы и обладают достаточной эластичностью и в состоянии следовать за графиком нагрузки, все же при неавтоматизированном процессе горения давление пара и его температура не остаются постоянными; колебания и понижения этих параметров против расчетных вызывают перерасход пара двигателями.

Колебания параметров пара, потребляемого из котельной для каких-либо технологических процессов, могут отражаться на их продолжительности и качестве продукции.

Таким образом, для возможности сохранения установившегося режима работы топочных устройств и поддержания в определенных пределах параметров пара необходимо стремиться к выравниванию графика нагрузки котельной. Для этого надо по возможности выравнять график нагрузки путем изменения времени работы потребителей, если же этого недостаточно или если характер потребителей таков, что колебания нагрузки неизбежны, то должен быть исследован вопрос о целесообразности применения устройств для аккумулирования тепла в те периоды времени, когда нагрузка меньше средней, для использования его в периоды повышения нагрузки. При этом тепловая нагрузка котельного агрегата и, следовательно, режим работы топочных устройств будут оставаться постоянными и к. п. д. котельной установки будет больше, чем при неравномерной нагрузке котельной.

§ 2. Аккумулирующая способность котлов

Прежде чем рассматривать принципы работы, устройство и схемы включения тепловых аккумуляторов, необходимо коснуться вопроса возможности аккумулирования тепла в самих паровых котлах. Аккумулирующая способность котла характеризуется количеством пара, которое он может произвести сверх нормального его количества при неизменном режиме топки. Аккумулирование тепла в котле может происходить двумя способами за счет некоторых отклонений от его нормального режима работы, а именно: за счет понижения давления пара в нем при постоянном уровне воды и за счет понижения уровня воды в барабанах при сохранении постоянного давления в котле.

НТБ ДНУЖТ

Аккумулирование за счет снижения давления. Аккумулирующая способность котла за счет снижения давления зависит от нормального давления пара в котле и допустимого снижения давления и от водяного и парового объема котла. Процесс получения добавочного количества пара происходит при этом следующим образом: при увеличении расхода пара при постоянной тепловой нагрузке топки давление в котле уменьшается, причем уменьшается соответственно и температура насыщенного пара. Вода, находящаяся в водяном объеме, оказывается перегретой по отношению к новой температуре насыщения, и из каждого килограмма воды используется на добавочное испарение воды

$$q_1 - q_2 \ [кал],$$

где q_1 и q_2 — теплосодержания воды при нормальном и пониженном давлениях.

Очевидно, что добавочное количество пара получается тем больше, чем больше допустимое снижение давления.

При повышении давления в котле процесс происходит в обратном порядке: температура насыщения при повышенном давлении оказывается выше температуры воды в котле и часть пара конденсируется. С достаточной для практических целей точностью (до 2%) аккумулирующая способность котла может быть вычислена по следующим формулам.

При понижении давления в котле с p_1 до p_2 из водяного объема котла освобождается

$$Q_в = V_1 \gamma' (q_1 - q_2) \ [кал],$$

где V_1 — водяной объем котла в $м^3$;
γ' — удельный вес воды в $кг/м^3$ при температуре, соответствующей давлению p_1;
q_1 и q_2 — теплосодержания воды в $кал/кг$ при давлениях p_1 и p_2.

Из парового пространства котла освободится

$$Q_п = V_2 \gamma'' (i_1 - i_2) \ [кал],$$

где V_2 — объем парового пространства котла в $м^3$;
γ'' — удельный вес пара в $кг/м^3$ при давлении p_1;
i_1 и i_2 — теплосодержания пара в $кал/кг$ при давлениях p_1 и p_2.

(В диапазоне давлении до 30 $ата$ $i_1 > i_2$, при давлениях выше 30 $ата$ $i_1 < i_2$ и $Q_п < 0$.

Добавочное количество пара при снижении давления

$$L = \frac{Q_в + Q_п}{i_2 - q_0}, \qquad (51)$$

где q_0 — теплосодержание питательной воды в $кал/кг$.

Аккумулирующая способность котлов различных типов может сравниваться по процентному отношению добавочного количества пара (получаемого при одинаковом относительном снижении давления, например на 10%) к нормальной часовой производительности котла.

НТБ ДНУЖТ

Аккумулирующая способность котлов очень невелика, и при пике нагрузки в 20% от средней давление в крупном водотрубном котле понизится на 10% уже через 1—2 мин. Лучше всего в этом отношении ведут себя ланкаширские котлы, у которых при таком же пике нагрузки давление падает на 10% только через 25—30 мин. и которые очень удобны поэтому для мелких предприятий с непостоянной нагрузкой.

Аккумулирование за счет снижения уровня воды. При возрастании потребления пара можно прекратить питание котла, не изменяя режима работы топки. При прекращении питания парообразование будет происходить за счет расходования объема воды в котле. Благодаря тому что для испарения воды потребуется при этом сообщать ей только теплоту парообразования, количество получаемого в час пара будет больше, чем при нормальной работе котла, когда требовалось еще подогревать воду от температуры питательной воды до температуры, соответствующей давлению в котле. При уменьшении потребления пара восстанавливается питание котла, некоторая часть тепла топлива будет затрачиваться для подогрева питательной воды до температуры кипения, количество вырабатываемого пара уменьшится, и уровень воды в котле будет подниматься. Аккумулирующая способность котла, т. е. добавочное количество пара, которое из него можно получить, зависит при этом способе от питательного объема котла, ограниченного верхним и нижним допустимыми уровнями воды в нем, от давления в котле и температуры питательной воды.

При нормальной работе котла имеет место равенство

$$Q = D\,(i_1 - q_0), \tag{52}$$

где Q — количество тепла, передаваемое от топлива, в *кал/ч*;

D — средняя производительность котла в *кг/ч*;

i_1 — теплосодержание пара в *кал/кг*;

q_0 — теплосодержание питательной воды в *кал/кг*.

При прекращении питания и сохранении постоянства режима работы топки

$$Q = (D + D_{доб})\,(i_1 - q_1), \tag{52'}$$

где $D_{доб}$ — добавочная производительность котла в *кг/ч*;

q_1 — теплосодержание воды в *кал/кг* при давлении в котле.

Решая это уравнение относительно $D_{доб}$ и принимая во внимание уравнение (52), получаем что

$$D_{доб} = D\,\frac{q_1 - q_0}{i_1 - q_1}\ [кг/ч].$$

За счет питательного объема котла должны быть покрыты как нормальная его производительность, так и добавочная; поэтому аккумулирующая способность питательного объема (добавочное количество пара)

$$L = V_{пит}\gamma'\,\frac{D_{доб}}{D + D_{доб}} = V_{пит}\gamma'\,\frac{q_1 - q_0}{i_1 - q_0} \tag{52''}$$

НТБ ДНУЖКТ

откуда видно, что L увеличивается при увеличении питательного объема, увеличении давления в котле (увеличивается q_1 и уменьшается i_1) и уменьшении температуры питательной воды.

Продолжительность работы за счет питательного объема всего более у ланкаширских котлов, а у современных водотрубных котлов, в особенности у крупных, крайне незначительна.

В некоторых случаях можно применять комбинированный способ аккумуляции, а именно сначала использовать питательный объем при пониженном давлении, а затем получать некоторое количество пара за счет снижения давления.

Однако в тех случаях, когда пиковые нагрузки значительно превышают среднюю нагрузку, может оказаться целесообразным применение специальных аккумуляторов тепла. Аккумуляторы тепла разделяются по принципу работы на два типа. Аккумуляторы, работающие по принципу использования падения давления, появившиеся в результате развития идеи аккумулирования тепла аналогичным способом в самом котле, называются аккумуляторами переменного давления. Аккумуляторы эти могут включаться в различные места тепловой схемы, смотря по надобностям, и могут применяться для питания потребителей паром высокого или низкого давления, причем колебания давления в аккумуляторе не отражаются на давлении котельной.

Появление аккумуляторов второго типа, а именно аккумуляторов постоянного давления вызвано стремлением увеличения питательного объема котлов путем вынесения добавочного объема воды в специальный сосуд, устанавливаемый отдельно от котлов. Использование увеличенного питательного объема позволяет значительно увеличить аккумуляторную способность котельной установки. Такие аккумуляторы называются также аккумуляторами питательной воды.

§ 3. Аккумуляторы переменного давления

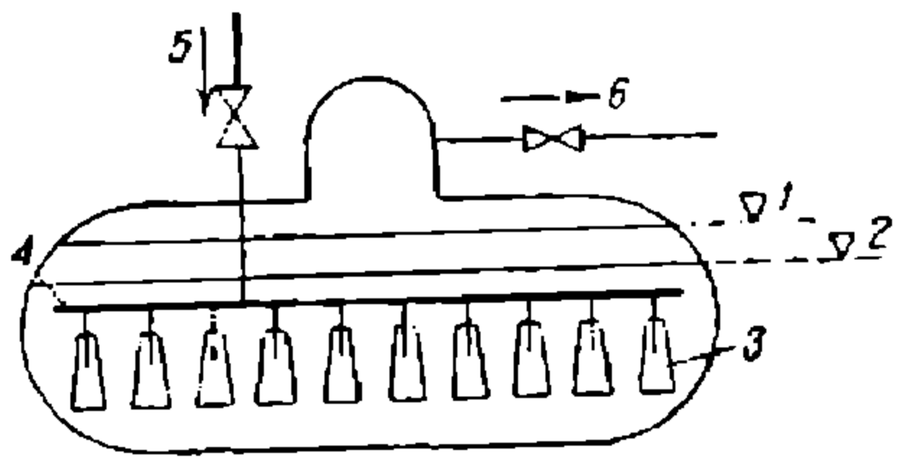
Общее описание. Аккумуляторы этого типа работают по следующему принципу. В наполненный водой резервуар поступает излишек пара в периоды уменьшения его потребления. Пар, конденсируясь, отдает теплоту испарения воде и повышает ее теплосодержание до величины, соответствующей давлению поступающего пара. Уровень воды при этом повышается за счет конденсирующегося пара. Таким образом, производится зарядка аккумулятора.

При разрядке аккумулятора, т. е. при понижении давления в расходной магистрали, давление в аккумуляторе также падает и теплосодержание воды в нем становится больше теплосодержания, соответствующего понизившемуся давлению. Часть воды испаряется за счет разности ее теплосодержаний при начальном и пониженном давлениях, и потребитель получает добавочное количество пара. Уровень воды в аккумуляторе в период разрядки понижается. Каждому давлению в аккумуляторе соответствует определенный уровень воды в нем, причем высшее положение уровня соответствует максимальному давлению в аккумуляторе (заряженное состояние), а низшему уровню

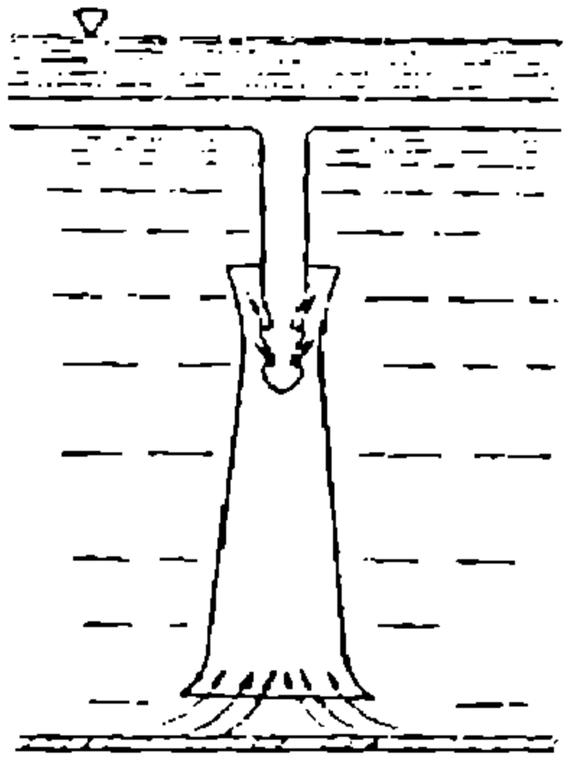
НТБ ДНУЖТ

соответствует минимальное допустимое давление (разряженное состояние). Из аккумуляторов с перепадом давления наибольшее распространение получили аккумуляторы Рутса как наиболее удобные в эксплуатации и применяемые для установок с самыми разнообразными тепловыми схемами. Аккумуляторы Рутса могут выполняться вертикальными и горизонтальными. Чаще встречается горизонтальный тип.

Горизонтальный аккумулятор Рутса, схематически изображенный на фиг. 52, представляет собой снабженный сухопарником цилиндрический сосуд большого диаметра со сферическими днищами, заполненный на 90% водой (в заряженном состоянии). Пар для зарядки поступает в коллектор, расположенный в водяном пространстве, откуда при



Фиг. 52. Схема аккумулятора Рутса
1 — высший уровень воды; *2* — низший уровень воды; *3* — диффузоры; *4*—коллектор с насадками; *5* — заряжающий пар; *6* — отдаваемый пар



Фиг. 53. Схема работы диффузора

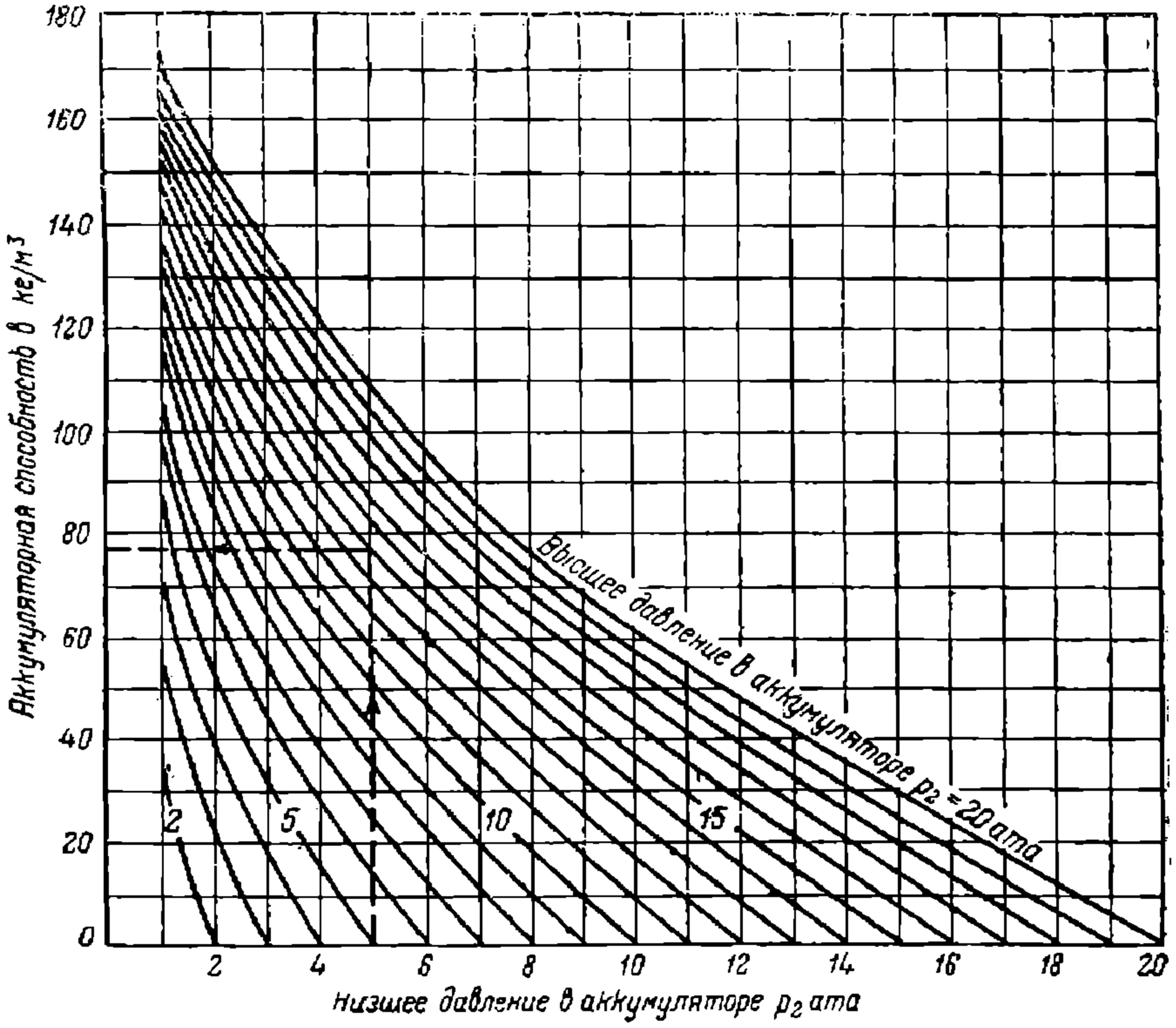
помощи насадок с отверстиями, оси которых направлены кверху, поступает под водяное зеркало аккумулятора. Насадки вставлены в трубы, имеющие форму диффузоров (фиг. 53). В результате эжектирующего действия направленных кверху струй пара в нижних частях этих труб образуется разрежение, и вода засасывается в них в направлении, указанном стрелками, что обеспечивает хорошее перемешивание, быстрый и равномерный прогрев воды. Образующийся при понижении давления пар выходит из аккумулятора через сухопарник. Аккумулятор снабжается автоматическими приспособлениями, предназначенными для управления запорными органами на подводящем и отводящем паропроводах. Таким образом, переключение аккумулятора с режима зарядки на режим разрядки и обратно проходит автоматически. Место установки и типы автоматов зависят от способа включения аккумулятора в тепловую схему. Кроме того, устанавливаются по правилам котлонадзора предохранительные клапаны.

Основные вопросы теплового расчета аккумуляторов переменного давления. Характерными величинами, определяющими объем сосуда аккумулятора, являются его аккумулирующая способность, т. е. то количество пара, которое он должен дать при допустимом понижении давления от величины p_1 до p_2, и удельная аккумулирующая способность, равная количеству килограммов пара,

НТБ ДНУЖТ

которое может быть получено на каждый 1 $м^3$ его водяного объема при указанном перепаде давлений.

Определение удельной аккумулирующей способности. Удельная аккумулирующая способность может быть вычислена с достаточной точностью для практических целей (до 1—2%) следующим образом: при падении давления от p_1 до p_2[ama] из 1 $кг$ воды выделяется $q_1 - q_2$ [$кал$] тепла. Теплом, выделяющимся из парового объема, пренебрегаем вследствие его незначительности.



Фиг. 54. Номограмма Кнопфа для определения удельной аккумулирующей способности

Для получения 1 $кг$ пара давлениия p_2 требуется

$$i_2 - q_2 \ [кал].$$

Тогда удельная аккумулирующая способность аккумулятора может быть определена из выражения

$$\sigma = \frac{q_1 - q_2}{i_2 - q_2} \gamma' \ [кг/м^3],$$

где γ' — удельный вес воды в $кг/м^3$ при давлении p_1.

НТБ ДНУЖТ

Формула эта не является вполне точной потому, что давление в аккумуляторе от p_1 до p_2 изменяется не скачком, а постепенно. Несколько более точно величина σ может быть определена по номограмме Кнопфа (фиг. 54), построенной по результатам приближенного интегрирования диференциального уравнения для процесса разрядки аккумулятора.

По этой диаграмме, например, для высшего давления в аккумуляторе $P_1 = 14$ *ата* и низшего давления $P_2 = 5$ *ата* аккумулирующая способность получается равной 77 *кг/м*^{3}.

При определении расчетных давлений пара p_1 и p_2 следует учитывать падение давления Δp_1 от заряжающего источника до аккумулятора и падение Δp_2 от аккумулятора до потребителя. Таким образом, расчетные давления будут

$$p_1 = p_з - \Delta p_1; \quad p_2 = p_п + \Delta p_2,$$

где $p_з$ — давление заряжающего источника;

$p_п$ — допустимое минимальное давление у потребителя.

О п р е д е л е н и е о б ъ е м а а к к у м у л я т о р а. Необходимый объем воды для получения L [*кг*] пара, соответствующий уровню воды при заряженном состоянии аккумулятора, определяется из выражения

$$V_1 = \frac{L}{\sigma} [м^3], \tag{54}$$

если пренебречь незначительными потерями тепла на излучение поверхностью аккумулятора во время разрядки.

Полный объем цилиндрической части сосуда аккумулятора обычно делается равным

$$V = V_1 \ (1{,}10—1{,}15).$$

Кроме объема воды в начале разрядки необходимо вычислять объем ее в конце разрядки, так как паровые насадки должны быть расположены ниже наинизшего уровня воды.

Объем воды V_2 при разряженном состоянии аккумулятора находится из выражения веса воды после разрядки

$$V_2\gamma'' = V_1\gamma' - V_1\sigma,$$

где $V_1\gamma'$ — вес воды при заряженном состоянии;

$V_1\sigma$ — вес пара, полученного из аккумулятора при разрядке.

Отсюда

$$V_2 = \frac{V_1\gamma' - \sigma}{\gamma''} [м^3]. \tag{55}$$

Размеры аккумулятора будут тем больше, чем меньше при той же величине L будет допущен перепад давления пара $p_1 — p_2$.

Как видно из самого принципа действия аккумулятора, он может отдавать только насыщенный пар, заряжаться же он может как насыщенным, так и перегретым паром. При зарядке перегретым паром не-

НТБ ДНУЖТ

обходимо иметь в виду, что теплота перегрева плюс скрытая теплота парообразования для 1 *кг* перегретого пара больше теплоты парообразования 1 *кг* насыщенного пара, получаемого при разрядке, и для образования $L_н$ [*кг*] насыщенного пара требуется количество перегретого пара $L_п$ [*кг*] меньшее чем, $L_н$ [*кг*]. Поэтому в аккумулятор подается меньшее весовое количество пара, чем из него отпускается, и уровень воды в аккумуляторе при его работе постепенно понижается. Необходима подпитка аккумулятора посторонней водой, для чего ставится специальный питательный насос.

При зарядке насыщенным паром наблюдается обратное явление. Теплота парообразования при увеличении давления уменьшается. Постоянное давление зарядки p_1 больше, чем среднее давление разрядки $p_{ср} = \frac{p_1 + p_2}{2}$ Поэтому для образования $L_н$ [*кг*] пара при давлении $p_{ср}$ в аккумулятор требуется подать при давлении p_1 большее количество пара. Из аккумулятора будет отдаваться пара меньше, чем в него поступать, и уровень воды в аккумуляторе при его работе будет постепенно повышаться. Во избежание переполнения аккумулятора необходимо спускать некоторое количество воды.

Действительно, для образования 1 *кг* пара при разрядке расходуется (приближенно)

$$k_o = q_1 + r_{ср} - q_2 \ кал,$$

где $r_{ср} = \frac{r_1 + r_2}{2}$ — средняя теплота парообразования отдаваемого пара.

При зарядке сухим насыщенным паром постоянного давления p_1 из 1 *кг* заряжающего пара на подогрев воды в аккумуляторе используется

$$k_н = q_1 + r_1 - q_2 \ [кал] < k_0.$$

Таким образом для получения 1 *кг* пара в аккумулятор необходимо подать $1 \frac{k_0}{k_н}$ [*кг*] пара и при полном цикле заряд—разряд количество воды в нем увеличится на

$$W_н = L\left(\frac{q_1 + r_{ср} - q_2}{q_1 + r_1 - q_2} - 1\right) = L\left(\frac{r_{ср} - r_1}{i_1 - q_2}\right) [кг] \qquad (56)$$

сравнительно с количеством ее в начале зарядки.

При зарядке влажным насыщенным паром величина $W'_н$ будет больше, чем $W_н$, так как теплосодержание 1 *кг* влажного пара меньше, чем у сухого насыщенного пара того же давления.

При зарядке нерегретым паром

$$k_п = q_1 + r_1 + i_п - q_2 \ [кал] > k_0$$

НТБ ДНУЖТ

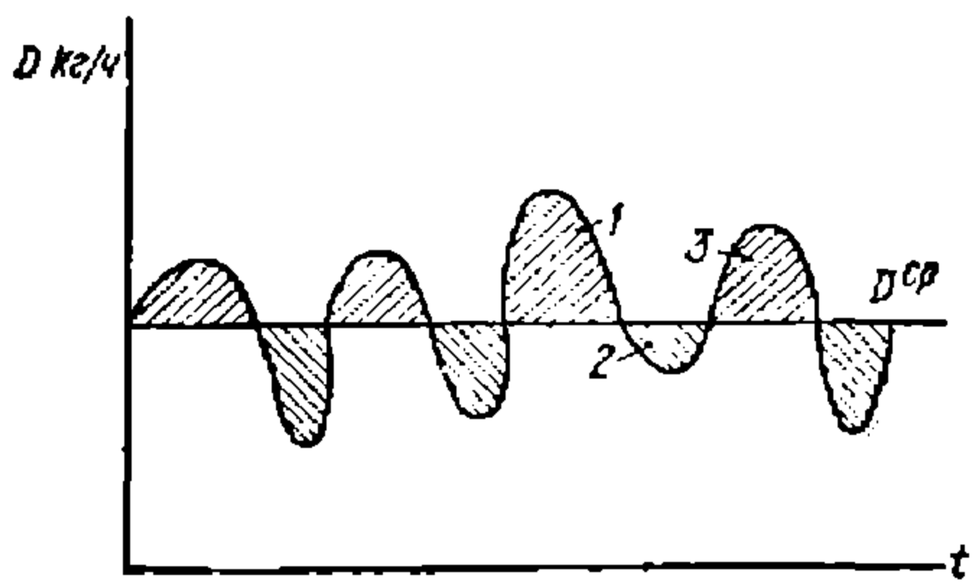
и количество воды при одном полном цикле заряд—разряд уменьшится на

$$W_n = L\left(1 - \frac{q_1 + r_{cp} - q_2}{q_1 + r_1 + i_n - q_2}\right) = L\frac{r_1 + i_n - r_{cp}}{i_1 + i_n - q_2}\ [кг], \qquad (57)$$

где i_n — теплота перегрева для 1 *кг* пара.

Потеря тепла аккумулятором во внешнюю среду увеличивает его переполнение при зарядке насыщенным паром и уменьшает необходимую подпитку при зарядке перегретым паром.

Определение аккумулирующей способности аккумулятора. Для определения водяного объема аккумулятора по формуле (54) необходимо знание его полной аккумулирующей способности L [*кг*], определяемой по графику нагрузки, подлежащему выравниванию при помощи аккумулятора. Если на графике нанести линию средней нагрузки, то площадки графика выше этой линии дадут количество пара, которое должно быть получено из аккумулятора. Площадки, лежащие ниже линии средней нагрузки, дают количество заряжающего аккумулятор пара.



Фиг. 55. Неправильное определение $L_{ак}$ (по наибольшей площадке графика)

Иногда необходимую аккумуляторную способность $L_{ак}$ рассчитывают по сумме всех площадок суточного графика, лежащих выше или ниже средней линии. Этот способ дает преувеличенную величину $L_{ак}$.

Часто $L_{ак}$ определяют по наибольшей положительной или отрицательной площадке. Этот способ также неправилен и может дать при несимметричной форме графика недостаточную величину $L_{ак}$. Например, если аккумулирующую способность рассчитать по наибольшей площадке *1* графика фиг. 55, то результат будет сильно преуменьшен, так как аккумулятор, разрядившись полностью при покрытии площадки *1*, зарядится в период *2* недостаточно и не будет в состоянии удовлетворить потребление пара в период *3*. Для определения действительно необходимой величины $L_{ак}$ при любой форме графика расчет следует производить по интегральной кривой для данного графика нагрузки. Интегральная кривая для графика нагрузки D [*кг/ч*] $= f(t)$ строится по выражению

$$L = \int_0^t (D - D_{cp})\,dt\ [кг],$$

где D_{cp} — средняя нагрузка по графику.

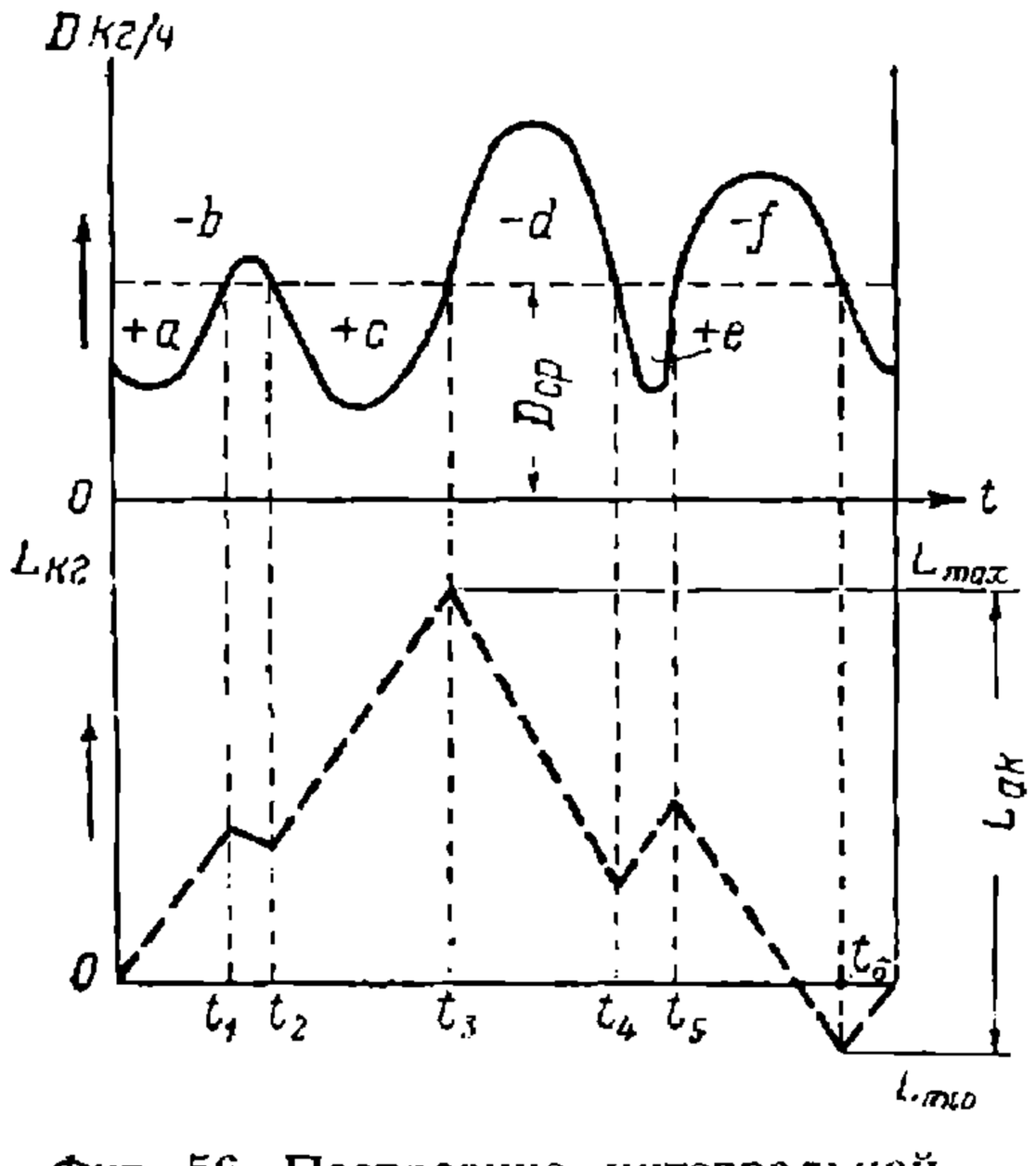
Ордината интегральной кривой для каждого момента времени равна сумме всех площадок между кривой графика и линией средней на-

НТБ ДГУЖКТ

грузки, лежащих левее ординаты, соответствующей данному моменту. При этом площадки, лежащие ниже линии $D_{ср}$, считаются со знаком плюс (+), а лежащие выше этой линии—со знаком минус (—). Разница $L_{max} - L_{min} = L_{ак}$ выражает необходимую аккумулирующую способность аккумулятора. Для определения $L_{ак}$ нет надобности строить всю интегральную кривую. Достаточно найти положение ее максимумов, соответствующих по времени точкам пересечения линии графика с линией средней нагрузки. На фиг. 56 изображены график нагрузки потребителей пара и упрощенное построение интегральной кривой, ординаты которой определяются следующим образом:

Ордината в точке	t_1	a [кг]
»	t_2	$(a - b)$ [кг]
»	t_3	$(a - b + c)$ [кг]
	t_4	$(a - b + c - d)$ [кг]
»	t_5	$(a - b + c - d + e)$ [кг]
»	t_6	$(a - b + c - d + e - f)$ [кг]

Аккумулирующая способность, определенная по интегральной кривой, получается для данного графика нагрузки на 12% меньше $L_{ак}$, вычисленной по сумме положительных или отрицательных площадок, и на 48% больше $L_{ак}$, рассчитанной по максимальной площадке d.



Фиг. 56. Построение интегральной кривой

К о э ф и ц и е н т п о л е з н о г о д е й с т в и я а к к у м у л я т о р о в. Потери тепла аккумулятором обусловлены излучением во внешнюю среду и имеют очень незначительную величину. Коэфициент теплопередачи от пара к наружному воздуху при обычной изоляции аккумулятора может быть принят

$$к \approx 1 \frac{кал}{м^2 \cdot ч \cdot град}.$$

К. п. д. аккумулятора за какой-либо период называется величина

$$\eta_п = 1 - q,$$

где q — отношение тепловых потерь за этот период ко всему количеству тепла, содержавшемуся в аккумулированном за тот же период паре.

Таким образом, чем большее число раз в сутки разряжается и заряжается аккумулятор, тем к. п. д. его будет выше. Следовательно, к. п. д. аккумулятора зависит от степени его использования.

НТБ ДНУЖТ

Определение основных конструктивных размеров аккумулятора. Объем аккумулятора при заданной его аккумулирующей способности и определенном верхнем пределе давления p_1 будет тем меньше, чем ниже допускаемое давление p_2 в конце разрядки, что видно из выражения удельной аккумулирующей способности. Верхний предел давления в большинстве случаев определяется способом включения аккумулятора в тепловую схему. При заданном давлении p_2 удельная аккумулирующая способность тем больше, чем выше давление p_1, объем же аккумулятора при этом меньше.

Наивыгоднейшие конструктивные размеры аккумулятора определяются при данном его объеме тем отношением длины барабана к его диаметру, при котором вес аккумулятора и потери на охлаждение имеют минимальную величину. Величина наивыгоднейшего отношения l/d увеличивается с увеличением p_1. Наивыгоднейшие диаметры имеют величину $d=4—5$ *м*. Из конструктивных соображений обычно принимают $l/d=4—5$; $d=2{,}5—4$ *м* для небольших агрегатов и $d=4—5$ *м* для крупных.

Пример 15. Определить основные размеры аккумулятора Рутса при следующих условиях. Аккумулирующая способность 3 000 *кг*. Давление в котлах 14 *ата*. Пар насыщенный. Допустимое минимальное давление у потребителей (в конце разрядки) 2,5 *ата*. Падение давления в зарядном паропроводе, включая давление, необходимое для преодоления веса столба воды над паровыми насадками в аккумуляторе $\Delta p_1=1$ *ат*. Падение давления в разрядном паропроводе $\Delta p_2=0{,}5$ *ат*.

Из условий задания имеем следующие данные (табл. 30).

Таблица 30

Расчетные давления в *ата*	$p_1=13$	$p_2=3$
Теплосодержание воды в *кал/кг*	$q_1=193{,}8$	$q_2=133{,}5$
Теплота парообразования в *кал/кг*	$r_1=470{,}4$	$r_2=518$
Теплосодержание пара в *кал/кг*	$i_1=664{,}2$	$i_2=651{,}2$
Удельный вес воды в *кг/м*^{3}	$\gamma'=875$	$\gamma''=935$

Удельная аккумулирующая способность

$$\sigma=\frac{193{,}8-133{,}5}{651{,}2-133{,}5}\,875=99{,}7\ \ кг/м^3$$

по номограмме Кнопфа получается $\sigma=100$ *кг/м*^{3}).

Объем воды при заряженном состоянии аккумулятора

$$V_1=\frac{L}{\sigma}=\frac{3\,000}{99{,}7}=30{,}1\ \ м^3.$$

Объем сосуда аккумулятора

$$V=1{,}10\,V_1=33{,}1\ \ м^3.$$

НТБ ДНУЖТ

Объем воды при разряженном состоянии аккумулятора

$$V_2 = \frac{V_1(\gamma' - \sigma)}{\gamma''} = \frac{30,1\,(875 - 99,7)}{935} = 25 \text{ м}^3.$$

Количество воды, которое необходимо спускать за каждый полный цикл разряд—заряд, для того, чтобы уровень воды при заряженном состоянии не повышался сверх допустимого,

$$W = 3\,000\,\frac{\frac{470,4 + 518}{2} - 470,4}{664,2 - 133,5} = 135 \text{ кг}.$$

Диаметр сосуда аккумулятора вследствие малой аккумулирующей способности принимаем

$$d = 2,2 \text{ м}.$$

Длина аккумулятора определяется приближенно из уравнения

$$V = \pi r^2 l,$$

откуда

$$l = \frac{V}{\pi r^2} = \frac{33,1}{\pi 1,1^2} \approx 8,7 \text{ м}.$$

При этом отношение

$$\frac{l}{d} = \frac{8,7}{2,2} \approx 4.$$

§ 4. Аккумуляторы постоянного давления

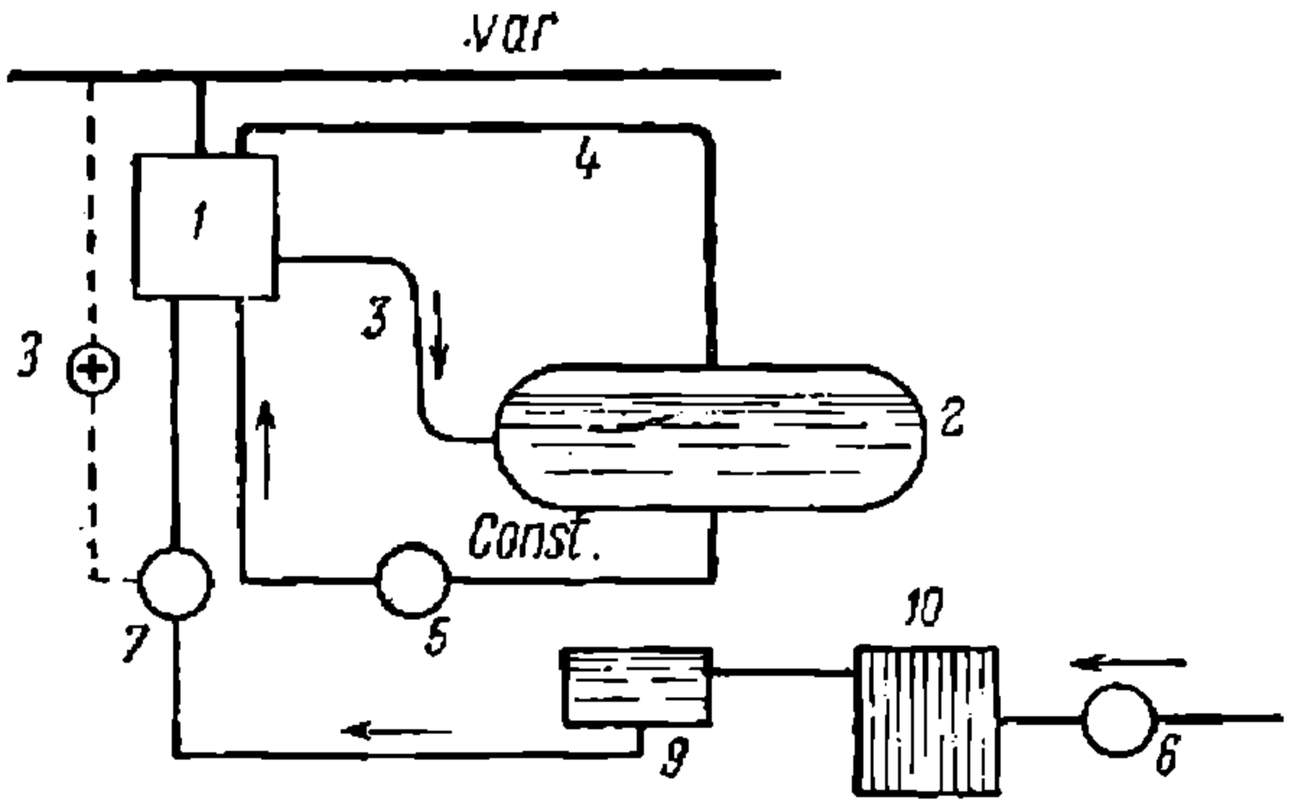
Аккумуляторы постоянного давления разделяются на две основные группы: с подогревом питательной воды в самом котле горячими газами из топки и с подогревом ее в отдельно стоящем сосуде при помощи избыточного пара в периоды малых нагрузок. Рассмотрим основные системы того и другого типа.

Аккумулятор с подогревом питательной воды в котле. Из схем этого типа наиболее удобной в эксплуатации является схема Киссельбаха.

В установке Киссельбаха (фиг. 57) питательный объем котла увеличен путем установки отдельного барабана, который соединен с котлом двумя трубами для воды и уравнительной паровой трубой. Принцип действия установки следующий. При уменьшении нагрузки котла, работающего с постоянным режимом топки, питательный насос 7, работа которого регулируется по давлению пара, начинает давать из уравнительного бака 9 больше воды с температурой сравнительно невысокой (соответствующей нагреву в экономайзере). Избыток воды в котле против требуемого расхода самотеком сливается по трубе 3 в расположенный ниже котла аккумулятор, так что уровень воды в самом котле остается постоянным. При повышении нагрузки питание при помощи насоса 7 прекращается и в котел продолжает поступать

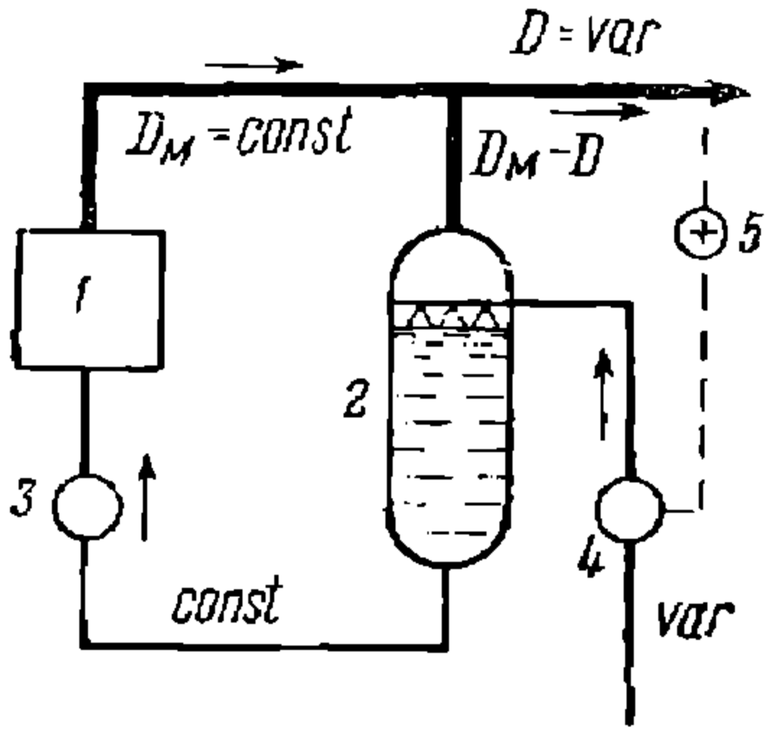
НТБ ДНУЖТ

только более горячая вода из аккумулятора при помощи насоса *5*. Уровень воды в котле остается также постоянным, так как насос *5* рассчитан на подачу ее большую, чем нужно при максимальной нагрузке, и излишек воды сливается обратно в аккумулятор. Насос *5* работает постоянно и равномерно, и регулируется только работа питательного насоса. Уравнительный бак устанавливается для того, чтобы за счет его емкости независимо от работы насоса *7* через экономайзер *10* проходило постоянное количество воды для обеспечения нормального режима его работы. Насос *6* работает при этом постоянно и равномерно. При отсутствии экономайзеров насос *6* и уравнительный бак *10* становятся ненужными и вся установка упрощается. Недостатком схемы Киссельбаха является то, что аккумулятор находится под полным дав-



Фиг. 57. Схема установки Киссельбаха

1 — котел; *2* — аккумулятор; *3* — сливная труба; *4* — уравнительная труба; *5* — циркуляционный насос; *6* — промежуточный насос; *7* — питательный насос; *8* — регулятор давления; *9* — уравнительный бак теплой воды; *10* — экономайзер



Фиг. 58. Схема установки Мюллера

1 — котел; *2*—аккумулятор; *3*—питательный насос; *4* — насос аккумулятора; *5* — регулятор давления

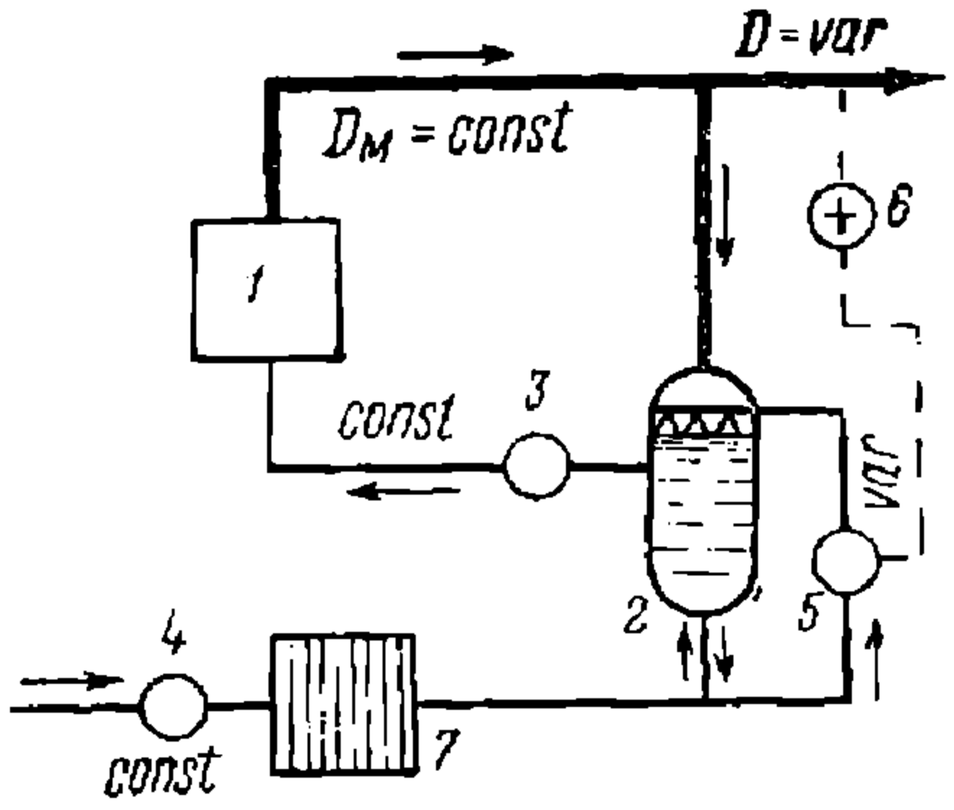
лением котла. Поэтому применение этой схемы в установках высокого и повышенного давления затруднительно.

Аккумуляторы с подогревом питательной воды при помощи пара. На фиг 58 изображена схема Мюллера для установки аккумулятора этого типа. Работа установки протекает следующим образом. Котел все время работает при максимальной нагрузке, и питательный насос *3* подает из аккумулятора соответствующее постоянное количество горячей воды. Расход пара потребителем может изменяться от нуля до максимальной производительности котла. Избыток пара сверх необходимого потребителю поступает в аккумулятор для подогрева воды, подаваемой насосом *4*. При увеличении потребления пара подача его в аккумулятор уменьшается. Насос *4*, регулируемый по давлению пара, начинает подавать также уменьшенное количество холодной воды. Котел питается за счет запаса горячей воды в аккумуляторе, уровень которой в нем понижается. При уменьшении нагрузки в аккумулятор поступает больше пара, насос *4* увеличивает подачу воды и уровень воды в аккумуляторе по-

НТБ ДНУЖТ

вышается. Температура ее остается при колебаниях нагрузки постоянной, соответствующей давлению, под которым находится аккумулятор и которое может быть и меньше, чем давление в котле (при дросселировании пара, поступающего в аккумулятор). В случае наличия экономайзера может быть, как и в схеме Киссельбаха, установлен промежуточный уравнительный бак между насосом *4* и экономайзером.

Вытеснительные аккумуляторы. Усложнение схемы Мюллера, вызываемое при наличии экономайзера необходимостью установки уравнительного бака для теплой воды, может быть устранено посредством объединения этого бака в одном сосуде с аккумулятором (фиг. 59). Насосы *3* и *4* подают постоянно одно и то же количество воды. Котел работает все время с постоянной нагрузкой, соответствующей максимальному расходу пара потребителями, и питается из верхней части аккумулятора водой с одной и той же постоянной температурой, соответствующей давлению в нем. При уменьшении расхода пара количество пара, поступающее в аккумулятор, увеличивается, циркуляционный насос *5*, регулирующийся по давлению пара, начинает подавать большее количество воды из нижней части аккумулятора в верхнюю, где она подогревается. Аккумулятор наполняется горячей водой сверху вниз (процесс зарядки). При увеличении нагрузки количество пара, поступающее в аккумулятор, уменьшается, насос *5* начинает подавать из нижней части аккумулятора в верхнюю меньшее количество воды и аккумулятор будет разряжаться, наполняясь снизу более холодной водой.



Фиг. 59. Схема вытеснительного аккумулятора

1 — котел; *2* — аккумулятор; *3* — питательный насос; *4* — промежуточный насос; *5* — циркуляционный насос; *6* — регулятор давления; *7* — экономайзер

Уровень воды в аккумуляторе при колебаниях нагрузки остается постоянным, изменяясь лишь за счет изменения удельного веса воды вследствие изменения ее средней температуры. В этой системе регулируется работа только циркуляционного насоса *5*, остальные два насоса работают с постоянной подачей воды.

§ 5. Применение аккумуляторов и основные способы их включения в схемы теплосиловых установок

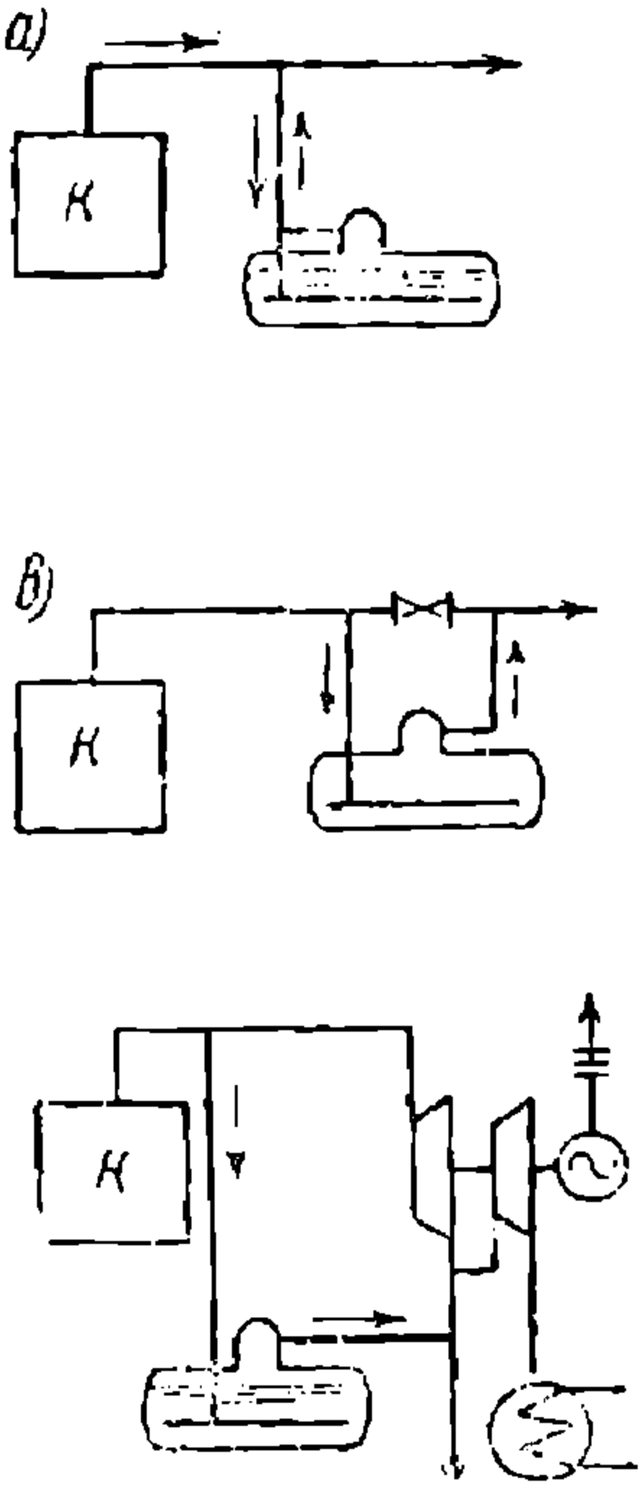
Выравнивающее действие аккумуляторов может быть использовано в зависимости от типа теплосиловой установки в различных целях.

В теплосиловых установках всех типов аккумуляторы могут применяться для выравнивания нагрузки котельной. В установках с отбором пара они иногда предназначаются для защиты отбора от рез-

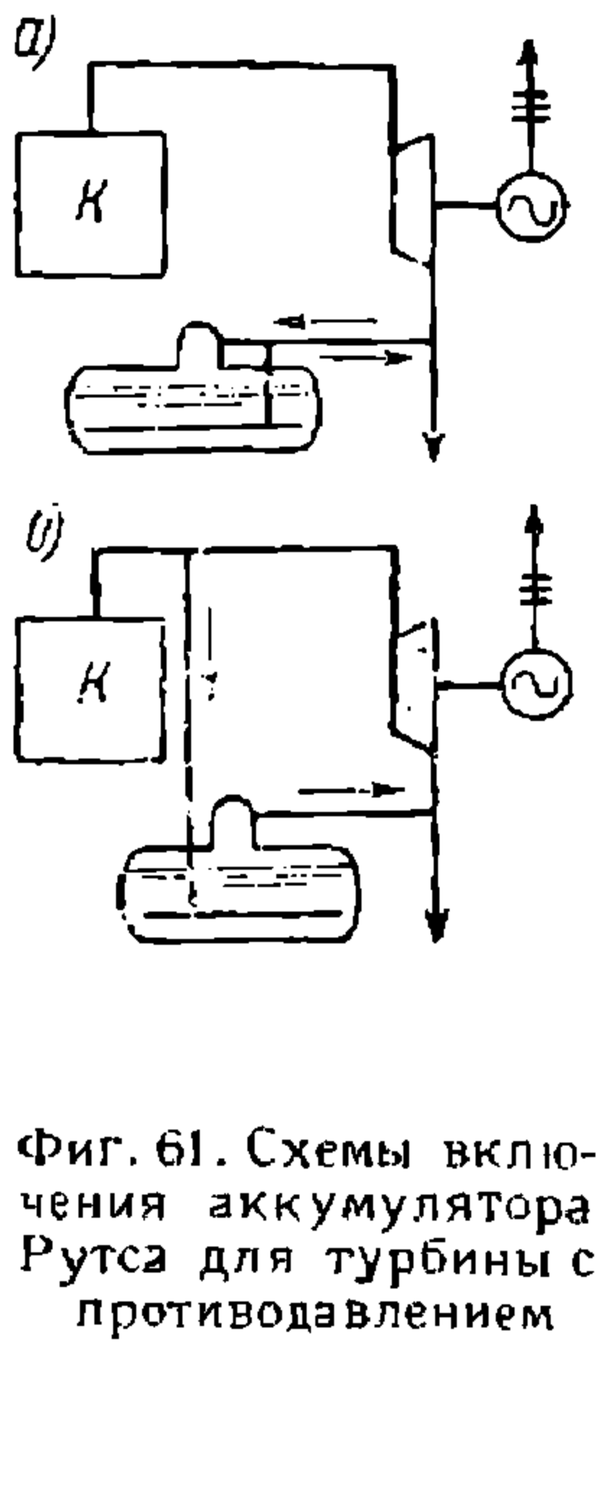
НТБ ДНУЖТ

ких колебаний парового потребления. В установках с противодавлением их иногда применяют для балансирования тепловой и электрической нагрузки, несоответствие между которыми затрудняет работу двигателей с противодавлением.

Кроме того, аккумуляторы устанавливаются иногда у потребителей для выравнивания давления отработавшего пара молотов, прессов, подъемников и прочих механизмов, имеющих прерывистый расход пара, для возможности использования этого пара, например, в турбинах мятого пара, турбинах двух давлений или для каких-либо других целей.



Фиг 60. Схемы включения аккумуляторов Рутса для выравнивания тепловой нагрузки



Фиг. 61. Схемы включения аккумулятора Рутса для турбины с противодавлением

На станциях чисто электрических аккумуляторы могут использоваться для увеличения мощности станции во время пиков электрической нагрузки без соответственного увеличения мощности котельной.

Для выравнивания паровой нагрузки котельной при длительных колебаниях нагрузки могут применяться как аккумуляторы постоянного давления, схемы включения которых указаны на фиг. 57 и 59 (схема Киссельбаха в мелких промышленных установках, вытеснительные аккумуляторы для более крупных установок), так и аккумуляторы переменного давления Рутса, различные варианты схем включения которых приведены на фиг. 60.

В схемах *а* и *б* и в аккумулятор и к потребителю пар поступает из одного источника, в первой схеме из котельной, во второй — из отбора турбины. При увеличении потребления давление в магистрали

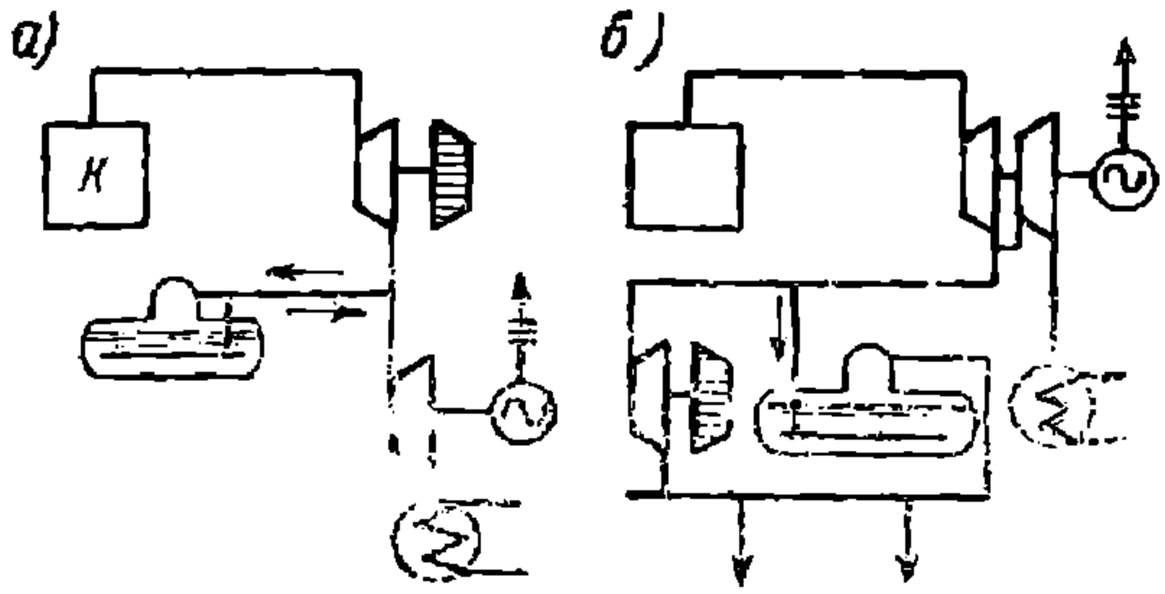
НТБ ДНУЖТ

падает, аккумулятор разряжается, разгружая источник пара. При уменьшении потребления давление в магистрали увеличивается и аккумулятор заряжается.

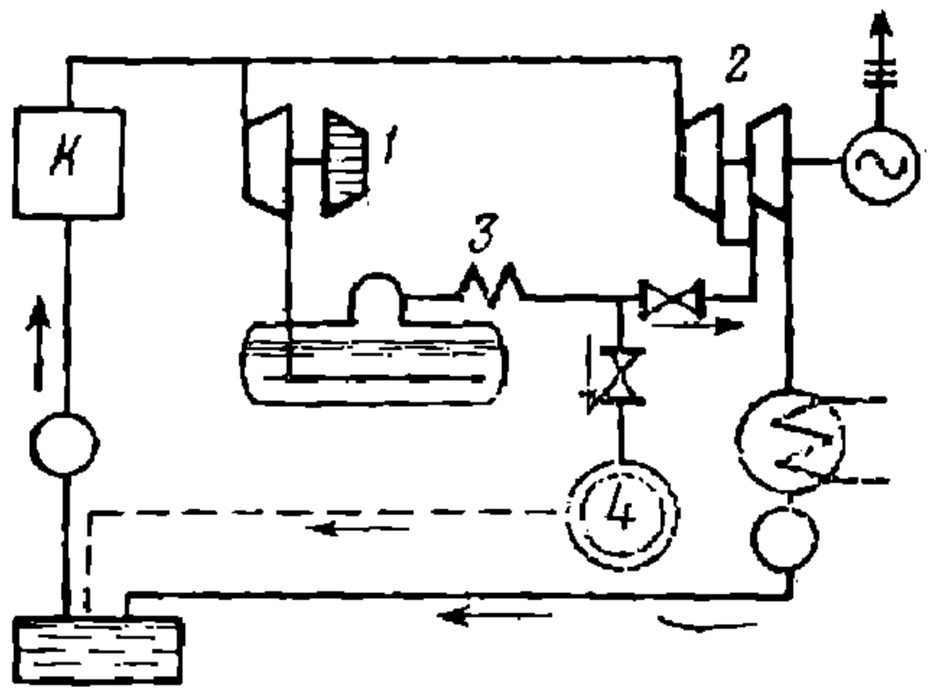
При включении аккумулятора по схемам, аналогичным схемам *а* и *б*, зарядный и разрядный паропроводы могут быть объединены в один, как и указано на фиг. 60. Такое включение возможно, если зарядка производится насыщенным паром. При зарядке перегретым паром, т. е. в случае наличия в котельной и других потребителей, разрядный и зарядный паропроводы должны быть р а з д е л е н ы (схема *в*).

В схемах *г* и *д* аккумулятор заряжается из источника одного давления и отдает пар с давлением другого источника.

В схеме *г* аккумулятор включен между котельной и отбором турбины, в схеме *д* — между двумя отборами турбины. При увеличении расхода пара низкого давления пар добавляется из аккумулятора



Фиг. 62. Аккумуляторы в установках с прерывистым расходом пара



Фиг. 63. Аккумуляторная установка Муромских железнодорожных мастерских

и поддерживает давление в магистрали постоянным. Зарядка аккумулятора производится независимо от расхода пара низкого давления в те моменты, когда давление источника высокого давления выше давления в аккумуляторе.

Принципиальные схемы включения аккумуляторов Рутса при турбинах с противодавлением, работающих изолированно, т. е. не в параллель с посторонней электрической сетью, изображены на фиг. 61.

Если заставить работать такую турбину по тепловому графику, то она не в состоянии удовлетворять электрический график, так как ее мощность определяется тепловым потреблением. Поэтому заставляют турбину работать по электрическому графику, а тепловой график выравнивают при помощи аккумулятора.

В моменты большой электрической нагрузки и малого теплового потребления аккумулятор заряжается.

В периоды малой электрической нагрузки и большого потребления тепла недостаток пара из противодавления покрывается из аккумулятора в линию противодавления.

НТБ ДНУЖТ

Выравнивание нагрузки котельной при этой схеме невозможно, так как нагрузка котельной определяется только электрическим потреблением. При схеме *б*, при которой аккумулятор включается между котельной и линией противодавления, выравнивается также и нагрузка котельной.

Принципиальные схемы включения аккумулятора для использования отработавшего пара приведены на фиг. 62. На схеме *а* показано включение аккумулятора при турбине мятого пара, а на схеме *б* — применение аккумулятора для поддержания равномерного давления у потребителей, причем одновременно достигается выравнивание расхода пара из отбора турбины.

На фиг. 63 показана схема включения аккумулятора для использования пара от паровых молотов в Муромском паровозоремонтном заводе.

В этой установке отработавший пар молотов *1* с давлением *2 ата* зимой используется для отопления мастерских *4*, летом же направляется в часть низкого давления турбины *2*. Для выравнивания давления отработавшего пара установлен аккумулятор переменного давления. Выходящий из аккумулятора пар пропускается через перегреватель *3*.

Для покрытия пиков электрической мощности при помощи аккумуляторов может применяться ряд способов. Для возможности увеличения электрической мощности станции на непродолжительное время без увеличения при этом мощности котельной на некоторых заграничных станциях применяются специальные аккумуляторные турбины, покрывающие пики электрической мощности за счет пара из аккумуляторов переменного давления, заряжающихся в часы малой нагрузки.

Установки такого типа отличаются своей громоздкостью и сколько-нибудь широкого распространения не получили. Экономичность таких установок очень невелика, так как аккумуляторные турбины работают при падающем давлении пара, что вызывает большой расход пара на выработку электроэнергии.

Другим способом покрытия пиков электрической мощности может служить прекращение отбора пара из турбин для подогрева питательной воды и увеличение электрической мощности за счет пропуска отбиравшегося пара через ступени низкого давления в конденсатор. Если не применять аккумуляторов тепла, то при увеличении электрической мощности за счет выключения регенерации питательная вода будет поступать в котельную с низкой температурой и для сохранения той же производительности котельной режим топок должен быть изменен в сторону их форсировки.

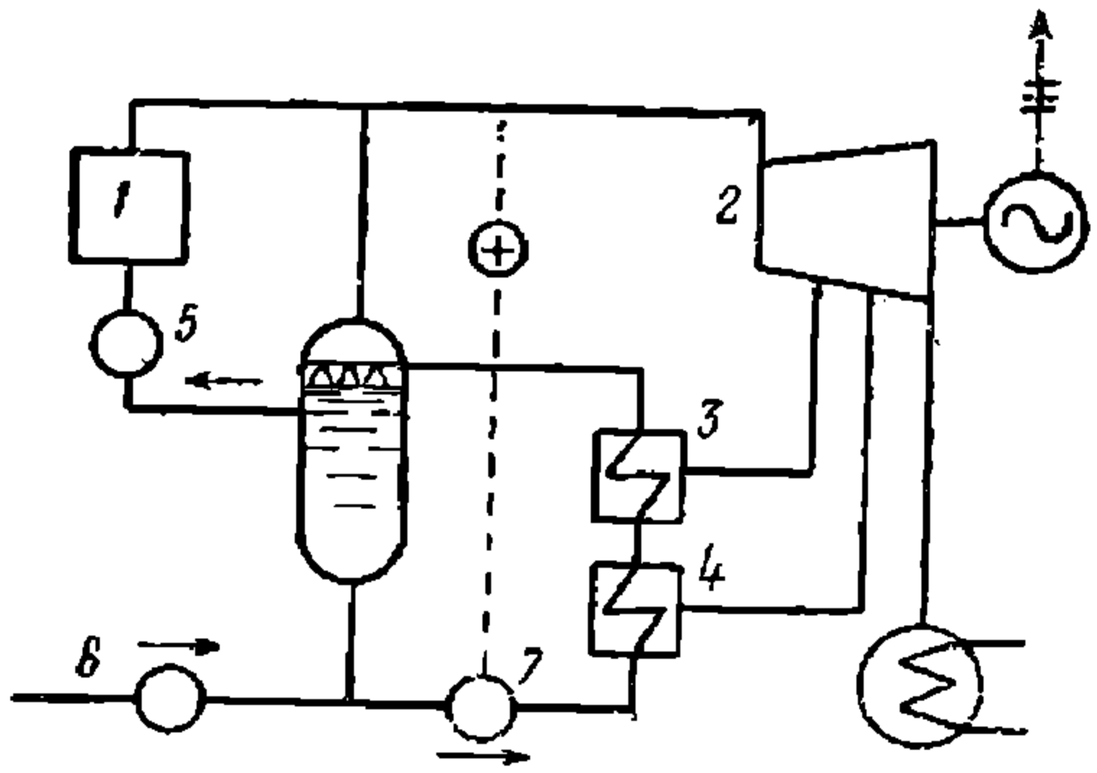
Во избежание этого для сохранения постоянства температуры питательной воды при выключении регенерации в схему регенеративного подогрева включают вытеснительные аккумуляторы.

Принципиальная схема такой установки показана на фиг. 64. Котельная работает при этой схеме при постоянной нагрузке. При увеличении электрической нагрузки подача пара из отборов в подо-

НТБ ДНУЖТ

греватели уменьшается, циркуляционный насос *7* подает меньшее количество воды и котлы питаются за счет запаса горячей воды в аккумуляторе, который при этом режиме разряжается, заполняясь снизу холодной водой.

При уменьшении электрической нагрузки для подогревателей отбирается больше пара, циркуляционный насос подает больше воды,



Фиг. 64. Вытеснительный аккумулятор в комбинации с регенеративным подогревателем

1 — котел; *2* — турбина с отбором пара; *3* и *4* — регенеративные подогреватели; *5* — питательный насос; *6*—промежуточный насос; *7*—циркуляционный насос

аккумулятор заряжается за счет тепла отбираемого пара, наполняясь сверху горячей водой. Режим работы насосов *5* и *6* постоянен.

Кроме указанных схем включения аккумуляторов, может быть осуществлено очень большое количество различных комбинаций их включения в зависимости от тепловых схем установок и предъявляемых к аккумуляторам требований.

НТБ
ДНУЖТ

РАЗДЕЛ IV

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СТРОИТЕЛЬСТВА ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

ГЛАВА 13

ОСНОВНЫЕ ПУТИ СТРОИТЕЛЬСТВА ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК В ТРЕТЬЕЙ ПЯТИЛЕТКЕ (1938—1942 гг.)

§ 1. Мощность и типы станции

Рост установленной мощности электрических станций СССР и выработки электроэнергии за две пятилетки 1928—1937 гг. характеризуется цифрами табл. 31.

Таблица 31

Рост установленной электрической мощности и выработки энергии

Годы	1928	1932	1937	По плану 1942 г.
Установленные мощности к концу года в 10^6 *квт*	1,87	4,68	8,1	17,2
Выработка электроэнергии в 10^9 *квт-ч*	5,0	13,5	36,4	75,0

По всем электростанциям СССР число часов использования установленной мощности достигло 4 800. Для капиталистических стран оно составляло:

США	3 250 час/год
Германия	3 100 »
Англия	2 600 »
Франция	1 600

По различным типам станций в СССР годовое число часов использования различно и наибольшую величину имеет для районных станций — 5 600, причем для некоторых районных станций эта величина доходит до 7 300—8 000 час. (Шатура, Кашира, Зуевская и др.).

Использование станций других типов было значительно ниже, а именно около 3 400 час/год. В третьем пятилетием плане намечено

НТБ ДНУЖТ

увеличение установленной мощности на 9,1 10^3 *квт* (из них 7—7,5 млн. *квт* падает на тепловые электростанции), т. е. в 2,1 раза при росте продукции промышленности в 1,92 раза, и создание в промышленных районах постоянного энергетического резерва мощностью в 10—15%.

Создание резервов должно снизить использование мощности районных станций до 5 400 час/год. Использование же остальных электростанций должно быть повышено всех до 4 250 час/год, промышленных— до 4 500 час/год.

В течение двух первых пятилеток в СССР строились главным образом крупные районные электростанции конденсационного типа, вырабатывающие только электроэнергию. Многие теплофикационные электростанции, предназначенные для комбинированной выработки тепла и электроэнергии, работали как конденсационные станции из-за отсутствия тепловых сетей. Поэтому ряд предприятий, получая электроэнергию от районных станций, был вынужден вырабатывать пар для технологических и бытовых целей в своих собственных котельных, что приводило к перерасходу топлива и увеличению затраты металла и средств на постройку этих котельных. В третьем пятилетнем плане намечено широкое внедрение теплофикационных турбин, что даст значительную экономию в топливе при комбинированной выработке тепла и электроэнергии и при более высоких к. п. д. хорошо оборудованных котельных электростанций сравнительно с мелкими котельными производственно-отопительного типа. Основным типом тепловых электростанций в третьей пятилетке будут теплофикационные станции.

В период первой и второй пятилеток совершенно почти не строились электростанции мелких и средних мощностей.

В настоящее время устанавливается переход к строительству районных станций главным образом в 25 000 *квт* и меньше при резком увеличении выпуска турбин малой и средней мощности.

Увлечение строительством крупных тепловых станций приводило к тому, что в ряде районов энергоснабжение стало зависеть от работы одной станции. При крупных станциях выполнение громадного объема первоначальных строительных работ удлиняло сроки ввода станций в работу и вызывало омертвление средств и материалов; кроме того, значительно усложнялись вопросы водоснабжения, подачи и подвоза топлива, вывоза золы, транспорта энергии (линии большой длины). При переходе к строительству малых и средних станций, связанных между собой сетями и работающих параллельно (для возможности резервирования и экономичного использования мощности), все перечисленные трудности значительно упрощаются и иногда совсем отпадают.

Переход на строительство малых и средних электростанций создает благоприятные условия также и для широкого осуществления фабрично-заводских электростанций на новых и уже существующих предприятиях. Эти электростанции в подавляющем большинстве случаев должны быть оборудованы турбинами с отборами пара или с противодавлением и многие из них войдут как отдельные энергетические единицы в крупные энергосистемы.

НТБ ДНУЖТ

Строительство фабрично-заводских электростанций имеет следующие преимущества:

а) эти электростанции, как правило, будут теплофикационного типа, что обеспечивает наилучшее использование топлива;

б) вследствие близости потребителей к электростанции удешевляются тепловые и электрические сети;

в) упрощаются вопросы о подъездных путях для доставки топлива и водоснабжения станций, так как они будут разрешаться одновременно для станций и для предприятия;

г) вследствие относительно больших размеров станционных котельных установок и более совершенных топочных устройств возможно более рациональное и более широкое использование местного низкосортного топлива вместо дальнепривозного, на котором очень часто работают производственные котельные;

д) при постройке малых и средних станций в уже существующих городах очень часто встречаются затруднения с выбором площадки для станции и с сооружением путей; эта задача часто может быть разрешена постройкой таких станций при существующих предприятиях, что попутно дает выгоду при замене изношенного оборудования производственных котельных новым оборудованием.

По плану третьей пятилетки намечено построить 102 районные тепловые электростанции и большое количество малых коммунальных и фабрично-заводских станций.

При выборе системы энергоснабжения железнодорожных предприятий можно пользоваться ориентировочной табл. 32, составленной с учетом новейших тенденций в строительстве энергетических предприятий.

§ 2. Параметры работы оборудования

До последнего времени почти все советские электростанции строились с параметрами пара 33 *ата* и 425° у котлов и 29 *ата* и 400° у турбин. В США и странах Западной Европы считаются освоенными установки с параметрами пара 90—100 *ата* и 500—510° и имеются отдельные установки с давлением до 175 *ат* и температурой пара до 540°

Для вновь строящихся станций высокого давления на совместном совещании Главэнерго и Главкотлотурбопрома 17 января 1939 г. установлены параметры пара у турбин в 90 *ат* и 480°

§ 3. Автоматизация работы станции

Третьим пятилетним планом намечено широкое внедрение автоматизации основных производственных процессов станций, в области которой мы значительно отстали от передовых в техническом отношении капиталистических стран, в особенности от США. Автоматизация работы станции дает следующие преимущества:

а) повышение надежности работы оборудования, что является главной целью и преимуществом автоматизации, поскольку перерыв в энергоснабжении обходится примерно в 100 раз, а иногда и дороже,

НТБ ДГУЖТ

Таблица 32

Ориентировочная таблица для выбора системы энергоснабжения предприятий железнодорожного транспорта при различных соотношениях тепловых и электрических нагрузок

	Не имеется возможности присоединения к посторонней электрической системе		Имеется возможность присоединения к посторонней электрической системе	
	большая электрическая мощность	малая электрическая мощность	большая электрическая мощность	малая электрическая мощность
Тепловое потребление значительно	Изолированно работающая теплофикационная электростанция. При возможности в будущем присоединения к электросистеме должна быть предусмотрена возможность параллельной работы (при выборе электрооборудования и габаритов распределительного устройства)	1. Локомобильная электростанция с отбором пара. Для потребителей пара высокого потенциала небольшое количество его может быть взято от котла локомобиля, при большом потреблении — из центральной котельной. Иногда вместо центральной котельной возможно применение аккумуляторов тепла 2. Газогенераторная электростанция и центральная котельная на твердом топливе или газе. Использование тепла отходящих газов двигателей 3. Дизельная электростанция (см. примечание) и центральная котельная	Теплофикационная турбинная электростанция, работающая в параллель с электрокольцом	Теплофикационная турбинная электростанция, работающая в параллель с электрокольцом

НТБ ДНУЖТ

Продолжение

	Не имеется возможности присоединения к посторонней электрической системе		Имеется возможность присоединения к посторонней электрической системе	
	большая электрическая мощность	малая электрическая мощность	большая электрическая мощность	малая электрическая мощность
Тепловое потребление незначительно	Изолированно работающая теплофикационная турбинная электростанция. Хотя при малом тепловом потреблении преимущества ТЭЦ будут использоваться не в полной мере, однако постройка конденсационной электростанции может быть выгодна лишь при крайне незначительном тепловом потреблении	1. Локомобильная электростанция с отбором пара. Для потребителей пара высокого потенциала—отбор из котла. Возможно аккумулирование тепла 2. Газогенераторная станция и центральная котельная (если недостаточно отбросного тепла двигателей) 3. Дизельная электростанция и центральная котельная (см. примечание)	1. Центральная котельная и электроснабжение от подстанции электрокольца 2. Теплофикационная турбинная электростанция, работающая в параллель с электрокольцом (необходимо сравнение 1-го и 2-го вариантов)	Центральная котельная и электроснабжение от подстанции кольца

Примечания. 1. Дизельные электростанции могут строиться лишь в исключительных случаях при затруднениях с твердым топливом или с водой или же по специальным соображениям и должны проектироваться на тяжелом топливе (вязких мазутах) с использованием тепла отходящих газов (за исключением станций резервных).

2. В качестве резерва для станций малых мощностей следует использовать передвижные электростанции.

НТБ ДНУЖТ

чем стоимость недоотпущенной энергии (по данным Энергетического института Академии наук);

б) повышение экономичности работы оборудования; к. п. д. котельной с автоматизированиым процессом горения на 2—3% выше, чем в котельных без автоматизации, даже при обслуживании их высококвалифицированным персоналом;

в) сокращение количества обслуживающего персонала, который может быть частично переброшен на вновь вводимые в работу станции.

ГЛАВА 14

ВЫБОР ТОПЛИВА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТЕПЛОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

§ 1. Топливная политика в СССР

Промышленность и транспорт Советского Союза потребляют громадное количество топлива, расход различных видов которого в процентах от общего потребления приведен в табл. 33. Из этой таблицы видна динамика изменения относительного потребления различных видов топлива за вторую пятилетку (1932—1937 гг). Общий расход за 1937 г. составлял 62,5 млн. *т* условного топлива.

Таблица 33

Потребление различных видов топлива в СССР в процентах от общего потребления

Годы	Вид топлива				
	дрова	торф		нефть	сланец
1932	19	5	60	16	0,1
1937	8	9	71	11	1,5

Как видно из табл. 33. главное место в топливном балансе страны занимал уголь всех видов, причем относительное потребление дров и мазута за вторую пятилетку снизилось, а торфа и сланца возросло. Это явилось следствием планомерно проводившейся Госпланом рационализации топливоиспользования, в основу которой в отношении расходования различных видов топлива руководящими партийными и правительственными органами были положены следующие принципы:

а) максимальное сокращение перевозок по транспортным магистралям от места добычи топлива до потребителей, встречных перевозок и целесообразное использование вагонов (порожнего направления); дальнепривозное топливо должно применяться лишь для спе-

НТБ ДНУЖТ

циальных целей там, где оно не может быть заменено местным топливом;

б) соблюдение общей народнохозяйственной экономии, а именно, бережное и целесообразное использование высококачественных и дефицитных сортов углей (жирные, коксующиеся и газовые угли);

в) максимальная экономия нефти, мазута и дров;

г) стратегические соображения.

Указанные принципы предопределяют те виды и сорта топлива, которые должны применяться в теплосиловых установках, так называемого энергетического топлива, причем необходимо иметь в виду, что в практическом разрешении вопросов рационального сжигания малоценных и отбросных топлив наши теплотехники достигли исключительных успехов и обогнали многие капиталистические страны.

При выборе топлива для теплосиловых установок необходимо ориентироваться, как правило, на использование:

а) местных видов топлива (торф, сланец, бурые угли, естественный газ);

б) тощих углей и топливных отходов, получающихся при обогащении углей на шахтах и обогатительных фабриках (штыбы, промпродукты, хвосты);

в) отходов топлива от различных технологических производств (например, коксовая мелочь, доменные и коксовые газы);

г) различных отбросов, могущих применяться в качестве топлива (лузга, отдубина, древесные отбросы и др.).

Угли других сортов должны использоваться для различных технологических целей, где неприменимы перечисленные энергетические угли (например, для коксохимических и металлургических предприятий). Применение мазута и дров должно быть минимальным и практиковаться в исключительных случаях только в силу особых местных условий.

Сообразно топливной политике Советского Союза количество электроэнергии, выработанное, например, в 1937 г. на различных видах топлива, распределяется следующим образом:

На углях всех сортов	66,6%
» торфе	20,2%
» сланцах	3,0%
» дровах (отбросы и щепа)	0,4%
» мазуте	4,4%
» природном газе	3,1%
» отбросах промышленных производств и прочих топливах	2,3%
Всего	100%

При этом районные тепловые электростанции 77% всей энергии выработали на местном топливе и только 23% — на привозном.

Угольные электрические станции в подавляющем большинстве случаев работали на влажных, многозольных и низкосортных топливах, главными из которых являлись:

НТБ ДНУЖТ

а) антрацитовый штыб;

б) тощие донецкие и уральские угли;

в) бурые угли подмосковные, челябинские, украинские;

г) тощие бурые угли среднеазиатские, закавказские, кузнецкие, карагандинские;

д) отходы обогащения различных углей.

В решениях XVIII съезда ВКП(б) намечены еще большие, чем в предыдущие годы, разработка и использование залежей местного топлива всех видов, а также широкое внедрение газификации топлива, включая подземную газификацию.

§ 2. Топливоиспользование в теплосиловых установках железнодорожного транспорта

Топливный баланс транспортных стационарных установок должен отражать указанные общие принципы рационального топливоиспользования, а именно использование местных и низкосортных топлив и отбросов, для чего новые теплосиловые установки должны, как правило, проектироваться на таком топливе. Дизельные же станции необходимо строить в исключительных случаях. Существующие дизельные станции, которых на транспорте имеется много, должны быть полностью переведены с моторной нефти на парафинистые мазуты, соответствующие ОСТ 5262 и 5263.

Что касается количества расходуемого топлива, то необходимо признать, что большинство паровых железнодорожных установок вследствие своей устарелости работает очень неэкономично. Железнодорожные водокачки должны быть по возможности электрифицированы, а на остающихся неэлектрифицированными двигатели должны быть переведены на работу на местных топливах. Снижение удельных расходов топлива на электростанциях должно итти по линии замены или модернизации старых паровых котлов и замены работающих на выхлоп машин локомобилями с конденсацией, а на установках средней и большой мощности по линии установки новых паровых котлов и турбин, причем дальнепривозное топливо необходимо заменить местным и широко применять комбинированную выработку тепла и электроэнергии (локомобильные и турбинные установки с использованием отработавшего пара).

§ 3. Выбор топлива при проектировании теплосиловых установок

Наименьшая стоимость 1 *m* пара не является достаточным основанием для выбора того или другого вида или сорта топлива. Выше перечисленные соображения общегосударственного значения, а также учет богатства зажежей топлива и дальнейшего развития добычи его в данном районе очень часто приводят к выбору на данное время топлива, при котором стоимость 1 *m* пара не является наименьшей сравнительно с ее стоимостью при работе на других конкурирующих сортах топлива.

НТБ ДНУЖТ

Приводим пример, заимствованный из труда В. В. Сильверстова. «Энергетика железнодорожного узла», 1933 г. (цены топлива в этом примере относятся к 1933 г.).

На Кировской (бывшей Мурманской) ж. д. стоимость дров франко-склад составляет около 80 руб. за 1 *т* условного топлива, стоимость же донецкого угля составляет около 46 руб. за 1 *т* условного топлива.

Очевидно, что стоимость 1 *т* пара при дровяном топливе будет значительно больше, чем при донецком. Однако временно с общегосударственной точки зрения целесообразнее применять дрова, так как перевозить донецкий уголь на расстояние около 3 000 *км* при напряженности работы железных дорог нецелесообразно. В дальнейшем, без сомнения, выгоднее будет перейти с дров на печорский уголь или даже выгоднее получать пар в электрических котлах на дешевой энергии с гидростанций, имеющихся на Кольском полуострове, а железные дороги электрифицировать.

Вследствие необходимости учитывать не только ведомственные интересы, но и общегосударственные, организации, проектирующие теплосиловые установки, не являются свободными в выборе топлива и должны иметь разрешение на применение определенного вида или сорта топлива от инстанций, регулирующих топливоиспользование.

Для станций на твердом топливе с общим годовым расходом топлива (в пересчете на условное) до 100 000 *т* вид и сорт топлива утверждаются Народным комиссариатом путей сообщения, равно как и постройка дизельных станций мощностью до 500 *ЛС*.

Для станций с более значительным расходом твердого топлива и дизельных станций мощностью больше 500 *ЛС* необходимо утверждение СНК СССР Без наличия документов, подтверждающих получение разрешения на работу станции на проектируемом топливе, проекты станций не рассматриваются утверждающими проекты органами.

ГЛАВА 15

ВЫБОР МЕСТА ПОСТРОЙКИ ТЕПЛОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Правильность выбора места постройки и свойства выбранной площадки для теплосиловой установки имеют громадное значение для надежности, экономичности и удобства ее эксплуатации. Продолжительность строительства и стоимость его также в очень сильной степени зависят от расположения и свойств выбранного для постройки участка, сказывающихся главным образом на объеме и степени сложности строительных работ, необходимых для сооружения как главного здания теплосиловой установки, так и всех ее вспомогательных элементов.

Площадка для постройки теплосиловой установки должна удовлетворять следующим требованиям.

Станция должна быть расположена по возможности б л и ж е к ц е н т р у н а г р у з к и, что сокращает стоимость устройств для распределения энергии (тепловых и электрических сетей). Если тепло-

НТБ ДНУЖТ

снабжение предприятия производится раздельно от электроснабжения (например, имеются центральная котельная и дизельная электростанция или же котельная и подстанция районной сети), то котельную, следует располагать возможно ближе к центру тепловых нагрузок, а электроснабжающую установку— ближе к центру электрических нагрузок. При комбинированном энергоснабжении (теплофикационные электростанции), когда отпуск тепла и электроэнергии производится из одного здания, приходится выбирать какое-то среднее расположение станции, поскольку центр электрических нагрузок предприятия никогда не совпадает с центром тепловых нагрузок. Для выбора в этом случае места постройки необходимо экономическое сравнение нескольких вариантов.

Следует иметь в виду, что из соображений противовоздушной обороны часто приходится отступать от принципа расположения станции в центре нагрузки и располагать ее таким образом, чтобы наиболее ответственные потребители и станция не находились в пределах эллипса рассеяния авиабомб, для чего расстояние станции от указанных потребителей должно быть не менее определенной величины.

Станция должна располагаться на незатопляемом в половодье участке.

Качество грунта в месте постройки должно быть таково, чтобы постройка фундаментов для зданий и оборудования требовала минимума дорогостоящих вспомогательных сооружений (например, свайные основания и временные устройства при производстве работ, дренажные и водоотливные). Поэтому должны иметься точные данные о свойстве грунта на разных глубинах и о высоте грунтовых вод в разные времена года, для чего необходима своевременная организация специальных исследований (заложение шурфов).

На основании этих исследований должен быть решен вопрос вообще о возможности постройки станции в данном месте и о типе фундаментов и методах производства строительных работ. Недостаточное внимание к вопросам качества грунта и высоты грунтовых вод неоднократно приводило к тяжелым осложнениям как при производстве работ, так и при эксплуатации уже построенной станции.

Рельеф местности должен удовлетворять требованию минимума планировочных работ. Станция не должна располагаться под крутыми склонами гор, подверженных оползням и обвалам, и на участках, которые сами им подвержены.

Размер площадки должен быть достаточен для расположения станций и всех вспомогательных сооружений с соблюдением требований как пожарной охраны (достаточные расстояния между отдельными сооружениями и необходимые пожарные проезды), так и удобства и безопасности эксплуатации.

Станция должна быть обеспечена достаточным количеством воды как для технических, так и для хозяйственных нужд во всякое время года. Расположение станции относительно источников водоснабжения должно быть таково, чтобы подача воды на станцию не требовала дорогостоящих сооружений

НТБ ДНУЖТ

и чтобы расход энергии на подачу воды имел возможно малую величину. Поэтому следует располагать станцию по возможности ближе к воде и на геодезической отметке, лежащей невысоко над отметкой наивысшего возможного уровня воды в источниках водоснабжения. Разница в указанных отметках имеет особо большое значение для станций с такими системами водоснабжения, при которых всю требуемую для конденсаторов воду необходимо подавать с отметки естественного источника водоснабжения (проточные системы с подачей воды из рек или запруд на них и замкнутые системы с естественными или искусственными прудами), и приобретает еще большее значение, если такие станции работают по базисному графику (с большим коэфициентом использования). Подача большого количества воды на значительную высоту вызывает громадный расход электроэнергии на собственные нужды станции. Более подробные сведения о применяющихся системах водоснабжения станций, а также о потребном для станций количестве воды и о необходимых поверхностях охлаждения водоемов при замкнутых системах водоснабжения указаны в главе 25.

При обследованиях источников водоснабжения для проектируемой станции необходимо обращать самое серьезное внимание на качество воды, не только идущей на пополнение потерь ее в системе питания котлов, но и применяющейся для охлаждения конденсаторов, особенно поверхностных. Качеству этой воды очень часто не уделяется достаточного внимания несмотря на то, что оно очень сильно отражается как на сроках службы конденсационных устройств, так и на экономичности эксплуатации и ее надежности. Вода для конденсаторов должна быть тщательно исследована в отношении качества и количества содержащихся в ней растворенных солей, а также в отношении механических примесей и плавающих тел.

Значительное содержание в воде солей, выпадающих из раствора при сравнительно низких температурах, может приводить к накипеобразованию в конденсаторных трубках; некоторые соли могут вызывать разъедание трубок химическим и электролитическим путем.

Что касается механических примесей в воде и засорения ее различными предметами, то недосмотр в этом отношении иногда приводит к катастрофическим последствиям, делая невозможной сколько-нибудь надежную и экономичную эксплуатацию. Таких примеров в истории электрических станций имеется весьма значительное количество.

Очень часто выше по течению реки, чем предназначенный для постройки станции участок, бывают расположены промышленные предприятия, загрязняющие воду всякого рода отбросами своих производств, что может вызвать не только засорение водозаборных устройств станции и конденсаторов турбин, по и порчу металла труб и корпусов конденсаторов. Такие же неприятные явления могут иметь место при заборе воды из прудов и озер, на берегу которых имеются фабрики и заводы. Часто, в особенности при водоснабжении из прудов (а также из торфяных карьеров), приходится считаться с водорослями различных типов, иногда микроскопическими. Водоросли

НТБ ДПУЖТ

этого типа образуют слизь в конденсаторных трубках, служащую катализатором для образования более плотных отложений из содержащихся в воде солей и прочих веществ.

На территории станции, следует иметь незатопляемое место, достаточное для создания топливного склада необходимой емкости, причем, как правило, должна иметься возможность соединения территории склада с главными железнодорожными путями нетупикового типа (за исключением складов очень малой емкости). Место для склада не только не должно затопляться, но и не должно быть расположено низко, для того чтобы можно было осуществить устройство ливневых стоков с территории склада.

Участок для постройки станции на твердом топливе и взаимное расположение станционных сооружений должны давать возможность удобного вывоза золы и в случае предполагаемого ее оставления на участке—возможность свалки в течение продолжительного времени работы станции. При гидравлическом золоудалении без золоотстойников должно быть предусмотрено значительное место для разлива водно-золовой смеси. Вопросы золоудаления подробно разобраны в главе 26.

Участок станции должен давать возможность расширения как тепловой и электрической частей станции, так и всех вспомогательных сооружений. Возможность расширения, учитывая бурный рост электроснабжения, следует предусматривать даже в том случае, если не имеется определенных данных о его необходимости в ближайшие годы.

Площадка для постройки станции, а также взаимное расположение станционных сооружений на ней должны быть выбраны с учетом господствующего направления и силы ветров данной местности, для которой, следовательно, должна быть известна «роза ветров» (графическое изображение силы и продолжительности ветров различных направлений). Знание «розы ветров» особенно необходимо при работе станции на мелком, многозольном и сернистом топливе и при охлаждении циркуляционной воды в градирнях и брызгальных бассейнах.

При выборе места для участка станции и для ее отдельных сооружений необходимо стремиться, чтобы:

а) зола и унос из дымовых труб, пыль со складов топлива и золовых отвалов не летели на заселенные участки (например, рабочие поселки), производственные здания и сооружения в особенности на открытые электрические подстанции и помещения двигателей, в которых летом бывают открыты окна;

б) водяные пары из градирен и из брызгальных бассейнов не попадали на заселенные и производственные участки, в особенности на открытые электрические подстанции; занос их водяными парами в особенности в соединении с золой и пылью топлива может быть причиной систематических тяжелых аварий в электрической части станции.

НТБ ДНУЖТ

Как видно из перечисленных требований к месту расположения станции, они весьма разнообразны и многочисленны, и выбор удовлетворительной площадки для постройки станции является серьезной и ответственной задачей.

ГЛАВА 16

ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ДВИГАТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ КАК ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. Паровые поршневые машины

В последние 25 — 30 лет паровые поршневые машины в области больших и средних мощностей постепенно вытеснялись паровыми турбинами, а в области малых мощностей — локомобилями и двигателями внутреннего сгорания. В СССР поршневые паровые машины стационарного типа теперь не изготовляются и сохранились лишь машины прежней установки.

Наиболее часто применяются мощности от 20 до 2000 *ЛС*. Чаще всего применяются одноцилиндровые машины или же (для больших мощностей) машины двойного расширения. Большие кратности расширения делают установку слишком громоздкой и дорогой. Тандем машины более распространены, чем компаундные машины. Самая мощная паровая машина в 25 350 *ЛС* построена в США.

Обычные параметры рабочего процесса

Давление пара	8 — 15 *ата*
Температура пара	300—350°

Для поршневых конденсационных машин применяются почти исключительно смешивающие конденсаторы, в которых пар конденсируется при непосредственном соприкосновении с водой. Казалось бы, что температуру пара при входе в конденсатор можно довести до температуры выходящей воды, так как между паром и водой отсутствуют металлические поверхности, обладающие некоторым сопротивлением для перехода тепла. Однако в действительности температура выходящей охлаждающей воды t_2 будет несколько ниже температуры $t_н$, соответствующей вакууму, вследствие наличия в конденсаторе воздуха, парциальное давление которого у смешивающих конденсаторов имеет значительную величину (воздух вносится в пароводяное пространство с охлаждающей водой, чего не имеется в конденсаторах поверхностного типа). Разность температур $t_н - t_2$ для смешивающих конденсаторов струйного типа:

У турбин	2,2°
У поршневых машин	3,5—4,5°

У смешивающих конденсаторов эжекторного типа величина этой разности вследствие отсутствия распыления охлаждающей воды и

НТБ ДПУЖТ

малой поверхности соприкосновения ее с паром значительно больше, а именно $t_н - t_2 = 8 - 11°$.

Расход электроэнергии на удаление воды и воздуха у смешивающих конденсаторов больше, чем у поверхностных той же мощности, причем у эжекторных конденсаторов больше, чем у струйных (на 25 — 30%). Смешивающие конденсаторы применяются главным образом для стационарных паровых машин и локомобилей и редко для турбин (старые установки малой мощности).

В отличие от паровых турбин, работающих с очень глубоким вакуумом (96 — 97%), поршневые конденсационные паровые машины работают с давлением в конденсаторе 0,10 — 0,15 *ата*, т. е. при вакууме в 85 — 90%. Более глубокие вакуумы нецелесообразны, так как вследствие возрастания удельных объемов пара падение давления в паровыпускных органах увеличивается настолько, что при вакууме больше 85 — 90% противодавление уже не понижается. Обычно предел выгодности (экономический вакуум) наступает еще раньше вследствие сильного возрастания расхода энергии на конденсационные устройства, так что $V \approx 85\%$ обычно является уже пределом. Прямоточные машины, в которых выпуск пара производится через окна в паровом цилиндре, имеющие большие проходные сечения и могущие пропускать большие объемы пара при малом падении давления, могут работать с вакуумом до 95 — 96%.

Кратность охлаждения у смешивающих конденсаторов при вакууме 85 — 90% обычно лежит в пределах 30 — 40 *кг/кг*.

Характеристика паровых машин. Способность к перегрузкам у поршневых машин значительна, а именно отношение максимально длительной мощности к нормальной 1,25—1,35, а кратковременной к нормальной 1,4—1,5.

Равномерность хода зависит от размеров и веса маховика. При весе маховика в 25% от веса машины степень неравномерности

$$i = \frac{1}{150} - \frac{1}{200}.$$

Колебания параметров процесса сказываются на удельном расходе пара в поршневых машинах ориентировочно следующим образом (при давлении пара 10—14 *ат*, температуре 250—350° и вакууме в 85%):

Изменение давления пара на 1 *ат* изменяет расход пара на	1%
Изменение температуры пара на 7—8° изменяет расход пара на	1%
Изменение вакуума на 0,5—0,6% изменяет расход пара на	1%

Экономичность работы может быть характеризована данными табл. 34.

НТБ ДНУЖТ

Таблица 34

Удельные индикаторные расходы пара паровыми машинами в килограммах на лошадиную силу-час для начальных давлений в 10—16 *ати*

Тип машины	Насыщенный пар		Перегретый пар	
	без конденсации	с конденсацией	без конденсации	с конденсацией
Одноцилиндровый	8,5—14,0	7,0—12,0	6,0—10,6	5,0—7,0
Двойного расширения	7,5—11	5,5—8,0	5,3—7,5	4,2—5,5
Прямоточный	—	—	—	4,0—5,0

Коэфициент холостого хода паровых машин $x=0,10-0,15$, причем меньшие значения относятся к хорошим машинам крупных мощностей.

Свойства паровых поршневых машин как элементов теплосиловой установки. К достоинствам поршневых паровых машин следует отнести:

а) большую надежность в работе и простоту обслуживания;

б) большую способность к перегрузкам;

в) достаточную равномерность хода.

Отрицательными свойствами поршневых паровых машин являются:

а) большое занимаемое место, в особенности у горизонтальных машин;

б) продолжительный пуск (общее свойство всех паровых двигателей);

в) загрязнение отработавшего пара маслом, что затрудняет возможность применения конденсата для питания котлов и использование его некоторыми потребителями; устройство маслоочистителей не является иногда достаточным, поскольку некоторое количество масла все же остается; кроме того, маслоочистители создают сопротивление для прохода пара, вызывающее падение давления пара.

Областями применения стационарных паровых поршневых машин главным образом являются:

а) сельскохозяйственные установки;

б) работа на трансмиссии;

в) подъемные устройства;

г) насосные станции с поршневыми насосами;

д) поршневые воздуходувки;

е) прокатные станы.

Почти во всех областях паровые машины заменяются в настоящее время электромоторами, а в области воздуходувок — турбовоздуходувками и сохранились лишь в старых мелких установках. На электрических станциях они сохранились в настоящее время как сравнительно редкое исключение (на старых установках малой мощности).

НТБ ДНУЖТ

§ 2. Локомобили

Паровые локомобили представляют собой вполне законченную установку, состоящую из котла и монтированной вместе с ним паровой машины, так что фазы превращения энергии топлива в энергию пара и энергии пара в механическую осуществляются в одном агрегате.

Локомобили могут быть разделены на два типа: передвижные малой мощности, работающие обычно без перегрева пара и без конденсации, с машинами однократного расширения и стационарные, двойного расширения, чаще всего с перегревом пара и с конденсацией или без нее. Передвижные локомобили строятся на давление 6—8 *ат* и 10—15 *ат*, стационарные — на 10—15 *ат*. Передвижные локомобили имеют котлы английского типа (паровозные), стационарные же обычно строятся с котлами немецкого типа (с жаровыми трубами). Применение дымогарных котлов обусловливается отсутствием обмуровки.

Локомобильные установки стационарного типа в настоящее время строятся часто с водяными экономайзерами, в силу чего применение искусственной тяги становится необходимым. Часто применяется дутье в топки и вся установка приближается по своему устройству к обычной электрической станции. Применяется также и регенеративный подогрев питательной воды. Большинство современных локомобилей имеет подогреватели воды отработавшим паром. Подогреватели входят в комплектную поставку агрегата, являясь частью его конструкции, обогреваются выхлопным паром и располагаются между машиной и конденсатором. Питательная вода в них подогревается до 40—45°, что дает около 4% сбережения тепла. При локомобилях без конденсации сбережение тепла в подогревателях 6—7%. Во многих случаях предусматриваются, кроме индивидуальных подогревателей, также и центральные, где вода подогревается дополнительно. Применение центральных подогревателей становится необходимым при наличии водяных экономайзеров, если температура точки росы для дымовых газов лежит выше возможной температуры подогрева питательной воды в индивидуальных подогревателях. Экономайзеры преимущественно ставятся центральные (общие для всех локомобилей). Экономичность локомобилей мощностью 100—300 *ЛС* может быть характеризована данными табл. 35.

Способность к перегрузкам у локомобилей весьма значительна, а именно

$$N_{мд} = (1{,}15 \div 1{,}3)\ N_н \text{ и } N^{кр}_{max} = (1{,}3 \div 1{,}5)\ N_н.$$

Коэфициент холостого хода — около 20%. Потери тепла в окружающую среду имеют большую величину, а именно $q_5 = 8—15\%$ (большая величина относится к малым локомобилям). Достоинствами локомобилей как элементов теплосиловых установок являются:

а) высокая экономичность;
б) отсутствие обмуровки;

НТБ ДНУЖТ

Таблица 35

Основные данные стационарных локомобилей Людиновского завода

Марка	Мощность в *ЛС*			Расход на 1 *е. ЛС-ч* в *кг*			Парадный $\eta_{уст}$ %	Давление в конденсаторе в *ат*	Расход на 1 *е.ЛС-ч* в *л/ч*	
	$N_н$	$N_{м.о}$	$N_м^{кр}$	угля 7 000 *кал/кг*	дров 3 000 *кал/кг*	пара			питательной воды	воды для конденсации
I. Локомобили типа ЛМ (p=12 *ат*; t=300—340°)										
ЛМ-V	100	120	135	0,9	1,15	6	10	0,18	720	28 000
ЛМ-VII	145	170	190	0,86	2,03	5,8	10,5		990	30 000
ЛМ-VIII	195	225	250	0,86	2,03	5,8	10,5		1 310	40 000
П-1	30,5	38	45	1,3	3,3	9,5	Передвижные, работающие на выхлоп			
П-3	60	75	90	1,24	2,9	8,5				
II. Локомобили типа СК (p=15 *ат*; t=350°)										
СК-4	292	350	420	0,8	1,8	5,26	11,2	0,10	1 680	60 000
СК-5	420	500	600	0,76	1,75	4,8	11,8		2 400	80 000

Примечание. Намечены к выпуску с завода локомобили **СК-6** в 700 *ЛС* и теплофикационные типа СТ в 250 и 350 *ЛС*, а также локомобили **СТК-4** в 350 *ЛС* с отбором пара и конденсацией. Локомобили **СК** и **СТК** имеют цилиндр низкого давления прямоточный.

в) отсутствие сложных и массивных фундаментов, так как котел отчасти является фундаментом для машины;

г) малое занимаемое место — на 30—40% меньше, чем у раздельной установки;

д) возможность использования самых различных видов и сортов топлива;

е) надежность работы;

ж) простота обслуживания;

з) большая способность к перегрузкам;

и) простота и быстрота монтажа.

К недостаткам локомобилей следует отнести:

а) усложнение и удорожание установки при сжигании низкосортных топлив вследствие необходимости устройства выносных и откатных топок;

б) дороговизну резерва, так как котел нельзя ставить отдельно от машины.

в) затруднительность питания машины одного локомобиля от котла другого, вследствие чего такая схема работы почти никогда не применяется;

г) жесткую согласованность производительности котла с потребностью пара для машины, вследствие чего встречаются большие затруд-

НТБ ДНУЖКТ

нения в случае необходимости отбора пара из котла; в некоторых случаях заводы из этого положения выходят, комбинируя машину с котлом следующего по мощности локомобиля, что не всегда возможно;

д) необходимость в случае потребности не только в электроэнергии, но и в тепле, устройства котельной из обычных стационарных котлов; в последнее время заводы стали выпускать некоторые типы локомобилей с отбором пара, что дает возможность иногда удачно разрешать задачу теплоэлектроснабжения (при небольшом тепловом потреблении);

е) затруднения с приводом генераторов, так как при локомобилях малой и средней мощности необходима ремениая передача, что увеличивает габариты установки и создает неудобства в эксплуатации; некоторые локомобили больших мощностей имеют непосредственное соединение с генераторами;

ж) объединение в одном помещении обслуживания котлов, машины и электрических генераторов, что приводит, в особенности при угольном и торфяном топливе, к загрязнению машины и генератора; поэтому в крупных локомобильных установках необходимо устраивать перегородку, отделяющую помещение котлов от машин и генераторов, что затрудняет обслуживание агрегатов и вызывает увеличение количества персонала;

з) загрязненность отработавшего пара маслом.

Несмотря на перечисленные недостатки, локомобили могут с успехом применяться на установках небольшой мощности железнодорожного транспорта.

§ 3. Двигатели Дизеля

На железнодорожном транспорте имеется очень большое количество стационарных дизельных установок, а именно на электростанциях и крупных водокачках, причем подавляющее большинство этих установок построено сравнительно давно: или в дореволюционное время или же в период первой пятилетки и начале второй, когда нашими заводами совсем не изготовлялись паровые двигатели малой мощности. Учитывая установку партии и правительства о всемерной экономии нефтяного топлива, в третьей пятилетке дизельные станции следует строить лишь в исключительных случаях. В качестве топлива для новых дизельных станций, как правило, должны использоваться парафинистые мазуты. Старые станции, работающие на нефти, должны переводиться также на эти мазуты.

Преимуществами дизельных установок являются:

а) высокая тепловая экономичность; абсолютный эффективный к. п. д. дизельной установки лежит в пределах:

Для компрессорных дизелей	28—32%
» бескомирессорных дизелей	30—34%

При этом двухтактные двигатели имеют к. п. д. на 2—4% ниже, чем четырехтактные той же мощности; хозяйственный коэфициент рас-

НТБ ДНУЖТ

хода топлива, т. е. отношение фактического расхода его к парадному расходу, незначителен и не превышает обычно 1,10, причем удельный расход топлива мало зависит от качества обслуживания двигателя; в этом отношении дизельные установки выгодно отличаются от паровых установок, равно как и в отношении расхода электроэнергии на собственные нужды;

б) полное отсутствие расхода топлива при остановках;

в) дизельные электростанции требуют приблизительно в 10 раз меньше воды, чем паровые конденсационные установки той же мощности;

г) быстрый пуск в ход, постоянная готовность к пуску;

д) малые занимаемые площадь и кубатура (отсутствие громоздких элементов установки—склада твердого топлива и сооружений для золоудаления);

е) малое количество обслуживающего персонала (отсутствие котельной).

Коэфициент холостого хода двигателей Дизеля в среднем равен

У компрессорных четырехтактных	0,24
бескомпрессорных малой мощности	0,21
То же большой »	0,17

Удельный расход топлива имеет минимум при коэфициенте загрузки двигателя $f=0{,}8—0{,}85$.

Для определения удельного расхода топлива при частичной нагрузке можно пользоваться кроме формулы (14) формулой А. А. Вознесенского

$$b_e = \frac{b_e^{\kappa}}{100\,f}\,[30\,f^2 + 51\,f + 19],$$

где f — степень загрузки в долях единицы; для малых двигателей эта формула пригодна при f, большей 0,40.

К отрицательным свойствам дизельных установок относятся:

а) дороговизна и дефицитность топлива;

б) высокая начальная стоимость установки;

в) меньшая надежность в работе, чем у паровых установок;

г) необходимость высококвалифицированного обслуживания;

д) не вполне удовлетворительная устойчивость параллельной работы дизель-генераторов переменного тока;

е) менее удобное использование отходящего тепла, чем у паровых установок с отбором пара или противодавлением; основные принципы использования отходящего тепла дизельных установок изложены в в главе 20;

ж) малая способность к перегрузкам сравнительно с поршневыми паровыми машинами; двигатели союзных заводов допускают, например, перегрузку не более чем на 10% сверх максимально длительной мощности в течение не более 1 часа.

НТБ ДНУЖТ

§ 4. Паровые турбины

Паровые турбины строятся в настоящее время на самые разнообразные мощности, начиная от мелких, так называемых служебных, турбин, применяемых для привода различных вспомогательных механизмов (насосов, вентиляторов и т. д.), и кончая крупнейшими агрегатами в 100 000 *квт* и более. В СССР самой крупной паровой турбиной является турбина в 100 000 *квт*, построенная Ленинградским металлическим заводом и установленная на Сталиногорской районной станции. Диапазон давлений, на которые строятся паровые турбины, также весьма широк, а именно от 10—15 *ат* до 120—140 *ат*. Максимальные температуры пара — до 500°. Наиболее распространенные температуры пара: у старых турбин 350—375°, у новых 400—425° Число оборотов (в европейских установках) обычно 1 500 и 3 000 об/мин, причем первое число относитея к агрегатам больших мощностей, а второе - к менее мощным агрегатам. По мере развития турбостроения мощности машин, строящихся на 3 000 об/мин., постепенно повышались, и в настоящее время возможна постройка машин с указанным числом оборотов на мощность до 100 000 *квт*.

В Америке, где частота трехфазного тока обычно 60 пер/сек (в отличие от принятой в Европе частоты в 50 пер/сек), турбины строятся на 1 800 и 3 600 об/мин. Турбины мелких мощностей (например, бесподвальные турбины в 2 500 и 4 000 *квт-ч*), а также служебные турбины строятся на 5 000 об/мин и более.

Экономичность турбин, в особенности средних и больших мощностей, очень высока. Расход пара на 1 *квт-ч* при экономической нагрузке с учетом расхода на регенерацию у крупных конденсационных турбин имеет величину 4,0—5,0 *кг/квт-ч* (в зависимости от мощности и типа турбины), у мелких турбин 5—6,5 *кг/квт-ч*.

Холостой расход пара изменяется в зависимости от мощности, способа регулирования и типа турбин и имеет небольшую величину 8—14%, причем больше при дроссельном регулировании, чем при сопловом, и больше у машин с отбором пара и с противодавлением, чем у чисто конденсационных (при той же мощности).

Относительные к.п.д. весьма высоки и достигают в настоящее время величин порядка 0,8—0,85 (цилиндры высокого давления мощных машин).

Способность к перегрузкам у турбин невелика (не более 5—10% кратковременно и не у всех типов).

В настоящее время в СССР подавляющее большинство турбин строится на 29 *ата*. Намечены к постройке турбины на 90 *ата*.

Основными преимуществами турбин как элементов теплосиловой установки являются:

а) возможность постройки агрегатов больших мощностей;

б) значительно меньшая занимаемая площадь, чем у паровых поршневых машин той же мощность;

в) полная равномерность хода и отсутствие деталей с поступательным движением, что уменьшает износ агрегата;

НТБ ДНУЖТ

г) высокая экономичность;

д) простота устройства отъемов пара из цилиндров;

е) полное отсутствие масла в отработавшем паре, что дает возможность свободного использования конденсата для питания котлов и отработавшего пара для любых его потребителей;

ж) несложное обслуживание и возможность сравнительно легко автоматизировать почти все процессы обслуживания и контроля.

К отрицательным качествам турбин необходимо отнести:

а) продолжительность пуска, доходящую у турбин больших мощностей (50 000 — 100 000 *квт*) до 1,5—2,5 часа, включая пуск конденсационного устройства;

б) чувствительность турбин к качеству поступающего в них пара и в особенности к попаданию в них воды, что вызывает необходимость весьма жестких требований к работе котельной установки в отношении величины и постоянства давления и температуры пара и к сепарации воды из пара в барабанах котлов;

в) малую способность к перегрузкам; перегрузка турбины вызывает увеличение осевого давления ротора и повышенные усилия на рабочих лопатках; увеличение усилий на рабочие лопатки имеет место также в случае работы с нормальной мощностью, но при пониженных оборотах, например при параллельной работе турбогенераторов с сетью, в которой число периодов тока понижено против нормального; уменьшение угловой скорости вращения ротора при сохранении той же мощности турбины вызывает увеличение вращающего момента, что в свою очередь при том же диаметре ротора повышает усилия на лопатки: частая работа при пониженных частотах в сети без снижения нагрузки турбины обычно приводит к систематическим поломкам лопаточного аппарата. Возможность перегрузки турбин должна быть проверена расчетами и подтверждена заводом-изготовителем.

ГЛАВА 17

ОСНОВНЫЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫБОРУ ВАРИАНТОВ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ, ЧИСЛА И МОЩНОСТИ АГРЕГАТОВ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. Выбор варианта системы энергоснабжения

При выборе варианта энергоснабжения, например по ориентировочной табл. 32, может встретиться необходимость выбора одного из нескольких, в простейшем случае из двух, вариантов, возможных в данных условиях. Например, может быть необходимо сравнить между собой два варианта: снабжение паром и электроэнергией от теплофикационной электростанции или же снабжение паром от центральной котельной, а электроэнергией — от подстанции районной электрической сети.

Сравнение вариантов должно быть произведено прежде всего на основании технико-экономических расчетов, порядок которых состоит в следующем.

НТБ ДНУЖТ

Для каждого варианта определяются капитальные затраты, включающие стоимость строительных сооружений, стоимость оборудования, включая транспортные расходы и монтаж, стоимость временных сооружений при строительстве (железнодорожные пути, склады, водоснабжение и прочие сооружения временного характера). Затем для каждого варианта определяют годовые расходы по эксплуатации проектируемой энергоснабжающей системы, включая амортизационные отчисления от стоимости сооружения, пользуясь номенклатурой годовых расходов, приведенной в табл. 5. При этом в случае энергоснабжения от подстанции должна быть учтена, кроме стоимости покупаемой, энергии также и плата за установленную мощность подстанции, взимаемая посторонней энергосистемой с заводов-потребителей (взимается n руб. за каждый киловольт-ампер установленных на заводской подстанции трансформаторов).

После определения всех перечисленных величин составляют сводную ведомость расходов (табл. 36).

Таблица 36

	Капитальные затраты	Годовые расходы по эксплуатации
Вариант первый	K_1	A_1
Вариант второй	K_2	A_2

Очевидно, что если

$$K_1 < K_2,$$

$$A_1 < A_2,$$

то выгоден первый вариант;
если

$$K_1 > K_2$$

и

$$A_1 > A_2.$$

то выгоден второй вариант.

В случае если $K_1 > K_2$ и $A_1 < A_2$ или $K_1 < K_2$ и $A_1 > A_2$, то необходимо определение срока окупаемости излишних капиталовложений за счет уменьшения при этом годовых расходов по эксплуатации. Например, при $K_1 > K_2$ и $A_1 < A_2$ срок окупаемости равен

$$\frac{K_1 - K_2}{A_2 - A_1} = t \text{ лет.}$$

Если число лет окупаемости лежит в допустимых пределах (см. § 2 главы 8), то увеличение капиталовложений может быть целесообразным, и с чисто экономической точки зрения в данный момент следует предпочесть первый, более дорогой, вариант. Однако при оконча-

НТБ ДНУЖТ

тельном выборе варианта иногда приходится отказываться от вариант выбранного лишь по чисто экономическим соображениям. Такое отступление может быть сделано, например, из соображений большей надежности другого варианта или же в целях возможности использования (или лучшего использования) при нем местного топлива. Допустим, в данный момент экономически более выгодным оказался вариант с центральной котельной и электроснабжением от подстанции сети, питаемой электростанциями, работающими на топливе, требующем более дальних перевозок, чем имеющееся местное топливо. В этом случае целесообразнее будет отказаться от получения энергии от подстанции и принять вариант с местной теплофикационной электростанцией, при котором местное топливо будет использовано больше и с лучшим к. п. д., чем при центральной котельной небольшой мощности.

§ 2. Выбор оборудования

Выбор двигателей. При выборе двигателей для какого-либо варианта оборудования необходимо руководствоваться следующими основными положениями.

1. Максимальная электрическая нагрузка по годовому графику (с учетом прироста ее ко второму году эксплуатации) должна покрываться установленными двигателями (не считая резервных).

2. При выборе мощности и числа двигателей из имеющихся по стандартам оборудования следует стремиться к наилучшей степени использования двигателей в течение года и наименьшему годовому расходу ими топлива, определяемому, согласно указаниям главы 5, по годовому графику нагрузки по продолжительности.

3. Мощности и типы отдельных двигателей должны быть, как правило, одинаковыми для упрощения тепловой схемы и обслуживания и ремонта агрегатов (меньшее количество необходимых запасных частей).

4. Мощности отдельных двигателей должны быть подобраны так, чтобы имелась возможность ревизий и ремонтов двигателей в периоды пониженной нагрузки.

5. При выборе двигателей с отбором пара следует иметь в виду следующие соображения: если число необходимых двигателей, рассчитанное по максимуму суммарного потребления отборного пара и максимальным отборам двигателей, оказывается больше числа двигателей, определенного по максимуму электрической нагрузки, то может быть целесообразным принять к установке число двигателей, определенное по электрической нагрузке, недостаток же пара покрывать редуцированным паром котельной. Лишь при необходимости значительного количества редуцированного пара целесообразнее выбрать большее число двигателей, чем необходимо по электрической нагрузке.

Количество потребного пара из отбора следует при наличии отопительной нагрузки определять исходя из расхода тепла на отопление при температуре наружного воздуха, равной расчетной, определяемой по формуле, например, проф. Давидсона или Чаплина

НТБ ДПУКТ

и лежащей в пределах между средней температурой самого холодного месяца в данной местности и абсолютным минимумом температуры для нее (см. том II настоящего курса).

В отношении локомобильных установок необходимо сделать особую оговорку. При значительном тепловом потреблении, в особенности при отборе пара не только из ресивера машины, но и непосредственно из локомобильного котла, и выборе при этом числа необходимых локомобилей по производительности котлов электрическая мощность генераторов двигателей оказывается значительно недоиспользованной. В таких случаях может быть целесообразно уменьшить число локомобилей и часть теплового потребления передать на обычный стационарный паровой котел, установка которого будет, без сомнения, дешевле, чем установка излишних по электрической мощности локомобилей. Возможно и другое решение вопроса, а именно: установка аккумуляторов тепла, целесообразность которой в сильной степени зависит от формы графиков потребления тепла.

6. Число и мощность резервных двигателей в сильной степени зависят как от значимости данной установки, так и от того, работает ли она изолированно или же в параллель с посторонней электрической системой, а также от резерва мощности в этой системе и надежности электрической связи с ней.

На установках, работающих изолированно, как правило, в резерве при максимальной нагрузке должен находиться по крайней мере один двигатель, мощность которого равна мощности наибольшего рабочего двигателя.

Для установок, работающих в параллель с другими, вопрос о размере резерва решается в зависимости от местных условий, а именно: от общего резерва мощности в системе и надежности связи данной установки с системой.

Резерв мощности на некоторых установках системы может отсутствовать совсем и иметься, например, лишь на одной из них, являясь общим для всей системы.

Если на данной станции установлены двигатели с отбором пара и не имеется резервных двигателей, то подача пара из отбора на случай выхода из работы двигателей резервируется посредством редукционно-увлажнительных установок для снижения параметров пара котла до параметров отборного пара.

Выбор котлов. При выборе котлов для теплосиловой установки руководствуются следующими основными правилами. Максимальная нагрузка котельной, по которой должна выбираться суммарная производительность котельных агрегатов, определяемая методами, указанными в главе 2, устанавливается при расходе тепла на отопление, соответствующем расчетной температуре наружного воздуха.

Количество котельных агрегатов намеченного к установке типа для станций, работающих параллельно с системой, определяется согласно указаниям отраслевой конференции Главэнерго 1936 г. в зависимости от характера нагрузки станции.

Для конденсационных станций и для станций теплофикационных

НТБ ДНУЖТ

с преобладающей тепловой производственной нагрузкой количество устанавливаемых котлов определяется делением максимальной производительности котельной на нормальную производительность котла данного типа.

Для станций теплофикационных с преобладающей бытовой тепловой нагрузкой число котлов определяется делением максимума нагрузки котельной на форсированную производительность котла.

И в том и другом случаях берется ближайшее большее целое число котлов и никаких добавочных резервных котлов не устанавливается.

При выборе числа котлов по указанному принципу станции с преобладающей производственной нагрузкой как-будто оказываются более обеспеченными резервной котельной мощностью, чем станции с преобладающей бытовой нагрузкой, так как количество котлов для станции последнего типа при том же максимуме нагрузки котельной будет меньше, чем у станции первого типа.

Однако, учитывая, что расчетный максимум нагрузки котельной для случая преобладания бытовой нагрузки определяется главным образом расходом тепла при расчетной температуре наружного воздуха, лежащей ниже средней температуры самого холодного месяца и имеющей фактически место крайне редко, обеспеченность котельной резервной мощностью при определении числа котлов по их форсированной производительности оказывается вполне достаточной.

Указанный метод определения числа котлов согласно решениям конференции Главэнерго 1936 г. должен применяться для станций. работающих неизолированно Для изолированно работающих станций конференция 1936 г не указывает способа определения числа котлов.

В случае выхода из строя котлов на такой станции возможность передачи части выработки электроэнергии на какие-либо другие станции отсутствует, что приводит к необходимости выключения части потребителей тепла или электроэнергии. Поэтому количество котлов должно быть увеличено сравнительно с количеством их на скольцованных станциях, выбранным по способу, рекомендуемому конференцией Главэнерго (на 1—2 котла) в зависимости от мощности отдельных агрегатов, причем меньшая цифра относится к случаю небольшого числа сравнительно мощных котлов, а бо́льшая — к случаю более мелких агрегатов.

При выборе мощности котельных единиц следует стремиться к тому, чтобы использование их при данном графике нагрузки было возможно большим и чтобы в периоды уменьшенной нагрузки котельной имелась возможность вывода агрегатов в ремонт.

Выбор агрегатов для установок, имеющих несколько очередей постройки. Если агрегаты выбираются для первой очереди постройки станции, то очень часто во избежание большого числа или разнотипности агрегатов при окончательном расширении станции мощности отдельных агрегатов первой очереди выбираются более значительными, чем следовало бы выбрать применительно к графикам нагрузки, имеющейся при первой

НТБ ДНУЖТ

очереди станции. Таким образом, оборудование первой очереди оказывается несколько недогруженным.

Экономическое сравнение вариантов оборудования. Для возможности экономического сравнения вариантов энергоснабжения, например сравнения теплофикационной станции (первый вариант) и электроснабжения от подстанции и теплоснабжения от котельной (второй вариант), внутри каждого варианта часто приходится производить также выбор из нескольких вариантов оборудования. Например, если для какой-либо ТЭЦ возможна установка турбин по 4 000 *квт* на давление 29 *ата* или же турбин по 2 500 *квт* на давление 20 *ата*, то из этих двух вариантов выбирается наивыгоднейший, который и должен затем сравниваться с наивыгоднейшим вариантом раздельного энергоснабжения.

Сравнение вариантов оборудования внутри данного типа энергоснабжения производится по капитальным затратам и годовым расходам совершенно тем же методом, что и описанное выше сравнение вариантов энергоснабжения.

Пример 16. Определить необходимое число котлов: а) для ТЭЦ с преобладающей производственной нагрузкой; б) для ТЭЦ с преобладающей бытовой нагрузкой. Максимальная нагрузка котельной при расчетной наружной температуре в обоих случаях одинакова и равна 120 *т/ч*. Котлы НЗЛ на 20—25 *т/ч*.

Для станции с преобладающей производственной нагрузкой количество котлов $n = \frac{120}{20} = 6$ котлов. Для случая с преобладанием бытовой нагрузки $n = \frac{120}{25} = 5$ котлов. Если для станции первого типа нагрузка котельной при средней наружной температуре отопительного периода равна 100 *т/ч*, то в работе могут быть пять котлов с нагрузкой по $\frac{100}{5} = 20$ *т/ч* при одном резервном котле. При выходе из строя одного котла нагрузка может быть покрыта четырьмя котлами при производительности $\frac{100}{4} = 25$ *т/ч* при одном резервном котле.

Для станции второго типа нагрузка котельной при средней температуре отопительного периода будет при том же максимуме в 120 *т/ч* меньше, чем у станции первого типа, поскольку отопительная нагрузка преобладает и изменение наружной температуры более резко влияет на нагрузку котельной, чем у станции первого типа.

Если принять нагрузку котельной при $t_{ср}^{от}$ равной 80 *т/ч*, то в работе должно быть $\frac{80}{20} = 4$ котла и один котел остается в резерве. При выходе из строя одного котла и нахождении в ревизии резервного котла оставшиеся в работе три котла могут дать пара не более чем $3 \cdot 25 = 75$ *т/ч*, а общая производительность котельной должна быть уменьшена на 5 *т/ч*, что может быть сделано путем некоторого временного уменьшения подачи тепла бытовым потребителям.

НТБ ДНУЖТ

Пример 17. Произвести технико-экономическое сравнение двух вариантов оборудования теплофикационной станции.

Первый вариант—4 турбогенератора типа СК-20 по 2 500 *квт* ($p_0 = 20$ *ата*; $t_0 = 350°$). Параметры пара котлов $p_к = 23$ *ата*; $t_к = 375°$; $i_к = 762$ *кал/кг*.

Второй вариант—3 турбогенератора типа СК-26 по 4 000 *квт* ($p_0 = 29$ *ата*; $t_0 = 400°$). Параметры пара котлов $p_к = 33$ *ата*; $t_к = 425°$; $i_к = 785$ *кал/кг*.

При обоих вариантах имеется по одному резервному турбогенератору.

При определении расхода пара из котельной пользуемся суточными графиками тепловой и электрической нагрузки и заводскими режимными диаграммами турбогенераторов. Сравнение вариантов производим по основным показателям, поскольку пример приводится для уяснения методики расчета. Число зимних дней принимаем 245 и летних 120.

Результаты расчетов приводим в табл. 37 и 38.

Таблица 37

Сводная таблица технико-экономических показателей для вариантов оборудования

Наименование	Первый вариант: 4 · 2 500 *квт*	Второй вариант: 3 · 4 000 *квт*
Отпуск пара из котельной в *т* за зимние сутки при $t^{от}_{ср}$ с учетом 5% надбавки на машинный зал	2 480	2 330
То же за летние сутки	1 920	1 580
Максимальная нагрузка котельной при средней температуре отопительного периода с учетом 3% на собственные нужды и потери в *т/ч*	148	135
То же за летний день	114	95
Максимальная нагрузка котельной при расчетной температуре с учетом 3% на собственные нужды и потери в *т/ч*	163	148
Выбранное число котлов 40/50 *т/ч* (однобарабанные) со снижением рабочего давления с 33 до 23 *ата* при первом варианте	4	4
Максимальная нагрузка котлов в *т/ч*:		
а) при расчетной температуре	$\frac{163}{4} \geq 41$	$\frac{148}{4} = 37$
б) при средней температуре отопительного периода	$\frac{148}{3} \geq 49$	$\frac{135}{3}$ 45

НТБ ДНУЖТ

Продолжение

Наименование	Первый вариант: 4 · 2 500 *квт*	Второй вариант. 3 · 4 000 *квт*
в) летний день	$\frac{114}{3} = 38$	$\frac{95}{2} = 47{,}5$
Число котлов летом:		
а) в ремонте	1	1
б) в резерве	Нет	1
Годовой расход пара в *т год*	$2480 \cdot 245 + 1920 \cdot 120 = 860\,000$	$2330 \cdot 245 + 1586 \cdot 120 = 747\,500$
Испарительная способность топлива при $Q^{н}_{р} = 3000$ *кал/кг*, $\eta_{к.у} = 0{,}85$ и $t_{п.в} = 140°$ в *кг/кг*	$\frac{3000 \cdot 0{,}85}{762-140} = 4{,}1$	$\frac{3000 \cdot 0{,}85}{785-140} = 3{,}95$
Парадный расход топлива в *т/год*	$\frac{860\,000}{4{,}10} = 209\,000$	$\frac{747\,500}{3{,}95} = 189\,000$
То же с учетом 10% эксплуатационных надбавок	230 000	206 000
Стоимость топлива при цене 1 *т* 20 руб.	4 600 000	4 120 000
Определение капитальных затрат		
Полная стоимость турбогенераторов, включая резервные, с монтажом в рублях	$5 \cdot 433\,000 = 2\,165\,000$	$4 \cdot 486\,000 = 1\,944\,000$
Полная стоимость котлов в рублях	$4 \cdot 350\,000 = 1\,400\,000$	1 400 000
Полная стоимость основного оборудования в рублях	3 565 000	3 344 000
Годовые отчисления от стоимости оборудования (амортизация, ремонт и пр.) в размере 14% в рублях.	500 000	468 000

Таблица 38

Сводная таблица результатов расчета для выбора варианта оборудования (в рублях)

Вариант	Первоначальные затраты	Годовые отчисления	Стоимость топлива	Суммарные годовые расходы, зависящие от варианта
Первый	3 565 000	500 000	2 300 000	2 800 000
Второй	3 344 000	468 000	2 060 000	2 518 000

НТБ ДНУЖТ

Как видно из табл. 37 и 38, второй вариант выгоднее как по капитальным затратам, так и по годовым расходам. При более детальных расчетах выгодность второго варианта окажется еще большей, так как в расчете не учтены увеличение кубатуры машинного зала при первом варианте (5 машин вместо 4) и увеличение стоимости электрического распределительного устройства. Кроме того, второй вариант имеет значительные преимущества сравнительно с первым в отношении возможности ремонта котельного оборудования.

ГЛАВА 18

ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ УСТАНОВОК И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ

§ 1. Понятие о тепловой схеме и основные требования к ее выполнению

Тепловой схемой теплосиловой установки называется схема отпуска тепла потребителям и использования его внутри самой установки. Тепловая схема определяется как типом двигателей (конденсационные, с использованием отработавшего тепла, с регенерацией или без регенерации и т. д.), так и типами и способами включения вспомогательных теплообменных аппаратов и должна обеспечивать максимально возможную экономичность и надежность всей установки.

Практическое выполнение тепловой схемы, т. е. размещение и соединение трубопроводами всех необходимых теплообменных аппаратов, места расположения и способы включения насосов, а также расстановка арматуры трубопроводов должны давать возможность удобного и простого обслуживания всего комплекса оборудования и удовлетворять требованию его бесперебойной работы.

При проектировании теплосиловых установок следует иметь в виду, что качество проектирования в значительно меньшей степени влияет на экономичность и надежность работы основных агрегатов (котлов и двигателей), которые обычно выпускаются заводами стандартизованными, чем на надежность и экономичность тепловой схемы, являющейся одним из самых ответственных элементов проекта.

Непродуманная с вышеуказанных точек зрения тепловая схема может сделать ненадежной и неэкономичной работу станции, оборудованной самыми совершенными во всех отношениях основными агрегатами.

Кроме того, не следует забывать, что требования экономичности очень часто противоречат требованиям надежности, так как обычно вызывают необходимость усложнения схемы. Поэтому всякое мероприятие, повышающее экономичность, должно быть рассмотрено прежде всего с точки зрения надежности его практического осуществления и бесперебойности работы и простоты обслуживания. Основными требованиями к практическому выполнению тепловой схемы для обеспечения надежности работы станции можно считать следующие:

а) схемы включения вспомогательных теплообменных аппаратов, относящихся к отдельным основным агрегатам, должны быть осущест-

НТБ ДНУЖТ

влены так, чтобы нарушения нормальной работы в схеме одного основного агрегата не могли отразиться на работе другого; возможность пуска или остановки каждого основного агрегата должна быть обеспечена вне всякой зависимости от состояния других агрегатов;

б) работа каждого основного агрегата должна быть возможна при выводе в ремонт или при выходе из строя его вспомогательных теплообменных аппаратов;

в) в отдельных потоках воды по возможности не должно иметься последовательно работающих насосов, что вызывает уменьшение надежности и необходимость увеличения числа резервных насосов;

г) ответственные насосы должны быть резервированы и наиболее важные участки трубопроводов дублированы;

д) наиболее ответственные теплообменные аппараты, исправное состояние которых необходимо для работы всей станции в целом, должны быть дублированы.

В настоящей главе рассматриваются методы расчета и наиболее целесообразные способы включения различных теплообменных аппаратов, являющихся элементами тепловых схем, кроме подогревателей регенеративного цикла, рассмотренных ранее в главе 10.

§ 2. Испарительные и паропреобразовательные установки

Потери питательной воды и общие сведения о способах их пополнения. Питательная вода для современных котлов должна удовлетворять весьма жестким нормам в отношении как взвешенных, так и растворенных веществ. Несоблюдение этих норм вызывает необходимость большой продувки котлов, поскольку котловая вода не должна содержать растворенных и взвещенных веществ больше определенного числа *мг/л* (сухой остаток при выпаривании) и должна иметь щелочность не выше определенной нормы. Большая продувка котлов вызывает значительные потери тепла с продувочной водой (даже при частичном его использовании) и вызывает необходимость большей добавки воды в систему питания, что еще более ухудшает качество питательной воды. Таким образом, получается так называемый порочный круг, выходом из которого является всемерное улучшение качества питательной воды. Нормы качества питательной и котловой воды указаны во второй части настоящего тома.

Несоблюдение норм качества котловой воды вызывает отложения накипи на внутренней поверхности котлов и может привести к перегоранию труб котла (в первую очередь экранных и первых рядов кипятильных труб). Унос солей с котловой водой при не совсем удовлетворительной сепарации ее из пара при выходе из котла (вопрос о вполне удовлетворительной сепарации при больших нагрузках котла не может еще считаться окончательно разрешенным) может вызвать перегорание труб перегревателя, а также неправильное действие запорных органов турбин и занос их лопаток.

При большой щелочности котловой воды, а также при некотором

НТБ ДНУЖТ

химическом составе взвешенных частей наблюдаются явления вспенивания котловой воды в барабанах и заброс больших масс ее в паропроводы и даже в турбины, что может вызвать катастрофические аварии.

Отсюда видно, насколько серьезно следует относиться к соблюдению норм качества как питательной, так и котловой воды. Если бы весь пар, вырабатываемый котлами, возвращался целиком в систему питания котлов в виде конденсата из турбин и конденсата от потребителей тепла, то мы имели бы идеальный случай работы: питание котлов чистым конденсатом. Однако в действительности всегда имеются весовые потери воды из паро-водяного цикла станции в той или иной форме: в виде потерь самого пара и в виде потерь его конденсата.

Для возможности сведения водяного баланса установки, т. е. для обеспечения котла необходимым количеством питательной воды, потери воды из цикла должны быть пополнены добавочной водой, количество которой равно сумме всех весовых потерь пара и конденсата и слагается из следующих составляющих:

а) потери пара и воды через неплотности паропроводов котельной (главных и вспомогательных) и паропроводов от котельной до двигателей, расход на опробование предохранительных клапанов, на гудок;

б) расхода пара на собственные нужды котельной (обдувка поверхностей нагрева, паровое дутье, паровое распыливание мазута, паровые питательные насосы);

в) расхода пара на разогрев мазута (при сливе из цистерн, в хранилищах и т. д.);

г) расхода пара на собственные нужды машинного зала, в случае если конденсат этого пара не возвращается в систему питания (пусковые эжекторы, паровые резервные насосы и т. д.), и потери пара через неплотности трубопроводов;

д) потери части конденсата на пути его от конденсаторов турбин до котлов;

е) потери части конденсата греющего пара регенеративных подогревателей, бойлеров и прочих теплообменных аппаратов;

ж) потери конденсата дренажей паропроводов всей станции при нормальной их работе, а также при прогреве вновь включаемых участков (часть, не собираемая в дренажные баки для возвращения в систему питания);

з) потери пара при продувке перегревателей котлов перед включением их в магистраль;

и) потери продувочной воды котлов;

к) невозврата конденсата от производственных и бытовых потребителей (на теплофикационных станциях).

На станциях чисто конденсационных количество перечисленных потерь, а следовательно, и количество добавочной воды зависит от вида топлива, способа сжигания его, типов вспомогательного оборудования, совершенства системы сбора дренажей и плотности трубопроводов и арматуры их, т. е. от качества ведения эксплуатации, а также

НТБ ДНУЖТ

от формы графика нагрузки, обусловливающей число пусков и остановок котлов и двигателей.

На благоустроенных станциях этого типа количество добавочной воды может быть доведено до 3—5% от количества вырабатываемого пара (не считая продувки котлов).

На станциях теплофикационных имеют место те же потери, что и на конденсационных станциях, и, кроме того, всегда имеется невозврат конденсата от потребителей пара. Процент невозврата зависит от типа потребителей пара и качества организации его возврата на станцию и может достигать очень значительных размеров, в особенности при потребителях, у которых конденсат загрязняется по условиям технологии производства и не может быть использован для питания котлов. В большинстве случаев потери питательной воды от невозврата конденсата потребителей значительно превышают внутристанционные ее потери, и количество необходимой добавки воды на теплофикационных станциях может при неблагоприятных условиях достигать 30—40% от вырабатываемого котлами пара.

Улучшение качества питательной воды котлов должно итти по двум направлениям:

а) уменьшения необходимой добавки воды путем снижения внутристанционных потерь конденсата за счет упорядочения в этом отношении технологического процесса самой станции и правильной организации сбора всех потерь для возвращения в систему питания котлов и снижения невозврата конденсата от потребителей пара; последнее может быть достигнуто улучшением сбора конденсата от потребителей или же применением паропреобразовательных установок;

б) улучшения качества добавляемой в систему питания воды; наилучшим с точки зрения качества добавляемой воды способом покрытия потерь является добавка чистого конденсата, приготовляемого в специальных испарительных установках, принцип действия которых состоит в том, что добавляемая вода испаряется за счет тепла свежего или отбираемого из турбины пара, получающийся же при этом пар конденсируется и направляется в систему питания в виде чистого, не содержащего солей дестиллята.

Такой способ пополнения потерь сравнительно легко осуществим на станциях конденсационных, в которых процент добавляемой воды и требуемая производительность испарительных установок невелики.

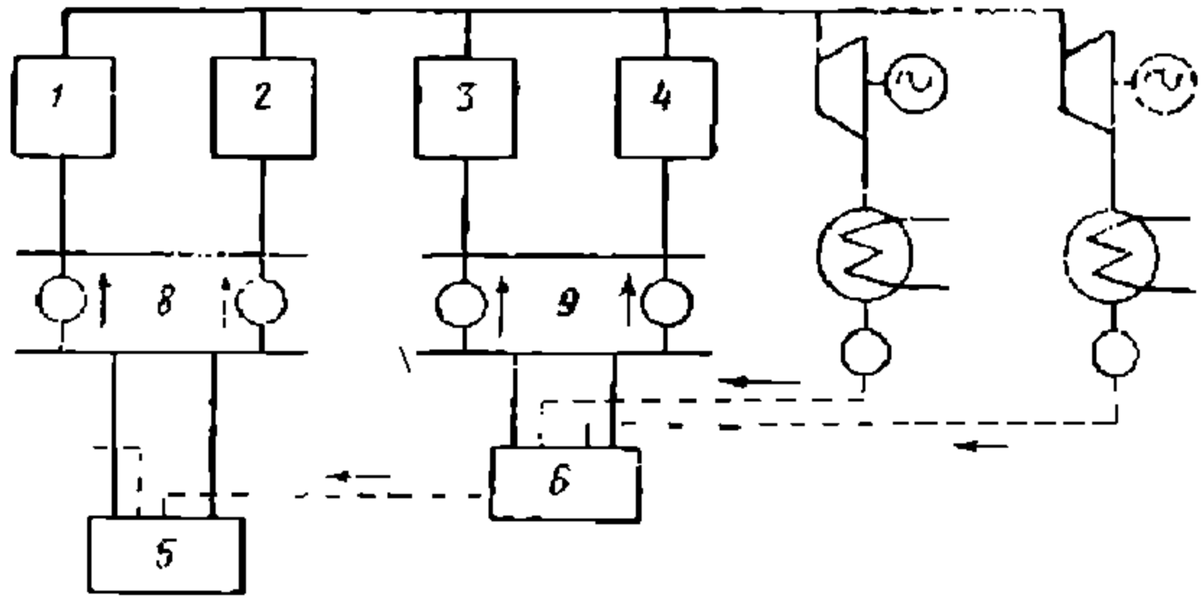
На теплофикационных станциях производительность испарительных установок должна быть значительно больше и практическое осуществление их может иногда оказаться затруднительным или даже совсем невозможным.

Применяемые в настоящее время способы химической очистки воды дают возможность при котлах на повышенные давления использовать непосредственно в качестве добавочной воды химически очищенную воду при весьма больших размерах добавки (30—40%), так что применение испарительных установок даже на станциях теплофикационных и тем более на конденсационных становится в большинстве случаев излишним, тем более что сами испарительные установки тре-

НТБ ДНУЖТ

буют для своей бесперебойной и хорошей работы химически очищенную воду. Лишь при котлах высоких давлений (100 *ата* и выше) и прямоточных котлах (независимо от их давления) применение испарительных установок является необходимым. Если при этом станция теплофикационная, то в целях уменьшения добавки воды и производительности и габарита испарительных установок следует применять паропреобразовательные установки.

Применение части котлов станции в качестве испарителей. В качестве испарителей могут быть применены некоторые из котлов станции, менее чувствительные к качеству воды, чем остальные котлы. Эти котлы можно питать смесью чистого конденсата и добавочной воды, т. е. всю добавочную воду давать на питание только этих котлов. Остальные котлы, требующие воду более высокого качества, при этом будут питаться чистым конденсатом из конденсаторов турбин. Такая схема (фиг. 65) требует разделения на две части системы питания котлов и выделения отдельных групп питательных насосов на каждую группу котлов.



Фиг. 65. Включение котлов в качестве испарителей

1 и *2* — котлы, питаемые смешанной водой; *3* и *4* — котлы, питаемые чистым конденсатом; *5* — бак смешанной питательной воды; *6* — бак чистого конденсата; *7* — добавка химически очищенной воды; *8* — первая группа питательных насосов; *9* — вторая группа питательных насосов

С большим успехом описанная схема может применяться, например, при расширении станции с обычными котлами путем установки добавочных прямоточных котлов. Вся добавка химически очищенной воды будет направляться в старые котлы, прямоточные же котлы будут питаться чистым конденсатом.

Многие проекты установки прямоточных котлов на уже существующих станциях предусматривают именно такую систему питания для устранения необходимости в установке испарителей большой производительности. Описанная схема может применяться и в других аналогичных случаях.

Испарительные установки. Испарительные установки работают по следующему принципу.

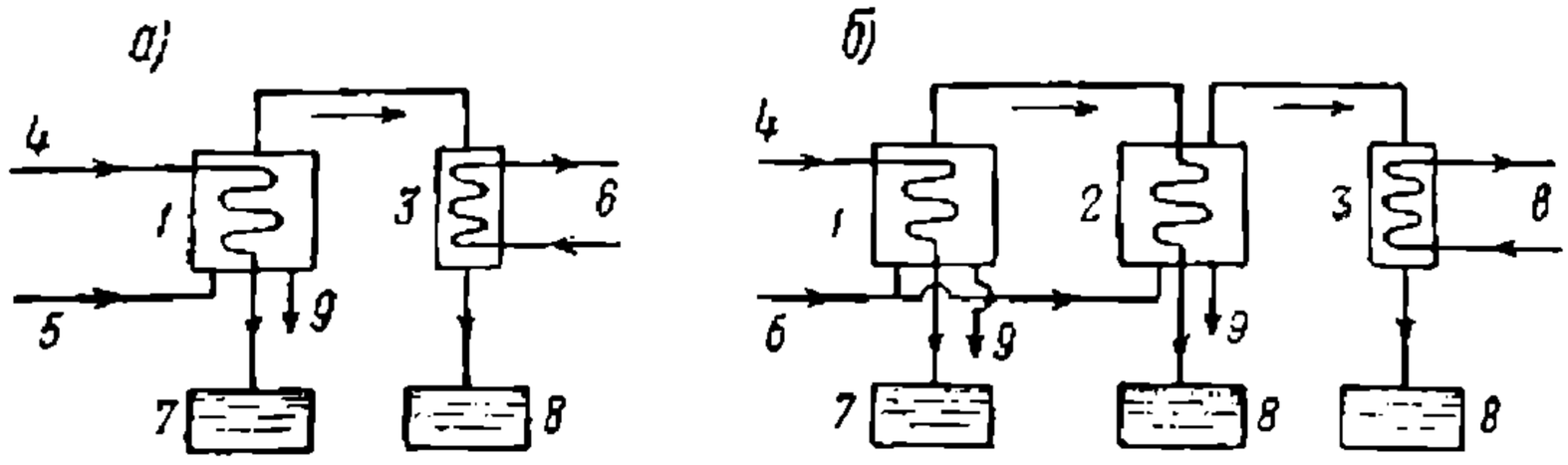
Пар (свежий или отборный) поступает в трубную систему, расположенную в корпусе испарителя, наполненном водой, и, конденсируясь, испаряет воду. Получающийся вторичный пар конденсируется в каком-либо охладителе. Обычно таким охладителем является один из поверхностных подогревателей регенеративной системы подогрева питательной воды, а иногда смешивающий деаэратор. Конденсат как первичного, так и вторичного пара поступает в систему питания, при-

НТБ ДНУЖТ

чем конденсат вторичного пара является добавочной водой. Под производительностью испарителя понимается количество даваемого им добавочного конденсата. Такова схема одноступенчатой (однокорпусной) исларительной установки (фиг. 66, *а*).

Если вторичный пар испарителя направить в качестве первичного пара во второй корпус, где он снова будет испарять воду, вторичный же пар второго корпуса конденсировать в охладителе, то мы будем иметь двухступенчатую (двухкорпусную) испарительную установку (фиг 66, *б*). в которой полезным дестиллятом (добавочным) будут конденсаты вторичного пара первой и второй ступеней.

Можно осуществить испарительную установку с еще большим количеством ступеней. Чем больше число ступеней, тем большее количество дестиллированной воды можно получить за счет того же количества тепла первичного пара, подаваемого в первую ступень.



Фиг. 66. Схемы одноступенчатой и двухступенчатой испарительных установок

1 — первый корпус испарителя; *2*—второй корпус испарителя; *3* —конденсатор; *4* – первичный пар; *5* — питательная вода; *6* – охлаждающая вода; *7* — конденсат первичного пара; *8*—полезный дестиллят, *9* — продувка корпусов

Возможное количество ступеней зависит от параметров первичного пара первого корпуса и давления вторичного пара последнего корпуса, т. е. от всего располагаемого температурного перепада, так как для работы установки необходим некоторый перепад температур, следовательно, и давлений между первичным и вторичным паром каждой ступени испарителя, иначе процесс передачи тепла от пара к воде невозможен вследствие наличия между ними теплового сопротивления трубной системы.

Первичным паром обычно служит пар какого-либо отбора турбины, конечные же параметры определяются тепловой схемой станции.

В качестве конденсатора вторичного пара последнего корпуса применяется чаще всего какой-либо подогреватель питательной воды, реже конденсатор турбины, так как при этом большое количество тепла будет уноситься охлаждающей водой. Обычно больше трех, максимум четырех ступеней не делается.

При температуре поступающей в испарители воды в 15° на 1 *кг* первичного пара, поступающего в первую ступень, получается дестиллята:

При одноступенчатой установке	0,8 *кг*
» двухступенчатой »	1,5 »
» трехступенчатой »	2,2 »

НТБ ДНУЖТ

Количество воды, подаваемой в испарители, должно быть больше, чем получаемое количество полезного дестиллята, так как из водного пространства корпусов испарителей необходима продувка некоторого, иногда очень значительного, количества воды (до 15—20%) для уменьшения количества солей, уносимых с паром.

Продувку следует делать непрерывно. Для продувки корпусов, находящихся под вакуумом, применяют или специальные насосы или паровые эжекторы. Целесообразно продувочную воду использовать для подогрева питающей испарители воды в поверхностном подогревателе, что уменьшает потери тепла с продувкой.

Отсутствие или недостаточность продувки водяной части корпусов могут повести к тому, что дестиллят установки может оказаться по своему качеству даже хуже поступающей в испарители воды. Питаться испарители должны химически очищенной водой во избежание значительных отложений накипи на трубной системе и снижения производительности.

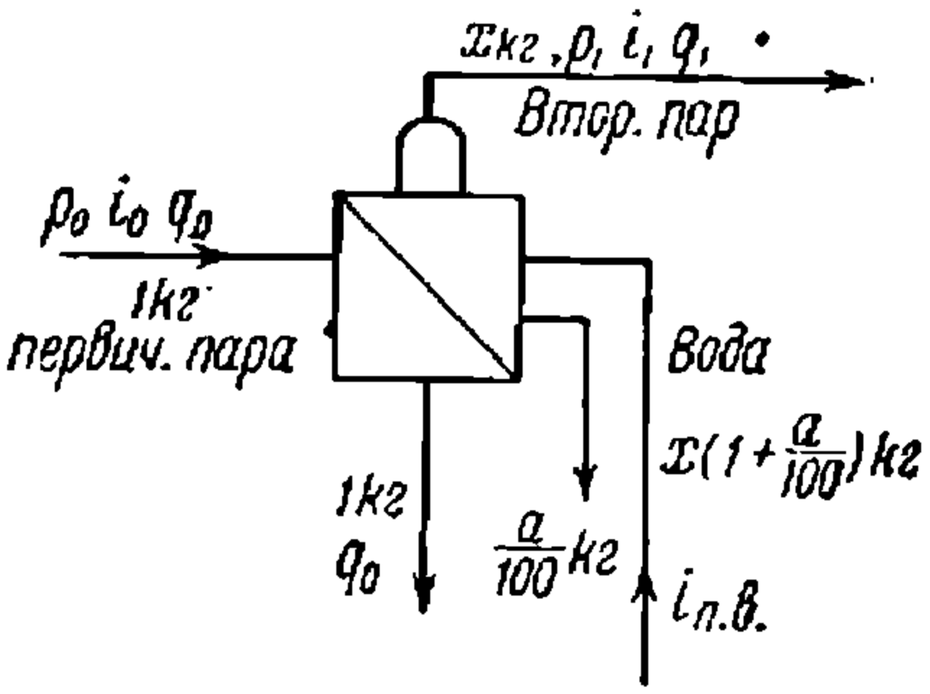
Расчет одноступенчатой испарительной установки (фиг. 67).

Пусть первичный пар имеет давление p [*ата*], теплосодержание i_0 [*кал/кг*]; теплосодержание жидкости q_0 [*кал/кг*]. Вторичный пар получается с давлением $p_1 < p_0$ [*ата*], $i_1 < i_0$ [*кал/кг*] и $q_1 < q_0$ [*кал/кг*]. Продувка a % от количества полезного дестиллята. К. п. д. испарителя, обусловленный излучением тепла через изоляцию корпуса, $\eta_{исп}$. Теплосодержание поступающей воды $i_{п.в}$ [*кал/кг*]. 1 *кг* первичного пара отдает воде количество тепла

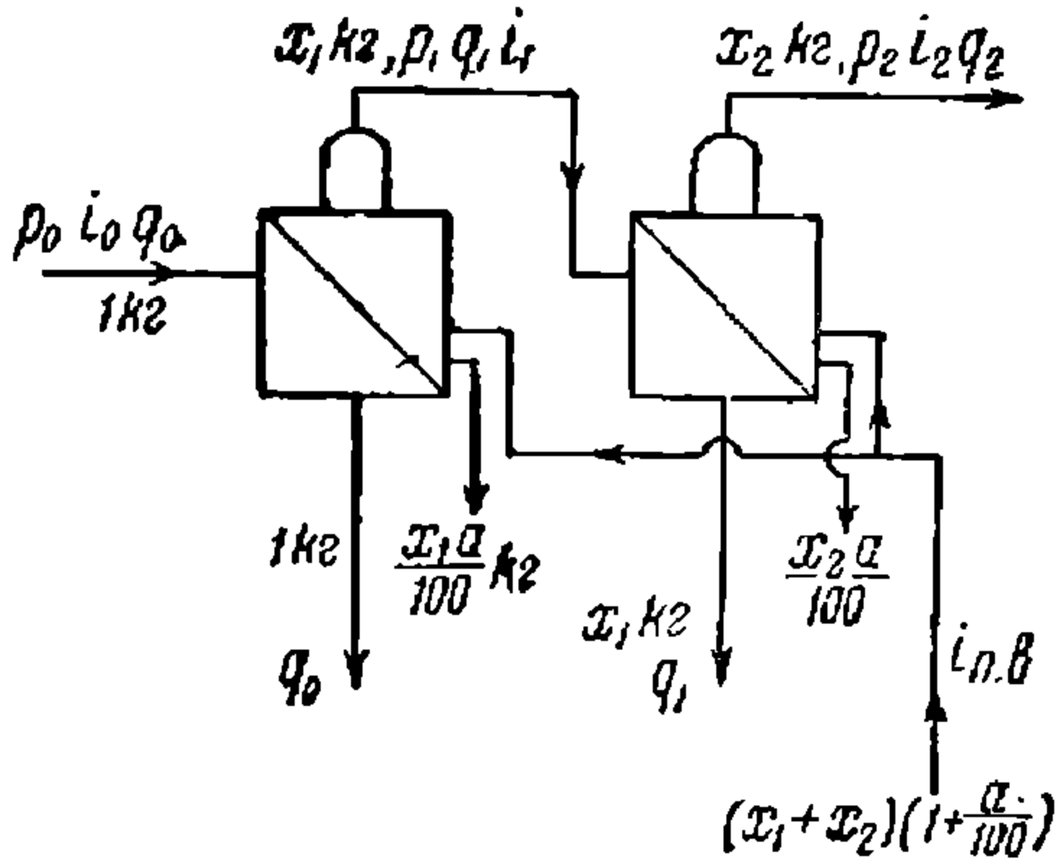
$$(i_0 - q_0)\,\eta_{исп} \text{ [кал]}.$$

Для образования 1 *кг* вторичного пара требуется

$$i_1 - q_1 + \left(1 + \frac{a}{100}\right)(q_1 - i_{п.в}) \text{ [кал/кг]}.$$



Фиг. 67. Схема к расчету одноступенчатого испарителя



Фиг. 68. Схема к расчету двухступенчатого испарителя

НТБ ДНУЖТ

Количество вторичного пара, получаемое на 1 *кг* первичного пара,

$$x_1 = \frac{(i_0 - q_0)\,\eta_{исп}}{i_1 - q_1 + \left(1 + \frac{a}{100}\right)(q_1 - i_{п.в})}\ [кг/кг]. \qquad (58)$$

На получение 1 *кг* вторичного пара требуется первичного пара

$$y_1 = \frac{1}{x_1}\ [кг],$$

и если от испарительной установки требуется получить D_2 [*кг/ч*] полезного дестиллята, то для этого необходимо первичного пара

$$D_1 = \frac{D_2}{x}\ [кг/ч].$$

Количество тепла, теряемого с продувочной водой,

$$Q_{прод} = \frac{D_2 a}{100}(q_1 - i_{п.в})\ \ [кал/ч].$$

Пример 18. Параметры первичного пара: $p_0 = 3{,}2$ *ата*; $i_0 = 652$ *кал/кг*; $q_0 = 135$ *кал/кг*; $t_н = 135°$.

Вторичный пар имеет параметры: $p_1 = 2$ *ата*; $i_1 = 647$ *кал/кг*; $q_1 = 120$ *кал/кг*; $t'_н = 120°$.

Перепад между температурами первичного и вторичного пара

$$t_н - t'_н = 135 - 120 = 15°.$$

Температура питательной воды $t_{п.в} = 15°$. Продувка $a = 10\%$; $\eta_{исп} = 0{,}98$.

Определить количество первичного пара, необходимое для получения 1 000 *кг* дестиллята.

Количество вторичного пара на 1 *кг* первичного пара

$$x_1 = \frac{(652 - 135)\,0{,}98}{647 - 120 + 1{,}1\,(120 - 15)} = 0{,}79\ кг/кг.$$

Для получения 1 *кг* дестиллята требуется первичного пара

$$y_1 = \frac{1}{x_1} = \frac{1}{0{,}79} = 1{,}26\ кг/кг$$

и для получения 1 000 *кг* дестиллята требуется 1 260 *кг* первичного пара.

Количество тепла, терясмое с продувкой на каждые 1 000 *кг* полезного дестиллята

$$Q_{прод} = 1\,000\ \ 0{,}10\,(120 - 15) = 100 \cdot 105 = 10\,500\ кал.$$

НТБ ДНУЖТ

Расчет двухступенчатой испарительной установки (фиг. 68). На 1 *кг* первичного пара в первой ступени получается, как и при одноступенчатом испарителе, вторичного пара

$$x_1 = \frac{(i_0 - q_0)\,\eta_{исп}}{(i_1 - q_1) + \left(1 + \frac{a}{100}\right)(q_1 - i_{п.в})} \; [кг/кг].$$

Это количество пара служит первичным паром для второго корпуса установки. Уравнение теплового баланса второй ступени

$$x_1 (i_1 - q_1)\,\eta_{исп} = x_2 \left[i_2 - q_2 + \left(1 + \frac{a}{100}\right)(q_2 - i_{п.в}) \right],$$

откуда

$$x_2 = \frac{x_1 (i_1 - q_1)\,\eta_{исп}}{i_2 - q_2 + \left(1 + \frac{a}{100}\right)(q_2 - i_{п.в})} \left[\frac{кг}{1\ кг \text{ первичного пара}} \right]. \quad (59)$$

Всего на 1 *кг* первичного пара получается полезного дестиллята

$$x = x_1 + x_2 \; [кг/кг] \quad (59')$$

и на получение 1 *кг* дестиллята из обеих ступеней требуется первичного пара

$$y_2 = \frac{1}{x} = \frac{1}{x_1 + x_2} \; [кг/кг].$$

Пример 19. Начальные параметры установки: $p_0 = 3{,}5$ *ата*; $i_0 = 653$ *кал/кг*; $q_0 = 138$ *кал/кг*; $t_н = 138^0$. Конечные параметры: $p_2 = 1{,}2$ *ата*; $i_2 = 641$ *кал/кг*; $q_2 = 104$ *кал/кг*; $t''_н = 104°$. Разность температур $t_н - t''_н = 138 - 104 = 34^0$.

Продувка $a = 10\%$; $\eta_{исп} = 0{,}98$; $i_{п.в} = 80$ *кал/кг* (питательная вода очищается содово-известковым способом). Определить расход первичного пара для получения 1 000 *кг* дестиллята.

Делим весь тепловой перепад поровну на обе ступени.

При этом температура вторичного пара первого корпуса будет равна $t'_н = 138 - \frac{34}{2} = 121°$, чему соответствует давление пара $p_1 = 2{,}1$ *ата*; $i_1 = 647$ *кал/кг*; $q_1 = 121$ *кал/кг*.

Определяем:

$$x_1 = \frac{(653 - 138)\,0{,}98}{647 - 121 + 1{,}1\,(121 - 80)} \quad 0{,}882 \; [кг/кг]$$

и

$$x_2 = \frac{0{,}882\,(647 - 121)\,0{,}98}{641 - 104 + 1{,}1\,(104 - 80)} = 0{,}81 \; кг/кг;$$

$$x = x_1 + x_2 = 0{,}882 + 0{,}81 = 1{,}69 \; кг/кг.$$

НТБ ДНУЖТ

Количество первичного пара, необходимое для получения 1 *кг* дестиллята,

$$y_2 = \frac{1}{1{,}69} = 0{,}65 \ кг/кг.$$

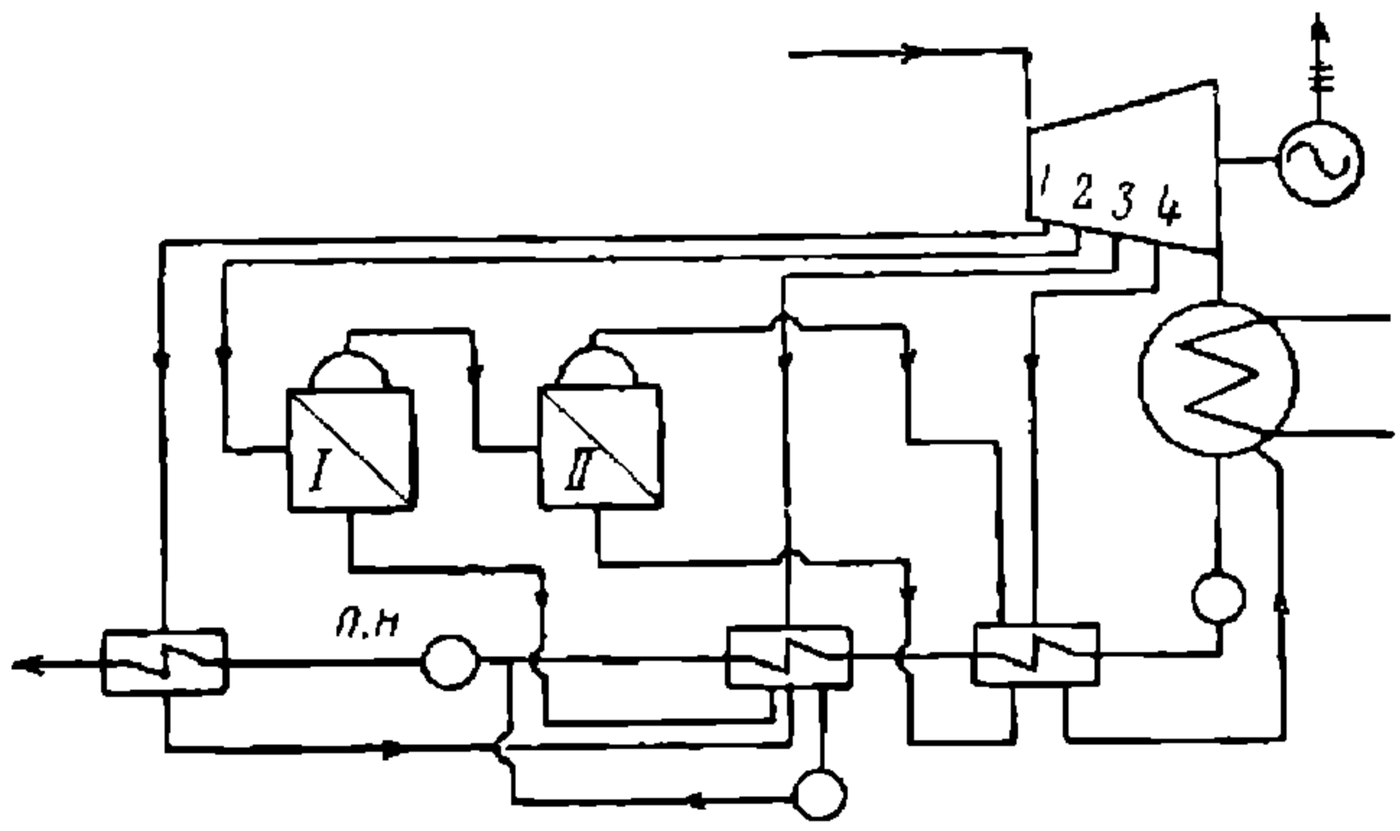
Для получения 1 000 *кг* дестиллята требуется первичного пара

$$D = 1\,000 \cdot 0{,}65 = 650 \ кг.$$

Количество воды, которое необходимо подать в оба корпуса испарителя,

$$W = 1\,000\left(1 + \frac{10}{100}\right) = 1\,100 \ кг.$$

Экономичность испарительных установок и их включение в тепловую схему станции. Включение испарительных установок обычно производится в регенеративную систему турбины. При этом экономичность регенеративного цикла всегда понижается, так как применение в качестве воды, охлаждающей пар последней ступени, конденсата турбины уменьшает использование отборного пара для подогрева того же конденсата. Степень экономичности всей установки будет зависеть от способа включения испарителей в схему.



Фиг. 69. Включение двухступенчатого испарителя в схему турбины ЛМЗ-ТН-165

Наиболее экономичным способом (все же менее экономичным, чем работа вовсе без испарителей) будет охлаждение вторичного пара в том подогревателе конденсата, который питается паром из отбора, следующего (по направлению к конденсатору) за тем отбором, из которого питается испаритель.

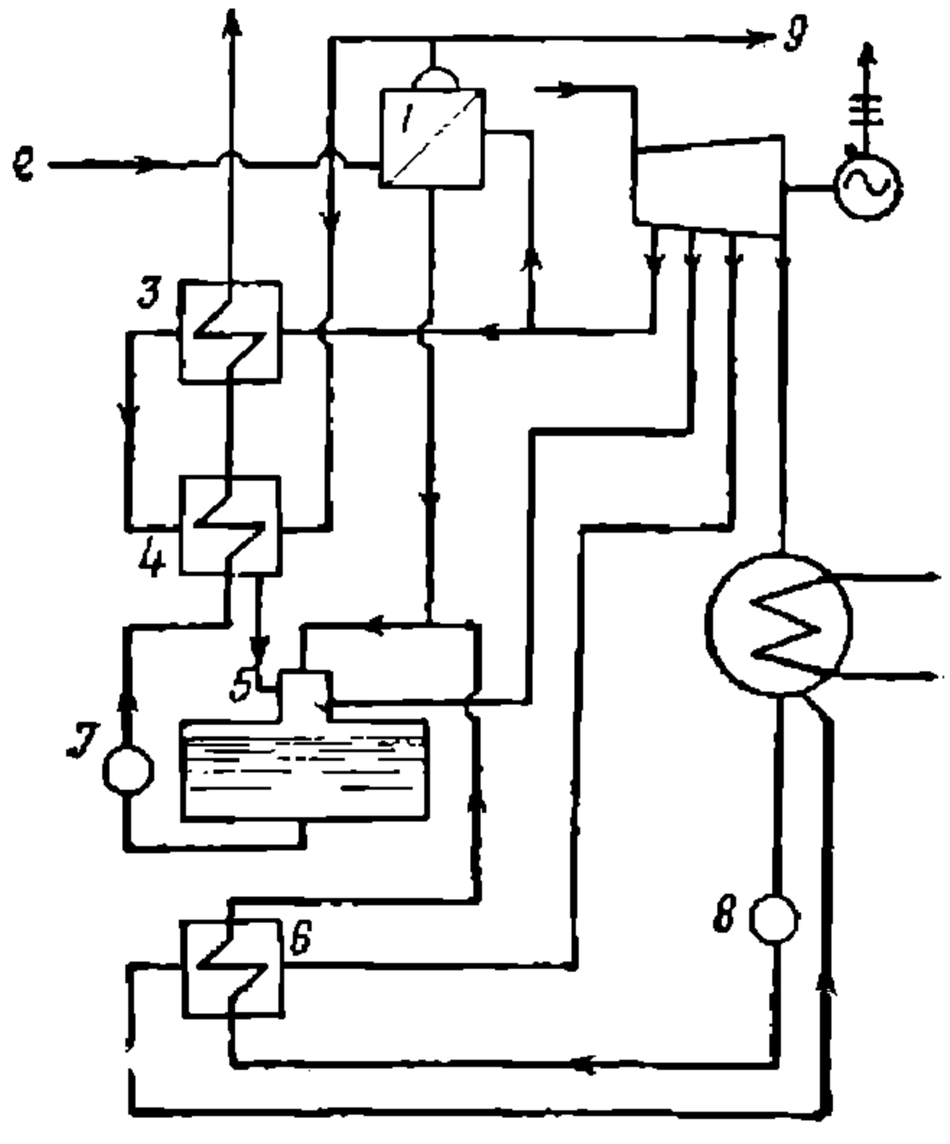
Такая схема осуществима при одноступенчатом испарителе, для двухступенчатого перепад температур получается обычно недостаточным и охлаждение вторичного пара второго корпуса приходится производить в следующем подогревателе (более близком к конденсатору турбины).

По такой схеме включаются испарители в установках Ленинградского металлического завода (фиг. 69), в которых испаритель питается из второго отбора, вторичный же пар конденсируется в подогревателе, питающемся из четвертого отбора.

НТБ ДНУЖТ

Кроме уменьшения экономичности регенеративного цикла применение испарителей вызывает значительные потери тепла с продувочной водой. Вместе с этим оно не освобождает от необходимости иметь установку для химической очистки воды, так как общая жесткость воды для питания испарителей сырой водой допустима не более 0,5 нем. гр. при общей щелочности не более 20 нем. гр. Все это вместе взятое делает испарительные установки весьма нежелательным элементом тепловой схемы, и применение их целесообразно лишь тогда, когда нельзя добавлять в систему питания просто химически очищенную воду, т. е. при установках очень высоких давлений или с недопускающими продувку прямоточными котлами, причем на станциях чисто конденсационных, в которых добавка воды в систему невелика. Следует иметь в виду, что в настоящее время разработаны и намечены к выпуску прямоточные котлы с сепараторами, допускающие продувку.

Паропреобразовательные установки. На станциях теплофикационных с большим невозвратом конденсата от потребителей и с котлами высоких давлений или прямоточными следует применять паропреобразовательные установки. Принцип действия их состоит в том, что потребителям, не возвращающим конденсат, подается вторичный пар, получаемый из паропреобразователей (паропаровых котлов), питающихся химически очищенной водой. В качестве первичного пара применяется острый или отборный пар, причем конденсат первичного пара целиком возвращается из паропреобразователя. Невозврат конденсата потребителями не вызывает необходимости в соответствующем добавке воды в систему питания котлов станции и, следовательно, не отражается на качестве питательной воды.



Фиг. 70. Схема включения паропреобразовательной установки

1 — паропреобразователь; *2* — подача химически очищенной воды; *3* — подогреватель высокого давления; *4* — конденсатор пара, идущего на пополнение внутренних потерь; *5* — деаэратор; *6* — подогреватель низкого давления; *7* — питательный насос; *8* — конденсатный насос; *9* — подача пара потребителям

Производительность паропреобразовательной установки (количество вторичного пара) целесообразно рассчитывать на спрос потребителя + количество пара, потребное для покрытия внутренних потерь воды на станции, и конденсировать это количество пара в каком-либо подогревателе регенеративной системы или в деаэраторе. В таком случае паропреобразователь служит одновременно и испарителем. Такая схема изображена на фиг. 70.

Недостатками паропреобразователей являются следующие обстоятельства:

НТБ ДНУЖТ

а) если первичным наром служит пар из отбора турбины, то вследствие того, что давление отбора должно быть выше давления пара, требуемого потребителем (необходимость перепада температур для передачи тепла в паропреобразователе), приходится применять более ценный пар, чем при подаче пара потребителю непосредственно из отбора;

б) преобразователи громоздки и дороги, в особенности при высоких давлениях пара; надобность в химически очищенной воде не отпадает, а при высоких давлениях пара (8 *ати* и выше) необходима деаэрация поступающей в преобразователь воды до 0,1 *мг/л* во избежание коррозии его поверхностей; потери тепла с продувкой также имеют место.

Несмотря на эти отрицательные качества преобразователей пара, их все же приходится применять на станциях указанных выше типов во избежание повреждений основного оборудования (котлов высокого давления и прямоточных) и устранения еще более неприятного, чем преобразователи, элемента оборудования, а именно испарительных установок большой производительности.

Выбор способа пополнения потерь конденсата может быть произведен по табл. 39.

Таблица 39

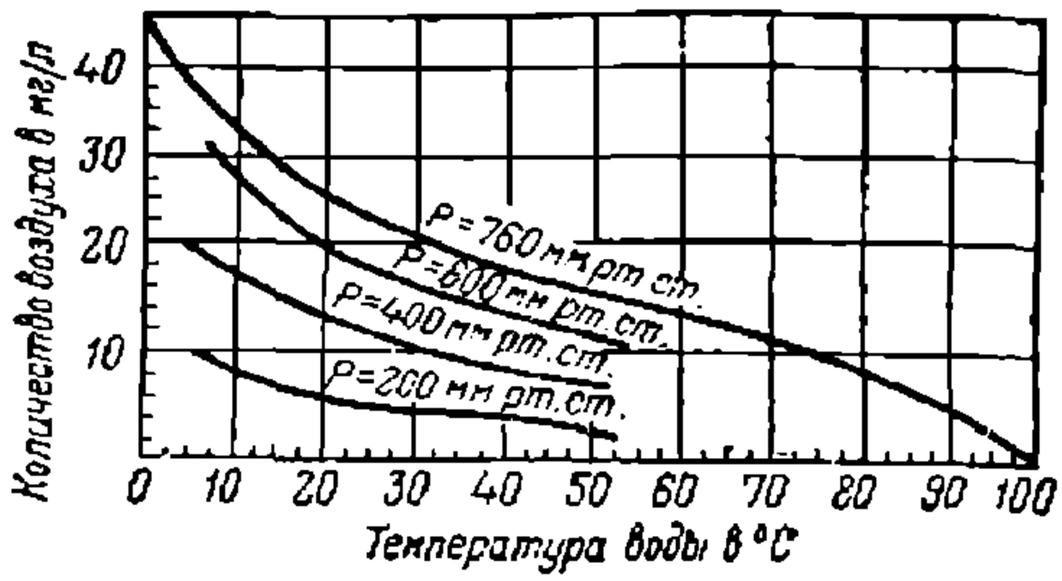
Способы пополнения потерь конденсата на станциях различных типов

Тип станции	Способы пополнения потерь конденсата
Станции чисто конденсационные с котлами высокого давления или прямоточными (всех давлений)	Испарительные установки, питаемые химически очищенной водой
Станции конденсационные и теплофикационные с котлами повышенного давления (непрямоточными)	Химически очищенная вода без применения термической очистки (испарителей)
Теплофикационные станции (большой невозврат конденсата от потребителей) с котлами высокого давления или прямоточными (всех давлений)	Паропреобразовательные установки для не возвращающих конденсат потребителей
Станции низкого и повышенного давления с установкой при расширении котлов высокого давления или прямоточных	Раздельное питание котлов первой и второй очереди с использованием котлов первой очереди в качестве испарителей. Питание котлов второй очереди чистым конденсатом, подача добавочной воды только в систему питания первой очереди

НТБ ДНУЖТ

§ 3. Деаэрация питательной воды

Вода обладает свойством поглощать воздух и содержащийся в нем кислород. Растворимость кислорода в воде увеличивается с увеличением его парциального давления и с уменьшением температуры воды, и содержание его в воде может достигать весьма значительных величин.

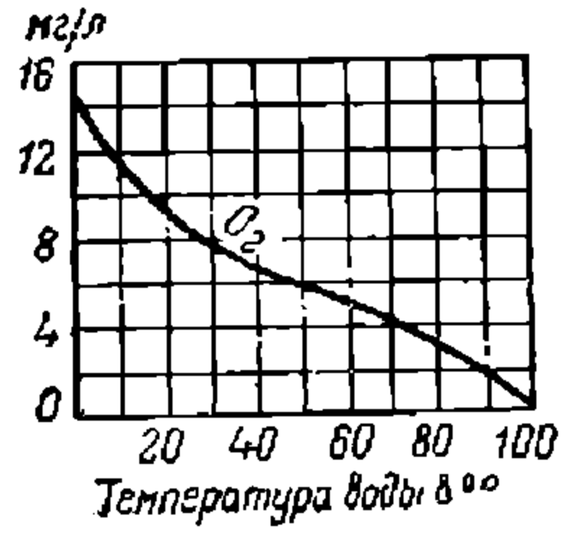


Фиг 71. Возможное содержание воздуха в воде при различных температурах

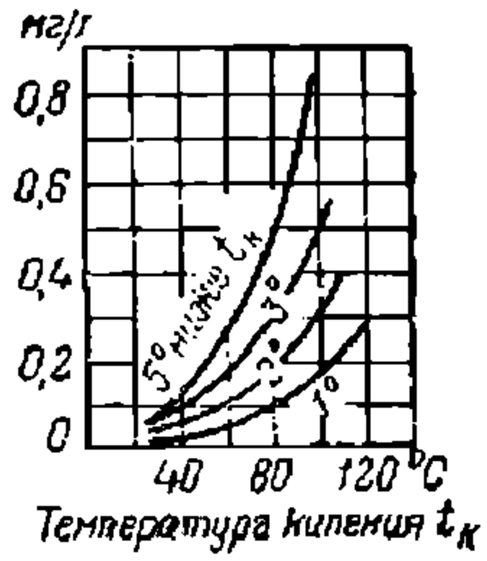
Чем выше температура воды и чем ближе она к температуре кипения при данном давлении, тем меньше возможное содержание в ней кислорода; при кипении воды оно становится равным нулю (при условии хорошего ее перемешивания).

На фиг. 71 представлена зависимость возможного содержания воздуха в воде в *мг/л* при различных давлениях и температурах, а на фиг. 72 — содержание кислорода в зависимости от температуры воды при атмосферном давлении.

На фиг. 73 представлено содержание кислорода при различных отклонениях температуры воды от температуры кипения. Если питательная вода содержит кислород, то внутренняя поверхность котлов и железных экономайзеров будет разъедаться кислородом, в особенности у котлов высокого давления.



Фиг. 72. Содержание кислорода в воде



Фиг. 73. Содержание кислорода в воде

При низком давлении и чугунных экономайзерах требования к воде в отношении содержания кислорода были не особенно жесткие. Наличие небольшого слоя накипи в этих котлах служило некоторой защитой от разъедания металла кислородом.

У котлов повышенного (20—30 *ат*) и высокого давления, питаемых водой высокого качества, образование накипи сведено к минимуму (практически накипь отсутствует), что создает благоприятные условия для процесса коррозии металла стенок. Поэтому необходимо удалять из питательной воды содержащийся в ней кислород. Допустимой нормой содержания кислорода в питательной воде для котлов повышенного давления считается 0,05 *мг/л* и для котлов высокого давления (порядка 100 *ат* и выше) 0,02—0,01 *мг/л*.

Современные конденсаторы обладают свойством достаточно хорошо удалять газы из конденсата (до 0,03—0,02 *мг/л*). Однако по пути от

НТБ ДНУЖТ

конденсатора до котла питательная вода в случае соприкосновения ее с воздухом поглощает кислород, и содержание его при входе воды в котел может повыситься и значительно превзойти допустимую норму.

Наиболее опасными местами в отношении насыщения воды кислородом являются открытые питательные баки. Поэтому одно время имелась тенденция делать закрытые системы питания, при которых питательная вода нигде не соприкасалась с воздухом. Для этой цели питательные баки делались закрытыми и сверху уровня воды в них осуществлялась паровая подушка. Такие схемы питания оказались весьма неудобными в эксплуатации, так как поддержание равномерного давления паровой подушки весьма затруднительно, и были случаи как выдавливания воды из баков давлением пара, так и смятия баков давлением наружного воздуха.

Кроме того, воздух может проникать в систему питания котлов не только в баках, но и через другие точки тракта питательной воды.

Такими точками обычно являются сальники конденсатных насосов (со стороны всасывания воды) и, кроме того, все неплотности корпусов и арматуры подогревателей питательной воды и испарителей, имеющих давление в паровой части меньше атмосферного, т. е. присоединенных к тем отборам турбины, в которых давление пара или всегда меньше атмосферного или становится таковым при неполной нагрузке турбины. Воздух, проникающий внутрь этих аппаратов, попадает в питательную воду вместе с дренажом греющего их пара.

Кроме того, следует иметь в виду, что воздух может проникать в питательную воду через неплотности трубопровода даже в том случае, если давление воды в нем больше давления наружного воздуха, так как скорость диффузии воздуха в воду очень велика и может быть больше скорости истечения воды через неплотность.

Все перечисленные соображения заставили отказаться от применения паровых подушек и изыскивать другие способы для устранения возможности аэрации, т. е. проникновения в питательную воду воздуха, а вместе с ним агрессивных газов, вызывающих коррозию внутренних поверхностей котельных агрегатов.

Ленинградский металлический завод вместо паровой подушки в питательных баках применяет схему, описанную более подробно в главе 22. При этой схеме некоторая часть воды резервного питательного бака рециркулирует в конденсатор и движется по замкнутому контуру: резервный бак, конденсатор, уравнительный бак, резервный бак, и деаэрируется в конденсаторе, так что в баке должно поддерживаться содержание кислорода не выше нормы. Способ этот практически мало удовлетворителен: во-первых, он неэкономичен, так как горячая вода из резервного бака отдает свое тепло циркуляционной воде, охлаждаясь до температуры конденсата, а во-вторых, указанное выше проникновение воздуха в систему питания с дренажами регенеративной системы не устраняется, и аэрация воды по тракту продолжает иметь место.

НТБ ДНУЖТ

Поддержание абсолютной плотности питательного тракта очень затруднительно, и описанная схема получила отрицательную оценку работников электрических станций.

В настоящее время проектные организации обычно вводят в схему специальные аппараты для удаления газов из питательной воды (деагазеры или деаэраторы).

Классификация систем деаэраторов. Деаэрация воды может быть основана на одном из следующих принципов:

а) механическом, при котором вода под давлением проходит через спирально расположенные сетки и при этом выделяет газы; способ этот не применяется на тепловых электростанциях и вообще мало удовлетворителен;

б) на поглощении кислорода в фильтрах, заполненных железными стружками; способ этот для сколько-нибудь значительных количеств подлежащей деаэрации воды очень неудобен, так как для него необходимо большое количество стружек, требующих частой замены, и на тепловых электростанциях не применяется;

в) термическом, имеющем наибольшее практическое значение и широко применяемом на электростанциях, основанном на свойстве воды выделять при кипении растворенные в ней газы;

г) химическом, начинающем приобретать распространение на электростанциях главным образом в качестве дополнительного к термическому способу, если деаэрация по этому способу недостаточна; химический способ деаэрации описан во второй части настоящего тома.

Системы термических деаэраторов и схемы их включения. При термическом способе деаэрация происходит в специальных сосудах (деаэраторах), являющихся разновидностью подогревателей, в которых вода, разбрызгиваемая и разделяющаяся на мелкие струйки, что обеспечивает выделение газов, находится в состоянии кипения. Кипение воды может происходить при разных температурах в зависимости от давления, поддерживаемого в деаэраторе.

Соответственно давлению деаэраторы можно разделить на деаэраторы вакуумные и деаэраторы с давлением выше атмосферного (называемые обычно просто атмосферными деаэраторами). В деаэраторах вакуумных поддержание разрежения и удаление выделяющихся из воды газов осуществляются посредством паровых эжекторов. В деаэраторах атмосферного типа выделяющиеся газы удаляются без особых приспособлений вследствие более высокого давления в деаэраторе сравнительно с наружным воздухом. Давление в атмосферных деаэраторах в большинстве случаев поддерживается в 1,15—1,2 *ата*, что соответствует температуре кипения в 104—105°.

Температура кипения в деаэраторах вакуумных ниже 100°. Поэтому их можно устанавливать над насосами, удаляющими из них воду, ниже, чем деаэраторы атмосферного типа.

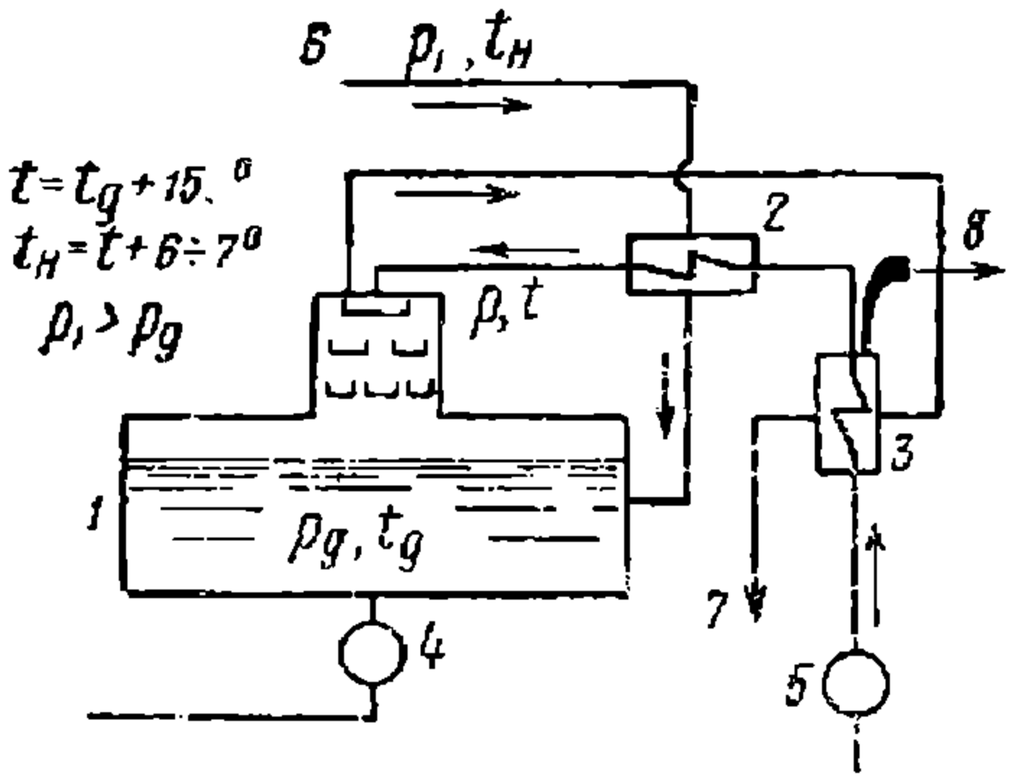
Способ включения деаэраторов в поток питательной воды зависит от способа подогрева в них воды до температуры кипения, соответствующей давлению в баке деаэратора. По способу подогрева воды деаэраторы разделяются на деаэраторы с поверхностными подогревате-

НТБ ДНУЖТ

лями и деаэраторы смешивающего типа. Как те, так и другие могут быть или атмосферные или вакуумные.

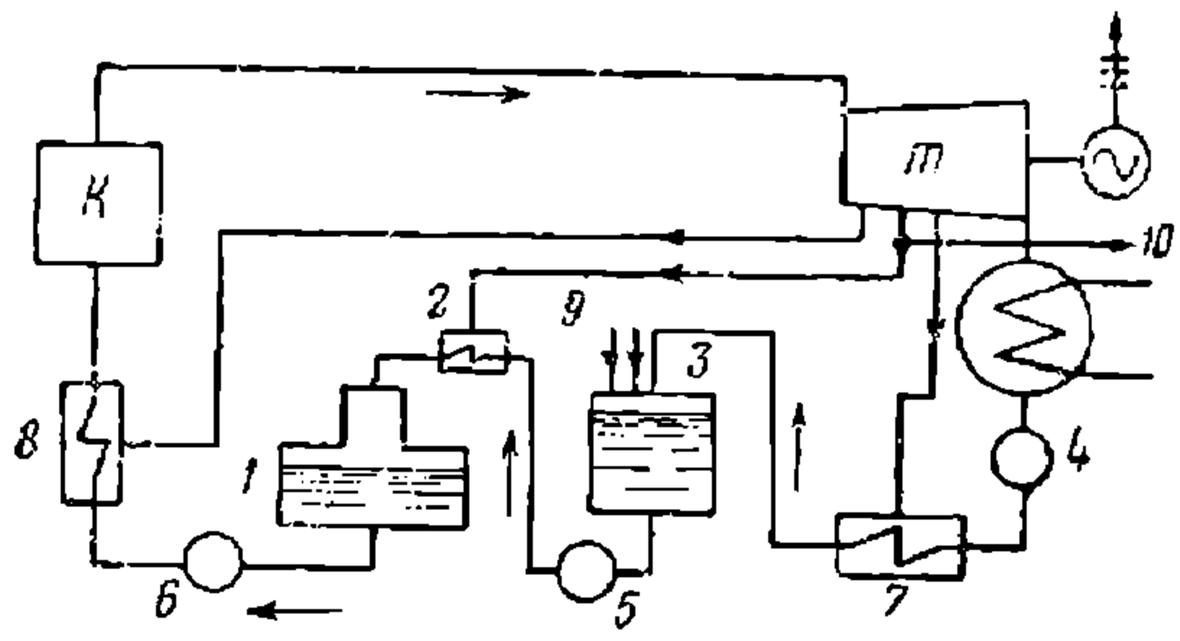
Деаэраторы с поверхностными подогревателями воды (называемые иногда деаэраторами перегретой воды), изображенные схематически на фиг. 74, до 1935 г. были единственным типом деаэраторов, поставлявшихся Ленинградским металлическим заводом имени Сталина.

Принцип действия их состоит в следующем. Деаэрируемая вода нагревается паром в подогревателе *2* до температуры, на 10—15° большей температуры, соответствующей давлению в деаэраторе, и при входе в деаэратор закипает, причем направляется вниз отдельными струйками, для чего внутри головки деаэратора предусмотрены специальные приспособления (тарелки с бортиками и отверстиями). При атмосферном деаэраторе с давлением в 1,2 *ата* ($t_н = 105°$) вода при выходе из подогревателя должна иметь температуру около 120°.



Фиг. 74. Схема деаэратора с давлением больше атмосферного с поверхностным подогревом воды

1 — бак деаэратора; *2* и *3* -подогреватели воды; *4* — питательный насос котельной: *5* — насос деаэрируемой воды; *6*— подача греющего пара; *7* — слив в дренажный бак; *8* — выход воздуха



Фиг. 75. Включение деаэратора поверхностного типа в схему станции

1 — деаэратор; *2* — подогреватель деаэратора; *3* — промежуточный бак; *4* — конденсатный насос; *5* — деаэраторный насос; *6* — питательный насос; *7* — подогреватель низкого давления; *8* — подогреватель высокого давления; *9* добавочная вода, дренажи станции, конденсат с производства; *10* — потребление пара

Выходящий из деаэратора воздух с некоторым количеством пара поступает в предварительный подогреватель воды (охладитель воздушной смеси) *3*. Конденсат пара удаляется в дренажный бак, воздух удаляется из охладителя в атмосферу. Конденсат греющего пара из подогревателя *2* направляется в деаэратор. Деаэраторы этого типа достаточно хорошо деаэрируют воду. Однако они обладают следующими недостатками.

При включении в схему станций (фиг. 75) необходимо предусматривать специальный насос *5*, подающий воду в деаэратор через подогреватели из промежуточного бака *3*, в котором должны собираться все потоки воды, подлежащие деаэрации. Насос *5* должен иметь ту же производительность, что и питательный насос.

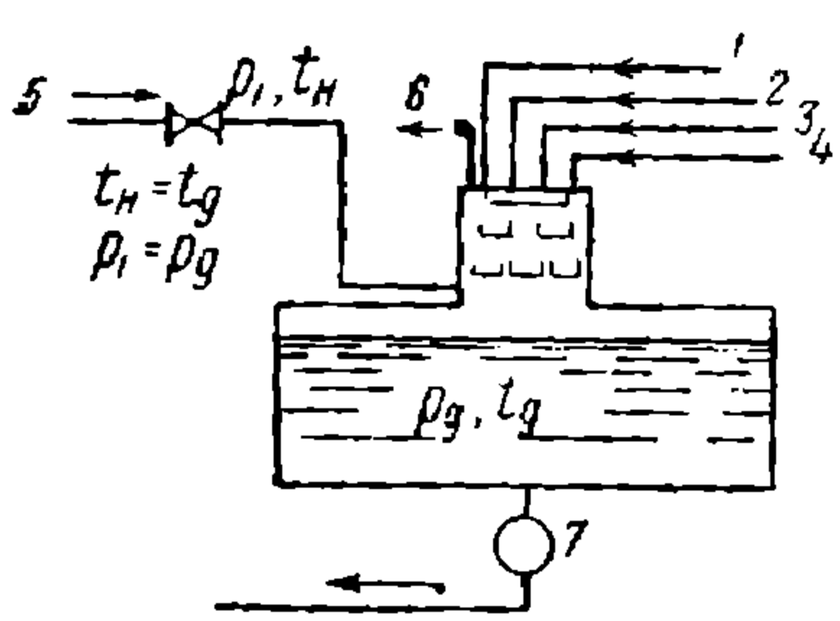
Установка насоса *5*, понижающего надежность работы станции, требующего надежного резервирования и вызывающего увеличение

НТБ ДНУЖТ

расходов энергии на собственные нужды, неизбежна, так как подача всех потоков воды непосредственно в подогреватели деаэратора имеющимися в каждом потоке насосами невозможна вследствие затруднительности параллельной работы насосов с различными характеристиками в одну общую магистраль перед подогревателями.

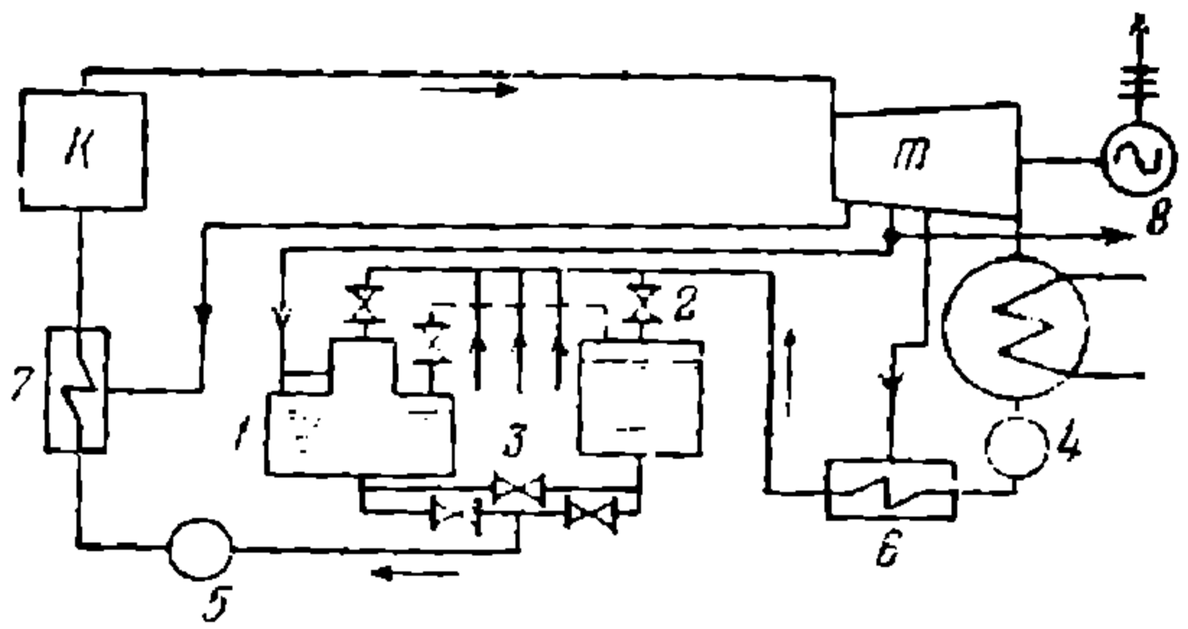
Кроме того, давление пара для подогрева воды в подогревателе *2* должно быть выше давления в деаэраторе. Например, при давлении в деаэраторе 1,2 *ата* и при температуре выходящей из подогревателя воды в 120 температура насыщения греющего пара $t_н$ должна быть равна $120 + (6 \div 7)^\circ$ что соответствует давлению в 2,5 *ата*:

В последнее время ЛМЗ начал выпускать деаэраторы смешивающего типа, дающие ту же степень деаэрации воды, что и поверхностные, но более простые по конструкции и свободные от перечисленных



Фиг 76. Схема смешивающего деаэратора с давлением больше атмосферного

1 — конденсат с производства; *2*—конденсат турбин: *3* — добавочная вода; *4* — дренажи станции; *5* — греющий пар; *6* — выход воздуха: *7* — питательный насос котлов



Фиг 77. Включение смешивающего деаэратора в схему станции

1 — деаэратор; *2* — резервный бак питательной воды; *3* — добавочная вода, дренажи станции, конденсат с производства; *4*—конденсатный насос; *5* — питательный насос; *6* — подогреватель низкого давления; *7* — подогреватель высокого давления; *8* — потребители пара

недостатков поверхностных деаэраторов. Схема смешивающего деаэратора атмосферного типа изображена на фиг. 76, а схема его включения — на фиг. 77.

Подогрев воды до температуры, соответствующей давлению в деаэраторе, производится в самом деаэраторе смешением воды с паром, причем пар поступает в нижнюю часть головки деаэратора и смешивается с водой, стекающей вниз по разбрызгивающему устройству.

Все потоки воды, подлежащие деаэрации, могут подаваться соответствующими насосами непосредственно в верхнюю часть головки деаэратора. Необходимость в промежуточном деаэраторном насосе (*5* на фиг. 75) отпадает, что упрощает всю схему питания и делает ее более надежной. Для увеличения запаса воды на станции могут быть установлены резервные баки *2*, соединенные с паровыми и водяными пространствами деаэратора (фиг 77).

Питательный насос может получать воду или из деаэратора или из бака *2* (в случае чистки или ремонта деаэратора). Подача воды может также производиться или в деаэратор или в резервный бак.

НТБ ДНУЖТ

Деаэраторы этого типа более просты в эксплуатации и могут быть изготовлены в мастерских самой станции.

При выборе давления отбора пара для подачи в деаэратор как смешивающего, так и поверхностного типа следует иметь в виду, что деаэратор не должен работать то при давлении в баке, то при разрежении.

Поэтому давление отбора должно быть выбрано так, чтобы даже при значительном уменьшении нагрузки турбины давление отбираемого пара было достаточно.

Для работы при очень низких нагрузках турбины должна быть предусмотрена подача пара или из отбора с более высоким давлением или же свежего пара (через редукционную установку). Поскольку для удовлетворительной деаэрации работа деаэратора должна происходить при возможно постоянном давлении в его сосуде, из отбора должен подаваться пар через редукционный вентиль с вторичным давлением, соответствующим требуемому давлению в сосуде. Если деаэратор питается паром из отбора с давлением, близким к атмосферному, и возможно частое падение его ниже атмосферного, то следует устанавливать вакуумный деаэратор, для того чтобы избежать перемен знака давления в его сосуде.

Определение расхода пара на деаэратор. Расход пара на деаэратор определяется из уравнения теплового баланса для поверхностных или смешивающих подогревателей, а именно:

$$D = \frac{W(q_\partial - t_{cp})}{(i - q)\eta} \text{ [кг/ч]}, \tag{60}$$

где q_∂ — теплосодержание воды после подогреввa в *кал/кг*. При смешивающих деаэраторах $q_\partial = q$, т. е. теплосодержанию воды при давлении греющего пара; при поверхностных подогревателях q_∂ — теплосодерж ние в ды после поверхностного подогревателя меньше q на $6 \div 7$ *кал/кг*;

q — теплосодержание воды при давлении греющего пара;

$\eta = 0{,}98 - 0{,}99$ — к. п. д. деаэрат ра, учитывающий потеритепла через изоляцию корпуса;

t_{cp} — средняя температура всех деаэрируемых потоков воды в °С; определяемая по правилу смешения (при поверхностных деаэраторах — температура воды в промежуточном баке);

W — количество деаэрируемой воды в *кг/ч*.

§ 4. Бойлерные установки

Бойлерные установки, предназначенные для снабжения производственных и бытовых потребителей горячей водой и состоящие из паро-водяных подогревателей (бойлеров), работают по следующим схемам.

Установки с замкнутой водяной сетью. В отопительных, вентиляционных и других установках (отпускающих только тепло, но не горячую воду как таковую) вода, являющаяся теплоносителем, отдав часть

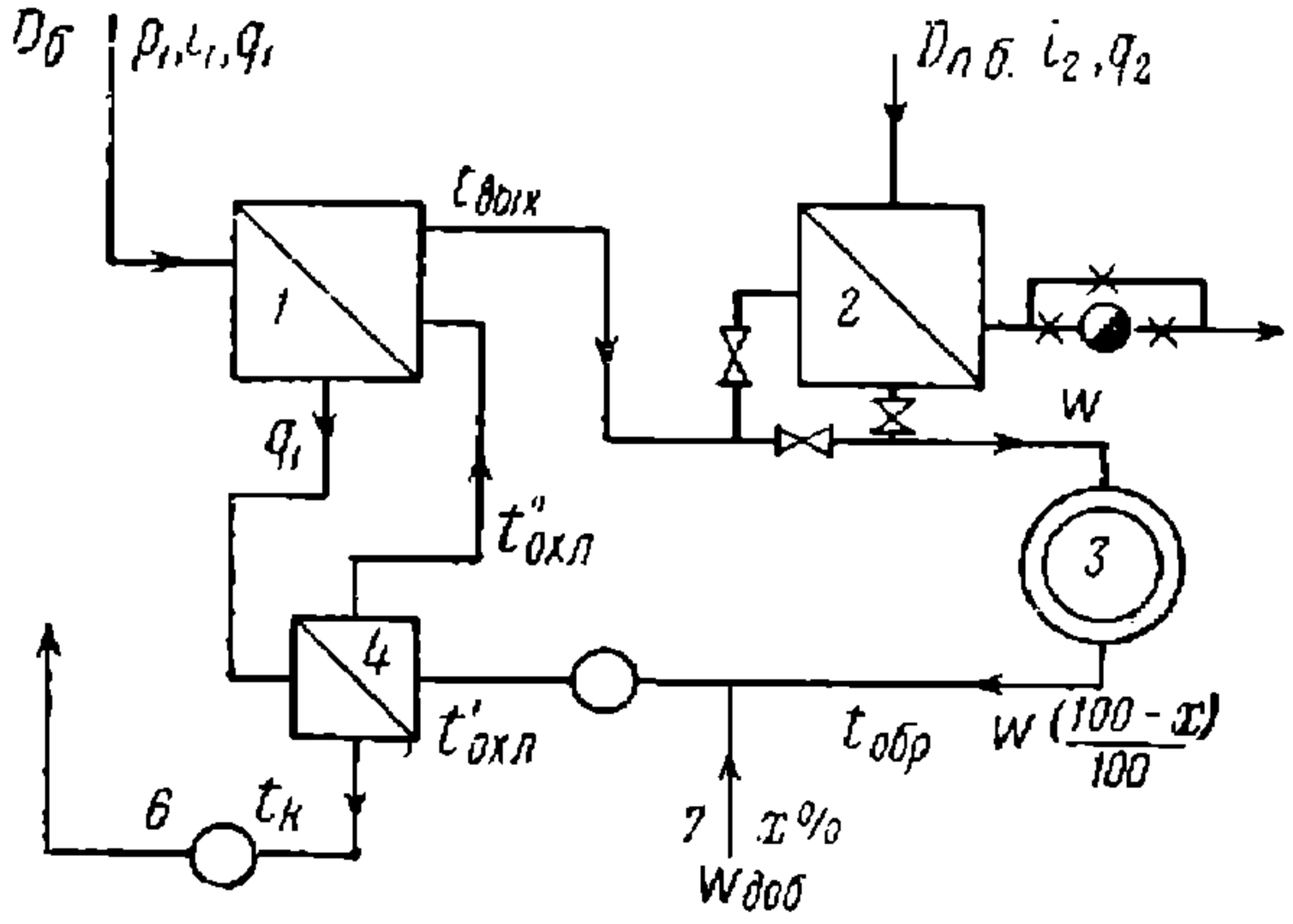
НТБ ДНУЖТ

своего тепла потребителю в теплообменных аппаратах поверхностного типа, возвращается на станцию для повторного нагрева в бойлерах и затем снова поступает к потребителю, совершая таким образом замкнутый цикл.

Насосы, перекачивающие воду, называются теплофикационными, или бойлерными. Пар для нагрева воды в бойлерах берется или из отборов турбин или же из магистрали свежего пара, если отборы пара отсутствуют. Обычно для целей отопления, вентиляции и бытовых нужд достаточно давление пара в 1,2—2,5 *ата*, при котором воду в бойлере можно нагреть до 96—110° (при разнице температур насыщения греющего пара и нагретой воды $\Delta t = 8 - 10°$).

Турбины, предназначенные для целей теплофикации, имеют регулируемый отбор пара для питания основных бойлеров именно при этом давлении.

Кроме основных бойлеров часто устанавливаются пиковые бойлеры, предназначенные для того, чтобы повышать температуру воды, нагретой в основных бойлерах, в те периоды времени, когда количество тепла, которое может быть получено водой в основных бойлерах, ограничивается имеющимся в распоряжении количеством отбираемого из машины пара и является недостаточным (в самое холодное время года). В этих случаях воду, нагретую в основных бойлерах, пропускают через пиковый бойлер, для которого греющим паром является пар или из отбора более высокого давления, чем давление для основных бойлеров, или же редуцируемый пар из магистрали высокого давления.



Фиг. 78. Схема отопительной бойлерной установки с пиковым бойлером

1 — основной бойлер; *2* — пиковый бойлер; *3* — тепловые потребители; *4* — охладитель конденсата греющего пара; *5* — теплофикационный насос; *6* — насос для конденсата греющего пара; *7* — пополнение потерь воды в сети

Нагрев воды в пиковом бойлере возможен до более высокой температуры, чем в основных бойлерах, нагреваемых паром из отопительного отбора низкого давления.

При желании обойтись без пиковых бойлеров во все периоды года расход пара из отопительного отбора на основную бойлерную установку пришлось бы рассчитывать по потребному количеству тепла в самое холодное время года, что в некоторых случаях могло бы вызвать необходимость или установки добавочной турбины или турбин, рассчитанных на большее количество отбираемого пара, причем бо́льшую часть времени отопительного периода отборы пара не были бы полностью использованы.

НТБ ДНУЖТ

Кроме того, общая поверхность нагрева бойлерной установки получилась бы больше, чем при установке с пиковым бойлером. Поэтому основные бойлеры целесообразно рассчитывать на количество тепла, соответствующее средней температуре отопительного периода, а добавочное количество тепла, соответствующее расчетной температуре, добавлять в пиковом бойлере.

Принципиальная схема бойлерной установки с основным и пиковым бойлером изображена на фиг. 78. В данной схеме конденсат греющего пара основного бойлера, имеющий температуру насыщенного пара при давлении греющего пара, охлаждается в специальном охладителе возвращающейся от потребителя водой перед поступлением ее в бойлер.

Возможны схемы без таких охладителей конденсата; тогда конденсат греющего пара поступает непосредственно в питательный бак или в деаэратор, если в схеме установки предусмотрена деаэрация питательной воды.

Охладители конденсата необходимо устанавливать тогда, когда расход пара на бойлерную установку настолько значителен, что возврат его неохлажденного конденсата может вызвать или закипание воды в питательных баках или нагрев воды в деаэраторе до температуры, соответствующей давлению в деаэраторе. При этом подача пара в деаэратор становится излишней, что нарушает принцип деаэрации и ухудшает ее качество. Кроме того, установка охладителей может потребоваться в тех случаях, когда подача конденсата в систему питания производится насосами и встречаются затруднения в создании во всасывающем патрубке насосов достаточного подпора, соответствующего высокой температуре конденсата (требуется большая разность высот между центрами насосов и уровнем конденсата в бойлерах).

Применение конденсационных горшков для подачи конденсата в питательные баки или деаэраторы возможно при сравнительно небольших расходах греющего пара и при этом лишь тогда, когда давление греющего пара достаточно для подачи конденсата в питательные баки или деаэраторы. Например, при давлении греющего пара в бойлерах в 1,2 *ата* конденсационный горшок не может подать конденсат в деаэратор с давлением в 1,2 *ата* даже в том случае, если деаэратор установлен на одном уровне с бойлерами.

Расход пара на бойлерную установку и поверхность нагрева бойлеров и охладителей конденсата определяется следующим образом.

Если потребителю требуется количество тепла Q [*кал/ч*] (включая потери тепла в теплофикационной сети), то расход пара на основную бойлерную установку

$$D_б = \frac{Q}{(i_1 - t_к)\,\eta} \text{ [кг/ч]}, \qquad (61)$$

где i_1 — теплосодержание греющего пара в *кал/кг*;
$t_к$ — температура конденсата греющего пара при выходе его из охладителя (численно равная его теплосодержанию);
$\eta = 0{,}98 - 0{,}99$ — к. п. д. бойлерной установки.

НТБ ДНУЖТ

Количество тепла Q воспринимается водой частично в бойлере, частично в охладителе конденсата греющего пара. Количество тепла, передаваемое в бойлере,

$$Q_б = \frac{Q(i_1 - q_1)}{i_1 - t_к} \text{ [кал/кг]}, \tag{62}$$

где q_1 — теплосодержание конденсата пара при выходе из бойлера в *кал/кг*.

Количество тепла, передаваемое в охладителе,

$$Q_{охл} = \frac{Q(q_1 - t_к)}{i_1 - t_к} \text{ [кал/ч]}. \tag{62'}$$

Для определения поверхностей нагрева бойлера и охладителя необходимо определение температуры воды при входе и выходе из них. Температуры воды $t_{вых}$ при поступлении ее в сеть (при выходе из бойлера) и $t_{обр}$ при возвращении от потребителя должны быть известны из расчета теплофикационной сети.

Если количество добавляемой в сеть воды с температурой $t_{доб}$ составляет $x\%$ от всего количества воды, то температура воды при входе в охладитель

$$t'_{охл} = \frac{(100 - x)Wt_{обр} + xt_{доб}W}{100W} = \frac{(100 - x)t_{обр} + xt_{доб}}{100}, \tag{63}$$

где $W = \frac{Q}{t_{вых} - t_{обр}}$ [кг/ч] — количество воды, проходящей в час через систему.

Температура воды при выходе из охладителя (при входе в бойлер)

$$t''_{охл} = t'_{охл} + \frac{Q_{охл}}{W} \tag{63'}$$

Поверхность нагрева бойлера

$$F_б = \frac{Q_б}{k\Delta t_{ср}} \text{ [м}^2\text{]}.$$

Поверхность нагрева охладителя

$$F_{охл} = \frac{Q_{охл}}{k_1\Delta t'_{ср}},$$

где k и k_1 — коэфициенты теплопередачи;

$\Delta t_{ср}$ и $\Delta t'_{ср}$ — средние логарифмические разности температур нагревающей и нагреваемой среды.

Пиковый бойлер рассчитывается на добавочное количество тепла, требуемое в холодные периоды времени и равное

$$Q_{п.б} = W(t'_{вых} - t_{вых}) \text{ [кал/ч]}, \tag{64}$$

НТБ ДНУЖКТ

где $t_{вых}$ — температура воды при выходе из основного бойлера;

$t'_{вых}$ — температура воды при выходе из пикового бойлера.

Расход пара на пиковый бойлер

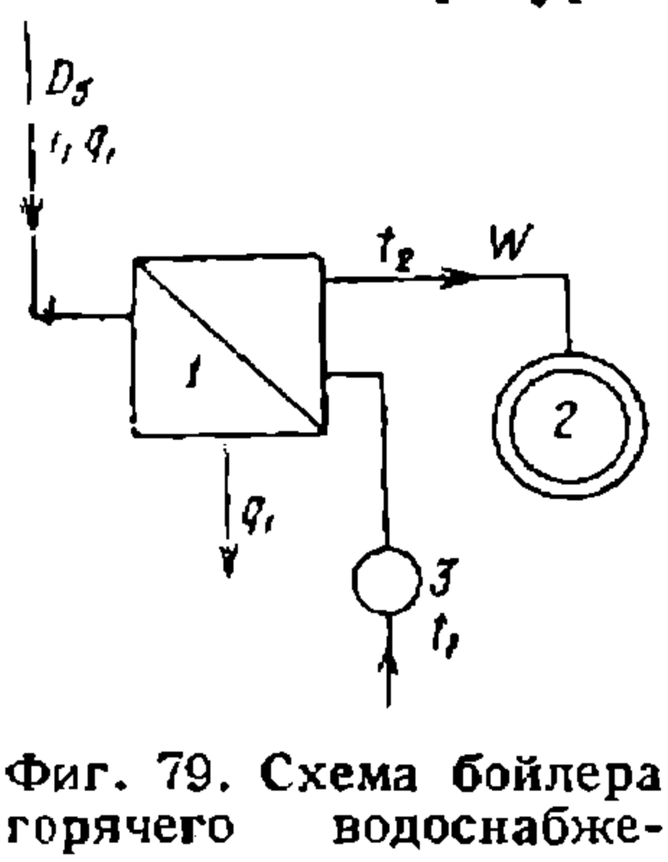
$$D_{п.б} = \frac{W\,(t'_{вых} - t_{вых})}{(i_2 - q_2)\,\eta}. \qquad (64')$$

В этой формуле i_2 — теплосодержание греющего пара в *кал/кг*;

q_2 — теплосодержание воды при давлении греющего пара.

Обычно температура воды $t_{вых}$ не принимается выше 130—140°, располагаемое же давление пара для пикового бойлера может быть значительно выше того, для которого данная температура соответствует температуре насыщенного пара.

В таких случаях следует дросселировать пар до того давления, при котором температура насыщения будет на 6—7° выше требуемой температуры выходящей из бойлера воды. При этом расход пара на бойлер будет меньше, так как теплосодержание пара i_2 при дросселировании практически не изменяется, а теплота жидкости q_2 уменьшается, так что используемое теплосодержание пара увеличивается.



Фиг. 79. Схема бойлера горячего водоснабжения

1 — бойлер; *2* — потребители горячей воды; *3* — насос холодной воды

В схеме фиг. 78 конденсат греющего пара пикового бойлера должен быть направлен непосредственно в деаэратор. Иногда его направляют в паровое пространство основного бойлера. В таком случае при расчете основного бойлера необходимо учесть тепло, вносимое этим конденсатом.

Мощность мотора теплофикационного насоса

$$P = \frac{WH \cdot 0{,}736}{3\,600 \cdot 75\eta_н}\ [квт]. \qquad (65)$$

Напор, создаваемый насосом, при работе его на замкнутую сеть, должен преодолевать только сопротивления при проходе воды по сети без учета геодезических высот.

Если заливка сети водой при пуске производится насосом, то последний должен создавать напор, достаточный для подачи воды в верхнюю точку системы. Наполнение сети может производиться также и без насоса, заливкой из верхней точки системы.

В водяной сети потребителя всегда имеются потери воды в благоустроенных сетях в 1—1,5% от циркулирующего количества воды. Эти потери должны пополняться химически очищенной водой жесткостью не более 0,8 нем. гр., содержащей к тому же незначительное количество кислорода (до 0,1 *мг/л*) во избежание заноса солями и коррозии трубопроводов. Поэтому в последнее время добавочная вода, даже химически очищенная, подвергается химической деаэрации при помощи сульфитирования (добавка Na_2SO_3).

НТБ ДНУЖТ

Установки для горячего водоснабжения (фиг. 79). В этих установках горячая вода расходуется у потребителя и не возвращается обратно в бойлер.

Если потребителям требуется в час W [*кг*] воды с температурой t_2 и температура входящей в бойлер воды равна t_1, то расход пара на бойлер

$$D_б = \frac{W(t_2 - t_1)}{(i_1 - q_к)\eta} \text{ [кг/ч]}, \tag{66}$$

где $q_к$ — теплосодержание конденсата пара при выходе из бойлера (или из охладителя, если таковой имеется). Расчет установки не отличается от расчета отопительных бойлеров.

Пример 20. Определить расход пара на бойлерную установку и поверхности нагрева основного бойлера и охладителя конденсата при следующих условиях. Производительность бойлерной установки $Q=5$ *мгк/ч*. Температура выходящей из бойлера воды $t_{вых}=98°$; температура обратной воды $t_{обр}=48°$. Давление греющего пара $p_1=1{,}2$ *ата*; $i_1=673$ *кал/кг*, $q_1=104$ *кал/кг*; $t_н=104°$. Температурный напор $\Delta t = 104-98=6°$. Температура конденсата после охладителя $t_к = 75°$; $q_к = 75$ *кал/кг*. Процент добавки воды в систему теплофикации $x=1\%$. Температура добавочной воды $t_{доб}=10°$; $\eta_б = \eta_{охл}=0{,}98$.

Расход пара на бойлерную установку

$$D_б = \frac{5\cdot 10^6}{0{,}98\,(673-75)} = 8\,530 \text{ кг/ч}.$$

Тепло, передаваемое в бойлере,

$$Q_б = \frac{5\cdot 10^6\,(673-104)}{673-75} = 4{,}755\cdot 10^6 \text{ кал/ч}.$$

Тепло, передаваемое в охладителе,

$$Q_{охл} = \frac{5\cdot 10^6(104-75)}{673-75} = 0{,}245\cdot 10^6 \text{ кал/ч}.$$

Температура воды, входящей в охладитель,

$$t'_{охл} = \frac{48\,(100-1)+1\cdot 10}{100} = 47{,}6°.$$

Количество воды, проходящей через систему,

$$W = \frac{5\cdot 10^6}{98-48} = 100\,000 \text{ кг/ч}.$$

Температура воды после охладителя (пре входе в бойлер)

$$t_{охл} = 47{,}6 + \frac{0{,}245\cdot 10^6}{100\,000} = 47{,}6 + 2{,}4 = 50°.$$

НТБ ДНУЖТ

Поверхность бойлера

$$F_б = \frac{4{,}755 \cdot 10^6}{k\Delta t_{ср}} = \frac{4{,}755 \cdot 10^6}{3\,360 \cdot 30} = 47 \ м^2.$$

Поверхность охладителя

$$F_{охл} = \frac{0{,}245 \cdot 10^6}{k_1 \Delta t'_{ср}} = \frac{0{,}245 \cdot 10^6}{4\,000 \cdot 41{,}5} = 1{,}47 \ м^2$$

$\Delta t_{ср}$ и $\Delta t'_{ср}$ — логарифмические разности температур; k и k_1 — коэффициенты теплопередачи.

Пример 21. Для горячего водоснабжения требуется в час 10 000 *кг* воды с температурой 70° Температура холодной воды 10° Давление греющего пара бойлера $p_1 = 1{,}2$ *ата*; $i_1 = 673$ *кал/кг*. Температура конденсата греющего пара при выходе из бойлерной установки 75°

Расход пара на бойлер

$$D_б = \frac{10\,000(70 - 10)}{(673 - 75)\,0{,}98} = 1\,050 \ кг/ч.$$

В остальном расчет установки аналогичен расчету примера 20

Пример 22. В пиковом бойлере для установки примера 21 вода подогревается с 98 до 140°. Пар для пикового бойлера подается из магистрали котлов с давлением 30 *ата* и температурой 400°. В дроссельно-увлажнительной установке параметры пара снижаются до $p_1 = 4{,}8$ *ата* и температуры 220°, чему соответствует теплосодержание $i_1 = 692$ *кал/кг*. Теплосодержание воды при $p_1 = 4{,}8$ *ата* равно $q_1 = 151$ *кал/кг*.

Расход пара на пиковый бойлер

$$D_{п.б} = \frac{100\,000(140 - 98)}{(692 - 151)\,0{,}98} = 7\,920 \ кг/ч.$$

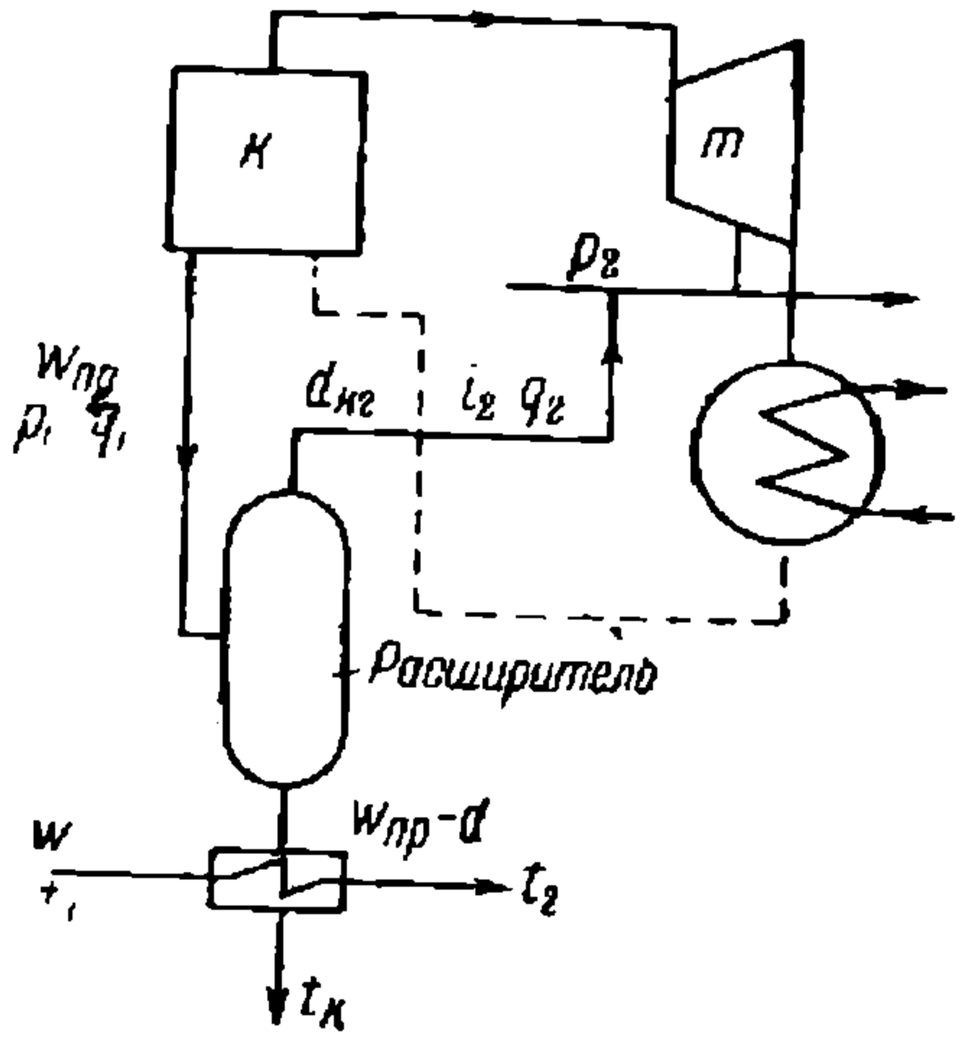
Если бы дросселирования пара не было, а было лишь увлажнение его при $p_1 = 30$ *ата* до того же теплосодержания в 692 *кал/кг*, то вместо $q_1 = 151$ *кал/кг* следовало бы подставить соответствующую величину для давления в 30 *ата*, а именно $q = 239$ *кал/кг*, и расход пара был бы равен 9 450 *кг/ч*.

§ 5. Использование тепла непрерывной продувки котлов

С продуваемой из котлов водой, имеющей теплосодержание, соответствующее рабочему давлению в котле, теряется количество тепла, которое иногда может быть весьма значительно. На современных станциях в большинстве случаев это тепло используется частично или даже полностью. Для этой цели применяются аппараты, называемые расширителями для непрерывной продувки. Если продувочную воду направить в расширитель, представляющий собой сосуд, присоединенный к какой-либо паровой магистрали или к паровому пространству

НТБ ДНУЖТ

какого-либо теплообменного аппарата, имеющего давление меньшее, чем давление в котле, то продувочная вода окажется перегретой по отношению к имеющемуся в расширителе давлению и часть содержащегося в ней тепла пойдет на образование из нее некоторого количества пара, который будет поступать в соединенное с расширителем паровое пространство. Продувочная вода при этом охладится от теплосодержания, соответствующего давлению в котле, до теплосодержания при давлении в расширителе. Расширитель может быть присоединен, например, к линии отборного пара, к головке деаэратора или какому-либо поверхностному подогревателю. На фиг. 80 изображена одна из возможных схем включения расширителя, причем количество продуваемой воды с теплосодержанием q_1 равно $W_{пр}$(*кг/ч*). Давление в линии отборного пара p_2 соответствует теплосодержанию пара i_2 и воды $q_2 < q_1$.



Фиг. 80. Схема использования тепла непрерывной продувки котлов

Количество получаемого из расширителя пара d (*кг/ч*) может быть определено из уравнения теплового баланса расширителя

$$W_{пр} q_1 \eta = (W_{пр} - d)\, q_2 + d i_2,$$

откуда

$$d = \frac{W_{пр}(q_1 \eta - q_2)}{i_2 - q_2} \text{ [кг/ч]}. \qquad (67)$$

Количество спускаемой из расширителя воды

$$W'_{пр} = W_{пр} - d \text{ [кг/ч]}. \qquad (67')$$

Спускаемая вода имеет теплосодержание q_2 [*кал/кг*], и тепло ее можно частично использовать в поверхностном подогревателе для подогрева какого-либо потока воды, например сырой воды, поступающей в химический водоочиститель, причем температура спускаемой воды снижается до $t_к$.

Если температура сырой воды t_1 и количество W(*к/ч*), то ее температура t_2 после подогревателя определяется из выражения

$$t_2 = t_1 + \frac{(W_{пр} - d)(q_2 - t_к)}{W} \qquad (67'')$$

Продувочная вода после поверхностного подогревателя может быть спущена в канализацию или же, как имеющая большую щелочность, использована в прачечных. В последнее время имеется тенденция

НТБ ДНУЖТ

применять ее для пополнения потерь воды в системе теплофикации (замкнутой водяной сети бойлеров). Если продувочной воды для покрытия этих потерь недостаточно, то добавляют также и химически очищенную воду. Подпитка сетей химически очищенной водой, умягченной по методу осаждения (без фосфатного доумягчения), не допускается[1].

Пример 23. Количество продуваемой из котлов воды 2 000 *кг/ч*. Давление в котлах 23 *ата*. Расширитель присоединен к линии отбора пара из турбины с давлением в 5 *ата*. Температура поступающей в химический водоочиститель воды в количестве $W = 10\,000$ *кг/ч* равна 10°. Температуру спускаемой в канализацию продувочной воды принимаем в 50°. Потерями тепла во внешнюю среду через изоляцию расширителя пренебрегаем. Определить количество получаемого из расширителя пара и температуру подогретой воды для водоочистки.

Теплосодержание воды:

при 23 *ата* $q_1 = 223$ *кал/кг*;

при 5 *ата* $q_2 = 152$ *кал/кг*.

Теплосодержание пара при 5 *ата* $i_2 = 657$ *кал/кг*.

Количество получаемого из расширителя пара

$$d = \frac{2\,000\ (223 - 152)}{657 - 152} = 280\ кг/ч.$$

Количество спускаемой из расширителя воды

$$W' = 2\,000 - 280 = 1\,720\ кг/ч.$$

Температура воды после поверхностного подогревателя

$$t_2 = 10 + \frac{1\,720\,(152 - 50)}{10\,000} = 10 + 17{,}5 = 27{,}5°$$

§ 6. Дроссельно-увлажнительные установки

В случае необходимости уменьшения давления пара применяются автоматические дроссельные установки, поддерживающие постоянное пониженное давление пара. Такие установки могут, например, применяться для подачи пара в смешивающий деаэратор с давлением в 1, 2 *ата* из отбора турбины с более высоким давлением. В большинстве случаев применяются установки, не только дросселирующие пар, но и понижающие его температуру путем впрыскивания воды. Такие установки применяются в качестве резерва для подачи пара потребителям, нормально получающим его из отбора турбины; они дросселируют пар от давления котлов до давления отбора и увлажняют его от температуры пара котлов до температуры отбираемого из турбины пара. В случае остановки турбины или в случае превышения

[1] См. «Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей».

НТБ ДНУЖТ

потребления отборного пара сверх допустимой для турбины нормы включается дроссельно-увлажнительная установка.

Дроссельно-увлажнительные установки могут применяться и в других случаях, например для подачи пара из главного паропровода или из отбора высокого давления в пиковой бойлер, когда, как выше было сказано, выгодно снижать давление греющего пара возможно больше. Увлажнение в этом случае необходимо для устранения температурных напряжений, могущих расстроить плотность трубной системы бойлера, и его вовсе необязательно производить до насыщения пара, а лишь до той температуры, которая допустима с точки зрения прочности аппаратов (200 — 220°).

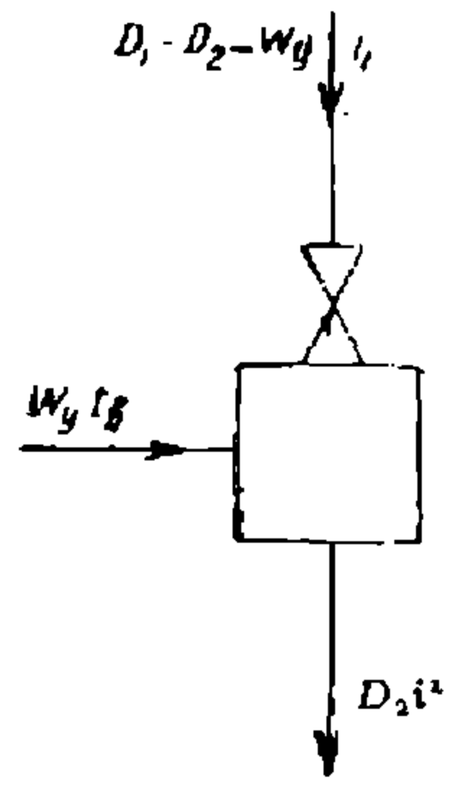
Количество воды для увлажнения пара от теплосодержания i_1 до i_2 [*кал/кг*] определяется из уравнения теплового баланса увлажнителя (фиг. 81).

Если потребителю требуется D_2 [*кг/ч*] увлажненного пара с теплосодержанием i_2, то из источника пара должно быть подано количество пара $D_1 = D_2 - W_y$ [*кг/ч*] с теплосодержанием i_1 и добавлено некоторое количество воды W_y [*кг/ч*] с температурой $t_в$. Уравнение теплового баланса будет иметь вид

$$\eta_1 [(D_2 - W_y) i_1 + W_y t_в] = D_2 i_2,$$

откуда

$$W_y = D_2 \frac{i_1 \eta_1 - i_2}{\eta_1 (i_1 - t_в)} \text{ [кг/ч]}. \qquad (68)$$



Фиг. 81. Схема установки для увлажнения пара

Если конденсат увлажненного пара возвращается в систему питания, то увлажнение необходимо производить водой хорошего качества, а именно водой из магистрали после питательных насосов котлов, в которой всегда имеется давление, достаточное для подачи воды в любой паропровод станции, так как давление питательных насосов больше, чем давление в котлах.

§ 7. Включение подогревателей регенеративного цикла

Для возможности ремонта и ревизий подогревателей у каждого подогревателя должна иметься обводная линия для пропуска потока нагреваемого конденсата помимо подогревателя. Дренажи подогревателей более высокого давления, поступающие при нормальной работе в выключаемый подогреватель, в случае его ремонта или ревизии направляются или в дренажный бак или в конденсатор турбины.

Для отсоса воздуха из парового пространства подогревателей применяются трубки, соединенные с конденсатором турбины. Такие же трубки предусматриваются и у бойлеров. Вместо отсоса воздуха из бойлеров в конденсатор иногда применяются специальные эжекторные устройства.

На всех линиях отборного пара, отходящих от турбины, должны быть обязательно установлены обратные клапаны, препятствующие

НТБ ДНУЖКТ

проникновению пара из линий отборного пара в турбину, что при закрытии поступающего в турбину пара автоматом безопасности может вызвать повышение числа оборотов турбины, если она работала отдельно от сети или если при параллельной работе сетью выключился масляный выключатель генератора.

Обратные клапаны на линиях отборов пара, питающих подогреватели высокого давления, кроме указанных выше функций, должны предохранять турбину от проникновения в нее воды при разрыве трубок подогревателя, находящихся с водяной стороны под давлением, более высоким, чем давление в котлах.

Применяемые для устранения проникновения воды в турбину при разрывах трубок подогревателей автоматические предохранительные коробки, устанавливаемые при самих подогревателях и переключающие поток воды помимо подогревателя при разрыве в нем трубок, не могут считаться вполне надежными аппаратами, и установка обратных клапанов на линиях отбора пара обязательна и при наличии указанных автоматических устройств.

ГЛАВА 19

ПРОСТЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ПАРОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

§ 1. Расчет тепловой схемы электростанции с паровыми турбинами

Расчет тепловой схемы с любым числом отборов пара из турбины для подогрева питательной воды или для внешних потребителей при известных параметрах свежего и отбираемого пара сводится к определению общего расхода пара на турбину $D_т$ и количеств пара $D'_{отб}$, $D''_{отб}$,..., отбираемых из турбины.

Метод расчета состоит в том, что составляются тепловые балансы для всех теплообменных аппаратов, включенных в схему, в результате чего получаются уравнения для расходов пара из всех отборов в виде функций от расхода пара на турбину

$$D'_{отб} = f_1(D_т);\quad D''_{отб} = f_2(D_т)\ldots\ D^n_{отб} = f_n(D_т). \qquad (69)$$

Таким путем при числе отборов n и числе неизвестных $n+1$ может быть составлено только n уравнений. В качестве недостающего уравнения составляется уравнение мощности турбины, которое может быть представлено в виде

$$860\,N_э = \sum_1^n (i - i_{отб})\,D_{отб}\,\eta_{ген}\,\eta_{1м} + D_к\,(i - i_к)\,\eta_{1ген}\,\eta_{1м}, \qquad (70)$$

где $D_к = D_т - \sum_1^n D_{отб}$ — количество пара, проходящее в конденсатор (уравнение весового баланса конденсатора);

НТБ ДНУЖТ

$i_к$ и $i_{отб}$ — действительные теплосодержания пара при входе в конденсатор пара и при выходе из отборов;

i — теплосодержание входящего в турбину пара,

или же в виде

$$860\,N_э = \sum_1^n D_{отб}\,h\,\eta_{1оэ} + D_к\,H\,\eta_{оэ}, \qquad (70')$$

где h и H — адиабатические теплопадения до давления отборов и до конденсатора и $\eta_{1оэ}'$ и $\eta_{1оэ}$ — соответствующие относительные электрические к. п. д. турбогенератора. Расчет тепловой схемы не представляет каких-либо принципиальных трудностей, но требует большой счетной работы. Иногда при расчете для возможности увязки баланса некоторых теплообменных аппаратов приходится видоизменять схему их включения, что вызывает необходимость перерасчета схемы.

Попутно с расчетом теплообменных аппаратов определяется необходимое количество воды, которое следует добавить в систему питания котлов, т. е. увязывается водяной баланс станции.

В примере 24 приведен расчет указанным выше методом тепловой схемы теплофикационной станции с одним отбором пара для одного из режимов ее работы. Принципиальная тепловая схема к расчету изображена на фиг. 82.

Пример 24. На станции установлена турбина СК-20 мощностью 2 500 *квт*. Давление свежего пара при входе в турбину 20 *ата*; температура пара 350°. Регулируемый отбор пара при 5 *ата*. Давление в конденсаторе 0,04 *ата*. Имеющийся у этой турбины нерегулируемый отбор пара для регенерации в данном случае не используется для упрощения расчета, приводимого только в целях уяснения его метода. Нагрузка турбогенератора $N_э = 2\,000$ *квт*.

Потребителям тепловой энергии отпускается пар из отбора турбины в количестве 11 000 *кг/ч*, вода из бойлера горячего водоснабжения *3* в количестве 36 000 *кг/ч* с температурой в 70 и тепло для отопления из отопительного бойлера *4* в количестве 2,48 *мгк/ч*. Температура горячей воды 100° и обратной воды 60°

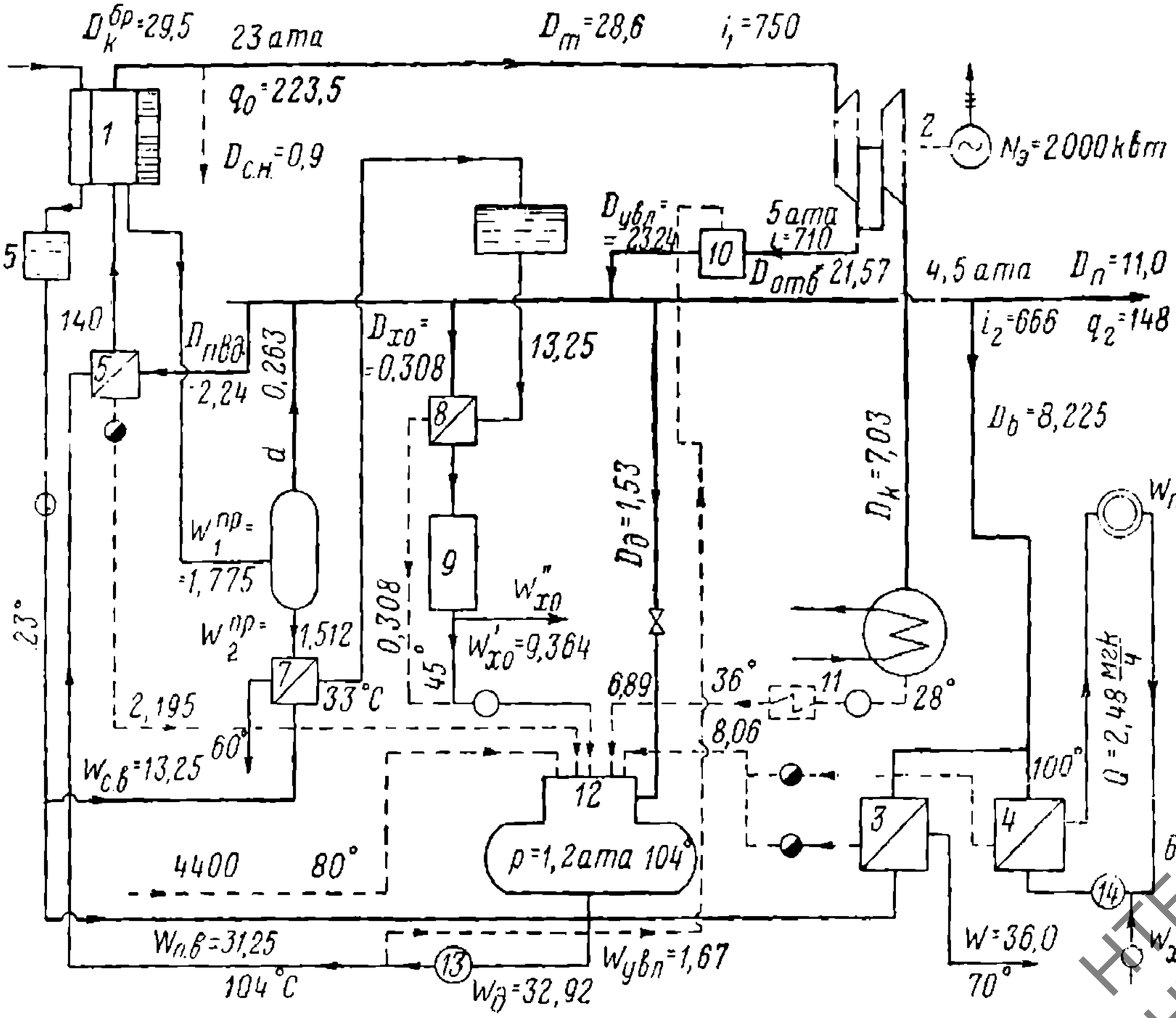
Пар из отбора в 5 *ата* с теплосодержанием в 710 *кал/кг* имеет температуру 255° и перед отпуском потребителям и в теплообменные аппараты станции увлажняется водой из питательной линии до температуры 170° в увлажнителе *10*. Увлажненный пар имеет давление 4,5 *ата*; $i_{увл} = 666$ *кал/кг*, теплоту жидкости $q_2 = 148$ *кал/кг*.

Питательная вода из деаэратора *12* с температурой в 104° в подогревателе высокого давления *5* подогревается перед поступлением в котел до 140°

Котлы (давление 23 *ата*) имеют непрерывную продувку в размере 6% от вырабатываемого пара.

Продувочная вода поступает в расширитель *6*, присоединенный к магистрали увлажненного отборного пара. Вода из расширителя в поверхностном подогревателе *7* подогревает сырую воду, поступаю-

НТБ ДНУЖТ



Фиг. 82. Принципиальная тепловая схема теплофикационной электростанции

1—котельная на 23 *ата*; *2* — турбогенератор на 20 *ата*, 2 500 *квт*; *3* — бойлер горячего водоснабжения; *4* — отопительный бойлер; *5* — подогреватель высокого давления; *6* — расширитель непрерывной продувки; *7* — охладитель продувочной воды; *8* — подогреватель химводоочистки; *9* — химическая водоочистка; *10* — увлажнитель отборного пара; *11*—подогреватели эжекторный, сальниковый (условно); *12*—смешивающий деаэратор; *13* — питательный насос; *14* — теплофикационный насос; *15* — бак теплой воды из панелей топок

НТБ ДНУЖТ

щую из топочных панелей котлов с температурой в 23°, на 10° и затем спускается в канализацию. Нагретая сырая вода поступает в подогреватель *8*, где еще нагревается до 45° увлажненным паром отбора, после чего направляется в водоочиститель *9*.

Конденсат производственного пара возвращается в количестве 40% с температурой в 80°

Расход пара котлов на собственные нужды и потери 3% от вырабатываемого пара.

Потери (внутри станции) конденсата всех поверхностных теплообменных аппаратов составляют 2%, кроме конденсата из подогревателя химводоочистки, возвращающегося полностью. Конденсат турбины в подогревателях сальниковом и эжекторном подогревается с 28 до 36°

Весь конденсат за вычетом потерь и добавочная химически очищенная вода поступают в смешивающий деаэратор с давлением в 1,2 *ата*, где нагреваются до 104°.

Потери воды в теплофикационной замкнутой сети составляют 2% и пополняются химически очищенной водой. Расчет тепловой схемы производим в следующем порядке. Определяем последовательно следующие расходы пара и воды.

1. Расход пара на бойлер горячего водоснабжения *3*. Расход воды $W_б = 36\,000$ *кг/ч* с температурой $t_2 = 70°$. Вода подается в бойлер из топочных панелей с температурой $t_1 = 23°$. Бойлер питается увлажненным паром из отбора турбины с $p = 4{,}5$ *ата*; $i_{увл} = 666$ *кал/кг* ($t = 170°$); $q_2 = 148$ *кал/кг*; к. п. д. бойлера
$\eta_б = 0{,}98$.

$$D_1^б = \frac{W_б\,(t_2 - t_1)}{(i_{увл} - q_2)\,\eta_б} = \frac{36\,000\,(70 - 23)}{(666 - 148)\,0{,}98} = 3\,335 \text{ кг/ч}. \qquad (71)$$

2. Расход пара на отопительный бойлер *4*. Тепловая нагрузка бойлера, включая потери тепла в сети, $Q = 2\,480\,000$ *кал/ч*. Подогрев воды увлажненным паром из отбора турбины.

Расход пара на бойлер

$$D_2^б = \frac{Q}{(i_{увл} - q_2)\,\eta_б} = \frac{2\,480\,000}{(666 - 148)\,0{,}98} = 4\,890 \text{ кг/ч}. \qquad (72)$$

3. Общий расход увлажненного пара на бойлерные установки

$$D_б = D_1^б + D_2^б = 3\,335 + 4\,890 = 8\,225 \text{ кг/ч}.$$

Конденсат греющего пара возвращается в систему питания (деаэратор) в количестве 98%. Потери конденсата

$$0{,}02 \cdot 8\,225 = 164{,}5 \text{ кг/ч}.$$

4. Расход увлажненного пара на производство составляет

$$D_п = 11\,000 \text{ т/ч};$$

НТБ ДНУЖТ

возврат конденсата в размере 40% Потери конденсата производственного пара

$$0{,}6 \cdot 11\,000 = 6\,600 \text{ кг/ч}.$$

5. Количество циркулирующей в теплофикационной сети воды.

$$W = \frac{Q}{t_2 - t_1} = \frac{2\,480\,000}{100 - 60} = 62\,000 \text{ кг/ч}. \quad (73)$$

Потери воды, пополняемые химически очищенной водой,

$$W''_{x.o} = 0{,}02\, W = 1\,240 \text{ кг/ч}.$$

6. Количество продуваемой и питательной воды. Если обозначить расход пара на турбину через D_m, то количество пара, вырабатываемое котлами, при расходе пара на собственные нужды станции и потери в котельной в 3% от вырабатываемого пара будет

$$D_к = \frac{D_m}{0{,}97} = 1{,}032\, D_m. \quad (74)$$

Потери пара составляют $0{,}032\ D_m$.

При количестве продуваемой из котлов воды в 6% количество подаваемой в котлы питательной воды будет

$$W_{п.в} = 1{,}06 \cdot 1{,}032\, D_m = 1{,}093\, D_m \text{ [кг/ч]} \quad (75)$$

и количество продуваемой воды

$$W_1^{пр} = 0{,}06 \cdot 1{,}032\, D_m = 0{,}062\, D_m. \quad (76)$$

7. Расход пара на подогреватель высокого давления *5*. Количество проходящей через подогреватель воды

$$W_{п.в} = 1{,}093\, D_m \text{ [кг/ч]}.$$

Подогреватель питается увлажненным отборным паром. Вода нагревается от температуры после деаэратора t_1 104° до 140°; $\eta_{in} = 0{,}99$.

Расход пара на подогреватель

$$D_{п.в.д} = \frac{W_{п.в}\,(140 - 104)}{(666 - 148)\,0{,}99} = \frac{1{,}093\, D_m \cdot 36}{518 \cdot 0{,}99} = 0{,}0766\, D_m \text{ [кг/ч]}. \quad (77)$$

В деаэратор возвращается 98% конденсата греющего пара, т. е. $0{,}0760\ D_m$, и теряется 2% — $0{,}0016\ D_m$.

8. Количество пара, получаемое из расширительного горшка *6*. В расширитель поступает $W_1^{пр} = 0{,}062\, D_m$ [кг/ч] продувочной воды с теплосодержанием $q_0 = 223{,}5$ *кал/кг*, соответствующим давлению в 23 *ата*. Давление в расширителе равно 4,5 *ата*. Теплосодержание насыщенного пара при этом давлении

$$i_2 = 655{,}4 \text{ кал/кг};\ q_2 = 148 \text{ кал/кг}.$$

НТБ ДНУЖТ

Уравнение теплового баланса расширителя

$$\eta_{tp} \cdot 0{,}062\, D_m q_0 = q_2\,(0{,}062\, D_m - d) + d i_2.$$

Количество пара, получаемое из расширителя,

$$d = \frac{0{,}062\, D_m\,(\eta_{tp}\, q_0 - q_2)}{i_2 - q_2} =$$

$$= \frac{0{,}062\, D_m\,(235{,}5 \cdot 0{,}99 - 148)}{655{,}4 - 148} = 0{,}00918\, D_m \text{ кг/ч}. \qquad (78)$$

Количество продувочной воды с теплосодержанием $q_2 = 148$ *кал/кг*, поступающей в подогреватель воды, идущей на химическую очистку, равно

$$W_2^{np} = W_1^{np} - d = (0{,}062 - 0{,}00918)\, D_m = 0{,}05282\, D_m\ [\text{кг/ч}]. \qquad (78')$$

Это количество воды спускается в канализацию.

9. Величина добавки воды в систему питания. Химически очищенной водой должна быть покрыта сумма $W'_{x.o}$ следующих потерь путем добавки ее в деаэратор:

а) невозврат конденсата с производства

$$0{,}6 D_n = 6\,600 \text{ кг/ч};$$

б) потери конденсата пара бойлерной установки

$$0{,}02 D_б = 164{,}5\ [\text{кг/ч}];$$

в) потери пара на собственные нужды котельной

$$D_{c.} = 0{,}032\ D_m \text{ кг/ ч};$$

г) спускаемая в канализацию часть продувочной воды

$$W^{np}_2 = 0{,}05282 D_m \text{ кг/ч};$$

д) потери конденсата, возвращаемого из конденсатора турбины,

$$\Delta D_к = 0{,}02\, D_к\ [\text{кг/ч}]\ ^1;$$

е) потери конденсата пара подогревателя высокого давления

$$0{,}02\, D_{п.вд} = 0{,}0016\, D_m\ [\text{кг/ч}].$$

Сумма потерь

$$W'_{x.o} = 6764{,}5 \quad 0{,}08642\, D_m + 0{,}02\, D_к\ [\text{кг/ч}]. \qquad (79)$$

10. Полная производительность химической водоочистки 9 и количество греющего пара для подогревателя химической очистки 8. Производительность хими-

---

[1] Величина $D_к$ введена для упрощения промежуточных уравнений. Вместо нее можно подставить равную ей величину $D_m - D_{отб}$. При этом D_m и $D_{отб}$ определяются в конце расчета совместным решением уравнения мощности и уравнения расхода пара из отбора, а $D_к$ — из уравнения весового баланса конденсатора.

НТБ ДНУЖТ

ческой водоочистки $W_{x.o}$ слагается из внутристанционных потерь $W'_{x.o}$ и добавки в систему теплофикации $W''_{x.o} = 1\,240$ *кг/ч*. Тогда

$$W_{x.o} = W'_{x.o} + W''_{x.o} = 8\,004{,}5 + 0{,}08642\ D_m + 0{,}02\,D_к\,. \qquad (80)$$

Оценивая потери воды в самой химической водоочистке в 25%, количество подогреваемой сырой воды

$$W_{с.в} = 1{,}25 \cdot W_{x.o} = 10\,000 + 0{,}108\,D_m + 0{,}025\,D_к\,. \qquad (80')$$

Температура сырой воды $t_1 = 23°$

Температуру ее после поверхностного подогревателя непрерывной продувки принимаем в 33°. Вода подогревается затем до 45° в подогревателе отборным увлажненным паром.

Расход пара на подогреватель химической водоочистки

$$D_{x.o} = \frac{W_{с.в}(45 - 33)}{(666 - 148)\,0{,}99} = W_{с.в}0{,}0232 =$$

$$= 232 + 0{,}00252\,D_m + 0{,}00058\,D_к\,. \qquad (81)$$

Конденсат пара возвращается в деаэратор полностью.

11. Полный расход увлажненного пара. Полный расход увлажненного пара $D'_{увл}$ слагается из следующих составляющих:

а) расхода пара на производство

$$D_п = 11\,000\ кг/ч;$$

б) расхода пара на бойлерную установку

$$D_б = 8\,225\ кг/ч;$$

в) расхода пара на подогреватель высокого давления

$$D_{п.в.д} = 0{,}0776\ кг/ч;$$

г) расхода пара на подогреватель химической очистки

$$D_{x.o} = 232 + 0{,}00252\,D_m + 0{,}00058\,D_к\ кг/ч;$$

д) расход пара на деаэратор $D_д$ *кг/ч*

$$D'_{увл} = 19\,457 + 0{,}03\,D_m + 0{,}00058\,D_к + D_д\,. \qquad (82)$$

В магистраль увлажненного пара подается из расширителя непрерывной продувки $d = 0{,}00918\,D_m$ [*кг/ч*] пара, поэтому количество увлажненного пара, которое должно быть подано из увлажнительной установки,

$$D_{увл} = D'_{увл} - d = 19\,457 + 0{,}0708\,D_m + 0{,}00058\,D_к + D_д. \qquad (82')$$

12. Количество отбираемого из турбины пара. Количество неувлажненного пара из отбора меньше количества увлажненного пара на количество увлажняющей воды, определяемое из теплового баланса увлажнителя,

$$[(D_{увл} - W_{увл})\,i_{отб} + W_{увл}\,t_{увл}]\,\eta_t = D_{увл}\,i_{увл}.$$

НТБ ДНУЖТ

Количество увлажняющей воды

$$W_{увл} = \frac{D_{увл}(i_{отб}\,\eta_i - i_{увл})}{\eta_i\,(i_{отб} - t_{увл})} = \frac{D_{увл}\,(710 \cdot 0{,}99 - 666)}{0{,}99\,(710 - 104)} = D_{увл} \cdot 0{,}0726 =$$
$$= 1\,412 + 0{,}00514\,D_т + 0{,}00042\,D_к + 0{,}0726\,D_д\,. \qquad (83)$$

Расход пара из отбора турбины

$$D_{отб} = D_{увл} - W_{увл} = 18\,045 + 0{,}0646\,D_т + 0{,}00054\,D_к + 0{,}9274\,D_д\,. \qquad (84)$$

13. Расход пара на деаэратор *12* (для подогрева поступающих в него потоков воды до 104°). В деаэратор поступают:

а) конденсат из конденсатора турбины в количестве $0{,}98\,D_к$ с температурой 36°;

б) конденсат с производства в количестве $0{,}4D_п = 4\,400$ *кг* с температурой в 80°;

в) конденсат подогревателя высокого давления в количестве $0{,}98D_{п.в.д} = 0{,}0760D_т$ с температурой 148°;

г) конденсат из бойлерной установки в количестве $0{,}98D_б = 8\,060$ *кг/ч* с температурой 148°;

д) конденсат подогревателя химводоочистки в количестве $D_{х.о} = 232 + 0{,}00252D_т + 0{,}00058D_к$ с температурой в 148°;

е) добавка химически очищенной воды в количестве $W'_{х.о} = 6764{,}5 + 0{,}08642D_т + 0{,}02\ D_д$ с температурой в 45°;

ж) увлажненный пар из отбора в количестве $D_д$ *кг/ч* с теплосодержанием 666 *кал/кг*.

Из деаэратора расходуется вода с температурой 104° на питание котлов и на увлажнительную установку в количестве

$$W_{п.в} + W_{увл} = 1\,412 + 1{,}0981\,D_т + 0{,}000042\,D_к + 0{,}0726\,D_д\ [кг/ч].$$

К. п. д. деаэратора принимаем $\eta_{iд} = 0{,}99$.

Уравнение теплового баланса деаэратора

$$0{,}99\,[0{,}98\,D_к \quad 36 + 4\,400 \cdot 80 + 0{,}98\,D_б \cdot 148 + 0{,}98\,D_{п.в.д} \cdot 148 + D_{х.о} \cdot 148 + W'_{х.о} \cdot 45 + D_д \cdot 666] = (W_{п.в} + W_{увл})\,104. \qquad (85)$$

Подставляя выражения отдельных величин из предыдущего, имеем

$$0{,}99\,[0{,}98\,D_к \cdot 36 + 4\,400 \cdot 80 + 8\,060{,}5 \cdot 148 + 0{,}076\,D_т \cdot 148 + 232 \cdot 148 + 0{,}00252\,D_т \cdot 148 + 0{,}00058\,D_к \cdot 148 + 6\,764{,}5 \cdot 45 + 0{,}08642\,D_т \cdot 45 + 0{,}02\,D_к \cdot 45 + 666\,D_д\,] = 1\,412 \cdot 104 + 1{,}0981\,D_т \cdot 104 + 0{,}000042\,D_к \quad 104 + 0{,}0726\,D_д \cdot 104,$$

НТБ ДНУЖТ

или

$$1\,735\,600 + 36{,}28\,D_к - 98{,}95\,D_т + 658{,}45\,D_д = 0,$$

откуда расход пара на деаэратор

$$D_д = 0{,}153\,D_т - 0{,}055\,D_к - 2\,638\ кг/ч. \qquad (86)$$

Подставляя выражение $D_д$ в уравнение для $D_{отб}$, имеем окончательное выражение для расхода пара из отбора

$$D_{отб} = 15\,599 + 0{,}2074\,D_т - 0{,}0505\,D_к\ [кг/ч]. \qquad (87)$$

Определив $D_{отб}$ в функции $D_т$, составляем уравнение мощности турбины, пользуясь диаграммой $I-S$ и заводскими данными о турбине.

Уравнение мощности составляем для нагрузки $N_э = 2\,000\ квт$.

Располагаемое теплопадение:
до давления отбора

$$h = 78\ кал/кг;$$

до давления в конденсаторе

$$H = 238\ кал/кг.$$

Относительный электрический к. п. д.
ступеней до отбора

$$\eta'_{оэ} = 0{,}47;$$

всего турбогенератора

$$\eta_{оэ} = 0{,}565.$$

Использованное теплопадение:
в ступенях до отбора

$$h_{исп} = 78 \cdot 0{,}47 = 36{,}6\ кал/кг;$$

во всех ступенях

$$H_{исп} = 238 \cdot 0{,}565 = 134\ кал/кг.$$

Уравнение мощности

$$N_э \cdot 860 = D_{отб}\,h_{исп} + D_к\,H_{исп}, \qquad (88)$$

или

$$2\,000 \cdot 860 = (15\,599 + 0{,}2074\,D_т - 0{,}0505\,D_к)\,36{,}6 + D_к\,134{,}5,$$

откуда

$$D_к = 8\,600 - 0{,}0572\,D_т. \qquad (89)$$

Уравнение весового баланса конденсатора

$$D_к = D_т - D_{отб} =$$
$$= D_т - 0{,}2074\,D_т + 0{,}0505\,D_к - 15\,599, \qquad (90)$$

НТБ ДНУЖКТ

откуда

$$D_к = 0{,}835\, D_т - 16\,850. \qquad (91)$$

Решая совместно уравнения (89) и (91), получаем

$$D_т = 28\,600\ кг/ч = 28{,}6\ т/ч$$

и

$$D_к = 7{,}03\ т/ч.$$

Расход пара из отбора

$$D_{отб} = D_т - D_к = 21{,}57\ т/ч.$$

Подставляем найденные значения $D_т$ и $D_к$ в выражения расходов пара и воды, составленные ранее для отдельных элементов схемы, и полученные величины сводим в табл. 40.

Таблица 40

Сводная таблица расходов пара и воды

Наименование потока	т/ч
Расход пара на турбину $D_т$	28,6
Расход пара из котла $D_к^{бр} = 1{,}032\, D_т$	29,5
Количество питательной воды, входящее в котел, $W_{п.в}=1{,}093\, D_т$	31,25
Количество продуваемой воды $W_1^{пр}=0{,}062\, D_т$	1,775
Количество продуваемой воды, спускаемое в канализацию, $W_2^{пр} = 0{,}053\, D_т$	1,512
Количество пара, получаемое из расширителя, $d = 0{,}0092\, D_т$	0,263
Расход пара на подогреватель высокого давления $D_{пвд}=0{,}0776\, D_т$	2,24
Добавка химически очищенной воды в деаэратор $W'_{х.о}$	9,364
Расход пара потребителями $D_п$	11,000
Расход пара на подогреватель химической очистки $D_{х.о}$	0,308
Расход увлажненного пара $D_{увл}=D'_{увл} - d = D_{отб} + W_{увл}$	23,24
Количество увлажняющей воды $W_{увл}$	1,67
Расход пара из отбора $D_{отб}$	21,57
Поступает в конденсатор $D_к$	7,03
Расход пара на деаэратор $D_д$	1,53
Расход пара на бойлерную установку $D_б$	8,225
Производительность химической водоочистки $W_{хо} = W'_{хо} + W''_{хо}$	10,6
Количество сырой воды, подаваемой на химическую очистку, $W_{св} = 1{,}25\, W_{хо}$	13,25

Температура спускаемой в канализацию продувочной воды определяется из уравнения теплового баланса подогревателя сырой воды 7

$$W_{св}\,(33 - 23) = W_2^{пр}\,(148 - t_к) \text{ или}$$
$$13\,250\,(33 - 23) = 1\,512\,(148 - t_к),$$

откуда $t_к = 60°$

Для проверки точности расчета тепловой схемы составляем табл. 41 водяного баланса деаэратора.

НТБ ДНУЖТ

Таблица 41

Водяной баланс деаэратора

Поступает в деаэратор $W'_д$	т/ч
Конденсат из конденсатора 0,98 $D_к$	6,890
» » подогревателя высокого давления 0,98 $D_{п.вд}$	2,195
» » бойлерной установки—0,98 $D_б$	8,06
» с производства 0,4 $D_п$	4,400
Конденсат из подогревателя химической водоочистки $D_х$.	0,308
Добавок очищенной воды $W'_{х.о}$	9,364
Пар для деаэрации воды $Dд$	1,53
Всего	32,75
Расходуется из деаэратора $W''д$:	
а) на питание котлов $W_{п.в}$	31,25
б) на увлажнительную установку $W_{увл}$	1,67
Всего	32,92
Невязка $\Delta W_д = 32,92-32,75=0,17\approx0,5\%$ от $W_д$	—

§ 2. Тепловые схемы локомобильных электростанций

Особенностью тепловых схем локомобильных станций является применение в локомобильных установках смешивающих конденсаторов, в которых отработавший пар смешивается с охлаждающей водой. Смесь конденсированного пара и охлаждающей воды могла бы быть использована для питания котлов локомобилей, однако вследствие загрязнения пара смазочным маслом паровой машины возвращать конденсат в систему питания котлов не следует. Поэтому схемы локомобильных станций обычно осуществляются с раздельными циклами питательной и охлаждающей воды. При этом смесь конденсата и охлаждающей воды в зависимости от обеспеченности станции водой может или сбрасываться в источник водоснабжения или же использоваться снова для конденсации пара, охлаждаясь в градирне, пруде или бассейне с брызгалами (см. главу 25).

Система питания может быть выполнена или с индивидуальными питательными баками (при каждом локомобиле) или же с общим питательным баком. Возможны схемы с теми и другими баками для увеличения занаса питательной воды на станции.

На фиг. 82а изображена принципиальная тепловая схема локомобильной электростанции со смешивающими конденсаторами и индивидуальными питательными баками. Как видно из схемы, пар, совершив работу в паровой машине, проходит через подогреватель питательной воды *4* в смешивающий конденсатор *3*. Охлаждающая вода поступает в конденсатор вследствие наличия в нем вакуума, поддер-

НТБ ДНУЖТ

живаемого при помощи мокровоздушного насоса *14*. Мокровоздушный насос *14* подает смесь из конденсатора в бак теплой воды *7*, из которого она циркуляционным насосом *10* направляется в градирню для охлаждения. Охладившись в градирне, смесь подается самотеком в баки охлаждающей воды *6* и из них засасывается в конденсаторы.

На случай выхода из строя конденсатора и для пуска локомобиля предусмотрена работа машины на выхлоп в атмосферу.

Питательная вода (в данном случае сырая) под давлением общей водопроводной магистрали (или же при помощи специального насоса, не указанного на схеме) поступает в индивидуальные питательные баки *5*. Из питательных баков вода подается в котлы через подогреватели питательной воды *4* при помощи плунжерных питательных насосов *8*, работающих от эксцентрика коренного вала машины и установленных на одном валу с мокровоздушными насосами *14*. В подогревателях вода нагревается до 40 — 45°. Резервом к питательным насосам *8* служат инжекторы *9*, работающие паром из котлов локомобилей.

Описанная схема локомобильной станции несколько усложняется при установке водяных экономайзеров для исполозования тепла уходящих газов. Обычно в целях упрощения делается центральная экономайзерная установка. Наличие экономайзера вносит следующие осложнения в схему питания котлов. Для большинства используемых в СССР топлив температура точки росы для дымовых газов лежит в пределах 50 — 60°, и температура питательной воды после подогрева ее в индивидуальных подогревателях (при локомобилях), а именно до 40 — 45°, является недостаточной для предотвращения отпотевания экономайзеров. Поэтому необходимо дополнительно подогревать питательную воду острым или же (при локомобилях с отбором пара) отборным паром.

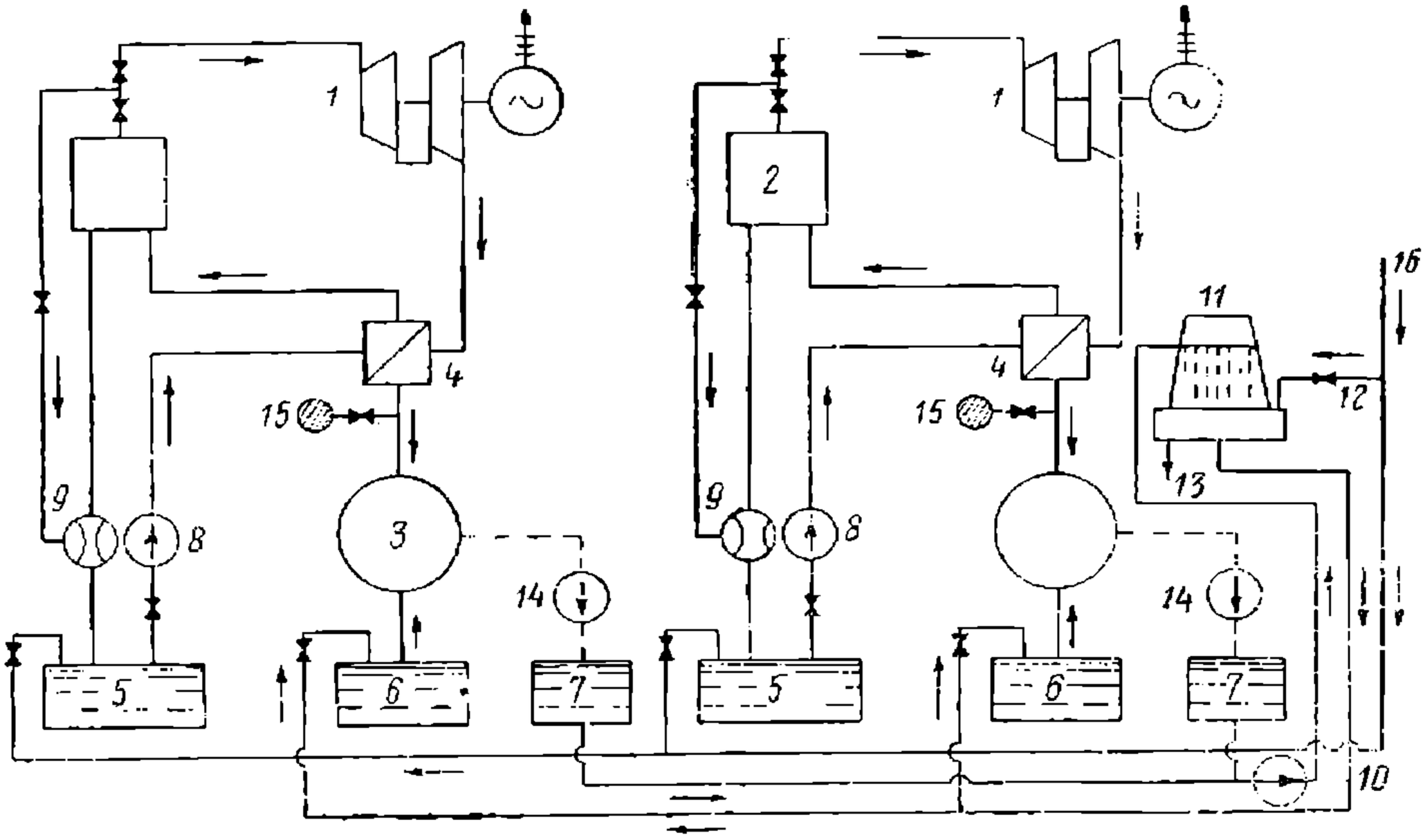
Дополнительный подогрев воды (до 70 — 80°) может производиться или путем подачи пара непосредственно в общий питательный бак (из которого вода поступает самотеком в индивидуальные питательные баки) или же в центральном поверхностном подогревателе.

Второе осложнение, вносимое наличием экономайзера в схему питания, состоит в том, что плунжерные питательные насосы, имеющиеся при локомобилях, не были рассчитаны заводами на преодоление сопротивления экономайзера и добавочных трубопроводов. Поэтому для подачи в экономайзер горячей воды необходимы разрыв питательных трубопроводов и установка особого добавочного насоса.

Только в последнее время Людиновский локомобильный завод санкционировал возможность подачи воды в котлы через экономайзер стандартными плунжерными насосами и необходимой при центральном экономайзере параллельной работы насосов отдельных локомобилей. Благодаря этому схема питания несколько упрощается. На фиг. 82б в качестве примера изображена разработанная Трансстехпроектом принципиальная тепловая схема локомобильной электростанции с мощными агрегатами с отбором пара, центральным экономайзером и содово-известковой водоочисткой. При этой схеме

НТБ ДНУЖТ

сырая вода поступает под давлением водопроводной сети (или насоса) в индивидуальные подогреватели при локомобилях *4*, в которых нагревается до 40° и затем по сборной линии подается в центральный подогреватель *10*, где нагревается отбираемым из машины паром до 80°. Из подогревателей вода поступает в общий питательный бак *12* или непосредственно или пройдя предварительно через химическую водоочистку *11*. В этот же бак подаются обратный конденсат от внешних потребителей отборного пара *14* и дренаж греющего пара из центрального подогревателя *10*. Из общего питательного бака вода нор-



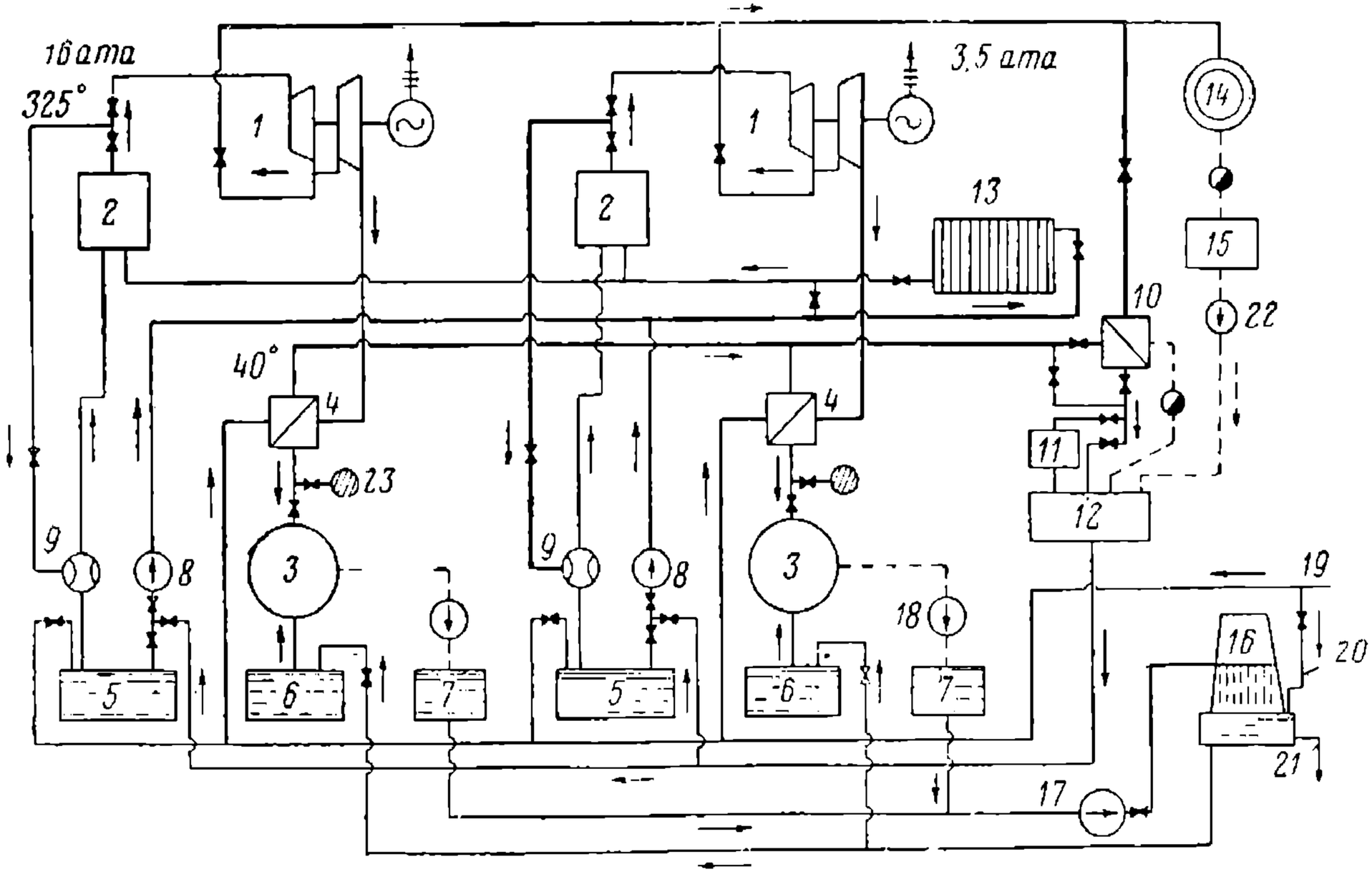
Фиг. 82а. Принципиальная тепловая схема локомобильной электростанции с конденсацией пара

1 — машина локомобиля; *2* — котел; *3* — смешивающий конденсатор; *4* — подогреватель питательной воды; *5* — питательный бак; *6* — бак холодной воды; *7* — бак теплой воды; *8* — питательный насос; *9* — инжектор; *10* — циркуляционный насос; *11* — градирня; *12* — добавка воды в градирню; *13* — продувка градирни; *14* — мокровоздушный насос *15* — выхлоп отработавшего пара; *16* — сырая вода

мально поступает непосредственно во всасывающие линии индивидуальных плунжерных питательных насосов *8*, минуя индивидуальные питательные баки *5*, являющиеся в данном случае резервными. Такая схема питания вызвана необходимостью иметь во всасывающем патрубке плунжерных насосов подпор не менее 3 — 4 *м* вод. ст., соответственно температуре подаваемой воды (80°). При использовании для постоянной работы индивидуальных питательных баков плунжерные насосы, расположенные выше баков, должны бы были работать со всасыванием, что недопустимо при высокой температуре питательной воды. Общий питательный бак должен устанавливаться над плунжерными насосами на указанной выше высоте в 3 — 4 *м*.

Плунжерные насосы отдельных локомобилей включены параллельно в общую напорную линию и подают воду в котлы *2* через эко-

НТБ ДНУЖТ



Фиг. 82б. Принципиальная тепловая схема локомобильной электростанции с конденсацией и отбором пара, центральным экономайзером и химической водоочисткой:

1 — машины локомобиля с отбором пара; *2* — котел; *3* — смешивающий конденсатор; *4* — подогреватель питательной воды; *5* — индивидуальный питательный бак; *6* — бак охлажденной воды; *7* — бак теплой воды; *8* — питательный насос; *9* — инжектор; *10* — центральный подогреватель питательной воды; *11* — химическая водоочистка; *12* — общий питательный бак; *13* — центральный экономайзер; *14* — тепловые потребители; *15* — бак сбора конденсата от потребителей (вне станции); *16* — градирня; *17* — циркуляционный насос; *18* — мокровоздушный насос; *19* — сырая вода; *20* — добавка воды в градирню; *21* — продувка градирни; *22* — конденсатный насос (у потребителей); *23* — выхлоп отработавшего пара

НТБ ДНУЖТ

номайзер *13* или же через резервную перемычку (в случае необходимости выключения экономайзера).

Схема циркуляционного охлаждения конденсаторов полностью соответствует уже описанной схеме, изображенной на фиг. 82а. Вместо градирни может быть применен бассейн с разбрызгивающими соплами.

ГЛАВА 20

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОТХОДЯЩЕГО ТЕПЛА В ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

§ 1. Общие сведения об использовании отходящего тепла

Использование отходящего тепла двигателей внутреннего сгорания может дать большие экономические выгоды, так как с выхлопными газами и охлаждающей водой теряется около 60% потребляемого двигателем тепла. Тепло выхлопных газов двигателей может быть без особых затруднений использовано для получения горячей воды или пара низкого давления. Выхлопные газы имеют напор, дающий возможность создания больших скоростей их в утилизационных аппаратах и получения высоких коэфициентов теплопередачи без применения специальных дымососов и вентиляторов. Несмотря на все указанные благоприятные обстоятельства и на наличие почти у каждой установки с двигателями внутреннего сгорания потребителей тепла как для технологических, так и для бытовых целей, а при переводе дизелей на тяжелые мазуты на необходимость разогрева топлива, использование отходящего тепла двигателей еще не получило в СССР широкого распространения.

В последнее время вопрос об использовании этого тепла начал возбуждать большой интерес у хозяйственных органов и соответствующих проектных организаций, и в ближайшее время следует ожидать более широкого распространения дизельных установок с использованием отходящего тепла, в особенности учитывая необходимость применения для дизелей тяжелого моторного топлива, требующего значительного количества тепла для разогрева.

При разрешении вопросов об использовании отходящего тепла дизелей необходимо руководствоваться следующими соображениями. Основными потерями тепла в дизельной установке являются потери его с охлаждающей водой и потери с уходящими газами, причем при полной нагрузке дизеля сумма этих потерь составляет около $^2/_3$ всего подведенного тепла.

Процент потерь тепла с уходящими газами колеблется от 25 до 35, потерь с охлажденной водой — в пределах 27 — 40 (в зависимости от мощности или типа двигателя), причем обычно потери тепла с водой больше, чем с газами.

При уменьшении нагрузки двигателя процентная доля потерь тепла с уходящими газами изменяется очень незначительно, потеря же охлаждающей водой сильно возрастает.

НТБ ДНУЖТ

Охлаждающая вода должна выходить из установки с температурой не выше 55 — 60° во избежание образования пузырей пара в рубашках цилиндров и потому не может служить для целей отопления и сушки и может применяться лишь для бань, прачечных и т. п.

Если вода при выходе из рубашек доводится до высокой температуры в 50 — 60°, то необходимо применять или мягкую или же химически очищенную воду во избежание отложения накипи как в утилизационных подогревателях, так и в рубашках цилиндров двигателя, что кроме уменьшения коэфициента теплопередачи может вызвать местный разогрев двигателя и появление трещин. Вопрос о качестве воды приобретает особую остроту, если охлаждающая вода все время заменяется свежей, например при использовании воды в банях, душах, прачечных. Поэтому всегда следует стремиться к многократному использованию для охлаждения двигателя того же самого объема воды, для чего воду, отдавшую тепло потребителю, нужно в возможно большем количестве возвращать снова в рубашки двигателя (замкнутый цикл) и пополнять свежей водой лишь потери ее в цикле.

Температура уходящих газов больше у двигателей четырехтактных, чем у двухтактных, вследствие разбавления газов продувочным воздухом у последних и может быть ориентировочно взята (при полной нагрузке) из табл. 42.

Таблица 42

Температура уходящих газов при максимально-длительной мощности

Тип двигателя	Четырехтактный		Двухтактный	
Тихоходный	340—370°	В среднем 370°	220—260°	В среднем 260°
Быстроходный	370—410°		260—310°	

Отходящие газы могут использоваться для получения горячей воды, пара и горячего воздуха. В последнее время появились установки, использующие отходящие газы непосредственно для целей сушки каких-либо материалов. Минимальная температура газов, до которой допустимо охлаждать газы в утилизационных аппаратах, составляет около 150°. Охлаждение до более низкой температуры может вызвать конденсацию части газов и разъедание металла сернистыми газами и кислородом. Если принять за наименьшую допустимую температуру газов при выходе их из двигателя 180° (эта температура должна быть выше той, до которой допустимо охлаждение в утилизаторе) и учесть, что при понижении нагрузки двигателя температура уходящих газов понижается, то доли нагрузки двигателя (в процентах от нормальной), при которых допустимо использовать газы в утилизаторах, могут быть характеризованы данными табл. 43, из которой видно, что двигатели четырехтактные более удобны для использования тепла уходящих газов.

НТБ ДНУЖТ

Таблица 43

Доли нагрузки, при которых возможно использование тепла уходящих газов, в процентах от полной

Двигатели Дизеля	Четырехтактные		Двухтактные	
Тихоходные	26—34	В среднем 26	60—77	В среднем 60
Быстроходные	17—26		48—60	

Наиболее выгодно использовать тепло газов для подогрева уходящей из двигателей охлаждающей воды. При подогреве всего количества воды с дальнейшим ее использованием степень использования подведенного к установке тепла может повыситься больше чем вдвое. Однако следует иметь в виду, что вследствие большого количества воды температура ее повысится всего на 5 — 7°; поэтому она может применяться только для мытья в банях, где требуется температура в 60 — 65°. Такой способ использования тепла пригоден только тогда, когда имеются потребители большого количества воды с небольшой температурой. Для получения более горячей воды через подогреватель следует пропускать только часть воды, и тепло остающейся ее части, если нет потребителей для тепла низкого потенциала, остается неиспользованным. За счет тепла уходящих газов можно получить также и пар, направляя газы в котлы-утилизаторы, питающиеся холодной или же нагретой при охлаждении двигателя водой. При этом за счет тепла газов может быть испарено только 1,0 — 2% всей охлаждающей воды.

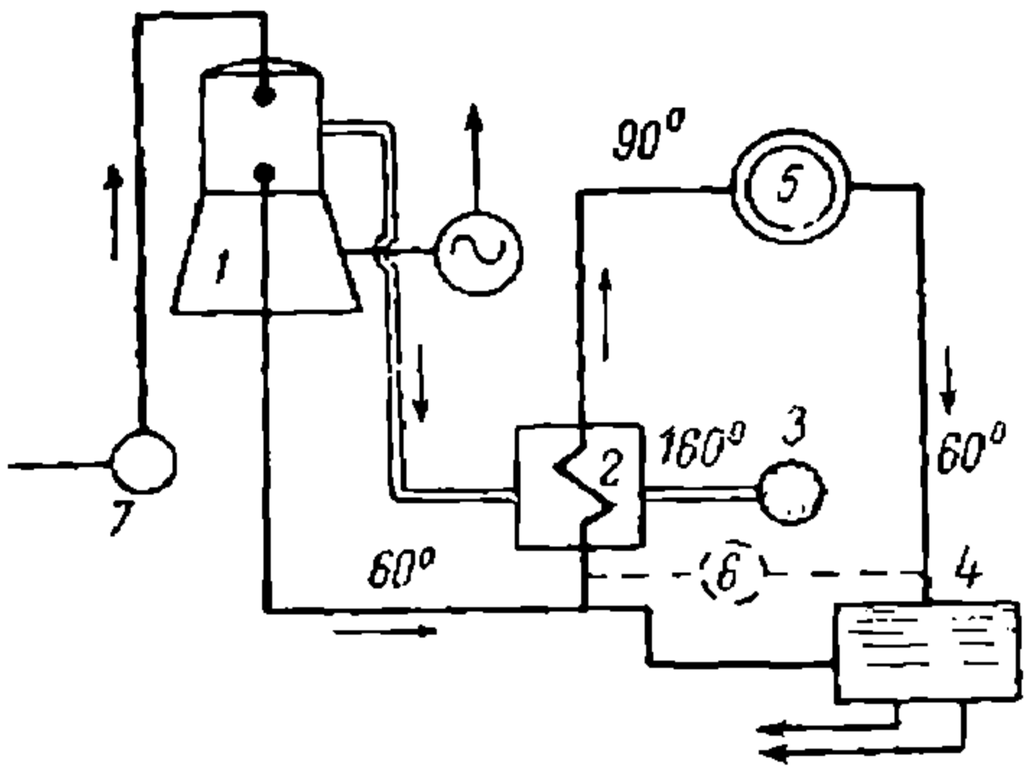
Для испарения большего количества воды в паровом котле, работающем на отходящих газах двигателя, должна иметься добавочная топка для сжигания какого-либо топлива. При работе дизелей на крекинг-мазуте, мазуте марки М-5 и других парафинистых мазутах тепло уходящих газов может быть с успехом использовано для подогрева топлива горячей водой или паром, получаемым в котлах-утилизаторах. При подогреве парафин расплавляется и вязкость мазута уменьшается. Температура мазута при входе в двигатель должна быть 70 — 75°. Для маловязких мазутов, например марки М-з можно применять для разогрева воду из рубашек выхлопных труб двигателя. Следует отметить, что при работе дизелей на высоковязких мазутах тепла, получаемого за счет отходящих газов, достаточно для поддержания в горячем состоянии всех резервуаров с топливом только при нормальной работе станции. При работе с малой нагрузкой, а также в случае пуска станции после длительной остановки мазут приходится подогревать паром из какой-либо другой котельной установки. В случае отсутствия такой котельной необходимо на самой дизельной станции предусматривать установку небольшого парового котла обычного типа (например, вертикального котла Шухо-

НТБ ДНУЖТ

ва). Пара, получаемого в котлах-утилизаторах, будет недостаточно для разогрева цистерн при сливе мазута в хранилища и для подогрева его в хранилищах даже при полной нагрузке станции, так что при отсутствии обычной котельной установка парового котла для дизельной станции является тем более необходимой.

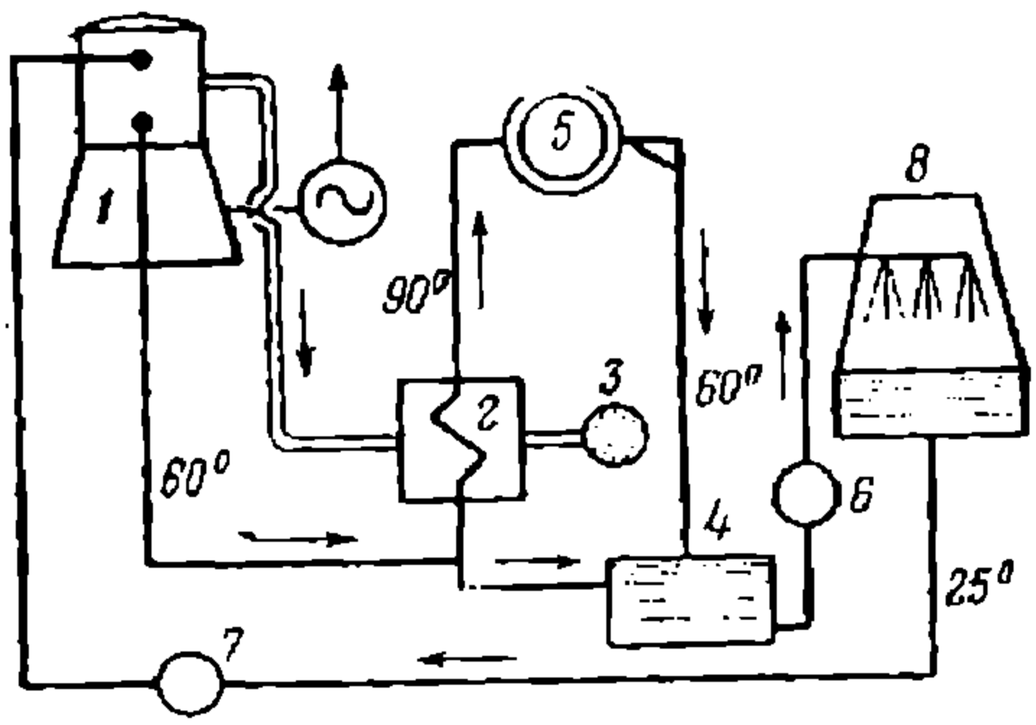
§ 2. Схемы использования отработавшего тепла

На фиг. 83 изображена схема, при которой отходящее тепло используется максимально. Вода из двигателя с температурой около 60° частично направляется в бак теплой воды, откуда направляется потребителям, частично же в подогреватель отходящими газами, где может нагреваться до любой температуры в зависимости от подаваемого в подогреватель ее количества. Нагретая в подогревателе вода поступает к потребителю. Если вода от него возвращается, то она или сливается в бак теплой воды и используется при меньшей температуре вместе с водой, поступающей из двигателя прямо в бак теплой воды,



Фиг. 83. Схема использования тепла воды и газов дизельной установки

1 — дизель-генератор; *2* — газовый подогреватель; *3* — выхлоп газов; *4* — бак теплой воды; *5* — приборы отопления; *6* — насос обратной воды; *7* — насос охлаждающей воды



Фиг. 84. Схема циркуляционного охлаждения с использованием тепла газов

1 — дизель-генератор; *2* — газовый подогреватель: *3* — выхлоп газов; *4* — бак теплой воды; *5* — приборы отопления; *6* — насос горячей воды; *7* — насос холодной воды; *8* — градирня

или же подается снова в подогреватель для повторного нагрева. При этой схеме все тепло воды используется у потребителя и к. п .д. установки значительно повышается. Кроме тепла воды, используется около 10% всего потребляемого двигателем тепла в газовом подогревателе, в котором газы охлаждаются до 160 — 150°.

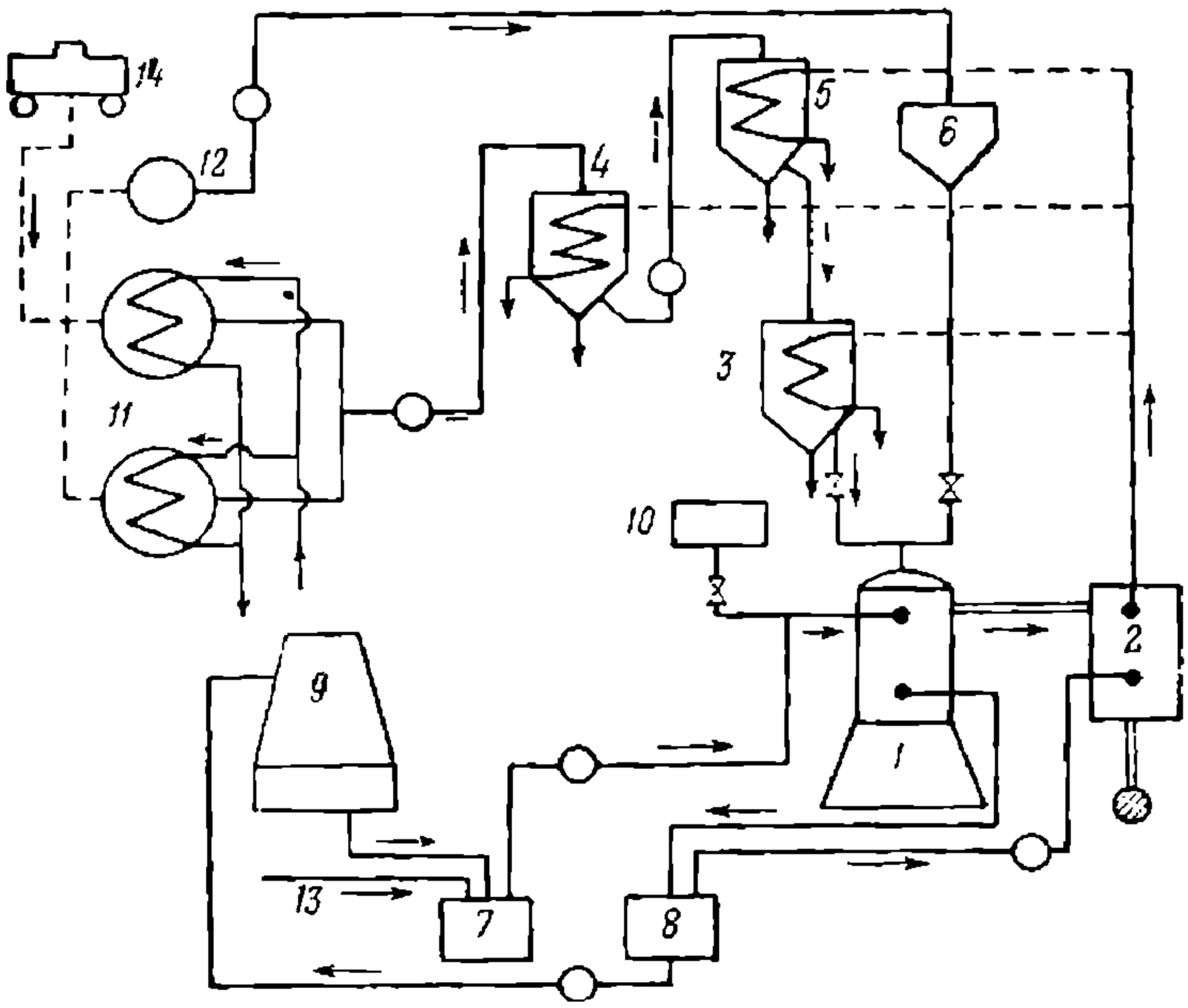
Общая степень использования тепла в описанной установке с учетом потерь будет около 80% вместо 32 — 34% при установке без использования тепла. Использованная у потребителя вода не возвращается. Могут быть осуществлены и другие схемы использования тепла в зависимости от рода потребителя.

На фиг. 84 показана одна из возможных схем с циркуляционным охлаждением двигателя и с использованием тепла уходящих газов

НТБ ДНУЖТ

для целей отопления, при которой возвращающаяся из приборов отопления *5* вода при температуре в 60° смешивается в баке теплой воды *4* с водой, поступающей в него непосредственно из рубашек двигателя, и вся вода охлаждается в градирне *8*, из которой подается насосом *7* снова для охлаждения двигателя. Добавка воды для пополнения потерь через неплотности водяной системы подается в резервуар градирни.

В схеме фиг. 84 используются только тепло уходящих газов (до $t_{ух} = 160°$) и небольшое количество тепла, содержащееся в нагретой воде, поступающей в утилизатор, и к. п. д. всей установки ниже, чем у установки по схеме фиг. 83, где используются все тепло, содержащееся в охлаждающей воде, и тепло газов.



Фиг. 85. Принципиальная схема дезельной станции с использованием тепла уходящих газов для разогрева топлива

1 — дизель-генератор; *2* — котел-утилизатор; *3* — фильтр для мазута; *4* — отстойник; *5* — расходный бак; *6* — бак для нефти (пусковой); *7* — бак холодной воды; *8* — бак горячей воды; *9* — градирня; *10* — запасный бак для охлаждающей воды; *11* — мазутохранилище; *12* — хранилище для нефти; *13* — добавочная вода для пополнения потерь; *14* — слив мазута из цистерн

На фиг. 85 изображена принципиальная схема дизельной установки, в которой подогрев вязкого мазута производится паром из котла-утилизатора, работающего на отходящих газах. Тепло воды, за исключением небольшой его части, содержащейся в воде, питающей котел-утилизатор, не используется, и нагретая вода охлаждается в градирне, после чего снова поступает на охлаждение двигателя. Схема топливоснабжения следующая. Мазут в цистернах разогре-

НТБ ДНУЖТ

вается паром до 40 — 45° и по лоткам сливается в мазутохранилища, в которых поддерживается температура в 50°. Здесь происходит первоначальный отстой воды и механических примесей.

Из хранилищ мазут насосом подается в отстойники, где поддерживается температура в 90 — 95° и происходит окончательный отстой воды, механических примесей, асфальта и смол. Из отстойника мазут поступает в расходные баки станции, в которых поддерживается температура в 50 — 60°, и затем в фильтры, подогреваемые до 60 — 80°. Из фильтров мазут поступает к топливным насосам двигателя.

Иногда между отстойниками и расходными баками устанавливаются еще центробежные сепараторы (на фигуре не указаны) для окончательного удаления механических примесей и тяжелых фракций. Отстойники, баки и фильтры подогреваются паром из котла-утилизатора.

Все трубопроводы для мазута подогреваются при помощи проложенных вдоль них паровых труб, имеющих общую изоляцию с мазутопроводами. При пуске двигателя применяется нефть; перед остановкой двигателя последний переводится на работу на нефти, благодаря чему в трубопроводах между фильтрами и двигателем при стоянке двигателя не могут образоваться пробки из застывшего мазута. Можно применять и другой способ: немедленно после остановки двигателя мазут из трубопровода между фильтром и двигателем сливается и трубопровод заполняется горячим мазутом непосредственно перед пуском двигателя. При этом необходим подогрев топливных насосов двигателя; этот способ является менее надежным.

У всех резервуаров с топливом должны быть предусмотрены трубопроводы для слива отстоя, а также специальные трубы для быстрого спуска топлива в случае пожара в специальный аварийный бак, расположенный вне станции. На фигуре эти трубопроводы не показаны.

§ 3. Определение коэфициента полезного действия дизельной установки при использовании отходящего тепла

Если обозначить через $q_э = b_э Q_р^н$ расход топлива двигателем на 1 *квт-ч* выработанной энергии, где $b_э$ — удельный расход топлива в *кг/квт-ч* и $Q_р^н$ — теплотворная способность топлива, то полный к. п. д. двигателя с использованием тепла подсчитывается по формуле

$$\eta_{уст} = \frac{860 + q_{исп}}{b_э Q_р^н} = \frac{860}{b_э Q_р^н} + \frac{q_в^{исп} + q_{газ}^{исп}}{b_э Q_р^н} \qquad (92)$$

В этой формуле $q_в^{исп}$ — тепло воды, используемое у потребителя, равное $w(t_2 - t_1)$ [*кал/квт-ч*], где w [*кг/квт-ч*] — количество используемой воды на 1 *квт-ч*; t_1 — температура воды при входе в двигатель; t_2 — температура воды при выходе из двигателя;

НТБ ДНУЖТ

$q_{газ}^{исп}$ — используемое тепло газов, приходящееся на 1 *квт-ч* выработанной энергии и равное

$$q_{газ}^{исп} = b_э\, G_г\, c_p\, (T_{газ} - T_{ух})\, (1 - \varphi)\ [кал/квт\text{-}ч].$$

где $G_г = G_0 \alpha + 1$ — вес продуктов сгорания на 1 *кг* топлива в *кг/кг*;

$T_{газ}$ — температура газов при выходе из двигателя;

$T_{ух}$ — температура газов при выходе из утилизатора;

G_0 — количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания 1 *кг* топлива, в *кг/кг*, равное для нефти в среднем приблизительно 14,5 *кг/кг*;

φ — доля тепла, теряемая на излучение поверхностью утилизатора;

c_p — средняя теплоемкость продуктов сгорания в пределах $T_{газ}$ и $T_{ух}$ — равная приблизительно

$$0{,}25\ \frac{кал}{кг \cdot град};$$

α — коэфициент избытка воздуха, равный при нормальной нагрузке для двухтактных двигателей 3,0 — 4,0 и для четырехтактных — 1,6 — 1,7.

Формула пригодна для всех способов использования тепла с применением как утилизаторов-подогревателей, так и котлов-утилизаторов. Если используется только тепло газов, то $q_в^{исп} = 0$, если же используется только тепло воды, то $q_{газ}^{исп} = 0$.

Производительность котла-утилизатора вычисляется по формуле

$$D = \frac{Q}{i_к - t_{п.в}} = \frac{(1 - \varphi)\, b_э\, N_э\, G_г\, c_p\, (T_{газ} - T_{ух})}{i_к - t_{п.в}} \qquad (93)$$

где $Q = q_{газ}^{исп} N_э$ [*кал/ч*] — количество тепла, используемое в час котлом-утилизатором (при мощности двигателя в $N_э$ [*квт*];

$i_к$ — теплосодержание пара, получаемого в котле-утилизаторе, в *кал/кг*;

$t_{п.в}$ — температура воды, питающей котел-утилизатор.

К.п.д. котла-утилизатора

$$\eta_{ут} = \frac{q_{газ}^{исп}}{q_{газ}^{полн}}\ 100 = \frac{q_{газ}^{исп} \cdot 100}{b_э\, G_г\, c_p\, (T_{газ} - t_0^в)}, \qquad (94)$$

где $t_0^в$ — температура окружающего воздуха;

c_p — средняя теплоемкость газа в пределах $T_{газ} - t_0^в$.

Числитель выражения к. п. д. представляет собой количество тепла, используемое в котле-утилизаторе, а знаменатель — все тепло, которое могло бы быть использовано при охлаждении газов до температуры окружающего воздуха.

НТБ ДНУЖТ

Вышеприведенные формулы пригодны для любой нагрузки двигателя $N_э$, если вместо $b_э$, α и $T_{газ}$ подставлять величины, соответствующие данной нагрузке.

Пример 25. Определить к. п. д. дизельной установки (при полной нагрузке), состоящей из четырехтактных двигателей по 600 *ЛС* (440 *квт*) завода «Двигатель революции», работающей с использованием тепла уходящих газов в паровом котле-утилизаторе с давлением в 3 *ата*. Котел питается водой из рубашек цилиндров двигателя. Расход воды для их охлаждения при $t^в_1 = 10°$ и $t^в_2 = 55°$ равен 28 *л/е.ЛС-ч*. Расход топлива $b^н_e = 183$ *г/е.ЛС-ч* или

$$b^н_э = \frac{0{,}183}{0{,}736\ \eta_{гсн}} = \frac{0{,}183}{0{,}736 \cdot 0{,}94} = 0{,}265\ кг/квт\text{-}ч.$$

Теплотворная способность топлива

$$Q^н_р = 10\,000\ кал/кг.$$

Температуру уходящих из двигателя газов принимаем в 370°. Охлаждение газов в котле-утилизаторе допускаем до 200°. Коэфициент избытка воздуха $\alpha^н = 1{,}7$.

К. п. д. двигателя без использования отходящего тепла

$$\eta_{дв} = \frac{860}{b^н_э\, Q^н_р} = \frac{860}{2\,650} = 0{,}325.$$

Используемое в котле-утилизаторе тепло на 1 *квт-ч* выработанной энергии

$$q^{исп}_{газ} = (1 - \varphi)\ 0{,}265\ (14{,}5 \cdot 1{,}7 + 1)\ 0{,}25\ (370 - 200) =$$
$$= 0{,}95 \cdot 0{,}265 \cdot 25{,}6 \cdot 0{,}25 \cdot 170 = 274\ кал/квт\text{-}ч.$$

Производительность котла-утилизатора

$$D = \frac{274 \cdot 440}{650 - 55} = \frac{120\,000}{595} = 203\ кг/ч.$$

Количество воды на 1 *квт-ч*, используемое в котле,

$$w = \frac{203}{440} = 0{,}46\ кг/квт\text{-}ч,$$

или от всего количества воды

$$\frac{0{,}736 \cdot 0{,}46 \cdot 0{,}94}{28}\ 100 = 1{,}14\%;$$

Используемое тепло воды

$$q^{исп}_в = 0{,}46\ (55 - 10) = 0{,}46 \cdot 45 = 20{,}6\ кал/квт\text{-}ч.$$

НТБ ДНУЖТ

К. п. д. установки с использованием тепла

$$\eta_{1дв}^{исп} = \frac{860 + 274 + 20{,}6}{2\,650} = \frac{1\,154{,}6}{2\,650} = 0{,}434.$$

Увеличение к. п. д. установки при использовании тепла

$$\Delta\eta_{1дв} = \frac{0{,}434 - 0{,}325}{0{,}325}\,100 = 33{,}6^{0}{}_{0}.$$

К. п. д. котла-утилизатора

$$\eta_{1уст} = \frac{q_{газ}^{исп}}{q_{газ}^{полн}} = \frac{274 \cdot 100}{0{,}265 \cdot 25{,}6 \cdot 0{,}25\,(370 - 25)} = 46{,}5\%.$$

В настоящем примере к. п. д. дизельной установки определен в предположении, что весь пар из котла-утилизатора расходуется на нужды внешних потребителей, т. е. является продажной продукцией установки. Если бы весь этот пар расходовался на разогрев топлива, т. е. на собственные нужды станции, то к. п. д. станции по отпуску энергии остался бы равным 32,5%. Из этого не следует, что нет смысла использовать тепло газов на собственные нужды станции.

При подогреве мазута паром не из котла-утилизатора, а из какой-либо котельной пришлось бы затрачивать добавочное топливо, в чем нет надобности при использовании отходящего тепла двигателей.

ГЛАВА 21

ПАРОПРОВОДЫ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. Требования, предъявляемые к паропроводам

Паропроводы, имеющиеся в теплосиловых установках, могут быть разделены на две категории: главные и вспомогательные.

Главные паропроводы. К этим паропроводам относятся паропроводы свежего пара от котлов до двигателей (главных и вспомогательных), включая трубы, подводящие пар от котлов к магистральным линиям. К главным же паропроводам следует относить также паропроводы отборного пара внутри станции в пределах от двигателей до теплообменных аппаратов (бойлеров, подогревателей), а также паропроводы редукционно-увлажнительных установок.

Вспомогательные паропроводы; к ним относятся паропроводы продувочные, обдувочные, подводящие пар к форсункам и для дутья в топки, дренажные всех категорий, выхлопные и различные мелкие служебные паропроводы. Все паропроводы теплосиловой установки независимо от их назначения и степени важности должны удовлетворять следующим условиям.

1. Паропровод по своей прочности должен соответствовать рабочему давлению пара (с учетом температуры при перегретом паре).

НТБ ДНУЖТ

Трубы и арматура должны выдерживать пробные гидравлические давления согласно ОСТ. Испытание паропровода в собранном виде гидравлическим давлением, превышающим рабочее давление, является обязательным [1].

2. Внутренний диаметр паропровода должен соответствовать ОСТ. Диаметр паропровода и его конфигурация должны обеспечивать величину падения давления не выше допустимой, исходя из давления источника пара и требуемого давления в конце паропровода (у двигателей или у других потребителей). При этом необходимо иметь в виду, что падение давления в паропроводах теплосиловых установок зависит главным образом от числа вентилей, задвижек и фасонных частей, расположенных по пути пара, сопротивление же прямых участков обычно не играет решающей роли. Оно может иметь большое значение в длинных внешних паропроводах, имеющих малое количество арматуры и фасонных частей. Строго говоря, диаметр паропровода, а следовательно, и скорость пара в паропроводе должны удовлетворять условию минимума годовых расходов по эксплуатации паропровода, т. е. должен определяться наивыгоднейший диаметр, соответствующий наивыгоднейшей скорости пара.

Уменьшение скорости пара (увеличение диаметра паропровода), снижая падение давления и расход пара, понижает годовые эксплуатационные расходы. С другой стороны, возрастание диаметра паропровода увеличивает годовые эксплуатационные расходы, так как увеличивает поверхность охлаждения и падение температуры, вызывающее перерасход пара, и увеличивает амортизационные отчисления вследствие удорожания паропровода.

Таким образом, существуют наивыгоднейший диаметр и, следовательно, наивыгоднейшая скорость пара, при которой годовые эксплуатационные расходы имеют минимальную величину. Наивыгоднейший диаметр паропровода удобнее всего определять указанным в главе 8 графическим методом, откладывая на оси абсцисс скорости пара или диаметры паропровода, а по оси ординат соответствующие им стоимости перерасхода пара и величину амортизационных отчислений. Минимум суммарных годовых расходов будет соответствовать наивыгоднейшей скорости пара. При определении годовых расходов для различных диаметров труб следует при вышеуказанном построении выбирать наивыгоднейшую толщину изоляции, при которой для каждого данного диаметра получаются наименьшие годовые расходы (о наивыгоднейшей толщине изоляции см. том. II).

При проектировании паропроводов теплосиловых установок обычно не производят сложных вычислений экономической толщины изоляции и экономических скоростей пара и ограничиваются определением диаметра, удовлетворяющего условию, чтобы падение давления от котлов до двигателей при допустимых (исходя из прочности паропро-

[1] См. «Правила устройства, установки, содержания и освидетельствование паропроводов и трубопроводов горячей воды», утвержденные котлонадзором НКЭП 11/VII 1939 г.

НТБ ДНУЖТ

вода) скоростях пара не превышало при полной нагрузке двигателей разницы в стандартных давлениях котлов и двигателей. Например, при котлах с допустимым давлением в 33 *ата* и турбинах на нормальное давление в 29 *ата* падение давления в паропроводе не должно превышать 4 *ат* при полной нагрузке турбин. При меньших нагрузках давление котлов держат ниже 33 *ата*. Допустимыми скоростями пара при нормальных условиях работы считаются скорости:

Для насыщенного пара	20 — 30 *м/сек*
» перегретого » $ct_n = 350°$ и выше:	
при давлениях до 20 *ат*	50 — 80
» » выше 20 *ат*	40 — 50

Аварийные скорости могут доходить до двойной нормальной скорости. Чем выше давление, тем больше плотность пара и больше создаваемые им усилия в паропроводе и тем меньшая скорость является допустимой.

Следует отметить, что указанные общепринятые скорости значительно выше наивыгоднейших и применение их объясняется желанием уменьшить расход металла на паропроводы и возможно удешевить его начальную стоимость. Изоляция паропроводов выполняется с расчетом, чтобы падение температуры пара от котлов до двигателей не превосходило разницы между температурой перегретого пара при выходе из котлов и гарантированной температурой пара у двигателей. Расчет падения давления и температуры пара производится способами, указанными в томе II, исходя из допустимых с точки зрения прочности паропровода скоростей пара, с проверкой допустимости получаемого при этом падения давления.

3. Схема паропровода должна быть проста, наглядна и дешева и вместе с этим надежна, т. е. должна обеспечивать минимальное снижение мощности установки при авариях паропровода, вызывающих необходимость выключения поврежденных участков. Соображения надежности должны играть главную роль при выборе схемы паропроводов. Последнее требование вызывает необходимость наличия достаточного количества вентилей или задвижек для выключения поврежденных участков и наличия резервных или соединительных участков. Необходимо иметь в виду, что вентили, задвижки и фланцы являются самыми слабыми местами паропровода, вызывающими аварии, и вместе с тем самыми дорогими. Резервные и соединительные линии, повышающие надежность, также удорожают установку. Поэтому требование достаточной надежности схемы должно быть выполнено с учетом требования минимального количества арматуры и резервных линий. Эти два требования являются, вообще говоря, противоположными; поэтому при выборе схемы паропровода для какого-либо конкретного случая практически правильным будет какое-то среднее решение вопроса с уклоном в сторону более дорогого паропровода в случае ответственных и крупных установок.

4. Паропровод должен быть надежно укреплен и вместе с этим иметь достаточную компенсацию тепловых расширений, т. е. удли-

НТБ ДНУЖТ

няться при нагревании без нарушения целости труб и плотности фланцевых соединений. Расположению паропроводов в отношении возможности обслуживания и ремонта также должно быть уделено серьезное внимание.

5. Паропровод не должен иметь так называемых мешков, в которых возможно скопление сконденсировавшегося пара, и должен иметь уклон в сторону движения пара (3 — 4 *мм* на 1 *м* длины), а также дренажные устройства для удаления конденсата как во время прогрева при включении, так и во время нормальной эксплуатации.

6. Выбранный способ уплотнения стыков фланцевых соединений (прокладки, пришабровка, заварка), а также материалы прокладочных соединений должны соответствовать рабочим давлению и температуре пара.

7. Все трубопроводы должны иметь наружную окраску и надписи согласно стандарту НКЭП. Вентили и задвижки должны иметь надписи с нумерами (согласно схеме трубопроводов) и указатели направления и степени открытия.

§ 2. Схемы главных паропроводов (свежего пара)

Описание типичных схем. Выбор схемы главного паропровода, соединяющего котлы с двигателями, зависит от взаимного расположения котлов и двигателей, числа тех и других и желаемой степени надежности схемы.

Наиболее часто встречается расположение оси котельной параллельно оси машинного зала, реже (при большом числе сравнительно мелких котельных агрегатов) перпендикулярное расположение осей. При обоих расположениях осей зданий котлы могут быть расположены в котельной в один или два ряда. В дальнейшем мы будем рассматривать и сравнивать между собой типичные схемы паропроводов для станций с параллельным расположением осей однорядной котельной и машинного зала (фиг. 86).

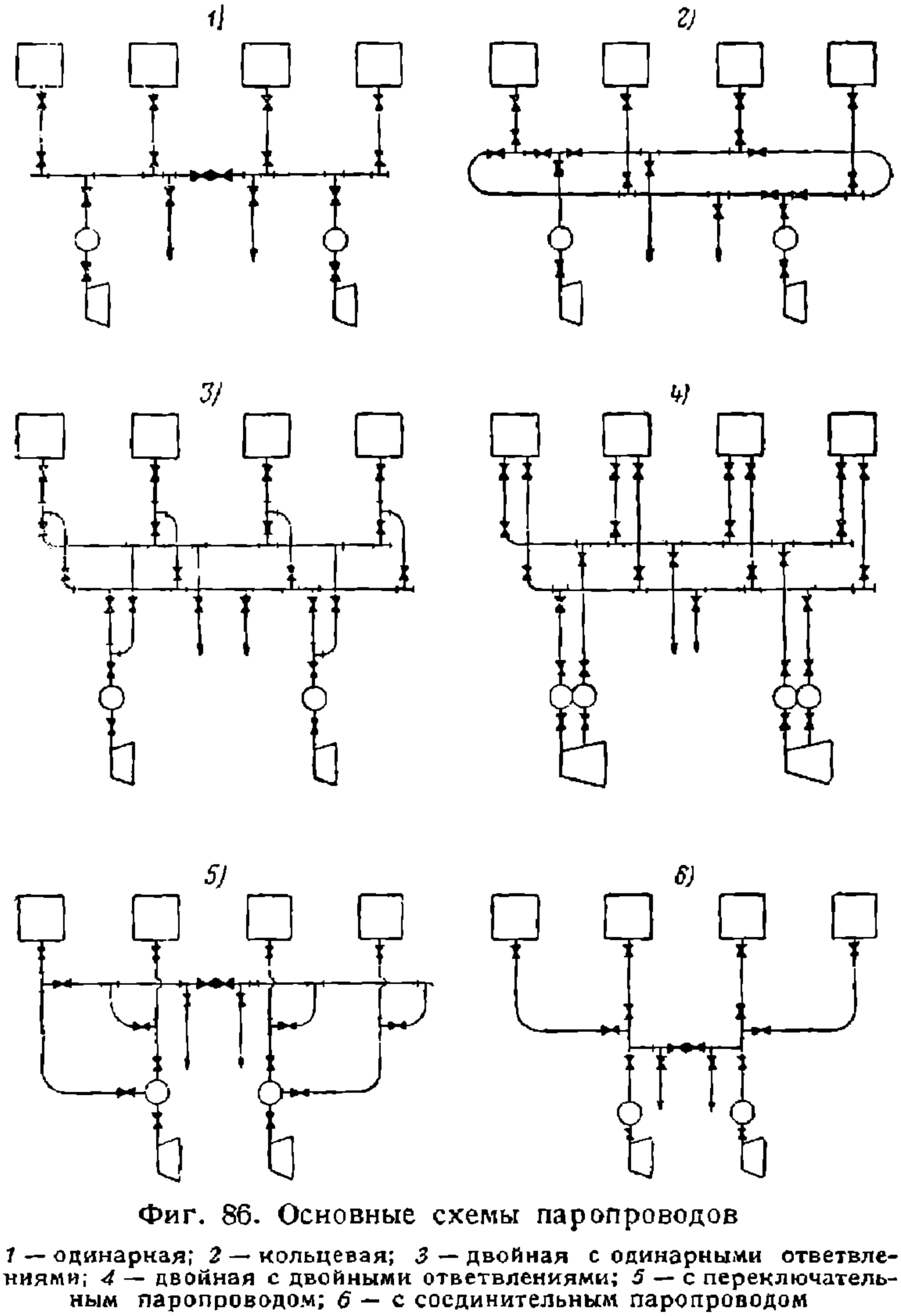
Схемы для других случаев компановки основного оборудования могут в большинстве случаев рассматриваться как комбинации из описываемых типичных схем. В схеме фиг. 86 предусмотрены ответвления от главных магистралей для собственных нужд станций (служебные ответвления). Схема *1* (одинарный паропровод с одинарными ответвлениями) применяется для малых и неответственных котельных и является самой простой и дешевой. Однако она обладает следующими недостатками, делающими ее недостаточно надежной.

Если на главной магистрали не ставить задвижек, то повреждение какого-либо фланца на магистрали вызывает остановку всей котельной. Поэтому желательна установка разделительных вентилей, что вследствие большого их диаметра приводит к удорожанию паропровода, и схема теряет свое основное преимущество: простоту и дешевизну. Если установить только один разделительный вентиль по середине магистрали, то при аварии на ней из строя будет выходить только половина станции, однако для ремонта этого вентиля не-

НТБ ДНУЖТ

обходима остановка всей котельной. Поэтому следует ставить два вентиля рядом.

Для того чтобы при повреждении магистрали из строя не выходила половина станции, необходима установка вентилей еще на каждой половине магистрали.



Фиг. 86. Основные схемы паропроводов

1 — одинарная; *2* — кольцевая; *3* — двойная с одинарными ответвлениями; *4* — двойная с двойными ответвлениями; *5* — с переключательным паропроводом; *6* — с соединительным паропроводом

На схеме *2* изображена кольцевая магистраль, занимающая по надежности среднее место между одинарным паропроводом по схеме *1* и паропроводом по самой надежной и самой дорогой схеме *4*.

При повреждении какой-либо части кольцевой магистрали из строя выводится или один котел или один двигатель в зависимости

НТБ ДПУЖТ

от места повреждения. На схеме *2* котлы и двигатели присоединены поочередно к разным половинам кольца для уменьшения диаметра кольца. Возможен вариант с присоединением котлов к одной, а двигателей — к другой половине кольца, требующий больших диаметров.

Значительное количество вентилей больших диаметров удорожает кольцевую магистраль. Длина кольцевой магистрали больше, чем длина двойной. Одно время кольцевые магистрали были очень распространены; в последнее время они применяются редко.

Схема *3* изображает весьма распространенный на средних и крупных установках и очень надежный двойной паропровод с одинарными ответвлениями. При повреждении ответвления должен быть выведен из работы только соответствующий котел или двигатель.

Вентили на магистралях отсутствуют и устанавливаются лишь на ответвлениях, имеющих небольшие диаметры.

В работе постоянно находятся обе магистрали, рассчитанные каждая на половинное количество пара. При повреждении одной магистрали все котлы и двигатели остаются в работе, магистраль просто выключается, и работа станции осуществляется по одной здоровой магистрали при повышенной вдвое против допустимой в нормальных условиях скорости пара (при аварийной скорости).

Если рассчитать каждую магистраль на полное количество пара и работать в нормальных условиях по одной магистрали, то при необходимости немедленного аварийного ее выключения станция должна останавливаться целиком, так как для включения в работу холодной резервной магистрали необходимо продолжительное время для ее прогрева. Если же при рассчитанных на полное количество пара магистралях держать в работе обе, то очень возросли бы тепловые потери вследствие большого диаметра магистралей.

Схема *4*, при которой каждый котел и двигатель присоединен к двойной магистрали двумя ответвлениями, является самой дорогой, но вместе с тем самой надежной, так как остановки котлов и двигателей почти исключены. Вследствие сложности и дороговизны эта схема может применяться только в очень крупных установках.

Схема *5* с переключательным паропроводом дает возможность переключать в случае надобности любой котел на любую турбину и, кроме того, подавать пар от любого котла на собственные нужды или на производство. Эта схема требует небольшого числа запорных органов. Диаметр паропровода один для всей установки и соответствует количеству пара от одного котла. Надежность схемы весьма высока при сравнительно небольшой стоимости. Эта схема имеет в последнее время весьма большое распространение.

Менее надежной является схема *6*, называемая схемой с соединительным паропроводом. По своей надежности она близка к малосовершенным схемам *1* и *2*, по стоимости же приближается к одинарной схеме *1* и в полтора раза дешевле кольцевой схемы *2*.

Сравнение схем по методу инж. М. М. Когана. Инж. М. М. Коган предложил способ сравнения надежности

НТБ ДНУЖТ

различных схем паропроводов по сумме выключаемых мощностей при всех возможных авариях, причем аварийными местами главного паропровода считаются как сами запорные органы, так и их фланцы, а также все фланцы стыков труб и тройников.

Если считать одинаковым для всех схем время исправления фланца или запорного органа, вызвавшего снижение мощности станции вследствие выключения из работы какого-то участка паропровода, то суммы выключаемых при всех авариях мощностей будут пропорциональны суммам недоотпускаемых киловатт-часов и могут служить критерием надежности работы паропровода.

В табл. 44, составленной применительно к схемам фиг. 86, приведены вычисленные для них по методу инж. Когана числа аварийных мест, суммы выключаемых мощностей и относительные стоимости паропроводов, а также надежность схем по отношению к надежности схемы *4*, принимаемой за самую надежную вследствие наименьшей суммы выключаемых мощностей. При вычислении суммы выключаемых мощностей было принято, что мощность каждой турбины равна N и что две турбины обслуживаются тремя котлами (четвертый же котел, являющийся резервным, бездействует). Таким образом, каждый котел соответствует мощности $^2/_3\ N$.

При вычислении числа аварийных мест не учитывались вентили у самих котлов и турбин, как не принадлежащие к главному паро-

Таблица 44

Сравнение различных схем паропроводов по методу инж. Когана

Схема фиг. 86	Число задвижек и фланцев, вызывающих аварию		Всего аварийных мест	Сумма выключаемых мощностей при всех авариях	Надежность схемы в %	Относительная стоимость паропровода
	задвижек	фланцев				
Одинарная (схема 1)	10	18 (29)	28 (39)	33 N (47, 66N)	28,3 (26)	1,00 (1,05)
Кольцевая (схема 2)	15	29 (37)	44 (51)	33,6 N (40 N)	27,7 (23,3)	1,55 (1,48)
Двойная с одинарными ответвлениями (схема 3)	16	38 (64)	54 (80)	29,3 N (32 N)	31,8 (29,1)	1,50 (1,91)
Двойная с двойными ответвлениями (схема 4)	20	40 (62)	60 (82)	9,3 N (9,3 N)	100	2,25 (2,22)
С переключательным паропроводом (схема 5)	12	25 (40)	37 (62)	21,66 N (29,38N)	44,5 (31,8)	1,25 (1,31)
С соединительным паропроводом (схема 6)	10	19 (25)	29 (35)	34,3 N (42,66 N)	27,2 (22)	1,00 (1,00)

НТБ ДНУЖТ

проводу, а также фланцевые соединения этих вентилей с ответвлениями и нижние фланцы вентилей служебных паропроводов.

При сравнении стоимостей паропроводов принималось, что стоимость запорных органов и тройников составляет 50% стоимости всего паропровода и что тройник в 5 раз дешевле запорного органа.

В настоящее время при выполнении паропроводов широко применяется сварка вместо установки тройников. Поэтому табл. 44 составлена для сварных паропроводов. Цифры таблицы, помещенные в скобках, относятся к паропроводам с тройниками, изображенными на фиг. 86. Как видно из таблицы, способ выполнения паропровода несколько влияет на соотношение надежностей и стоимостей различных схем.

Из метода сравнения схем ясно, что данная таблица применима только к установке с четырьмя котлами и двумя турбинами.

Для всякого другого числа агрегатов должна составляться своя таблица аналогичная табл. 44.

§ 3. Компенсация термических расширений паропровода

Паропроводы под действием тепла пара удлиняются, причем удлинение паропровода зависит от коэфициента линейного расширения материала и не зависит от диаметра паропровода и толщины его стенок.

В зависимости от рабочей температуры удлинение стальных паропроводов на 1 *м* длины имеет следующую величину:

При	100°	1,25 *мм*
»	200°	2,51 »
	300°	3,77
	400°	5,03

в среднем 1,2 *мм* на 1 *м* длины и каждые 100°.

Для чугунных труб указанные величины должны быть умножены на 0,89 и для медных — на 1,25.

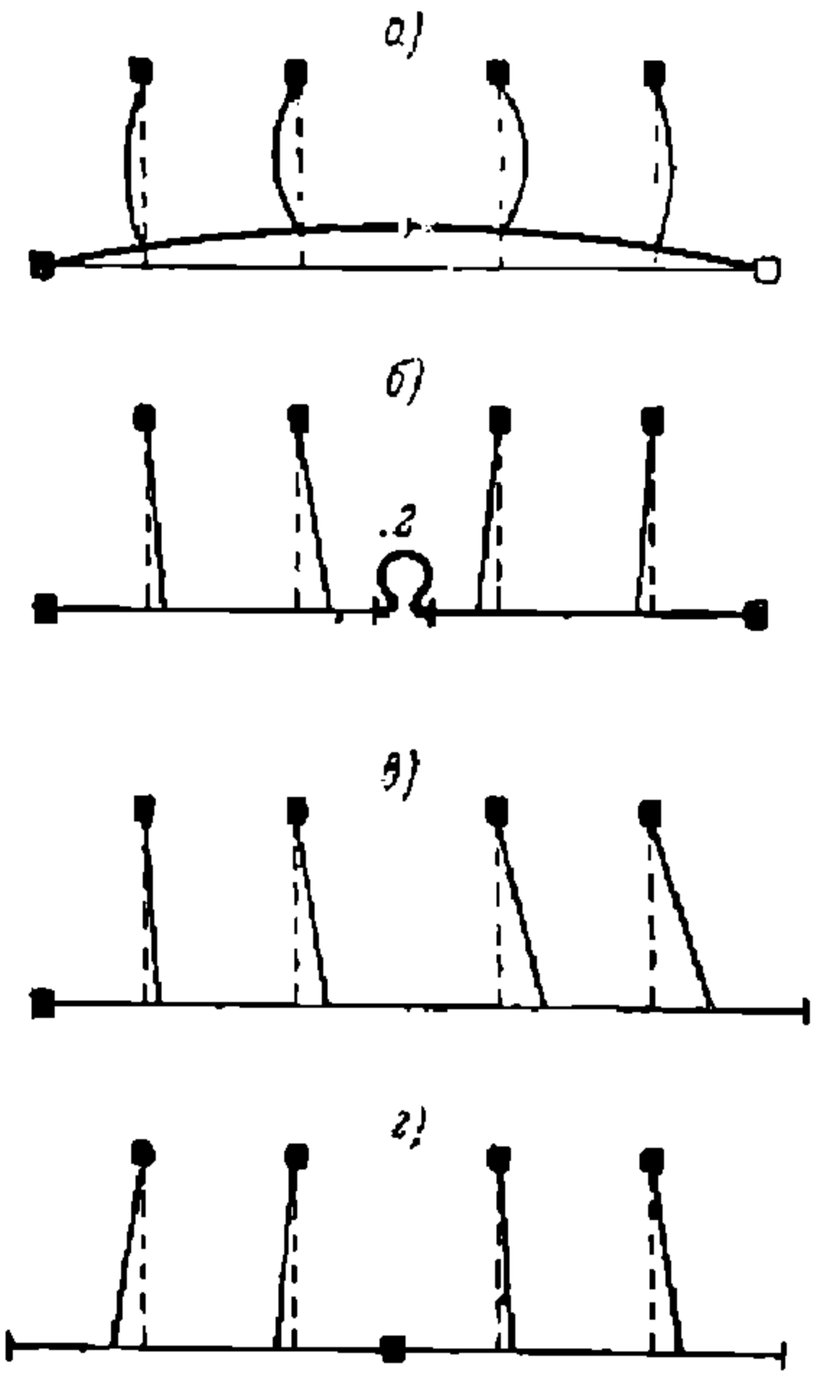
Если не принимать никаких мер для компенсации термических расширений, то при удлинении паропроводов могут происходить расстройства фланцевых соединений. Во избежание этого применяются специальные компенсационные устройства. Необходимость их становится ясной из рассмотрения следующей простой схемы паропровода.

Если представить себе, что паропровод, имеющий ответвления к котлам и двигателям, укреплен неподвижно на своих концах (фиг. 87,*а*), то при удлинении его будет происходить нажим на уплотнения фланцев и затем изгибание паропровода, что вызовет раскрытие стыков фланцев, прорыв прокладок и даже иногда поломку фланцев.

Фланцы ответвлений, имеющих неподвижно укрепленные фланцы у котлов и двигателей и подвергающихся изгибу и скручиванию, будут подвергаться сложным усилиям, зависящим от направления и величины изгиба главного паропровода и деформаций самих ответ-

НТБ ДНУЖТ

влений, и могут также подвергнуться аварии. Если паропровод укрепить жестко только с одного конца (фиг. 87, *в*), то он получит возможность свободного расширения в сторону другого конца, и фланцы его не будут подвергаться опасности. Что же касается фланцев мест присоединений ответвлений, то с ними возможны указанные выше неприятные явления, в особенности с фланцами ответвлений, расположенных ближе к свободному концу главного паропровода, так как смещения точек присоединения будут наибольшими именно у этого конца. Например, при длине главного паропровода в 50 *м* и температуре пара в 400° свободный конец паропровода получит смещение $\sigma = 50 \cdot 5{,}03 = 250$ *мм*, что более чем достаточно для нарушения целости фланцевого присоединения ответвления в этом месте.



Фиг. 87. Деформации паропроводов при различном расположении мертвых точек:

1 — мертвые точки; *2* — лирообразный компенсатор

Если в середину главного паропровода, жестко закрепленного с двух концов, вставить компенсационное приспособление (фиг. 87, *б*), поглощающее удлинение паропровода, то фланцы главного паропровода не будут подвергаться опасности, максимальное же смещение места присоединения ответвления (ближайшего к компенсатору) будет вдвое меньше, чем при закреплении паропровода с одного конца и отсутствии компенсатора.

Если закрепить главный паропровод неподвижно в середине (фиг. 87, *г*), то и без наличия компенсаторов максимальные смещения ответвлений (у концов паропровода) будут также вдвое меньше, чем при закреплении паропровода с одного конца без компенсации (фиг. 87, *в*). Такое решение вопроса возможно при коротких паропроводах.

При длинных паропроводах может потребоваться установка даже нескольких компенсаторов. Длинные ответвления также должны иметь хорошую компенсацию собственных удлинений.

Влияние перемещения главного паропровода на фланцы ответвлений будет тем меньше, чем длиннее ответвление, так как при той же величине смещения места присоединения к главному паропроводу угол поворота плоскости фланца будет тем меньше, чем больше длина ответвления.

Из сказанного ясно, что для надежной работы паропровода необходимо разместить в надлежащих местах мертвые точки, прочие же опоры паропровода сделать подвижными. Между каждыми двумя мертвыми точками должен быть установлен по крайней мере один

НТБ ДНУЖТ

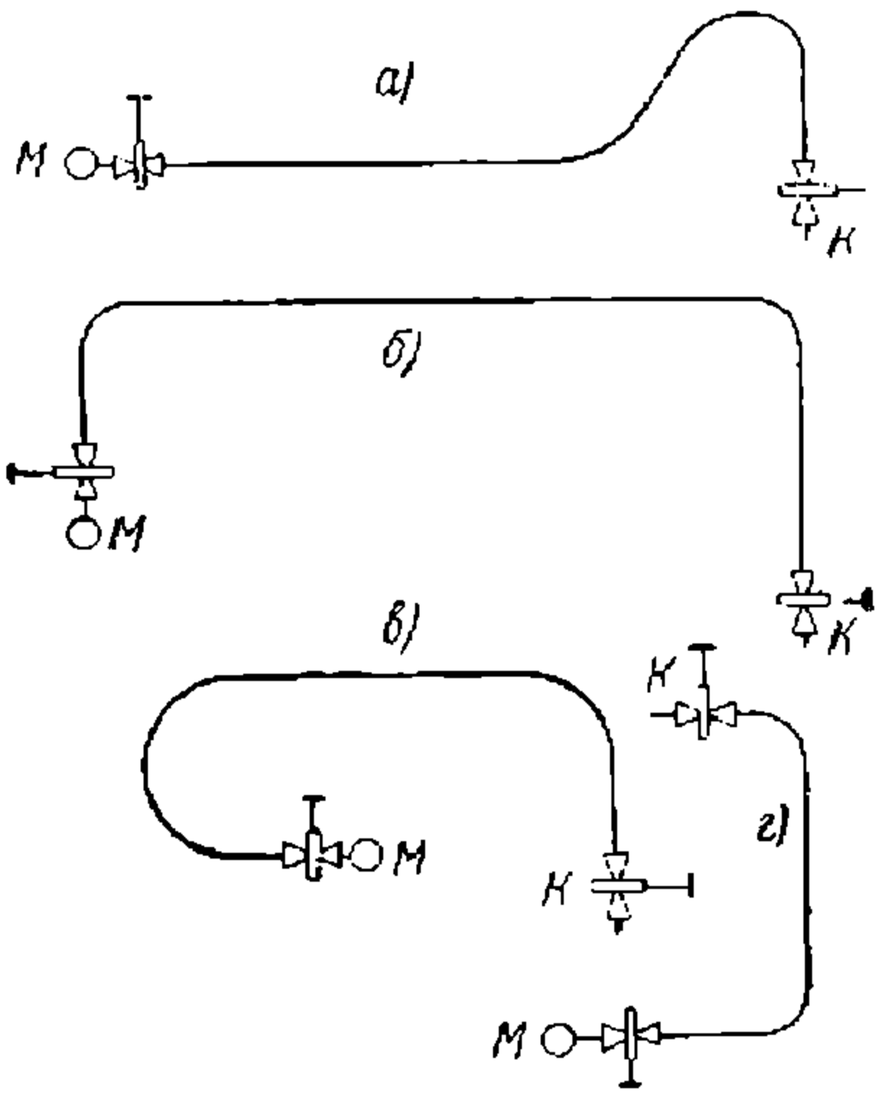
компенсатор, воспринимающий удлинение участка паропровода, расположенного между мертвыми точками. На паропроводах с температурой пара более 300° или диаметром более 200 *мм* должны быть установлены контрольные индикаторы расширения для наблюдения за правильной работой опор.

Расположение, число и конструкция мертвых точек зависят от схемы паропровода, длины его участков, температуры пара и компенсирующей способности применяемых компенсаторов.

В качестве естественных мертвых точек выбираются места присоединения труб к котлу, к водоотделителю турбины, точки разветвлений магистралей с громоздкими деталями. Прочие мертвые точки следует устраивать на прямых участках паропровода.

Компенсаторы термических расширений применяются различные. Для главного паропровода целесообразнее всего применять П-образные и лирообразные компенсаторы, гладкие или волнистые, как имеющие наибольшую компенсирующую способность сравнительно с компенсаторами другой формы.

Применение сальниковых компенсаторов для внутристанционных паропроводов не рекомендуется, в особенности для повышенных давлений и температур пара, так как они могут воспринимать только строго аксиальные усилия, имеют наклонность к заеданиям, пропариваниям и требуют очень тщательного ухода. Конфигурации и свойства компенсаторов описаны более подробно в томе II.



Фиг. 88. Различные формы самокомпенсирующихся ответвлений к котлам:

М — магистраль; К — штуцер котла

При монтаже П-образных, U-образных и лирообразных компенсаторов они должны быть растянуты в холодном состоянии на величину половины длины необходимой компенсации участка, так что расстояние между двумя примыкающими к компенсатору фланцами паропровода в холодном его состоянии должно быть больше строительной длины компенсатора именно на величину половины компенсации. Благодаря этому необходимая компенсирующая способность (расчетная) компенсатора уменьшается вдвое, что дает возможность уменьшить его вылет. В настоящее время стараются избегать применения специальных компенсаторов в паропроводах и проектировать их так, чтобы тепловые расширения поглощались самой системой паропровода (самокомпенсация). Для главных паропроводов, имеющих обычно прямолинейное направление, ограничиться самокомпенсацией удается сравнительно в редких случаях; что же касается ответвлений к кот-

НТБ ДНУЖТ

лам и двигателям, то почти всегда возможно придать им конфигурацию, обеспечивающую самокомпенсацию.

На фиг. 88 изображены некоторые применяемые формы самокомпенсирующихся ответвлений к котлам. Более часто встречаются формы: «лебединая шейка» (схема *а*) и П-образная форма (схема *б*). Форма *в* применяется при малом расстоянии вентиля котла от магистрали, а форма *г* — при желании увеличить длину ответвления для уменьшения влияния на него смещения главного паропровода. В этом случае магистраль располагается внизу котлов на высоте 1,25 — 1,5 *м* от пола или же в специальном помещении, выделенном в золовом подвале (ГЭС имени Классона, Мосэнерго).

Радиус закруглений при изгибе паропроводов должен быть не менее 4 — 6 *D*, где *D* — наружный диаметр трубы. Для двигателей ответвления, изображенные на фиг. 88, малоприменимы, так как двигатели не допускают сильных нажимов паропроводов.

Ответвления к двигателям от магистрали или от водоотделителей, если последние имеются, приходится искусственно усложнять, создавая эластичные петли в горизонтальной или вертикальной плоскости. Часто для увеличения эластичности ответвление к двигателю разбивают на несколько труб меньших диаметров.

§ 4. Дренажные трубопроводы и устройства

Назначение и схемы дренажных устройств. Необходимость дренирования паропроводов, т. е удаления из них конденсирующегося пара, имеется не только при паропроводах насыщенного пара, но и при применении перегретого пара. В паропроводе как насыщенного, так и перегретого пара конденсация его имеет место по следующим причинам: при прогреве холодного паропровода перед пуском его в работу и при длительном охлаждении пара во время действия паропровода в застойных его участках (тупиках).

Кроме того, возможно увлечение некоторого количества воды с паром из котлов. Все эти явления, особенно последнее, значительно резче при насыщенном паре.

Скопление воды в паропроводах угрожает надежности работы самих паропроводов и может вызвать аварии с двигателями.

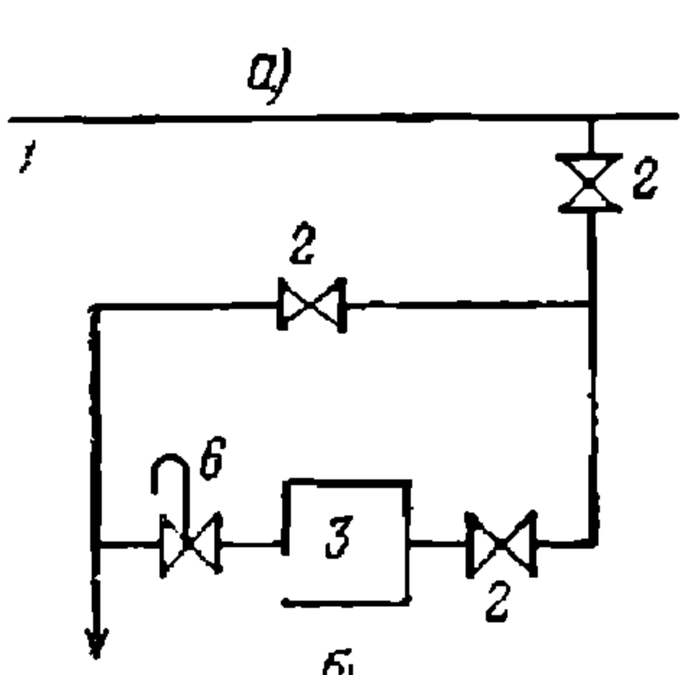
Необходимо различать два типа дренажа: дренаж свободный и дренаж под давлением.

Свободный дренаж имеет место при прогреве паропроводов, когда в них еще не имеется давления. Такие дренажи должны выводиться через открытые воронки, чтобы персонал мог видеть степень прогрева паропровода. После прогрева свободный дренаж закрывается. Отводы для свободного дренажа должны делаться непосредственно перед запорными органами, разделяющими паропровод на участки, последовательно прогреваемые перед включением его в работу, а также в местах подъемов паропровода. Вентили отводов должны располагаться возможно ближе к магистрали, и сами дренажные отводы должны иметь крутые спуски и уклоны.

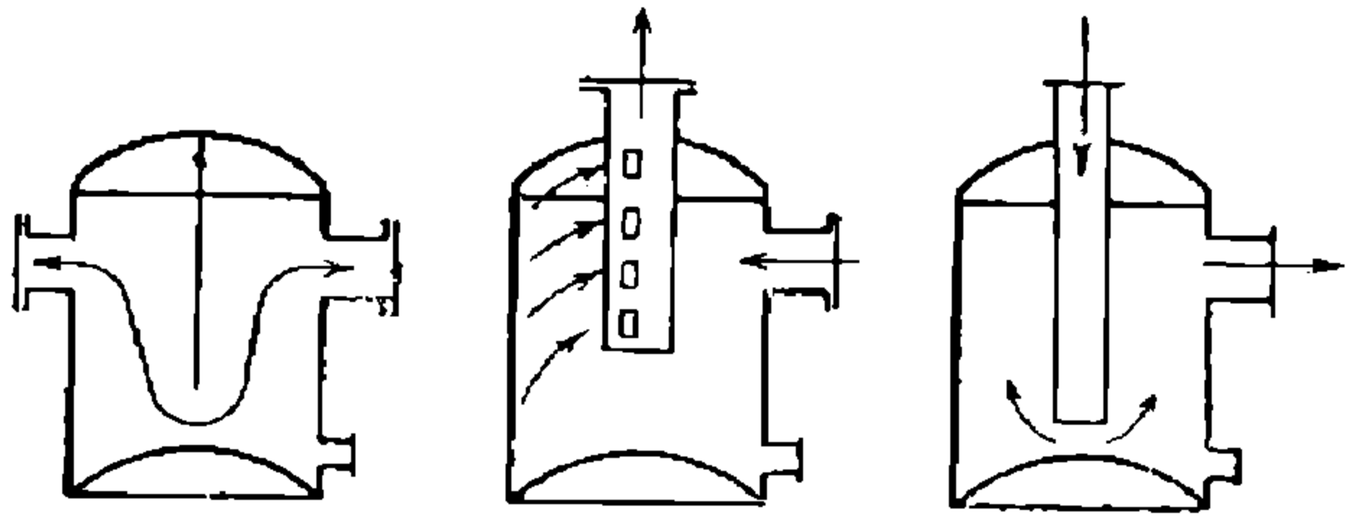
НТБ ДНУЖТ

Во время работы паропровода удаление дренажа производится при рабочем давлении автоматически и непрерывно посредством конденсационных горшков (водоотводчиков). При проектировании дренажа под давлением необходимо выполнять следующие правила. Каждый отвод дренажа должен присоединяться к своему конденсационному горшку.

Присоединение к одному горшку нескольких отводов, в особенности от точек с разным давлением, недопустимо. Конденсационные горшки должны устанавливаться ниже дренируемого паропровода.



Фиг. 89. Схема включения конденсационных горшков
1 — дренируемый паропровод; *2* — вентиль; *3* — конденсационный горшок; *4* — обратный клапан; *5* — воронка; *6* — трехходовый кран



Фиг. 90. Различные типы водоотделителей

У места каждого отвода дренажа должен иметься вентиль и дренажная линия от него к горшку делается с уклоном без «мешков». Дренажный трубопровод после горшка может быть расположен и выше дренируемого паропровода в зависимости от рабочего давления пара. Все дренажные линии должны быть рассчитаны на давление главного паропровода и выполняться по правилам для главных паропроводов с учетом необходимости компенсации. При присоединении конденсационных горшков должна быть предусмотрена возможность свободного выпуска дренажной воды в воронку, от которой идет сливная труба к магистрали свободного дренажа. Каждый горшок должен иметь обводную линию на случай ремонта горшка и продувки паропровода помимо горшка. Схема включения горшка может выполняться согласно фиг. 89, *а* или фиг. 89, *б*.

Выводы от конденсационных горшков приключаются к дренажной магистрали, причем к одной магистрали необходимо приключать горшки одного давления.

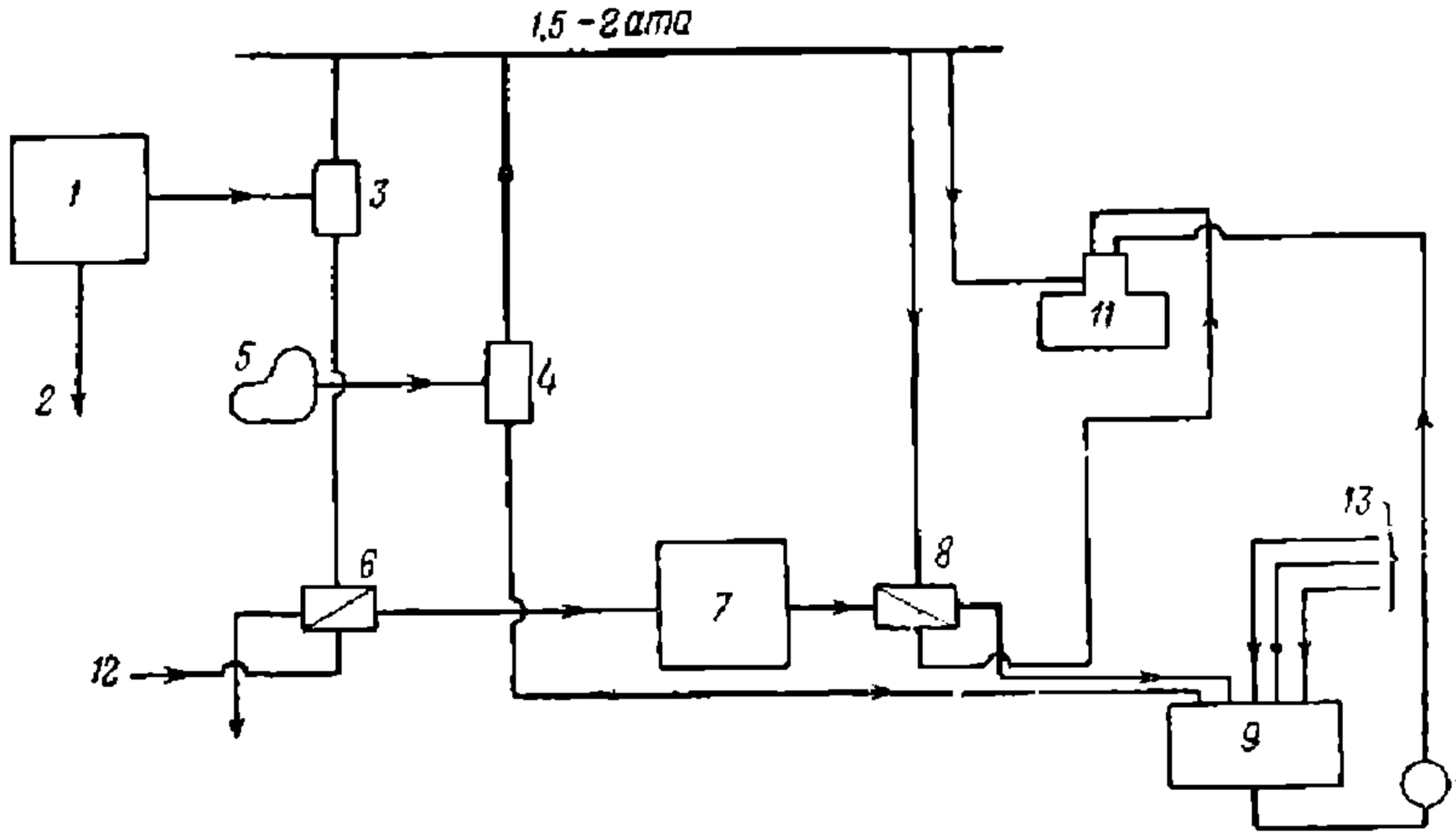
Для более надежного предохранения двигателей от возможности проникновения в них воды, тем или иным путем появившейся в паропроводе, перед ними устанавливаются водоотделители (сепараторы),

НТБ ДНУЖТ

представляющие собой сосуды, в которых вода отделяется от пара механически путем изменения направления паро-водяной смеси.

Частицы воды, обладающие большей, чем частицы пара, живой силой, стремятся сохранить направление своего движения и на своем пути встречаются с перегородками или со стенками водоотделителя, после чего стекают в нижнюю часть сосуда. Скопляющаяся вода удаляется из нижней части водоотделителя при помощи конденсационных горшков. На фиг. 90 изображены простейшие типы водоотделителей.

Использование конденсата и тепла дренажей. Использование тепла дренажей должно осуществляться параллельно с использованием тепла от непрерывной продувки котлов. Эти два источника тепла включаются в тепловую схему как обяза-



Фиг. 91. Схема использования тепла и конденсата дренажей

1 — котел; *2* — периодическая продувка; *3* — расширитель непрерывной продувки; *4* — расширитель дренажей; *5* — конденсационные горшки; *6* — теплообменник непрерывной продувки; *7* — химическая водоочистка; *3* — подогреватель химической очищенной воды; *9* — бак низких точек; *10* — дренажный насос; *11* — деаэратор; *12* — сырая вода; *13* — дренажи без давления

тельный элемент. Конденсат дренажей должен возвращаться в систему питания котлов. Свободный дренаж обычно не используется. Тепло от дренажей под давлением и от непрерывной продувки на конденсационных станциях обычно почти покрывает потребность в тепле для подогрева и деаэрации добавочной воды. На теплофикационных станциях его обычно нехватает.

На фиг. 91 изображена одна из возможных схем использования тепла дренажей и непрерывной продувки котлов и улавливания конденсата дренажей под давлением.

Трудно бывает на станциях использовать дренаж из паропроводов низкого давления (1,5 — 2 *ата*) вследствие незначительного давления и низкой отметки расположения таких паропроводов. Также слабо используется дренаж от пароохладителей низкого давления,

НТБ ДНУЖТ

от уплотнений задвижек, клапанов, сальников насосов. Для таких дренажей необходим бак низких точек, располагаемый в первом этаже станции.

Конденсат перекачивается из этих баков в деаэратор или в питательный бак специальными дренажными насосами. Баки должны иметь открытую атмосферную трубу во избежание возможности повышения давления.

Проектированию дренажной сети и вопросу использования тепла и конденсата дренажей необходимо уделять серьезное внимание, так как потеря дренажей понижает экономичность работы, увеличивает величину добавки воды, а неправильная работа дренажной сети угрожает бесперебойности работы станции.

ГЛАВА 22

СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ КОТЛОВ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. Требования к системам питания котлов

Питательной системой называется совокупность всех насосов, трубопроводов, баков и прочих аппаратов, предназначенных для питания котлов водой.

Непрерывность питания котлов водой в количестве, соответствующем их паровой нагрузке, является самым важным условием бесперебойной работы котельной и сохранности самих котлов, в особенности при водотрубных котлах средней и большой мощности, имеющих малую аккумулирующую способность вследствие малой величины питательного объема.

Поэтому к питательной системе предъявляются весьма жесткие требования в отношении надежности работы всех ее элементов и резервирования самых ответственных из них (питательных насосов и напорных трубопроводов). Кроме того, устройство системы питания установок повышенного и высокого давления должно обеспечивать содержание кислорода в воде при входе ее в котлы не выше допустимых норм, указанных в главе о деаэрации питательной воды.

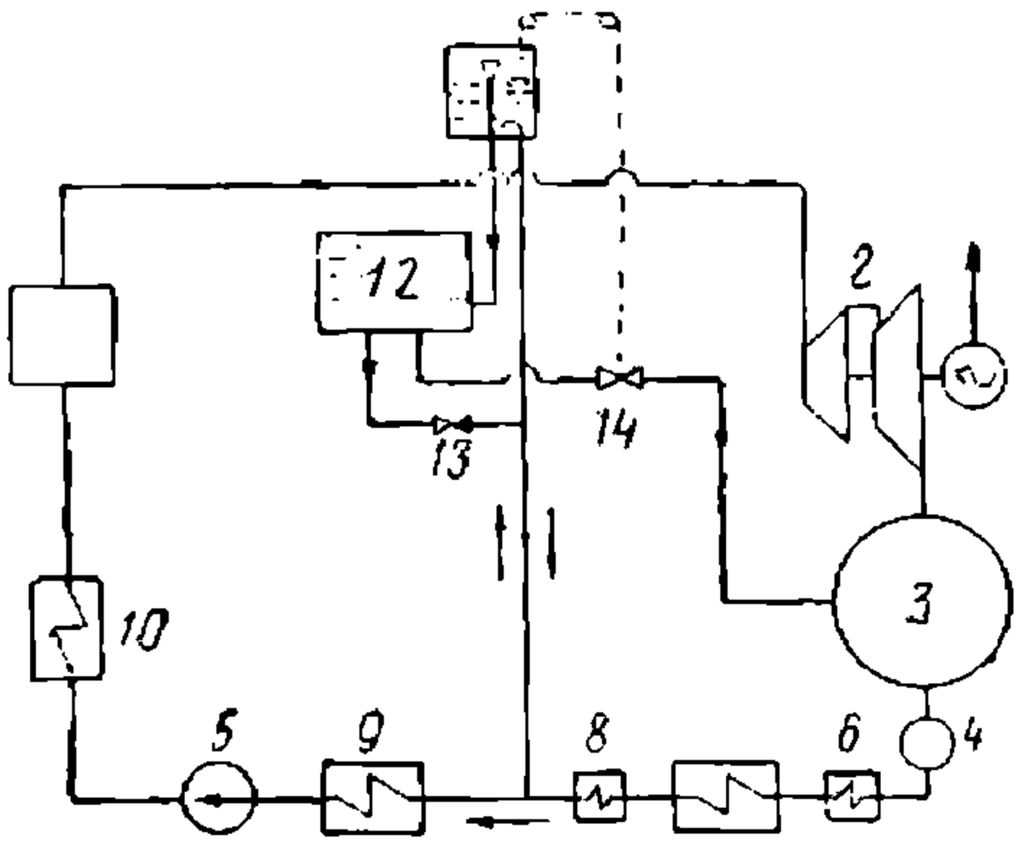
§ 2. Системы питания

Системы с уравнительными питательными баками. Самой простейшей системой питания является система с открытым питательным баком, из которого вода забирается питательными насосами и подается в котлы. Пополняется питательный бак или конденсатом от паровых двигателей в смеси с добавочной водой или же просто свежей водой (сырой или химически очищенной) в зависимости от типа установки. Питательный бак служит для выравнивания возможного временного несоответствия между количеством подаваемой в него воды и количеством ее, потребным для пита-

НТБ ДНУЖТ

ния котлов, и играет роль уравнительного бака, а также обеспечивает на некоторое время работу питательного насоса и, следовательно, котлов при полном прекращении поступления в бак воды.

Такие системы питания применяются при локомобилях, паровых машинах и в мелких турбинных установках, работающих от котлов низкого давления, и совершенно неприменимы при высоком и повышенном давлении котлов вследствие насыщения воды кислородом в открытом питательном баке. Применение паровых подушек в питательных баках для предохранения воды от проникновения кислорода оказалось очень неудобным в эксплуатации по причинам, указанным в § 3 главы 18.



Фиг. 92. Принципиальная схема питания системы ЛМЗ (паропроводы отборного пара и дренажные не указаны)

1 — котел; *2* — двухцилиндровая турбина; *3* — конденсатор; *4* — конденсатный насос; *5* — питательный насос; *6* — подогреватель паром от эжекторов; *7* — подогреватель низкого давления № 1; *8* — сальниковый подогреватель; *9* — подогреватель низкого давления № 2; *10* — подогреватель высокого давления; *11* — дыхательный бак; *12* — резервный бак; *13* — обратный клапан; *14* — вентиль с управлением от поплавка

Системы с дыхательными баками. При этой системе питания, преследующей цель создания закрытого тракта воды, бак включается между конденсатным и питательным насосами в параллель к главной питательной линии. Поступление и выход воды из бака происходят только в моменты изменения нагрузки турбины, пока не возобновилось равенство между подачей конденсатного и питательного насосов.

Следует отметить, что работа последовательно включенных насосов может считаться устойчивой без дыхательного бака лишь при уверенности в постоянном равенстве подачи воды обоими насосами, чего в данном случае не имеется, так что применение дыхательного бака при данной схеме является необходимым. Открытый дыхательный бак сам является источником аэрации питательной воды, так что встает вопрос или о применении в дыхательном баке паровой подушки, что, как уже было указано выше, не является удовлетворительным способом, или же о применении деаэрации воды, находящейся в дыхательном баке.

В схеме Ленинградского металлического завода имени Сталина применена деаэрация этой воды в конденсаторе трубины (фиг. 92).

Дыхательный бак *11* включен между сальниковым подогревателем *8* и следующим по току главного конденсата регенеративным подогревателем *9*. При уменьшении нагрузки турбины первое время конденсатный насос подает больше воды, чем требуется для питательного насоса, уровень воды в питательном баке повышается и излишек воды сливается из него через переливную трубу в установленный ниже резервный питательный бак *12*.

НТБ ДНУЖТ

Резервный и дыхательный баки оба открытые. Для деаэрации воды резервного бака имеется постоянная циркуляция ее из бака в конденсатор турбины, причем циркуляция усиливается при понижении уровня воды в дыхательном баке благодаря большему открытию вентиля *14* на циркуляционной трубе, связанного с поплавком в дыхательном баке. Таким образом, при увеличении нагрузки турбины и понижении уровня в дыхательном баке подача конденсационного насоса увеличивается за счет увеличения количества воды, поступающей в конденсатор из резервного бака.

При аварии с конденсатным насосом и опорожнении дыхательного бака открывается обратный клапан *13* и вода из резервного бака поступает к питательному насосу. Описанная схема ЛМЗ имеет следующие существенные недостатки. Охлаждение воды резервного бака в конденсаторе вызывает потери тепла. Кроме того, деаэрация воды резервного бака не обеспечивает отсутствия кислорода в воде при входе в котлы, так как имеются другие источники ее аэрации, кроме резервного и дыхательного бака, указанные в § 3 главы 18.

Системы питания со специальными деаэраторами. Перечисленные недостатки закрытых систем питания и схем с деаэрацией воды в конденсаторе турбины приводят к необходимости применять специальные деаэрирующие установки. Иногда деаэрируют только добавочную химически очищенную воду при большой ее добавке (теплоцентрали с большим невозвратом конденсата от потребителей), иногда же весь поток питательной воды, состоящий из возвращаемого конденсата из турбины, конденсата производственного пара, добавочной воды, конденсата греющего пара теплообменных аппаратов и собираемых дренажей станции. Наиболее правильно деаэрировать весь поток питательной воды на станциях всех типов, причем располагать деаэраторы перед питательными насосами, что дает возможность устранить из питательной воды кислород, где бы он ни проник в систему питания, кроме участка между питательными насосами и котлами, в котором вода имеет большое давление и проникновение воздуха возможно в малых количествах; кроме того, подогреватели высокого давления имеют давление греющего пара больше атмосферного, и засос воздуха в их паровое пространство и насыщение конденсата пара воздухом не могут иметь места.

Применяемые схемы включения деаэраторов указаны ранее на фиг. 75 и 77. В обеих фигурах питательные насосы забирают воду непосредственно из деаэраторов.

§ 3. Нормы для производительности, числа и типа привода питательных насосов

Надежность питания котлов является одним из самых важных условий их бесперебойной и безаварийной работы. Поэтому питательные насосы должны иметь определенный резерв как по числу, так и по производительности, причем необходимый резерв по производительности зависит от числа установленных насосов.

НТБ ДНУЖТ

Для обеспечения непрерывности действия питательной установки по крайней мере часть насосов должна иметь паровой привод, обеспечивающий работу насосов при возможном отсутствии напряжения электрического тока и выходе при этом из работы насосов с электромоторным приводом.

Согласно проекту правил котлонадзора, разработанных в 1940 г. инспекцией Наркомата электростанции (в ближайшее время они должны быть утверждены как обязательные для всех наркоматов), которыми уже пользуются проектные организации, производительность питательных насосов должна удовлетворять следующим нормам (табл. 45).

Таблица 45

Нормы производительности питательных насосов

Общее количество насосов	Электроцентробежные			Паровые			Суммарная производительность всех насосов
	производительность одного насоса	количество насосов	суммарная производительность	производительность одного насоса	количество насосов	суммарная производительность	
а) 2	2 D	1	2 *D*	2 *D*	1	2 *D*	4 *D*
б) 2	—	—	—	2 *D*	2	4 *D*	4 *D*
а) 3	0,9 *D*	2	1,8 *D*	1,2 *D*	1	1,2 *D*	3 *D*
б) 3	—	—	—	1 *D*	3	3 *D*	3 *D*
4	1,1 *D*	2	2,2 *D*	0,5 *D*	2	*D*	3,2 *D*
5	0,55 *D*	3	1,65 *D*	0,5 *D*	2	*D*	2,65 *D*
6	0,37 *D*	4	1,48 *D*	0,5 *D*	2	*D*	2,48 *D*

Примечание. *D* означает суммарную максимально длительную производительность установленных котлов.

Нормы для 4, 5 и 6 насосов указаны для барабанных котлов с с непрерывным питанием.

Табл. 45 составлена автором применительно к проекту норм.

1. При двух питательных насосах производительность каждого из них должна быть не менее двойной максимально-длительной производительности установленных котлов. По крайней мере один из насосов должен быть с паровым приводом.

2. При трех и более питательных насосах общая производительность их должна быть не менее утроенной максимально-длительной производительности всех установленных котлов; при этом часть насосов с суммарной производительностью не менее 40% производительности всех насосов должна иметь паровые приводы.

3. Производительность питательных насосов барабанных котлов с непрерывным питанием должна быть не менее следующей:

НТБ ДНУЖТ

а) суммарная производительность насосов с паровым приводом должна быть не менее максимально-длительной производительности установленных котлов, причем количество насосов должно быть не менее двух;

б) производительность электронасосов должна быть такой, чтобы при выходе из строя самого мощного из них производительность остальных была не менее чем на 10% выше максимально-длительной производительности установленных котлов.

4. При временном выходе из строя самого мощного насоса суммарная производительность остальных должна составлять не менее полуторной максимально-длительной производительности всех установленных котлов.

5. Питательные насосы, присоединенные к общей питательной магистрали, должны иметь стабильную характеристику, допускающую их параллельную работу.

6. При установке инжекторов производительность каждого должна быть не менее двухкратной максимально-длительной производительности котлов. Для локомобильных котлов разрешается установка одного насоса, приводимого от машины, и одного инжектора с производительностью каждого прибора не меньше двойной производительности котла.

7. Для котлов прямоточных производительность питательных приборов должна быть не менее максимальной производительности котлов, причем при индивидуальной системе питания допускается установка одного питательного прибора на один котел.

§ 4. Мощность, потребная для питательного насоса

Мощность на валу насоса (потребная мощность электромотора) равна

$$N = \frac{1\,000\,GH}{3\,600 \cdot 75\,\eta_н} = \frac{G\,(p_2 - p_1)}{27\,\gamma\eta_н}\,[л.с.], \qquad (95)$$

где G — количество подаваемой насосом воды в $т/ч$;

H — напор, который должен быть создан насосом, в $м\ H_2O$;

p_1 и p_2 — начальное и конечное давление по отношению к оси насоса в $кг/см^2$;

γ — удельный вес воды в $т/м^3$, зависящий от температуры воды;

$\eta_н$ — к. п. д. насоса (0,60 — 0,7).

В величину H входит как напор, необходимый для преодоления давления в котле, равный, $10\,p_к\,[м\ H_2O]$, где $p_к$ — давление в котле в $ати$, так и напор для преодоления сопротивления питательного трубопровода, включая все имеющиеся в нем запорные органы и теплообменные аппараты (экономайзер котла и подогреватели питательной воды, включенные между насосом и экономайзером), а также геодезическую разницу между уровнем воды в котле и уровнем ее в баке, из которого питательный насос забирает воду.

НТБ ДНУЖТ

§ 5. Допустимая высота всасывания и требуемая величина подпора воды во всасывающем патрубке насосов

При выборе высоты расположения резервного бака схемы фиг. 92 высота H расположения дна бака над осью питательного насоса должна быть для устранения возможности парообразования во всасывающем патрубке питательного насоса не меньше чем

$$H = h_c + h_n + (p - 1)\,10\ [м], \qquad (96)$$

где h_c — сумма сопротивлений трубопровода от бака до насоса в $м$ H_2O;

h_n — подпор в $м$, который необходимо иметь перед всасывающим патрубком насоса;

p — давление парообразования в ama, соответствующее температуре воды при входе в насос.

Величины суммы $h_n + (p - 1)\,10$ в зависимости от температуры воды должны соответствовать табл. 46.

Таблица 46

Необходимая высота подпора

Температура воды	80°	90°	100°	110°	120°
Геодезическая высота подпора $h_n + (p-1)\,10$ $м$	2	3	6	11	17,5

Примечание. К высотам, указанным в таблице, должна быть прибавлена величина h_c [$м$ H_2O].

Дыхательный бак для возможности протекания излишка воды в резервный бак устанавливается выше резервного на 1 — 2 $м$.

Высота наинизшего возможного уровня воды в деаэраторах над осью питательных насосов тоже должна удовлетворять уравнению (96), причем в случае если деаэратор вакуумный, к высоте H прибавляют высоту

$$h_{вак} = (1 - p_д)\ 10\ м,$$

где $p_д$ — давление в деаэраторе в $кг/см^2$.

Если давление в деаэраторе больше атмосферного, то величина $(p_д - 1)\ 10\ м$ не вычитается из H, так как иначе при случайном падении давления в деаэраторе высота H окажется недостаточной.

При температурах воды около 75°, принципиально говоря, возможно всасывание, причем высота всасывания с учетом сопротивления трубопроводов должна быть не больше, чем указано в табл. 47.

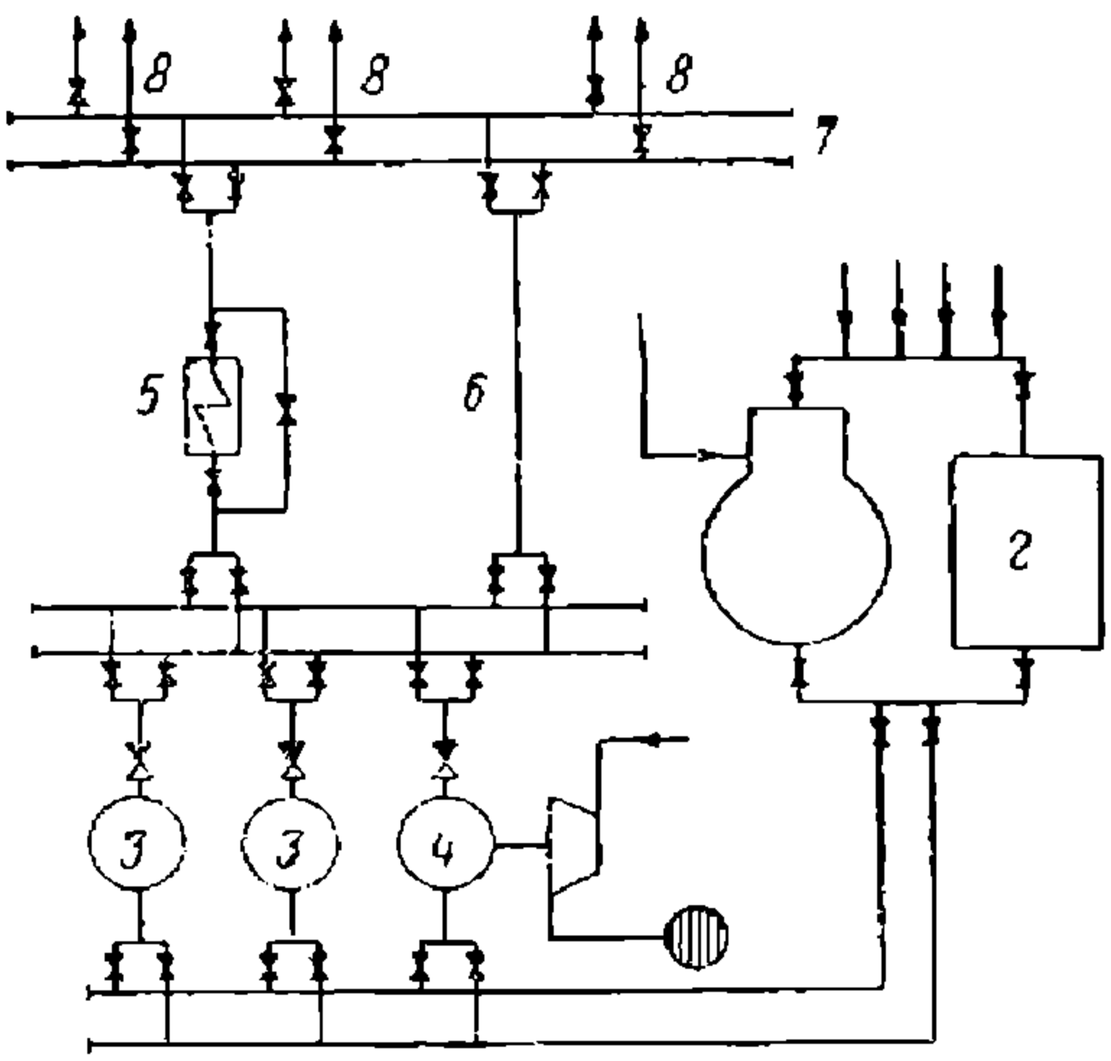
НТБ ДНУЖТ

Таблица 47

Допустимые высоты всасывания

Температура воды	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	75°
Высота всасывания в *м*	6,4	6,2	5,9	5,4	4,7	3,7	2,3	0

Однако в установках, требующих деаэрированной воды, не следует допускать всасывания даже и при температурах меньших 75° во избежание засоса воздуха через сальники насосов. Располагать баки нужно выше оси насоса на 1 — 2 *м*. Скорости воды допускаются в нагнетательных питательных трубопроводах в 1,5 — 2,0 *м/сек* и во всасывающих — в 0,5 — 1 *м/сек*. Запас воды во всех конденсатных баках (включая бак деаэратора под деаэрационной головкой) желательно иметь не менее чем на 1 час работы станции с полной нагрузкой. Однако в случае если при этом требуется очень большой объем конденсатохранилищ, затрудняющий компоновку оборудования и вызывающий усложнение и удорожание строительных конструкций, запас воды может быть снижен до 20 — 30-минутного. Во всех случаях должен быть предусмотрен подвод сырой воды в питательные баки на случай аварий, вызывающих повышенный расход воды из системы питания.



Фиг. 93. Принципиальная схема включения питательных насосов

1 — деаэратор; *2* — резервный бак; *3* — питательный электронасос; *4* — питательный паровой насос; *5* — подогреватель высокого давления; *6* — резервная линия; *7* — магистрали питания котлов; *8* — ответвления к котлам

§ 6. Схема питательных трубопроводов

В неответственных установках малой мощности и в установках временного характера допустимо устройство одинарной напорной питательной магистрали вдоль расположения котлов, от которой берутся ответвления к котлам. Схема с двойными всасывающими и напорными питательными магистралями является более надежной.

В случае повреждения одной магистрали в работе остается другая. Подача воды во всасывающие магистрали должна быть возможна от

НТБ ДНУЖТ

каждого бака питательной воды (или деаэратора). При крупных агрегатах питательные насосы могут быть секционированы на отдельные группы, подающие воду в общие магистрали, идущие вдоль котлов. Питательные насосы, работающие параллельно, должны иметь на напорной стороне обратные клапаны. При наличии у котлов экономайзеров должна быть возможна подача воды в котлы помимо экономайзеров. На фиг. 93 изображена часто применяемая схема питания с двойными напорными и всасывающими магистралями и с подогревателем высокого давления.

§ 7. Необходимый напор конденсатного насоса

Конденсатный насос выкачивает воду из конденсатора, где давление меньше атмосферного. При наличии дыхательного бака конденсатный насос должен поднять в него воду. При наличии деаэратора конденсатный насос поднимает воду в деаэратор и преодолевает давление в деаэраторе. Если деаэратор вакуумный, то уменьшать требуемый напор конденсатного насоса не следует, так как при случайном повышении давления в деаэраторе до атмосферного напор насоса будет недостаточен.

Полный необходимый напор конденсатного насоса равен

$$H_к = h_г + h_c + h_{вак} + (p - 1)\ 10\ м, \qquad (97)$$

где $h_г$ — геодезическая разность необходимой высоты подъема и высоты уровня конденсата в конденсаторе в $м$ H_2O;

h_c — сумма сопротивлений всасывающего и нагнетательного трубопровода в $м$ H_2O, включая сопротивление подогревателей;

$h_{вак}$ — добавочный напор, соответствующий вакууму в конденсаторе и равный $\frac{V}{100}10$ $м$ H_2O, где V — вакуум в конденсаторе в %;

p — давление в $ата$ в том сосуде, в который подает воду конденсатный насос (принимается в расчет лишь при $p > 1$).

Конденсатные насосы должны всегда иметь привод отдельный от питательных насосов, но иногда они имеют общий привод с циркуляционным насосом (для воды, охлаждающей конденсатор).

ГЛАВА 23

СОБСТВЕННЫЕ НУЖДЫ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. Значение экономичности и бесперебойности работы механизмов собственных нужд

Всякая теплосиловая установка расходует некоторое количество вырабатываемой ею электроэнергии на свои собственные нужды, а именно на приведение в движение вспомогательных механизмов основных агрегатов и на освещение помещений. Паросиловые установки

НТБ ДПУЖТ

расходуют на собственные нужды также и некоторое количество вырабатываемого котлами пара. Ориентировочные величины расхода пара и электроэнергии на собственные нужды указаны в приведенных ранее табл. 1 и 2. Расход энергии на собственные нужды вызывает как увеличение расхода топлива на единицу вырабатываемой энергии (паровые собственные нужды), так и уменьшение количества отпускаемой в сеть электроэнергии (электрические собственные нужды). Оба эти фактора вызывают удорожание отпускаемой энергии, т. е. снижают рентабельность данной установки. В общегосударственном масштабе расходы на собственные нужды тепловых электростанций имеют громадную величину. Например, по тепловым станциям Главэнерго расход электроэнергии на собственные нужды в 1937 г. составил в среднем 7,83% от выработанной энергии. Уменьшение расхода хотя бы на 10% дало бы возможность отпустить промышленности дополнительно $135 \cdot 10^6$ *квт-ч* в год и сэкономить тем самым $85 \cdot 10^3$ *т* условного топлива. Несмотря на это, уменьшению расхода энергии на собственные нужды на большинстве станций до последнего времени не уделялось достаточного внимания и этот участок станционного хозяйства считался второстепенным. Лишь в последние годы электростанции серьезно занялись этим вопросом, что сразу же дало весьма ощутительные результаты. Равным образом и при проектировании теплосиловых установок необходимо принимать все меры к уменьшению расхода энергии на собственные нужды при будущей эксплуатации станции и, с другой стороны, стремиться к возможно большей падежности работы всего комплекса оборудования собственных нужд станции путем выбора соответствующей системы электроснабжения собственных нужд, рода привода вспомогательных механизмов и их достаточного резервирования. Необходимо помнить, что надежная и бесперебойная работа механизмов собственных нужд является одним из основных условий бесперебойной работы основных агрегатов и всей станции в целом.

Кроме того, при проектировании установок собственных нужд для изолированно работающих паровых станций необходимо предусматривать возможность пуска станций из холодного состояния. Поэтому, если двигатели такой станции не могут при пуске работать на выхлоп, то хотя бы один циркуляционный насос на станции должен иметь паровой привод (в качестве резерва к электрическому). Желательно также иметь один конденсатный насос с паровым приводом. В отношении растопки первого котла при некоторых способах сжигания топлива могут встретиться серьезные затруднения, в особенности при котлах больших мощностей, когда невозможно поднять в них давление растонкой дровами. Например, мощный пылеугольный котел, оборудованный паровыми мазутными форсунками (в качестве вспомогательных) при отсутствии других работающих котлов в котельной и отсутствии сжатого воздуха от компрессора, необходимого для замены пара для форсунок, может быть растоплен только при получении пара откуда-нибудь со стороны. В этом случае можно использовать паровоз, из котла которого можно временно подвести

НТБ ДНУЖТ

пар к мазутным форсункам. Вопрос запуска первого котла станции из холодного состояния должен быть всесторонне обдуман при проектировании станции.

Обычно на электрических станциях более или менее точно нормируется и учитывается только расход электроэнергии на собственные нужды, расход же пара в большинстве случаев остается неучтенным, что не дает возможности судить о действительной величине расхода топлива на собственные нужды.

Расход пара на них может иногда иметь значительную величину (см. табл. 2), в особенности если некоторые, постоянно работающие, насосы имеют паровой привод. Недоучет расхода пара на собственные нужды может дать не соответствующие истине результаты при сравнении между собой различных станций по расходу энергии на собственные нужды.

Например, постоянная работа питательного насоса с паровым приводом или наличие у бесподвального турбогенератора циркуляционного насоса на главном вале машины могут привести к неправильному выводу при сравнении такой станции по расходу электроэнергии на собственные нужды со станцией, имеющей только электрические приводы вспомогательных механизмов.

Поэтому при желании полностью учесть все расходы энергии на собственные нужды за какой-либо период времени необходимо вычислить расход топлива на собственные нужды обоих видов в весовом выражении или в процентах ко всему сожженному топливу.

Если ввести обозначения:

$Э_{сн}$ — расход электроэнергии на собственные нужды в *квт-ч*;

$D_н$ — расход пара на собственные нужды в *кг*;

$U = \frac{Q_р^н \eta_{iку}}{i_к - i_{п.в}}$ — испарительная способность топлива в *кг/кг*, то полный расход топлива на собственные нужды будет равен

$$B_{сн} = \frac{Э_{сн} \cdot 860\,(1 - K_п)}{\eta_{iст}^{бр} Q_р^н} + \frac{D_{сн}}{U}\ [кг], \qquad (98)$$

где все неуказанные обозначения соответствуют обозначениям, принятым в главе 6. Множитель $1 - K_п$ введен потому, что $\eta_{iст}^{бр}$ учитывает также и расход тепла на паровые собственные нужды станции, не относящийся к выработке электроэнергии.

§ 2. Зависимость величины расхода энергии на собственные нужды от типа станции, рода топлива и способа его сжигания

Кроме режима работы станции и обстоятельств чисто конструктивного характера, на величину полного расхода электроэнергии на собственные нужды в сильной степени влияют род топлива, способ его

НТБ ДНУЖТ

сжигания и тип и мощность станции. Более мощные станции при прочих равных обстоятельствах имеют меньший процент расхода энергии на собственные нужды, поскольку часть этого расхода не зависит от мощности станции. Станции теплофикационные при выработке того же количества электроэнергии и при той же установленной мощности, что и станции конденсационные, имеют более высокий процент расхода электроэнергии на собственные нужды. Причина этого заключается в том, что котельные теплофикационных станций отпускают пар не только для выработки электроэнергии, что вызывает повышенный расход энергии на собственные нужды котельной. Кроме того, имеется расход энергии на теплофикационные насосы. Величина расхода энергии на собственные нужды теплофикационных станций зависит от степени их теплофикационности, т. е. от соотношения тепловой и электрической нагрузок.

Следует отметить, что при больших мощностях станции процент самопотребления энергии несильно меняется в зависимости от мощности станции и ее нагрузки, так как бо́льшая часть механизмов собственных нужд на таких станциях секционируется по основным агрегатам и находится в работе лишь тогда, когда работают соответствующие основные агрегаты. Кроме перечисленных обстоятельств на величину самопотребления энергии влияет степень внедрения парового привода. Меньше всего расходуется энергии на собственные нужды на станциях, работающих на мазуте или газе, затем идут станции, сжигающие торф, кусковой уголь, угольную пыль, сланцы.

Таблица 48

Распределение расхода электроэнергии на собственные нужды по отдельным основным группам потребителей
(в процентах к общему расходу на собственные нужды)

Род станций	Хранение и подача топлива	Топливоприготовление	Тяга и дутье	Питание котлов	Циркуляционные насосы	Теплофикационные насосы	Прочие потребители	Всего
Конденсационные								
Мазутные	0,35	—	17,1	38,2	40,8	—	3,55	100
Торфяные	3,0	1,96	41,5	16,73	23,1	—	13,69	100
Угольные	1,41	2,82	20,2	8,45	45,02	—	22,1	100
Пылеугольные	1,3	29,8	19,7	14,0	22,2	—	13,05	100
Теплофикационные								
Угольные	1,33	1,76	31,71	13,1	16,5	26,7	8,9	100
Пылеугольные	0,8	28	21,15	9,5	19,9	8,5	12,15	100

РТБ ДНУЖТ

В табл. 48 приведено ориентировочное распределение расходов на собственные нужды по отдельным потребителям, из которого видно, какие потребители и на каких станциях являются основными. Таблица составлена на основании статистических данных о станциях Наркомата электростанций.

Из табл. 48 видно, что на станциях конденсационных непылеугольных самыми крупными потребителями являются тягодутьевые установки, питательные и циркуляционные насосы, на конденсационных пылеугольных станциях — пылеприготовление, тягодутьевые устройства и циркуляционные насосы.

На теплофикационных непылеугольных станциях бóльшую часть энергии, идущей на собственные нужды, потребляют тягодутьевые установки и теплофикационные насосы, на теплофикационных пылеугольных станциях — топливоприготовление и тягодутьевые устройства.

§ 3. Основные мероприятия общего характера для снижения расхода электроэнергии на собственные нужды

Борьба с излишними мощностями моторов собственных нужд. При проектировании станций необходимо стремиться к отсутствию излишних запасов мощностей у моторов механизмов собственных нужд, вызывающих увеличение расхода энергии на холостой ход моторов и ухудшение $\cos\varphi$ нагрузки собственных нужд.

Учет и отчетность по расходу электроэнергии. Для систематической работы по снижению расхода энергии на собственные нужды и для текущего контроля на станции должен быть обеспечен учет при помощи счетчиков не только суммарного расхода энергии, но и расхода его по следующим отдельным группам основных потребителей:

а) моторы топливохранения и топливоподачи,
б) моторы пылеприготовления и подачи пыли в топки,
в) моторы тягодутьевых устройств,
г) моторы питательных насосов,
д) моторы циркуляционных насосов,
е) моторы бойлерных установок,
ж) моторы электроцеха,
з) освещение станции.

Нормирование расходов энергии на собственные нужды. На основе опытных характеристик основных агрегатов, графиков наивыгоднейших режимов их работы и зависимости расхода электроэнергии от производительности насосов, дымососов, вентиляторов и прочих потребителей собственных нужд расходы электроэнергии должны быть нормированы по отдельным группам потребителей. Персонал станции должен премироваться за уменьшение самопотребления энергии.

НТБ ДНУЖТ

§ 4. Мероприятия для снижения расхода энергии на подачу топлива в котельную и топливоприготовление

Топливохранение и подача топлива в котельную. Расход энергии на механизмы топливоподачи зависит главным образом от вредных сопротивлений самих механизмов, поэтому следует особо тщательно проверять качество ремонта, контролируя его по току, потребляемому моторами этих механизмов при их холостом ходе.

Необходимо избегать излишних перегрузок топлива на механизированных складах, разгружая вагоны по возможности непосредственно в бункеры топливоподачи. Механизмы топливных складов и топливоподачи очень часто работают вхолостую и с неполной загрузкой. Необходимо не допускать такой работы механизмов и вводить периодическую работу с полной нагрузкой, что может значительно снизить расход электроэнергии. При достаточной емкости топливных бункеров котельной механизмы топливоподачи иногда можно останавливать на целую смену, работая другие смены с полной нагрузкой. Поэтому должен составляться суточный график работы топливоподачи в зависимости от графика нагрузки котельной.

Топливоприготовление. На станциях, работающих на угольной пыли, расход энергии на пылеприготовление составляет около 50% от всего расхода энергии на котельную и около 30% от ее расхода на всю станцию. Поэтому на работу основных потребителей энергии на пылеприготовление, а именно мельниц, должно быть обращено особое внимание.

Необходимо иметь в виду, что абсолютный расход энергии на шаровую мельницу почти не зависит от ее производительности, так что коэфициент холостого хода такой мельницы примерно равен единице. Поэтому удельный расход энергии (на 1 *т* помола) резко увеличивается при уменьшении загрузки мельницы.

Кроме того, удельный расход энергии на помол при той же производительности мельницы тем меньше, чем грубее помол. Поэтому в целях снижения удельных расходов энергии на помол следует работать с максимальной загрузкой мельниц при допустимом огрублении помола (не снижающем заметно экономичность работы котла). Строго говоря, необходимо определение наивыгоднейшей тонины помола, поскольку при огрублении помола уменьшается расход энергии на помол и уменьшается экономичность работы котла вследствие ухудшения сгорания пыли. Кроме указанных мероприятий, должны быть определены для максимальной нагрузки мельницы оптимальные с точки зрения расхода энергии размер шаров и загрузка их по весу.

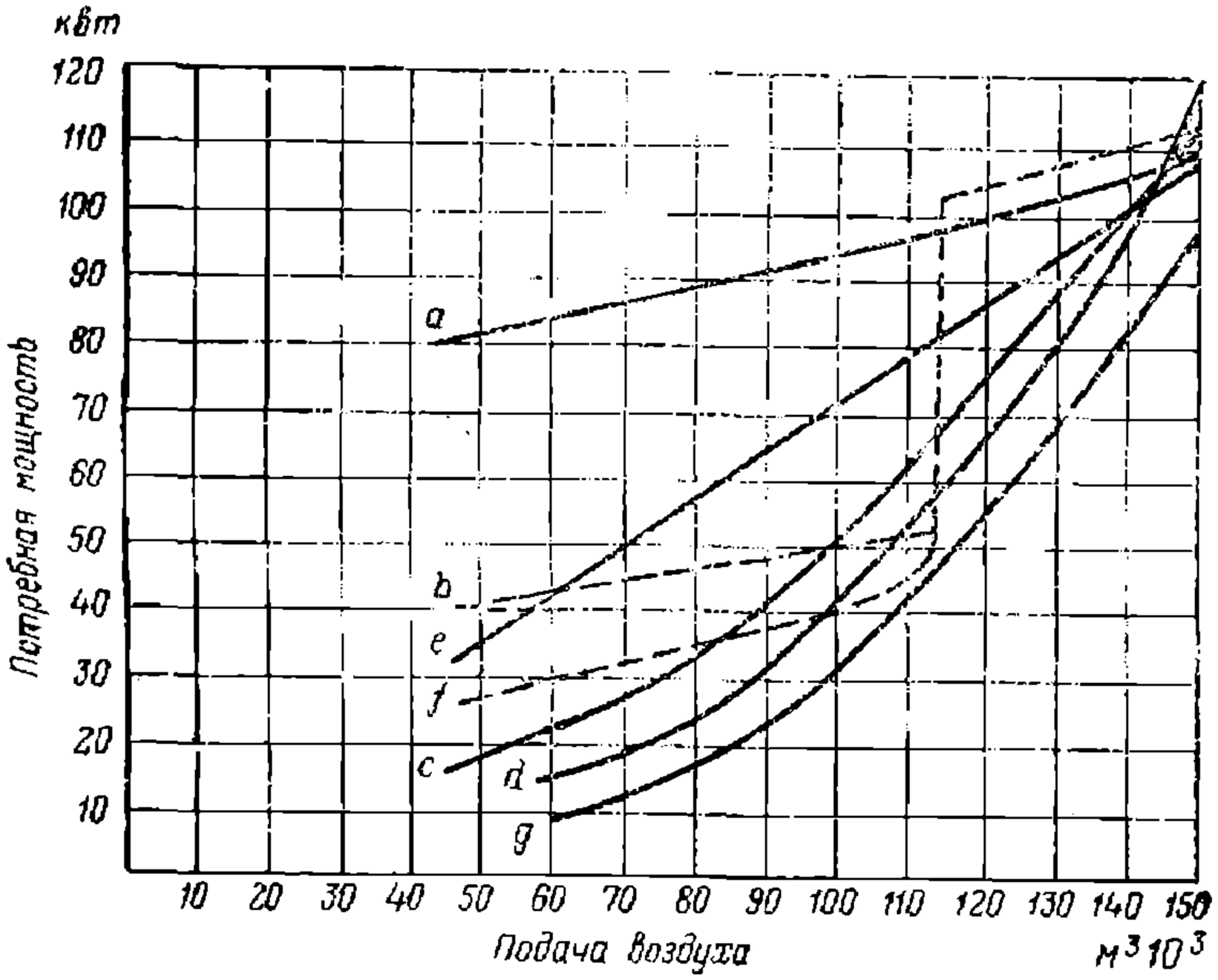
§ 5. Мероприятия для снижения расхода энергии на тягодутьевые установки

Расход энергии на тягу и дутье весьма значителен и колеблется (в зависимости от рода и способа сжигания топлива) в пределах 20—

НТБ ДНУЖТ

40% от всего расхода энергии на станцию и 30 — 70% от расхода на котельную. Основными дефектами дымососных и вентиляторных установок обычно являются: а) излишняя загрузка дымососов и вентиляторов; б) чрезмерное сопротивление газоходов и воздуховодов; в) работа дымососов при их низкой нагрузке; г) нерациональный метод регулирования работы дымососов и вентиляторов.

Излишняя загрузка дымососов и вентиляторов. Несмотря на то, что работа котлов с повышенным против нормы избытком воздуха сильно снижает их экономичность, установки часто работают чрезвычайно большими избытками воздуха, что, кроме перерасхода топлива, вызывает увеличение расхода энергии на дымососы и вентиляторы. Кроме того, дымососные установки перегружа-



Фиг. 94. Сравнение экономичности различных способов регулирования вентиляторов (дымососов) по материалам ЦАГИ

a — шибером; *b* — двухскоростным мотором; *c* — гидромуфтой; *d* — при коллекторном двигателе; *e* — реостатом в цепи ротора мотора; *f* — поворотными лопатками; *g* — мощность на вале вентилятора

ются вследствие больших присосов воздуха в газоходы котла, особенно в воздухоподогреватели, которые часто имеют неплотности. Присосы сильно возрастают при увеличении разрежения в топке, которое поэтому должно быть минимально допустимым при данном способе сжигания топлива. Присосы через воздухоподогреватель, кроме бесполезной загрузки дымососа, вызывают также перегрузку вентиляторов.

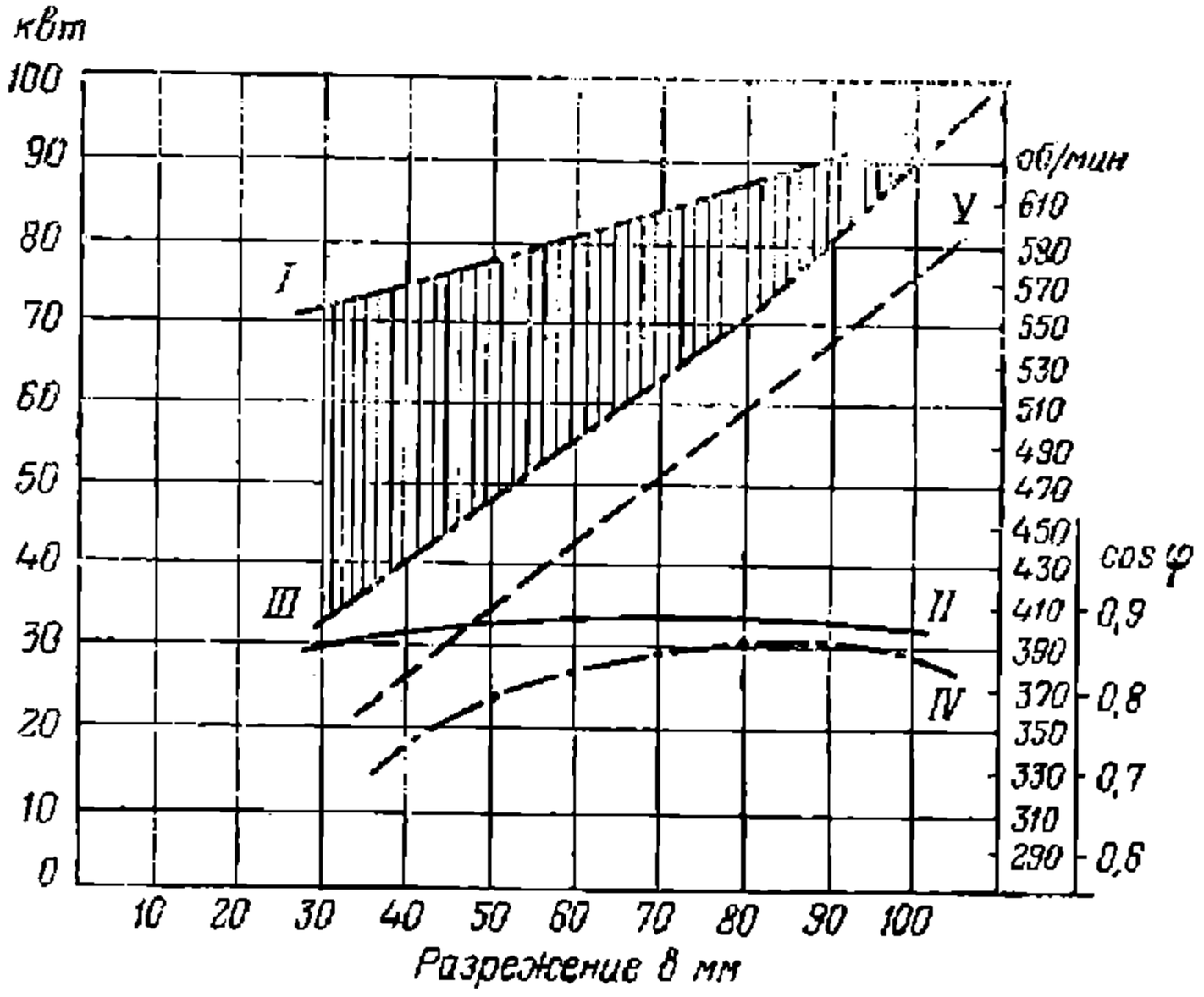
Основными мероприятиями по уменьшению загрузки тягодутьевых устройств являются:

НТБ ДНУЖТ

а) работа с нормальными избытками воздуха в топке;

б) контроль наличия присосов воздуха путем определения содержания RO_2 в дымовых газах и своевременное устранение неплотностей газоходов (особенно воздухоподогревателей) и воздуховодов.

Чрезмерное сопротивление газоходов и воздуховодов. Сопротивления эти очень часто могут быть весьма значительно снижены путем улучшения конфигурации коробов, устранения излишних заслонок и шиберов, расширения недостаточных сечений, установки в местах поворотов направляющих лопаток. Особенно велико газовое и воздушное сопротивление воздухоподогревателей. Газовое сопротивление воздухоподогревателя резко увеличивается при заносе его золой. Поэтому необходима его тщательная обдувка перегретым паром или воздухом, но не насыщенным паром (во избежание образования влаги и налипания золы).



Фиг. 94а. Мощность, потребляемая мотором дымососа при регулировании тяги задвижкой и изменением числа оборотов реостатом в цепи ротора асинхронного мотора

I — *квт* при регулировании задвижкой; *II* — cos φ; *III* — *квт* при регулировании реостатом; *IV* — cos φ; *V* — число оборотов в минуту

Работа дымососов при их низкой нагрузке. Очень часто котлы могут нести значительную нагрузку при выключенном дымососе, т. е. на естественной тяге, вопреки распространенному мнению, что современные котлы не могут вообще работать без дымососов. Необходимо для всех котлов станции определять ту максимальную производительность, которую они могут давать при выключенном дымососе. При понижении нагрузки до этой величины дымосос должен выключаться. Если котел имеет два дымососа, работающих каждый на свою половину воздухоподогревателя, то необходимо определить также возможную производительность котла при одном дымососе. Для возможности работы на одном дымососе их всасывающие коробы должны быть соединены между собой поперечным коробом. То же самое относится и к дутьевым вентиляторам при установке двух вентиляторов на котел.

Нерациональный метод регулирования работы дымососов и вентиляторов. Дымососная и

НТБ ДНУЖТ

вентиляторная установки рассчитываются для максимальной нагрузки котельного агрегата. При меньших нагрузках необходимо уменьшать производительность дымососов и вентиляторов при помощи специальных устройств или же путем увеличения сопротивления проходу газов или воздуха при помощи заслонок или шиберов.

Наиболее неэкономично регулирование заслонками и шиберами. Более экономичным способом регулирования производительности является изменение числа оборотов мотора дымососа или вентилятора посредством реостата в цепи ротора, несмотря на значительные потери энергии на нагревание регулировочного сопротивления. Наиболее рациональным способом регулирования следует считать применение гидромуфт, дающих возможность изменять число оборотов вентиляторов при постоянном числе оборотов мотора, или же устройство поворотных направляющих лопаток на всасывающей стороне вентилятора (дымососа). В данное время пока еще нет достаточного практического опыта работы гидромуфт и поворотных лопаток. На фиг. 94 приведен график сравнительной экономичности различных способов регулирования производительности дымососов (вентиляторов), а на фиг. 94а — результаты опытов, производившихся под руководством автора с дымососной установкой котла Гарбе с $H_к = 750$ $м^2$ для сравнения экономичности регулирования тяги задвижкой и изменением числа оборотов.

§ 6. Мероприятия для снижения расхода энергии на питательные насосы

Уменьшения расхода энергии на питание котлов можно достигнуть посредством следующих мероприятий:

а) уменьшения сопротивления трубопроводов;

б) улучшения загрузки насосов;

в) изменения характеристики насосов.

Уменьшение сопротивления трубопроводов. Путем устранения лишних задвижек и улучшения конфигурации трубопроводов сопротивление питательных линий может быть иногда снижено весьма значительно. Кроме того, сопротивление труб, пропорциональное квадрату скорости воды, может быть сильно уменьшено за счет уменьшения этой скорости. Поэтому при двойной системе питательных трубопроводов питание котлов должно производиться по обеим линиям, включенным параллельно.

Улучшение загрузки насосов. Наименьший удельный расход энергии на подачу воды соответствует полной производительности насосов. Поэтому нужно стремиться к тому, чтобы в работе находилось минимальное число полностью нагруженных насосов. Включение в работу питательных насосов должно производиться по графику, составленному на основе графика нагрузки котельной с учетом экономичности работы отдельных насосов (в первую очередь включаются более экономичные).

НТБ ДНУЖТ

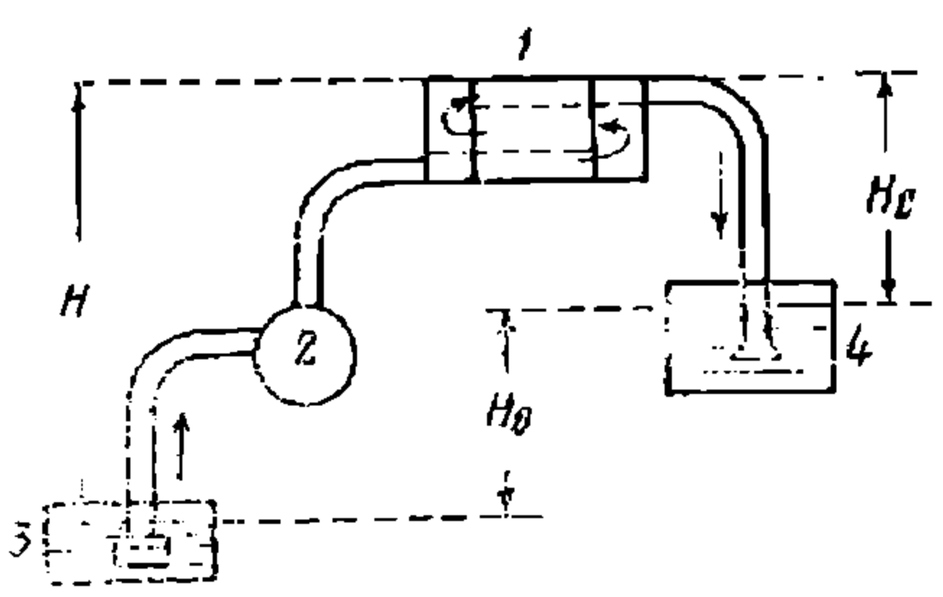
Изменение характеристики насосов. Если напор, создаваемый насосом, велик сравнительно с необходимым по местным условиям, то следует удалить одно или несколько рабочих колес вместе с направляющими аппаратами, причем направляющий аппарат, расположенный за остающимся колесом, снимать не следует. Для уменьшения производительности насоса нужно изменить ширину каналов рабочих колес.

§ 7. Мероприятия для снижения расхода энергии на циркуляционные насосы

Поддержание экономического вакуума. Поскольку уменьшение расхода энергии на насосы путем уменьшения подачи воды не должно снижать к. п. д. всей станции в целом, подача воды, а следовательно, и расход энергии на нее должны соответствовать экономическому вакууму, методика определения которого подробно описана в § 4 главы 9.

Мероприятия, касающиеся режима работы и изменения характеристик питательных насосов, полностью относятся также и к циркуляционным насосам.

Использование сифонного действия сливных труб циркуляционной воды (из конденсаторов). При работе конденсационных установок необходимо поддерживать устойчивый сифон в сливном трубопроводе циркуляционной воды, для чего конец сливной трубы должен быть опущен в сливной канал так, чтобы этот конец всегда был ниже уровня воды. Кроме того, должна быть обеспечена воздушная плотность водяного тракта циркуляционной системы. Сифонное действие сливной трубы уменьшает необходимый напор насоса на величину H_c (фиг. 95). Поэтому, если насос рассчитан для работы с сифоном (что обычно обусловливается при заказе насоса), т. е. для подачи определенного количества воды при гидростатической высоте подачи $H - H_c = H_o$, то при отсутствии сифона он должен будет преодолеть гидростатическую высоту H, большую чем H_o, и (при обычной характеристике) не будет в состоянии подать необходимого количества воды, так что потребуется пуск добавочного насоса, если таковой имеется.



Фиг. 95. Схема сифона циркуляционной воды

1 — конденсатор; *2* — циркуляционный насос; *3* — приемный канал; *4* — сливной канал

В случае же отсутствия добавочного насоса придется работать с ухудшенным вакуумом или снижать нагрузку турбины.

Для поддержания устойчивого сифона скорость воды в сливной трубе должна быть больше скорости подъема в воде воздуха, выделяющегося при нагревании воды в конденсаторе. Достаточной для этого скоростью является 1 *м/сек*.

НТБ ДНУЖТ

Очень значительное повышение скорости в сливной трубе может за счет гидравлических потерь в ней заметно уменьшить действие сифона.

В различных участках циркуляционных трубопроводов допускаются следующие скорости воды:

Во всасывающем трубопроводе	не больше 2,0 *м/сек*
В трубопроводе за конденсатором:	
при отсутствии сифона	не больше 2,4
» наличии »	» 3,6

В практических условиях наибольшая высота сифона, которую удается поддерживать при плотных трубах, составляет 7 — 8 *м*.

ГЛАВА 24

ТОПЛИВОСНАБЖЕНИЕ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. Разгрузка подвижного состава и хранение топлива на складах

Назначение топливных складов. Склады топлива для теплосиловых установок наиболее часто сооружаются для создания запаса топлива на случай временных перерывов или снижений его подачи с места добычи и для возможности разгрузки и хранения топлива, прибывающего на станцию и не могущего быть принятым непосредственно в разгрузочные устройства станционной топливоподачи (аварийные и буферные склады).

Вообще говоря, при электростанции должен иметься склад топлива с запасом, равным 15 — 30-суточной потребности станции при максимальной нагрузке. Необходимая емкость склада в каждом отдельном случае согласовывается со специальными организациями (иногда может быть увеличена против вышеуказанной максимальной величины) и устанавливается в зависимости от отдаленности места добычи топлива от станции и от климата районов, по которым проходят железнодорожные линии (возможность снежных заносов, затоплений, размывов путей и т. п.) и соображений оборонного характера.

Для нескольких станций, расположенных на небольшом расстоянии друг от друга, целесообразно иметь один или два базисных склада топлива, рассчитанных на месячный запас топлива для всех станций. При этом склады топлива на каждой станции являются расходными складами и должны рассчитываться на 5 — 7-дневный запас, потребный для работы станций с максимальной нагрузкой.

Для электрических станций железнодорожных предприятий базисным складом топлива часто может служить общий склад его для всего предприятия, причем в случае работы станции на топливе, отличном от топлива, используемого для других надобностей, хранение различных топлив на общем складе должно производиться строго раздельно. При самой станции в этом случае достаточно иметь

НТБ ДНУЖТ

расходный склад с небольшим запасом на несколько дней. Иногда при очень близком расположении станции к общему складу и затруднениях с организацией небольшого расходного склада или при отсутствии для него места можно совсем отказаться от устройства расходного склада и использовать общий склад предприятия в качестве базисного и расходного.

Емкость складов топлива, добыча которого имеет сезонный характер, например торфяных складов, устанавливается с учетом потребности в топливе в период прекращения добычи и может иметь весьма значительную величину. При подаче топлива на склад при помощи водного транспорта емкость склада должна быть рассчитана на потребность в топливе в течение всего межнавигационного периода. В этих случаях склад теряет характер буферного и аварийного склада и предназначается для сглаживания заранее намеченных длительных расхождений между количествами потребляемого и доставляемого топлива.

На электростанциях крупной и средней мощности, имеющих значительную емкость разгрузочных бункеров при станционной топливоподаче, нормально бóльшая часть прибывающего топлива подается прямо в разгрузочные бункеры и лишь незначительная часть проходит через склад и подвергается дополнительным перегрузкам.

На электростанциях малой мощности, имеющих малую емкость разгрузочных устройств при самой станции, бóльшая часть топлива во избежание штрафов за простои вагонов под разгрузкой подается на склад и количество топлива, подвергающееся дополнительным перегрузкам, в процентном отношении значительно больше, чем на крупных станциях. Если подача топлива к станционной топливоподаче производится по узкой железнодорожной колее (600 или 750 *мм*), то все топливо, потребляемое станцией, прибывающее в большинстве случаев по нормальной широкой колес, должно подвергаться перегрузке на складе, что значительно удорожает его стоимость франкокотельная.

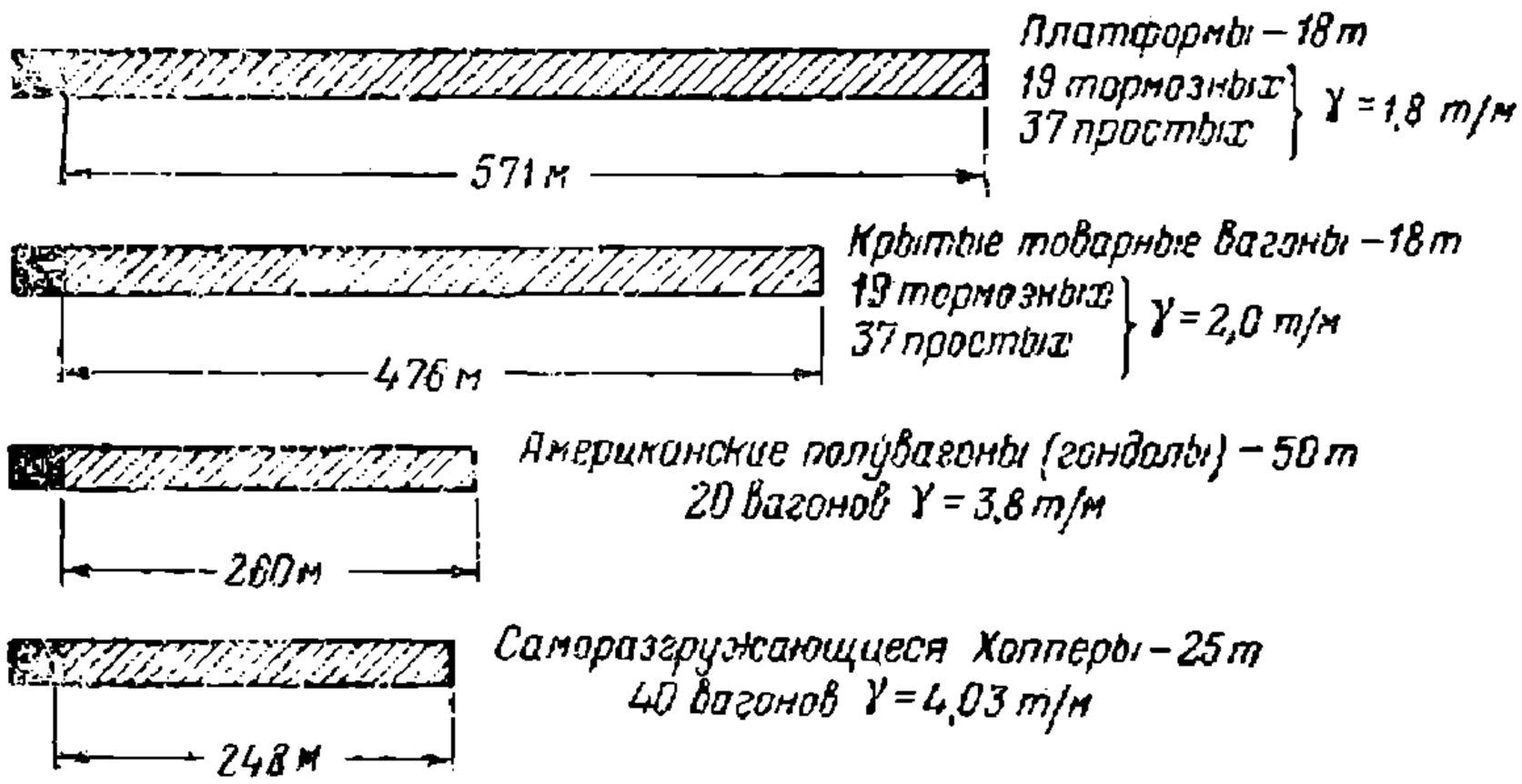
Подача топлива на склады. Нормальный и специальный подвижной состав. Длина парковых путей предприятия определяется как грузооборотом, так и типом подвижного состава. Для хозяйства электростанции небезразлично, в каком подвижном составе будет подаваться топливо. Чем меньше удельная погонная нагрузка вагона-нетто (грузоподъемность вагона, деленная на полную его длину между буферами), тем больше длина путей и тем больше должно быть затрачено средств на их сооружение. Увеличение длины путей уменьшает надежность подачи топлива и увеличивает стоимость эксплуатации. Таким образом, чем больше удельная погонная нагрузка вагона, тем выгоднее хозяйство станции.

Для перевозки каменноугольного топлива применяется как нормальный, так и специальный подвижной состав. К нормальному подвижному составу относятся крытые товарные вагоны, полувагоны и платформы. Весь этот подвижной состав не имеет специальных приспособлений для разгрузочных операций.

НТБ ДНУЖТ

К специальному подвижному составу относятся саморазгружающиеся вагоны: американские полувагоны (гондолы), хопперы и думпкары (мало применяемые в СССР).

Из фиг. 96, в которой дается представление о длине состава в 1 000 *т* полезного груза в зависимости от типа вагона, видно, как с увеличением удельной погонной нагрузки вагона уменьшается длина состава. Наиболее невыгодным с этой точки зрения типом вагона является 30-футовая платформа и наилучшим типом — хоппер. Кроме удельной погонной нагрузки вагона большое значение имеет отношение веса тары к весу груженого вагона-брутто. Чем больше это отношение, тем дороже получается тонна угля франко-электростанция, так как каждая лишняя тонна тары при заданном профиле пути и мощности локомотива соответственно уменьшает вес полезного груза. На фиг. 97 приведены сравнительные данные о весе тары для



Фиг. 96. Сравнительная длина угольного маршрута грузоподъемностью 1 000 *т* нетто

различного подвижного состава. Из этих данных видно, что наиболее часто применяемый специальный подвижной состав, а именно гондолы и хопперы, имеет очень высокий вес тары (31,5 и 30,6%) и в этом отношении весьма далек от совершенства.

Разгрузка топлива из нормального подвижного состава. В настоящее время имеется несколько различных средств и механизмов для разгрузки топлива из нормального подвижного состава, однако вопрос полной механизации этих разгрузочных операций не может считаться окончательно разрешенным. Одним из основных факторов, определяющих необходимость того или другого способа разгрузки, является грузооборот, т. е. количество потребляемого топлива, причем по мере увеличения грузооборота все более остро встает вопрос правильной организации разгрузки и применения более полной механизации операций. Из наиболее употребительных средств разгрузки можно назвать следующие:

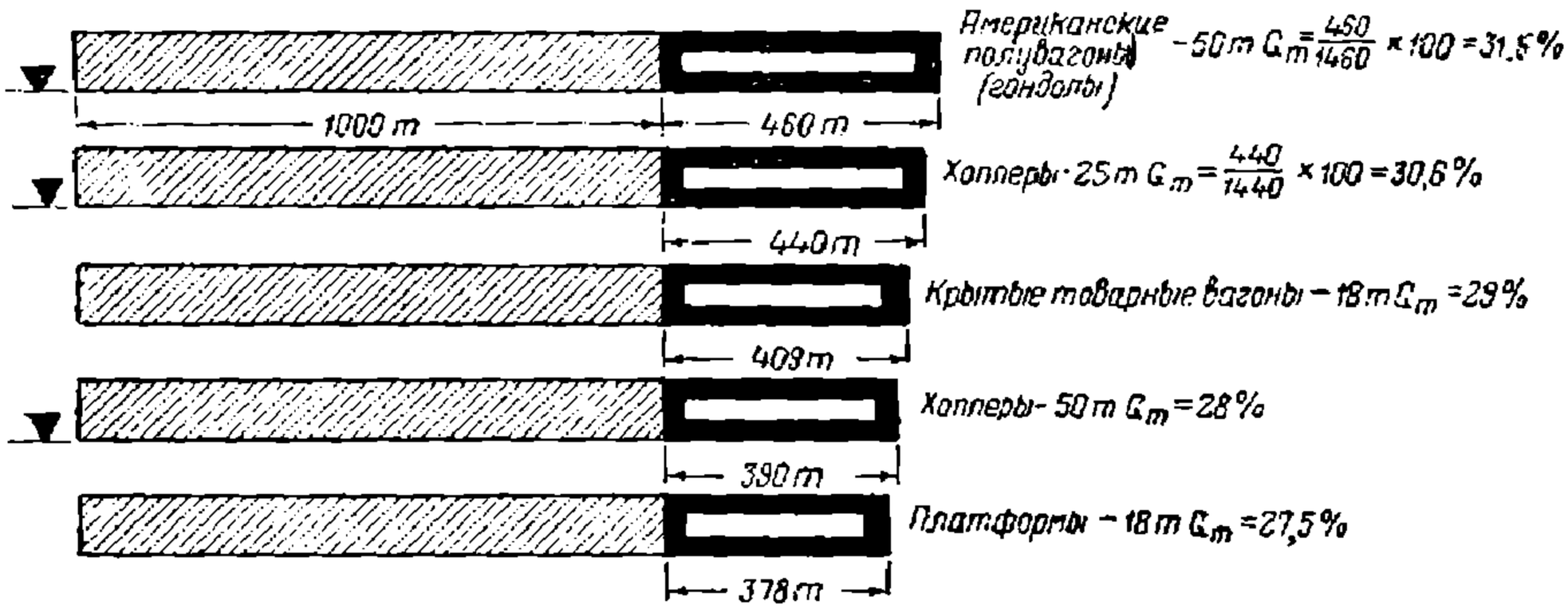
а) ручная разгрузка;

б) разгрузка при помощи механической лопаты;

НТБ ДНУЖТ

в) разгрузка при помощи передвижных грейферных кранов;
г) разгрузка при помощи вагоноопрокидывателей.

Р у ч н а я р а з г р у з к а при помощи лопат может применяться при незначительных потреблениях топлива, так как является весьма дорогим способом разгрузки. Производительность разгрузки зависит в основном от размеров кусков топлива, наличия или отсутствия его слеживания или смерзания, типа вагона и способа оплаты труда. Длительность выгрузки одного вагона зависит при этом не только от его грузоподъемности, но и от числа рабочих, могущих одновременно работать в вагоне. Например, на открытую платформу можно поставить значительное количество рабочих, в крытый же вагон во избежание снижения производительности каждого рабочего из-за тесноты не следует ставить более четырех человек. Главным недостатком ручной разгрузки являются тяжелые санитарно-технические



Фиг. 97. Соотношение между весом тары и весом брутто 1 000-*m* угольного маршрута

условия работы вследствие обычно образующегося при этом способе сильного пыления. Поэтому необходимо стремиться по возможности переходить от ручной разгрузки к механизированной, требующей меньшего количества рабочих и более гигиеничной.

Р а з г р у з к а п р и п о м о щ и м е х а н и ч е с к о й л о п а т ы. Устройство и способ употребления механической лопаты видны из фиг. 98. Электромоторная лебедка наматывает при рабочем ходе на свой барабан канат, который, огибая направляющие ролики, тянет лопату, поддерживаемую рабочим. По окончании рабочего хода, когда наполненная лопата подтянута к двери вагона, лебедка автоматически выключается и лопата останавливается. После этого лопата затаскивается рабочим внутрь вагона, лебедка автоматически включается и рабочий цикл начинается вновь.

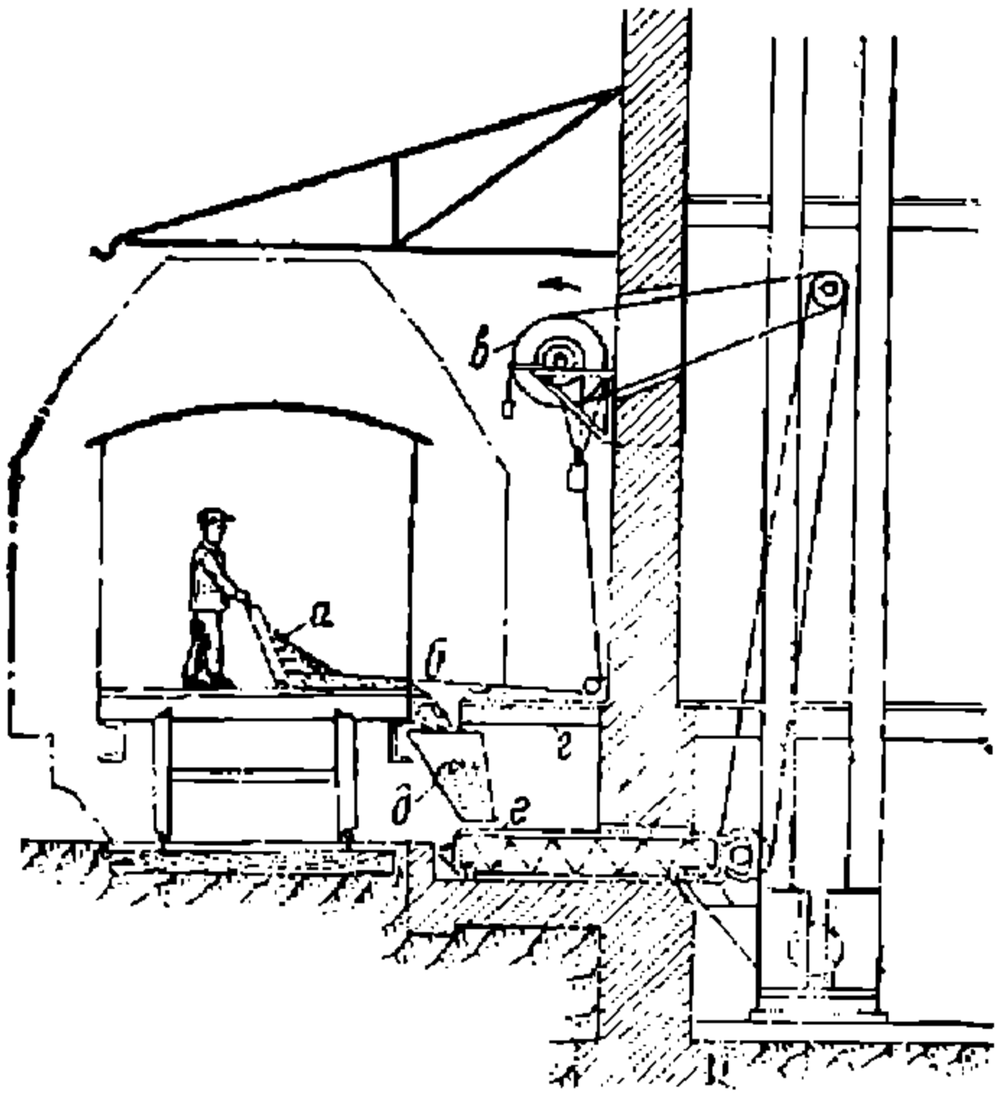
При помощи механической лопаты могут разгружаться как крытые товарные вагоны, так и полувагоны и платформы, если они имеют дверцы в продольных стенках. Операции с механической лопатой могут производиться одним человеком. Максимальная производительность лопаты определяется скоростью каната и емкостью лопаты

НТБ ДНУЖТ

и ограничивается силой одного человека. Скорость движения каната применяется в пределах 0,5 — 1 *м/сек*.

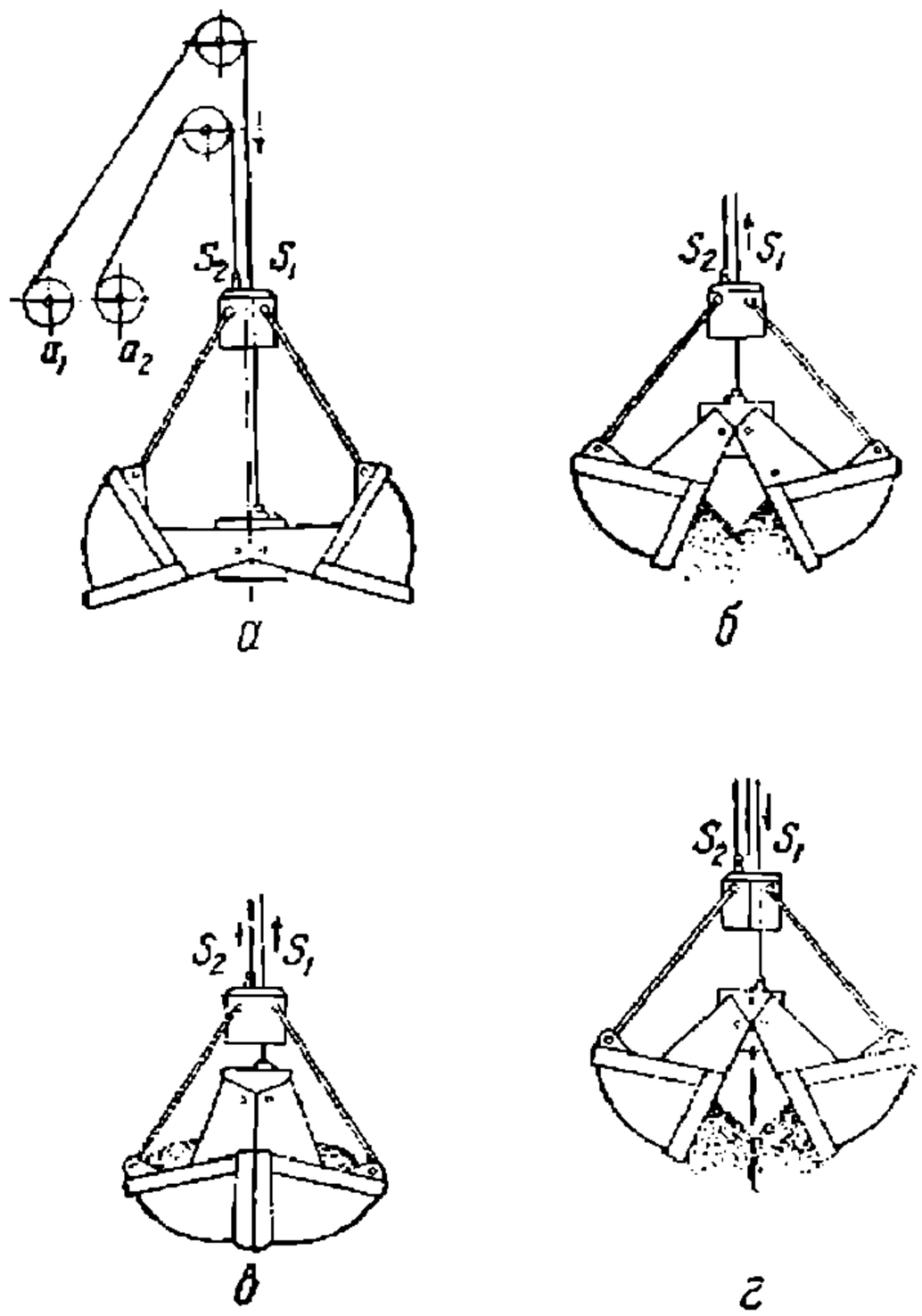
Среднюю производительность лопаты, учитывая время на подчистку вагонов и на их передвижку, можно при разгрузке крытых вагонов считать равной 20 — 30 *т/ч* (при отсутствии слеживания и смерзания топлива). Механические лопаты могут быть как стационарными, при которых вагоны должны разгружаться в одном определенном месте, так и передвижными (лопата ЦНИИВТ).

Разгрузка при помощи передвижных грейферных кранов. Грейфер представляет собой самозахваты-



Фиг. 98. Стационарная механическая лопата

а—лопата; *б* — тяговый канат; *в*—электролебедка; *г* — настил; *д* — бункер; *е* —транспортер



Фиг. 99. Схема работы двухканатного грейфера

вающий ковш, состоящий из челюстей (обычно двух), подвесного корпуса и закрывающего механизма. Для операций с углем наиболее удобным являются плоскочелюстные грейферы, так как челюсти их дают возможность кускам угля свободно скользить внутри грейфера, не нагромождаясь друг на друга и не раздавливаясь.

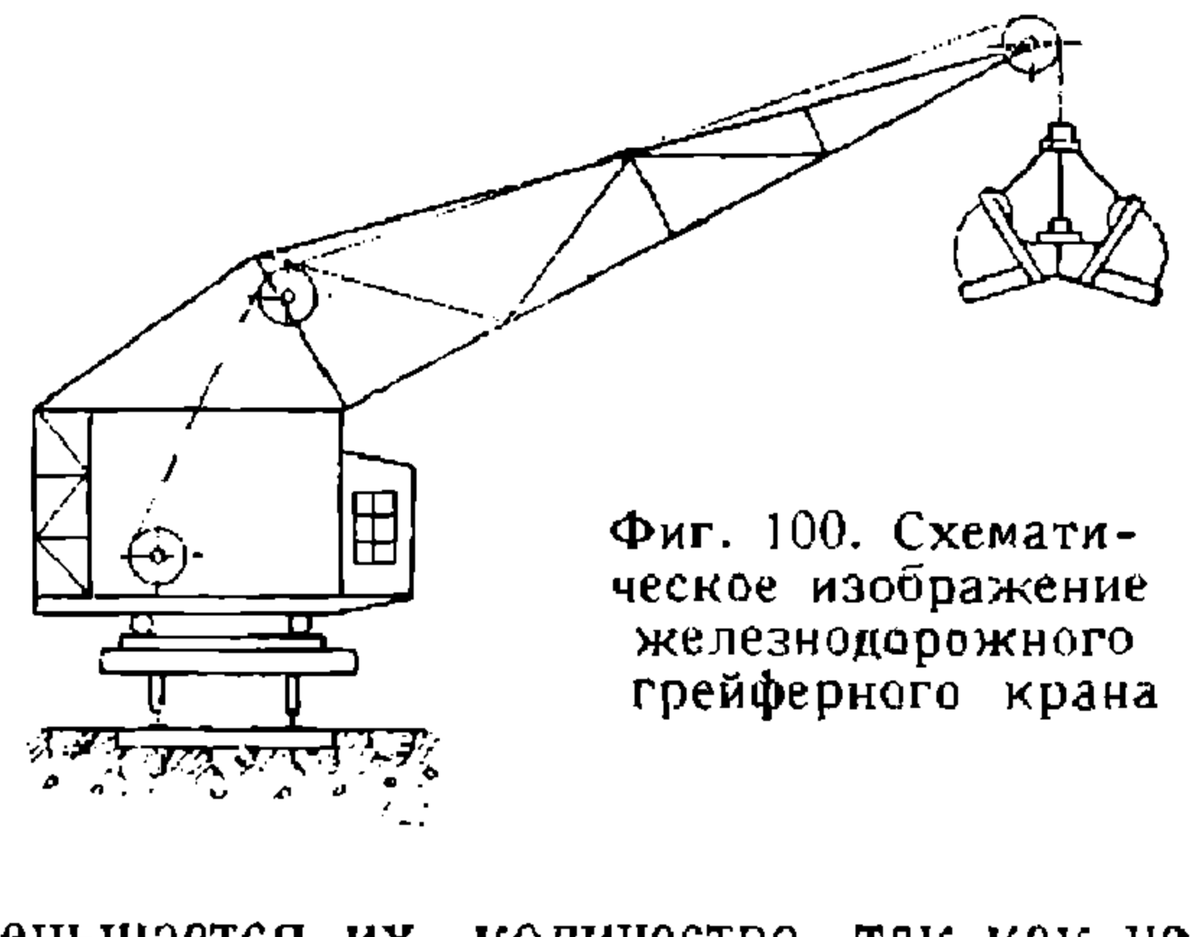
По способу управления грейферы разделяются на одноканатные и двухканатные, причем при операциях с углем обычно применяются двухканатные грейферы, дающие возможность высыпать уголь на любой высоте, что очень важно при штабелевании топлива. На фиг. 99 показана схема работы двухканатного грейфера, управляющегося двумя канатами S_1 и S_2. Один из канатов предназначен для подъема и спуска грейфера, а другой — для раскрытия и закрытия грейфера. Раскрытие грейфера приводится сматыванием каната S_1 с барабана a_1,

НТБ ДНУЖТ

причем раскрытие челюстей происходит под действием их собственного веса. Закрытие грейфера и захватывание топлива производятся наматыванием каната S_1 на барабан a_1. Поднятие и опускание грейфера происходит одновременным наматыванием или сматыванием обоих канатов.

Передвижные поворотные грейферные краны могут иметь в качестве привода паровой двигатель, двигатель внутреннего сгорания или электромотор. Наибольшую гибкость в работе имеют паровые краны. Краны, оборудованные паровыми машинами и двигателями внутреннего сгорания, изготовляются в СССР одесским заводом «Январское восстание», причем наиболее распространенным паровым краном является кран типа «Январец I» с емкостью грейфера в 1,5 $м^3$. Мощность паровой машины этого крана 40 *ЛС*, скорость передвижения крана 5,8 *км/ч*. Скорость подъема грейфера 24,6 *м/мин*, скорость вращения крана 2 об/мин.

Грейферные краны могут передвигаться как по рельсовой колее, так и на гусеничном ходу. На фиг. 100 схематически изображен кран, передвигающийся по рельсовой колее.



Фиг. 100. Схематическое изображение железнодорожного грейферного крана

При применении кранов на гусеничном ходу упрощается расположение рельсовых путей на складе и уменьшается их количество, так как не требуется специальных путей для крана, который может устанавливаться в любом месте склада, свободном от топлива.

К отрицательным свойствам гусеничных кранов следует отнести дробление угля гусеницами при движении по неподобранному слою угля, а также порчу основания склада.

Для возможности разгрузки вагонов грейфером необходимо иметь открытый вагон: платформы или полувагоны. Одним из преимуществ передвижных грейферных кранов является возможность производить ими как разгрузку вагонов, так и штабелевание топлива. При помощи рельсовых кранов можно производить также и маневры с подвижным составом. Например, кран типа «Январец» может толкать четыре груженых вагона. Производство маневров при помощи грейферного крана показано на фиг. 101.

Передвижные грейферные краны в последнее время получили широкое распространение на складах электрических станций небольшой мощности. Недостатками разгрузки угля грейферами являются частое разрушение ими кузовов вагонов и большой объем работ по подчистке топлива в вагонах, производимой вручную. С учетом времени на подчистку топлива среднюю производительность грейферного крана при разгрузке вагонов следует считать равной около 25 *т/ч*.

НТБ ДНУЖТ

Грейферные краны не рекомендуется применять при топливе, имеющем наклонность к дроблению, например для торфа.

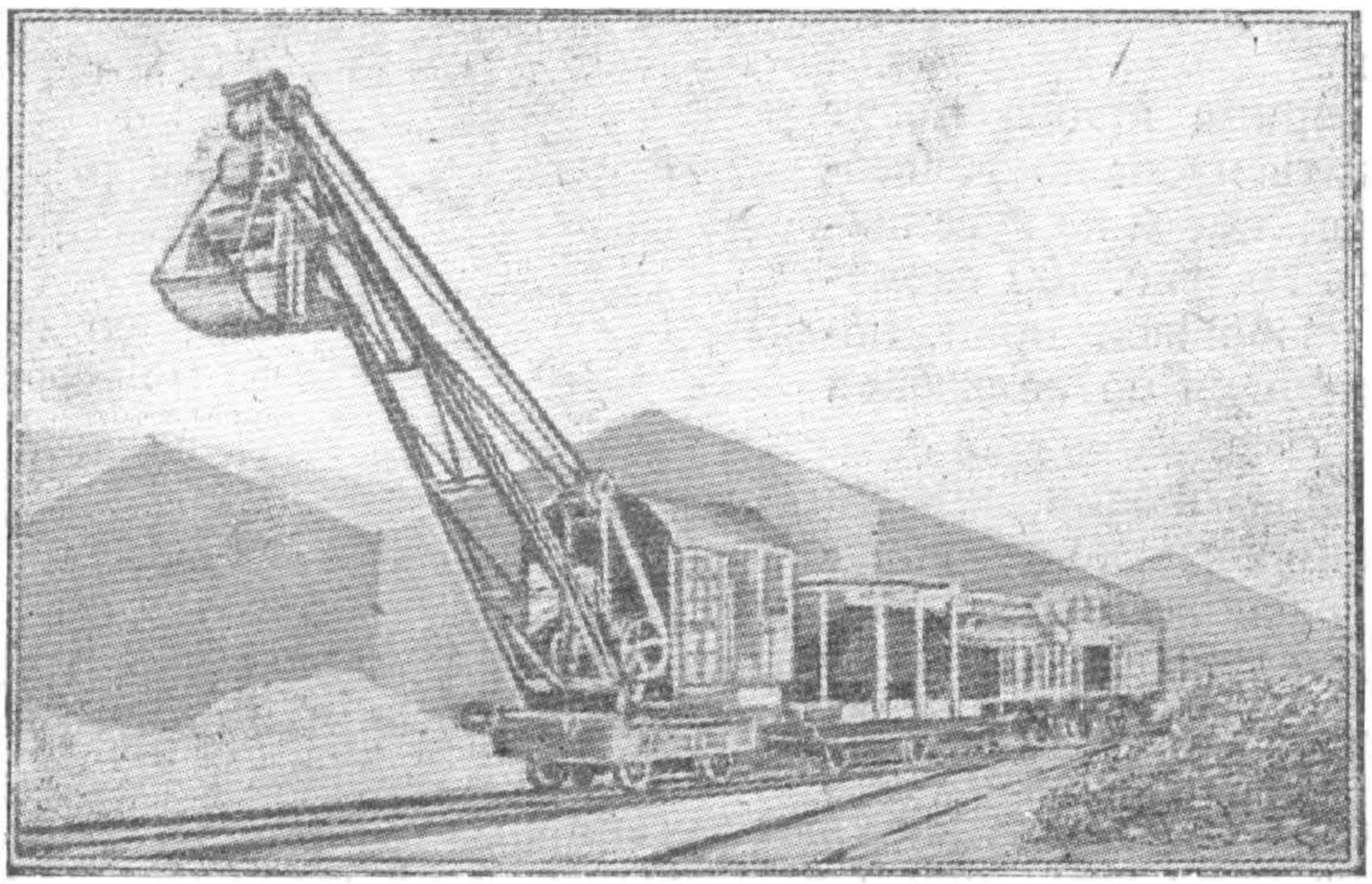
Разгрузка вагонов при помощи опрокидывателей. Для разгрузки платформ при помощи опрокидывания могут применяться опрокидыватели различных типов, а именно:

а) опрокидыватели торцевые (с поворотом вагона вокруг поперечной оси);

б) опрокидыватели роторные (с поворотом вагона вокруг продольной оси).

Для разгрузки закрытых вагонов применяются опрокидыватели с двумя поворотами: вокруг продольной и поперечной осей.

Опрокидыватели с вращением вокруг продольной оси являются весьма громоздким и дорогим сооружением и предъявляют к подвижному составу специальные требования в отношении кузова и букс.



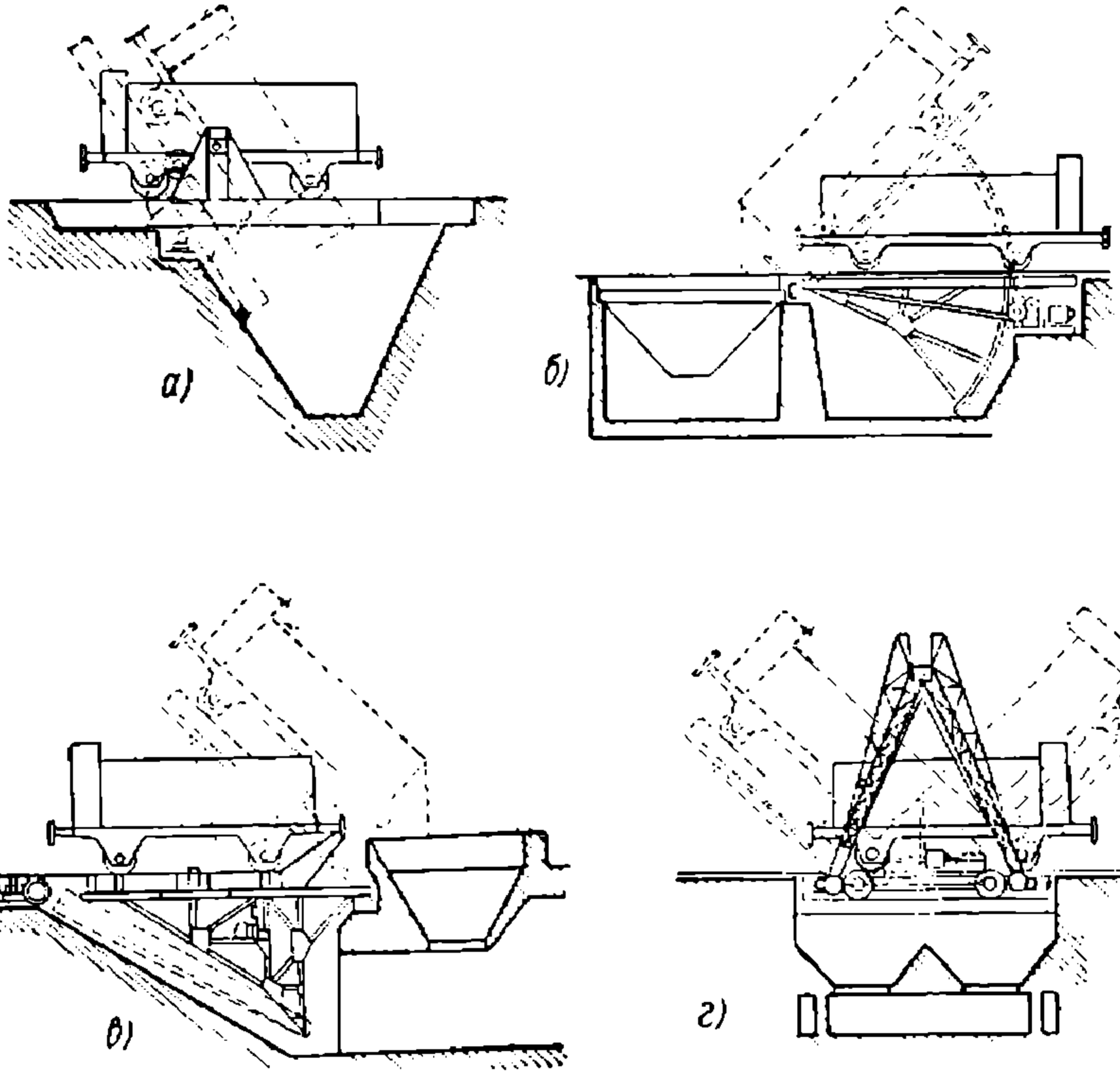
Фиг. 101. Железнодорожный паровой грейферный кран, производящий маневры с подвижным составом

Торцевые опрокидыватели просты по конструкции, недороги по стоимости и дают возможность разгружать без больших переделок имеющийся на наших дорогах открытый подвижной состав. На фиг. 102 представлено несколько схем торцевых опрокидывателей. Первые три схемы имеют тот недостаток, что при них положение тормозной площадки платформы должно быть вполне определенное, и если расположение площадки не соответствует требуемому, то платформу необходимо оборачивать или на поворотном круге или на треугольнике. Опрокидыватель, выполненный по схеме *г*, так называемый маятниковый, этого недостатка не имеет, дает возможность разгрузки при любом положении тормозных площадок и является простым и удобным в эксплуатации.

НТБ ДНУЖТ

Все описанные опрокидыватели могут выгружать топливо только в бункеры, расположенные ниже уровня земли. Для разгрузки топлива на склад применяются наклоняющиеся платформы в комбинации с мостовыми или козловыми кранами.

Платформа поднимается краном на необходимую высоту и там наклоняется и опоражнивается. Применяются также и передвижные опрокидыватели для разгрузки вагонов в различных местах. Вагоно-опрокидыватели применяются на станциях с большим расходом топлива.



Фиг. 102. Схематическое изображение различных типов торцевых вагоноопрокидывателей

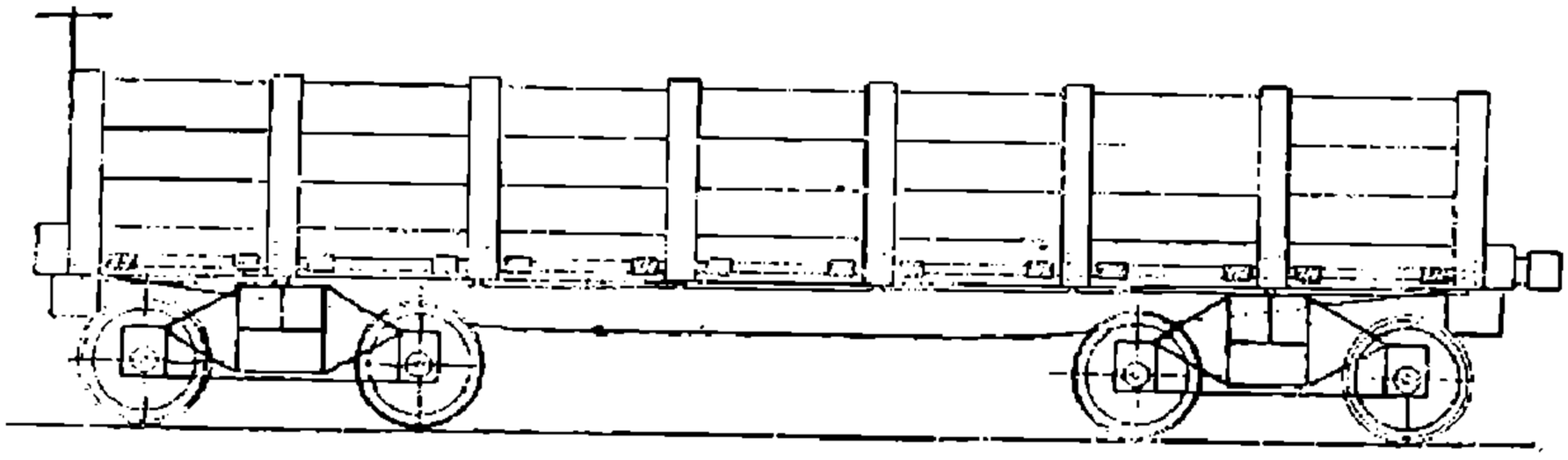
Разгрузка специального подвижного состава. Транспорт торфа с близлежащих болот производится обычно по узкой колее в 5 — 6-*m* вагонах с откидными бортами и с двускатным дном, и разгрузка торфа производится автоматически или на склад или в станционные разгрузочные устройства.

Для транспорта угля применяются большегрузные саморазгружающиеся вагоны различных типов. В СССР наиболее распространены хопперы и американские полувагоны (гондолы), причем как одни, так и другие предназначены для разгрузки на специальных разгрузочных устройствах, а именно для разгрузки с эстакад или же в подземные бункеры и траншейные канавы.

НТБ ДНУЖТ

Разгрузка их на уровень рельсовой колеи затруднительна и требует применения ручного труда, так как первые высыпавшиеся из вагона на землю порции угля препятствуют дальнейшему опорожнению вагона.

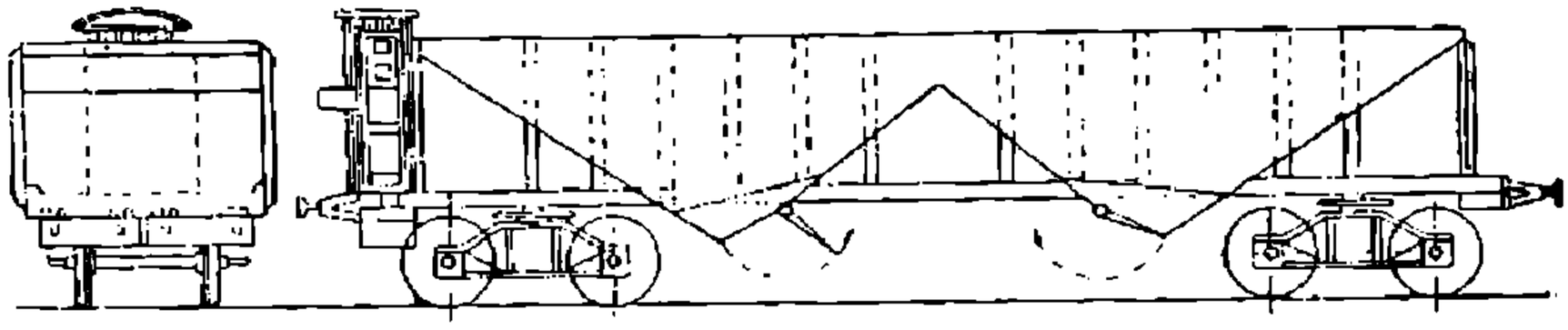
Вагон типа гондолы изображен на фиг. 103. Кузов вагона снизу закрыт откидными днищами из ряда щитов, имеющих ось вращения в продольной плоскости симметрии вагона. Откидные щиты прижимаются к кузову посредством цепей, навертывающихся на вал, про-



Фиг. 103. Вагон типа гондолы

ходящий вдоль кузова, по его нижнему краю. В советской конструкции гондолы вместо цепей и вала применены более надежно действующие замковые приспособления. Разгрузка топлива из гондолы происходит вниз и вбок.

Вагон типа хоппера, изображенный на фиг. 104, имеет наклонные торцевые стенки и днища с двускатным наклоном. Разгрузка топлива происходит вниз через воронки, расположенные в нижней части кузова вагона и закрываемые откидными днищами.



Фиг. 104. Вагон типа хоппера

Хопперы при разгрузке смерзшегося угля оказываются совершенно неудовлетворительными вследствие малого сечения разгрузочных воронок и полного промерзания угля в нижней части вагона, что обусловливается малой толщиной угля из-за конструкции формы днища. Разгрузка смерзшегося угля из гондол происходит значительно легче. При сильно слежавшемся топливе имеется аналогичное положение.

При необходимости выгрузки саморазгружающихся вагонов на уровень земли во избежание ручного труда требуется применение передвижных скребковых или ленточных транспортеров, забирающих уголь при высыпании его из вагонов, причем полностью освободиться от ручного труда все же не удается, так как требуется подчищать уголь, не попадающий на транспортер.

НТБ ДНУЖТ

Наиболее неудобными в отношении разгрузки на землю являются хопперы, так как их разгрузочные воронки находятся очень низко и, имея узкое сечение, закрываются уже высыпавшимся углем.

Хранение топлива на складах. Базисные склады топлива, имеющие большую емкость, делаются всегда открытыми. Расходные склады в большинстве случаев делаются также открытыми, и лишь в исключительных случаях при очень влажном топливе в целях предохранения его от дальнейшего намокания в дождливое время или от заноса снегом сооружаются закрытые склады небольшой емкости.

При подверженном самовозгоранию угле в целях предохранения его от соприкосновения с воздухом (что, как будет указано ниже, является основной причиной явления самовозгорания) может применяться или хранение угля в силосах или же хранение его под водой. Однако эти способы хранения применяются в настоящее время очень редко вследствие большой стоимости сооружений силосов и намокания угля при хранении его под водой, нежелательного при пылеугольном способе сжигания. По этим причинам борьба с самовозгоранием топлива ведется другими способами (описанными ниже). В настоящем курсе рассматриваются только открытые склады, имеющие наибольшее распространение.

Потери топлива на складах. При погрузочно-разгрузочных операциях на складах всегда имеются количественные потери топлива вследствие раструски, пыления и т. д. Величина этих потерь зависит от способа и количества погрузочно-разгрузочных операций и свойств самого топлива. Ориентировочно эти потери могут быть приняты равными:

Для каменного угля	1 —1,5%	от проходящего через склад топлива
» бурого угля и торфа	1,5—2,5%	

В целях уменьшения этих потерь следует стремиться к уменьшению числа перегрузок и избегать сбрасывания топлива с большой высоты.

Ухудшение качества топлива, вызывающее необходимость расходования некоторого добавочного его количества, происходит вследствие:

а) измельчения при перегрузочных операциях и увеличения количества мелочи при самом хранении, которое всегда имеет место и может достигать 3 — 5% в месяц; это явление в особенности резко проявляется при углях типа бурых и при торфе; увеличение количества мелочи в топливе способствует ухудшению его качества по причинам, перечисляемым ниже, и кроме этого, при слоевых способах сжигания ухудшает процесс горения в топках котлов;

б) увеличения влажности, которое при длительном хранении может быть очень значительным, в особенности при мелких и гигроскопических топливах; увеличение количества влаги требует добавочного топлива для ее испарения;

в) уменьшения теплотворной способности вследствие постепенного выделения из топлива летучих веществ и его окисления; эти явления

НТБ ДНУЖТ

более резко проявляются при молодых топливах, например бурых углях и торфе; окисление является основной причиной ухудшения качества топлива, происходящего за счет кислорода, поглощаемого из воздуха и отчасти из дождевой воды, насыщенной кислородом, и сопровождается увеличением температуры, что в свою очередь содействует дальнейшему окислению;

г) самовозгорания при некоторых сортах угля; иногда окисление угля происходит настолько интенсивно, что образующееся количество тепла не может быть уравновешено его потерями в атмосферу и почву; при этом температура угля повышается настолько, что начинаются его разложение и выделение газообразных продуктов; при доступе к ним воздуха может произойти их воспламенение, т. е. явление самовозгорания угля.

Потери угля от самовозгорания являются потерями того же характера, что и от окисления, но имеют значительно большую величину и связаны с опасностью возникновения пожаров, вследствие чего необходимо принимать все возможные меры к предотвращению явления самовозгорания.

Все перечисленные потери топлива от ухудшения качества сильно зависят от срока хранения топлива на складах и от свойств самого топлива и с большим трудом поддаются количественному определению. Ориентировочная величина процентных надбавок к расходу топлива, обусловленных потерями его на складах, указана в главе 7.

Борьба с самовозгоранием топлива. Чем выше содержание связанного кислорода в угле, тем активнее проходят окислительные процессы под действием кислорода воздуха; наиболее интенсивно окисляются свежедобытые угли.

Влажность угля увеличивает склонность его к окислению и самовозгоранию в основном в результате того, что в периоды подсушки в кусках угля образуются трещины, увеличивающие поверхность его соприкосновения с воздухом, к тому же на вновь образовавшихся поверхностях.

При мелком угле процесс окисления происходит более интенсивно, чем при крупном. Наличие в угле мелочи в смеси с крупными кусками является благоприятным фактором для самовозгорания вследствие наличия значительного количества воздуха между крупными кусками и возможности свободной циркуляции и обмена воздуха в слое угля. Угли с большим содержанием летучих веществ более склонны к самовозгоранию, чем тощие. Влияние серного колчедана на склонность к самовозгоранию не выяснено. На интенсивность процессов окисления влияют и атмосферные явления, а именно изменения температуры и барометрического давления воздуха, способствующие обмену его внутри штабеля.

Основными мероприятиями для борьбы с самовозгоранием угля являются:

а) послойная укладка с толщиной слоев в 0,5 *м* таким образом, чтобы все пустоты между крупными кусками были заполнены мелочью, после чего каждый слой должен утрамбовываться (без дробле-

НТБ ДНУЖТ

ния угля), причем особенно тщательно должны уплотняться боковые поверхности штабелей; целесообразность применения защитной корки для изоляции штабеля от наружного воздуха не может еще считаться окончательно установленной;

б) ограничение высоты штабелей во избежание ухудшения отвода тепла из нижних слоев угля, а также во избежание явлений самотяги в штабелях, способствующей обмену воздуха;

в) ограничение срока хранения, для чего запас угля на складе должен обновляться в строго определенном порядке, соответствующем допустимому сроку хранения.

При хранении самовозгорающихся углей должен быть организован тщательный контроль за температурой внутри штабелей, для чего могут употребляться как ртутные термометры, так и специальные сигнальные аппараты. При контроле ртутными термометрами в штабеле устанавливаются железные трубы на расстоянии не более 6 *м* одна от другой на всю глубину штабеля до его основания.

Верхние концы труб должны выступать из поверхности штабеля на 100 — 150 *мм*, нижние концы должны быть заварены. Измерение температуры угля производится опусканием термометра в трубы на 30 мин. Допустимой температурой штабеля считается 60°. При достижении этой температуры должны быть приняты немедленные меры к ликвидации очагов нагревания путем удаления разгоревшегося угля, его охлаждения и немедленного использования.

Кроме указанного способа контроля иногда применяются устанавливаемые взамен труб автоматические сигнализаторы (например, системы Королева), выбрасывающие сигнал при недопустимом повышении температуры штабеля.

Угли различных сортов и марок по их склонности к самовозгоранию сгруппированы в табл. 49.

Таблица 49

Группировка углей по наклонности к самовозгоранию

Сорта и марки топлива	Степень устойчивости в отношении самовозгорании
I группа. Антрациты и угли марки Т	Устойчивы
II группа. Угли марок ПС, ПЖ, Г и сходные с ними	Средней устойчивости
III группа. Угли марки Д, угли ПС и ПЖ некоторых месторождений, бурые угли, среднеазиатские угли	Наиболее подвержены самовозгоранию, не выдерживают длительного хранения и подлежат усиленному контролю при хранении

НТБ ДНУЖТ

Требования к топливным складам. Склад топлива должен располагаться по возможности близко от электростанции в сухом и незатопляемом месте, допускающем удобное устройство подъездных путей к нему и к электростанции, причем пути, как правило, должны быть нетупикового типа. Склад не должен устраиваться в низком месте во избежание затопления его ливневыми водами и водами от таяния снега.

Расположение склада должно допускать возможность его расширения и не препятствовать расширению электростанции и ее вспомогательных сооружений.

Площадь топливного склада должна быть спланирована и очищена от посторонних предметов. Для отвода ливневых вод и вод от таяния снега должны быть предусмотрены дренажные сооружения с необходимыми уклонами. Склад должен иметь твердое основание, имеющее достаточную прочность во избежание порчи лопатами и грейферами и достаточную теплопроводность для отвода тепла, образующегося при окислении топлива. Наиболее целесообразно применять гравийное или щебеночное основание с заливкой тощим бетоном или известковым раствором. Возможно также и мощение булыжником.

Определение площади склада. Площадь, необходимая для размещения склада, может быть определена ориентировочно по формуле

$$F_0 = \frac{24\, B_ч\, m}{H\gamma\psi}\,[м^2], \qquad (99)$$

где F_0 — площадь склада, непосредственно занятая штабелями;
$B_ч$ — часовой расход топлива котельной (с учетом хозяйственного коэфициента) в *кг*;
m — число суток запаса топлива на складе;
H — допустимая высота штабелей в *м*;
γ — насыпной вес топлива в $кг/м^3$;
ψ — коэфициент, учитывающий ссыпку штабеля (наклонное положение боковых поверхностей), меньший единицы и равный ей при вертикальном положении стенок.

Полная площадь склада должна быть больше F_0 для возможности устройства проходов, проездов и разрывов между штабелями, а также прокладки рельсовых путей и равна

$$F = F_0\, k\,[м^2], \qquad (99')$$

где k — коэфициент, учитывающий необходимое увеличение площади, сильно зависящий от местных условий, например от способа механизации склада; ориентировочно величину k можно принять равной:

Для угольных складов	1,5
» складов бурых углей	1,65
» торфяных складов	1,5 —1,55

НТБ ДНУЖТ

Для точного определения потребной площади склада необходимо произвести ее расчет, исходя из принятых величин расстояний между штабелями, числа штабелей, их действительных размеров и намеченного расположения рельсовых путей.

Допустимые размеры штабелей и расстояния между штабелями и сооружениями. Допустимая максимальная ширина штабелей зависит от применяемых на складах средств механизации. Например, на складах железных дорог ширина штабелей находится в пределах 6 — 12 *м*. Увеличение ширины при имеющихся вылетах грейферных кранов вызывает применение ручного труда и удорожание перегрузочных операций.

На складах с ручным обслуживанием приходится при установлении ширины штабелей учитывать склонность угля к самовозгоранию, лимитирующую допустимую ширину.

Длина штабеля ограничивается противопожарными правилами, равно как и общая поверхность основания штабеля, которая не должна быть больше 500 $м^2$.

Высота штабеля устанавливается в основном в зависимости от сорта и марки углей, склонности их к самовозгоранию и от степени механизации склада. Для немеханизированных складов высота штабелей согласно инструкции НКПС допускается для углей, склонных к самовозгоранию, в 1,5 — 2,5 *м* (в зависимости от срока хранения и наклонности к самовозгоранию) и для углей, устойчивых в отношении самовозгорания, в 3 — 4 *м*. На механизированных складах при возможности быстрой ликвидации очага нагревания или самовозгорания могут допускаться более значительные высоты штабелей. Например, на Каширской ГРЭС склонный к самовозгоранию подмосковный уголь хранится в штабелях высотой в 6 *м* (при плотной укатке).

§ 2. Обслуживание топливных складов

Обслуживание топливных складов состоит из транспортировки топлива по складу после выгрузки из вагонов, штабелирования топлива и нагрузки из штабелей в подвижной состав или на какие-либо транспортирующие устройства для подачи в котельную.

Перемещение топлива по складу к месту хранения и укладка в штабели обычно совмещаются с разгрузкой из вагонов и должны производиться по возможности теми же средствами механизации, что и выгрузка из вагонов, равно как и операции по выгрузке топлива из штабелей.

Основным положением при проектировании топливных складов следует считать необходимость полной механизации их обслуживания. Ручное обслуживание складов требует большого штата рабочих, удорожающего погрузочно-разгрузочные операции, создает тяжелые и негигиеничные условия труда и может допускаться как исключение на складах теплосиловых установок очень небольшой мощности.

При выборе способа механизации разгрузочных и складских операций из нескольких технически целесообразных возможных вариан-

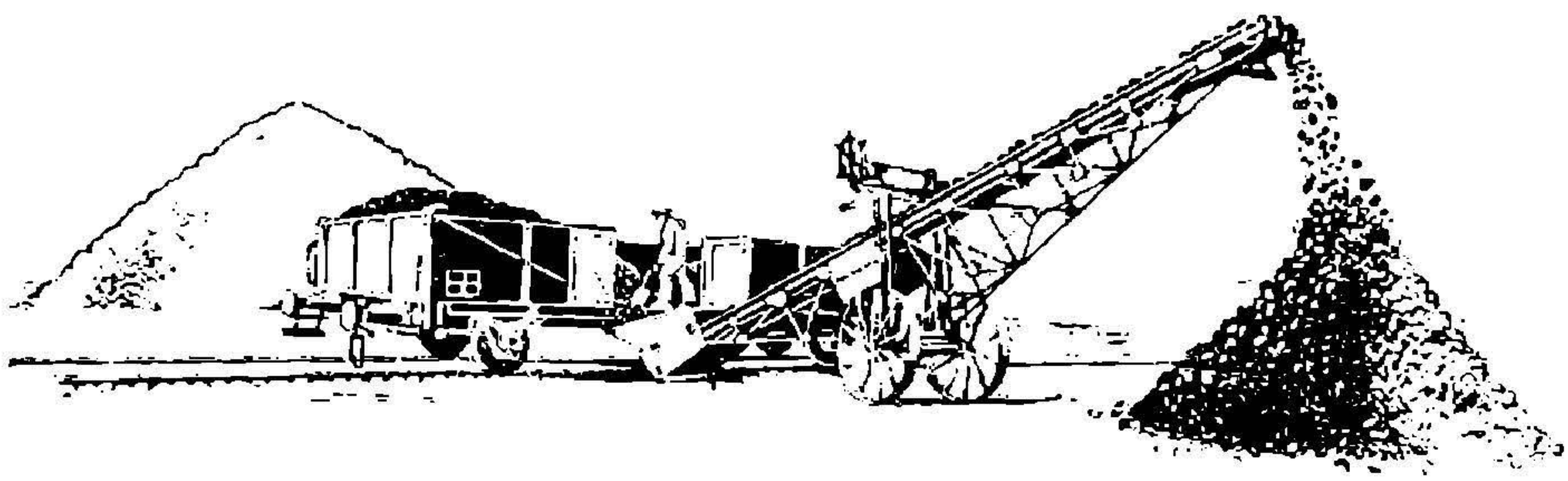
НТБ ДНУЖТ

тов необходимо производить сравнение вариантов как по капиталовложениям, так и определяя для каждого из них денежные расходы, приходящиеся на 1 *т* грузооборота склада и включающие в себя амортизационные отчисления от стоимости оборудования, заработную плату персонала, стоимость ремонта, эксплуатационных материалов, топлива для передвижных грейферных кранов, электроэнергии, потребляемой механизмами склада, и прочие расходы по эксплуатации склада.

При обслуживании топливных складов наиболее часто применяются следующие средства механизации.

Для складов с малым и средним грузооборотом:

а) передвижные ленточные и скребковые транспортеры, при помощи которых топливо может грузиться в вагонетки или вагоны, а также насыпаться в штабель; конструкция лент передвижных транспортеров в принципе не отличается от устройства лент стационарных



Фиг. 105. Передвижной ленточный транспортер

ленточных транспортеров, описываемых ниже; нередвижные транспортеры (стрекозы) с успехом могут применяться для обслуживания складов электростанций с расходом топлива до 10 *т/ч*; общий вид передвижного транспортера показан на фиг. 105;

б) передвижные грейферные краны железнодорожного или гусеничного типа, описанные выше и применяющиеся также для разгрузки топлива из нормальных вагонов и для маневров с подвижным составом.

Краны этого типа целесообразно применять для обслуживания складов электрических станций с расходом топлива более 10 *т/ч*.

Для складов с большим грузооборотом применяются более мощные средства механизации, а именно оборудованные грейферами мостовые, козловые и кабельные краны и в последнее время скреперные установки.

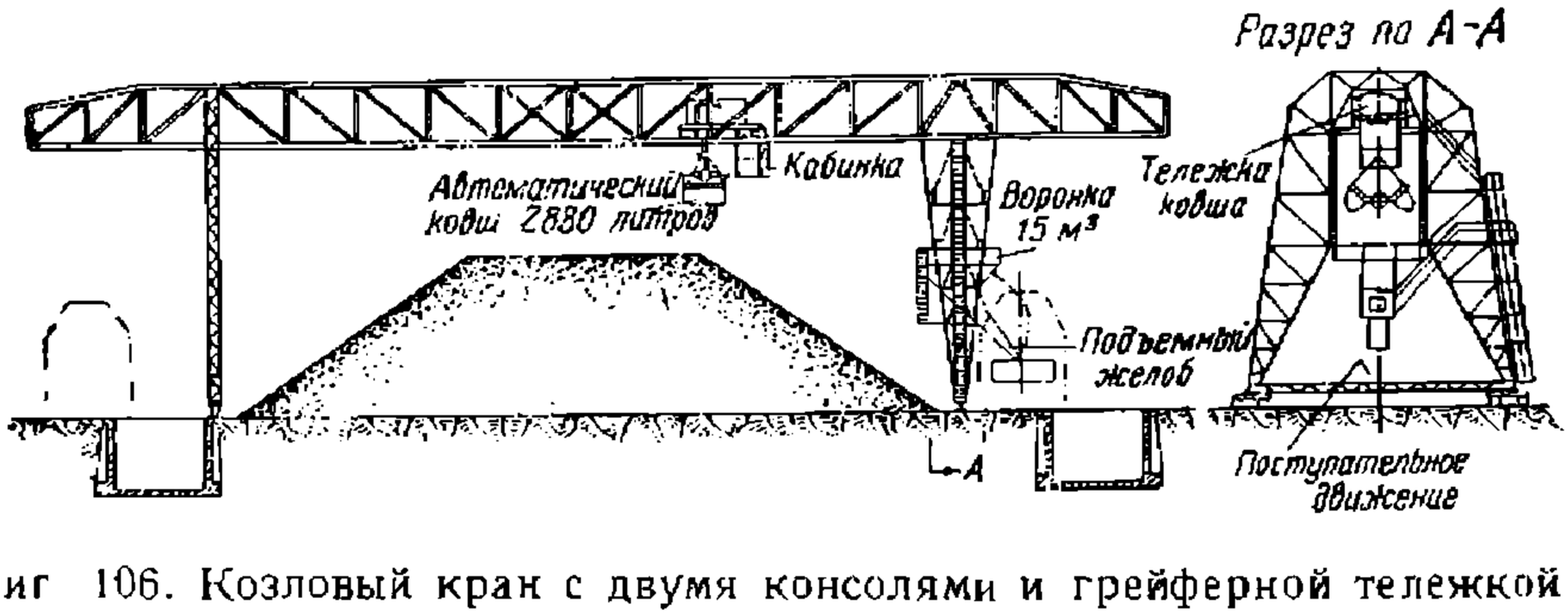
Мостовые краны. Мостовые краны устроены аналогично кранам машинных цехов электростанций, т. е. представляют собой ферму (мост), передвигающуюся по подкрановым путям, проложенным на некоторой высоте на неподвижных опорных конструкциях, устанавливаемых по продольным сторонам топливного склада. По подвижному мосту может передвигаться крановая тележка с грейфером,

ПНТБ ДИУЖТ

которым может обслуживаться любая точка склада. Сооружение мостовых кранов для обслуживания складов требует большого количества металла и бетона (для укрепления опор). Мостовые краны являются очень дорогими механизмами и применяются редко сравнительно с другими типами кранов.

Козловые краны. Козловые краны состоят из фермы, опирающейся каждым концом на две стойки (козла). Подкрановые пути (рельсы) проложены по земле, и ферма передвигается по ним вместе с поддерживающими стойками. Краны козлового типа значительно дешевле мостовых кранов и имеют очень широкое распространение. Они называются также портальными кранами.

По ферме с козлами передвигается грейферная тележка, так что грейфер может обслуживать любое место территории склада, расположенного между подкрановыми путями. Для увеличения полезной площади склада рельсовые пути, по которым подвозятся вагоны с топливом, целесообразно вынести с территории, расположенной между



Фиг 106. Козловый кран с двумя консолями и грейферной тележкой

подкрановыми путями, и расположить их с внешней стороны подкрановых путей. При этом для возможности выгрузки вагонов при помощи грейфера ферма крана должна делаться с консолями с одной или с обеих сторон. Двухконсольный козловый кран с грейферной тележкой изображен на фиг. 106.

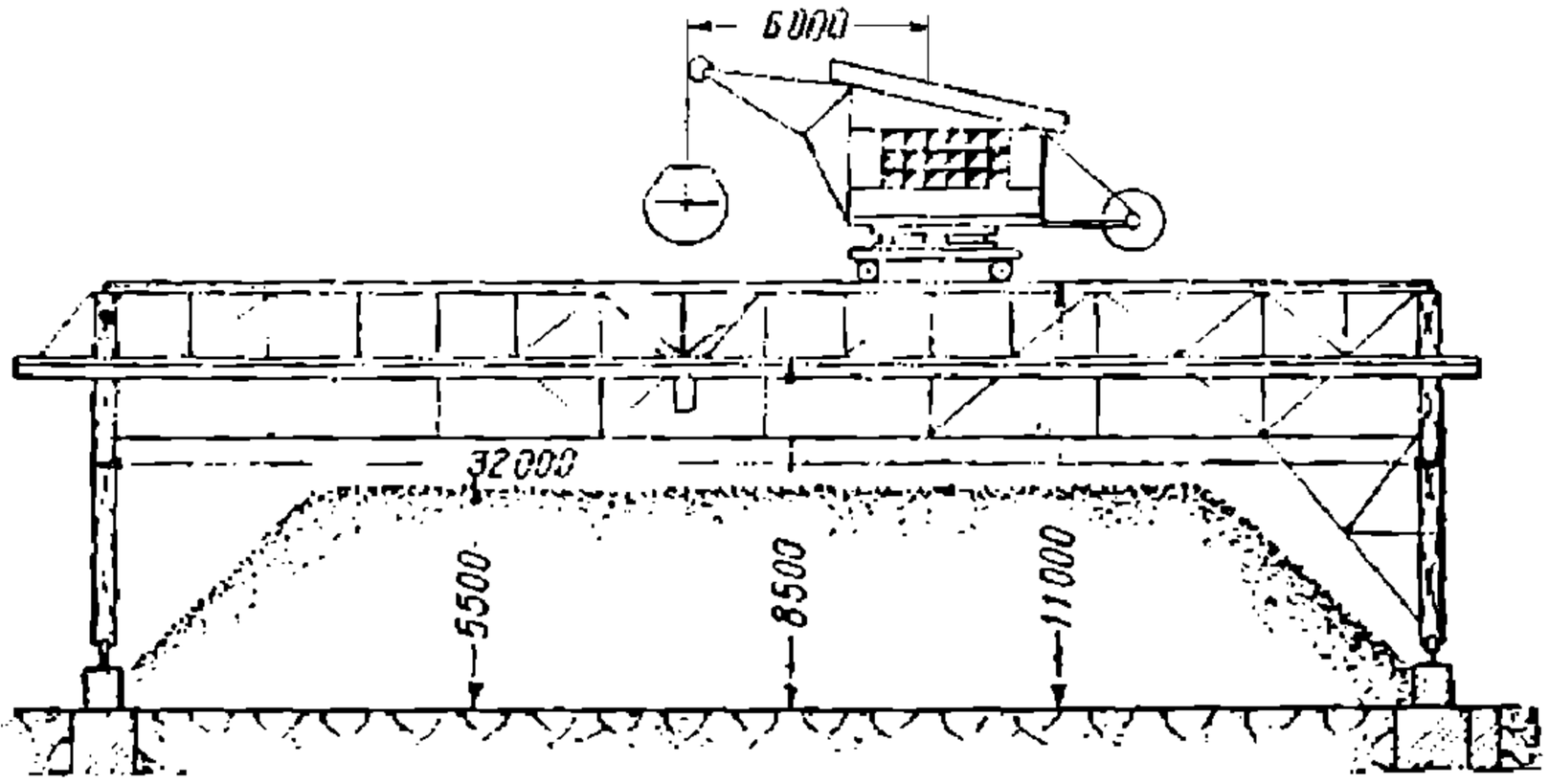
При кранах с грейферными тележками для перегрузки топлива в продольном направлении склада необходимо передвигать весь кран. Для возможности обслуживания некоторого участка склада по длине без изменения положения крана на ферме его может быть установлен поворотный грейферный кран.

Козловый кран, комбинированный с поворотным грейферным краном и с перегрузочными путями, расположенными вне опор крана, изображен на фиг. 107. На фиг. 108 показан козловый кран с небольшим пролетом и с путями между опорами.

Кабельные краны. При больших пролетах козловые краны становятся весьма громоздкими и дорогими. В этих случаях применяются кабельные краны, у которых мостовая ферма заменена канатами, к которым подвешивается грейферная тележка, вследствие чего значительно уменьшается расход металла. При прямоугольных

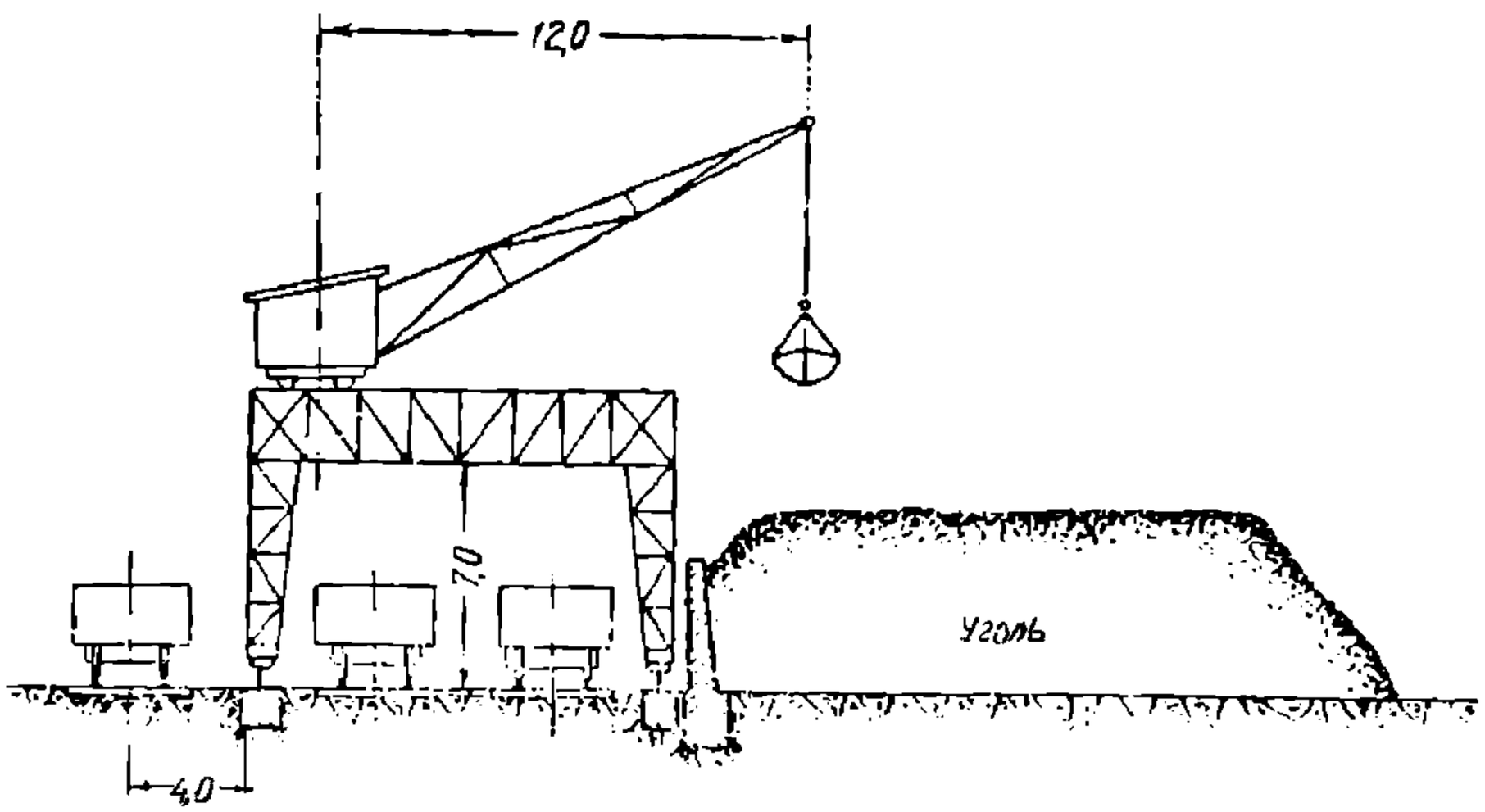
НТБ ДНУЖТ

складах кабельные краны выполняются с двумя подвижными стойками (башнями), передвигающимися параллельно друг другу по рельсовым путям, проложенным с обеих сторон склада.

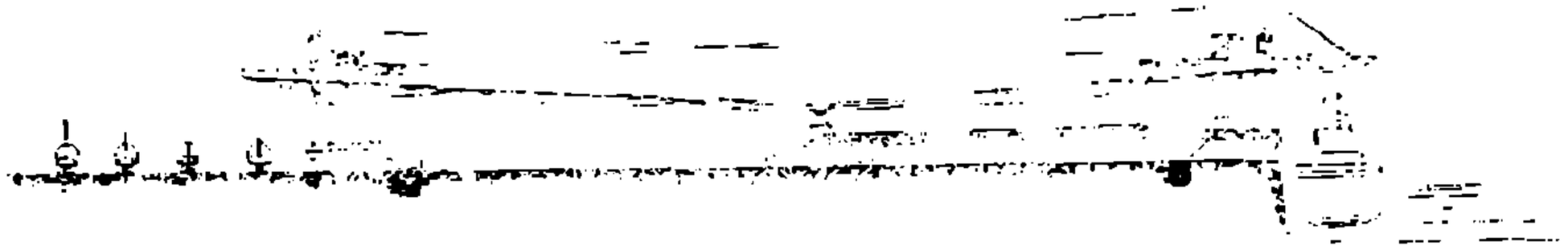


Фиг. 107. Козловый кран с поворотным грейферным краном

При складах секторной фермы башня, расположенная в центре склада, делается неподвижной, другая же башня может перемещаться



Фиг. 108. Козловый кран с разгрузочными путями в пролете крана



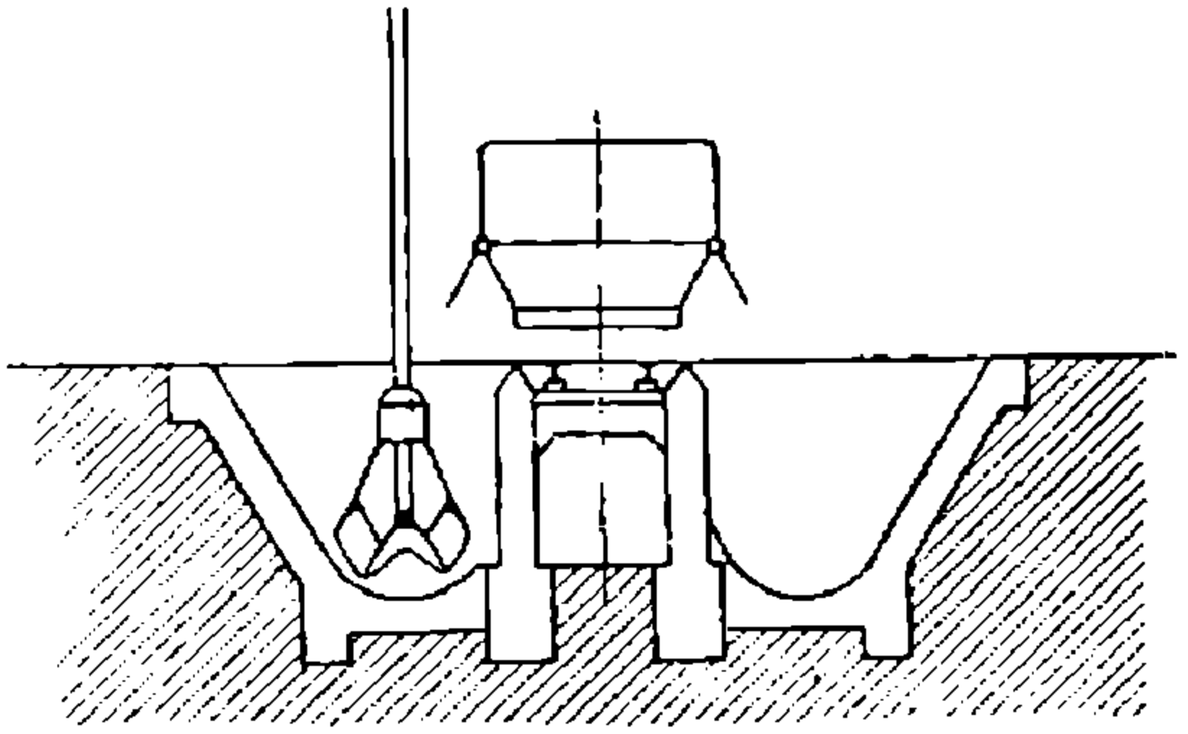
Фиг 109. абельный кран

по круговому рельсовому пути, проложенному по окружности склада. Вершины башен соединяются тросами, по которым передвигается грейферная тележка, управляемая из кабины, установленной на

НТБ ДПУКТ

неподвижной башне. На фиг. 109 изображен кабельный кран для склада прямоугольной фермы.

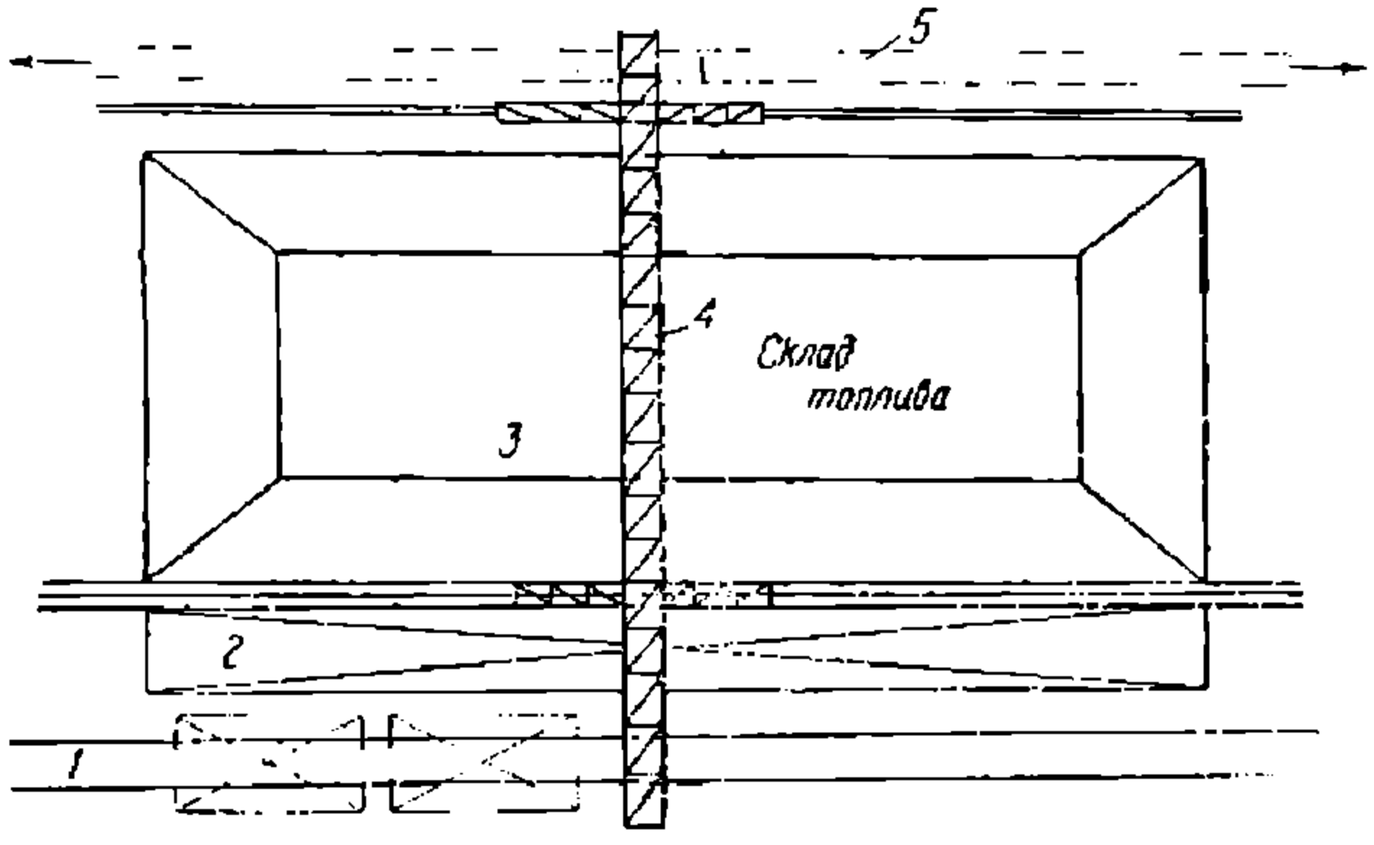
Иногда применяются комбинированные кабельно-козловые краны, у которых грейферная тележка не устанавливается на ферме, а подвешивается на тросах, протянутых под фермой, которая в этом случае служит лишь для связи между опорами крана, не несет никакой нагрузки, кроме собственного веса, и поэтому может быть легкой конструкции.



Фиг. 110. Рациональная форма разгрузочной траншеи

На складах, оборудованных грейферными кранами описанных конструкций, топливо для ускорения разгрузки и для удобства захватывания грейфером разгружается из вагонов (саморазгружающихся или нормальных) в расположенные с одной или обеих сторон разгрузочных путей траншейные канавы, из которых и забирается грейферами.

Траншеи не следует выполнять прямоугольными, так как грейфером невозможно выбрать топливо из углов. Более удобным является сечение траншеи, изображенное на фиг. 110.



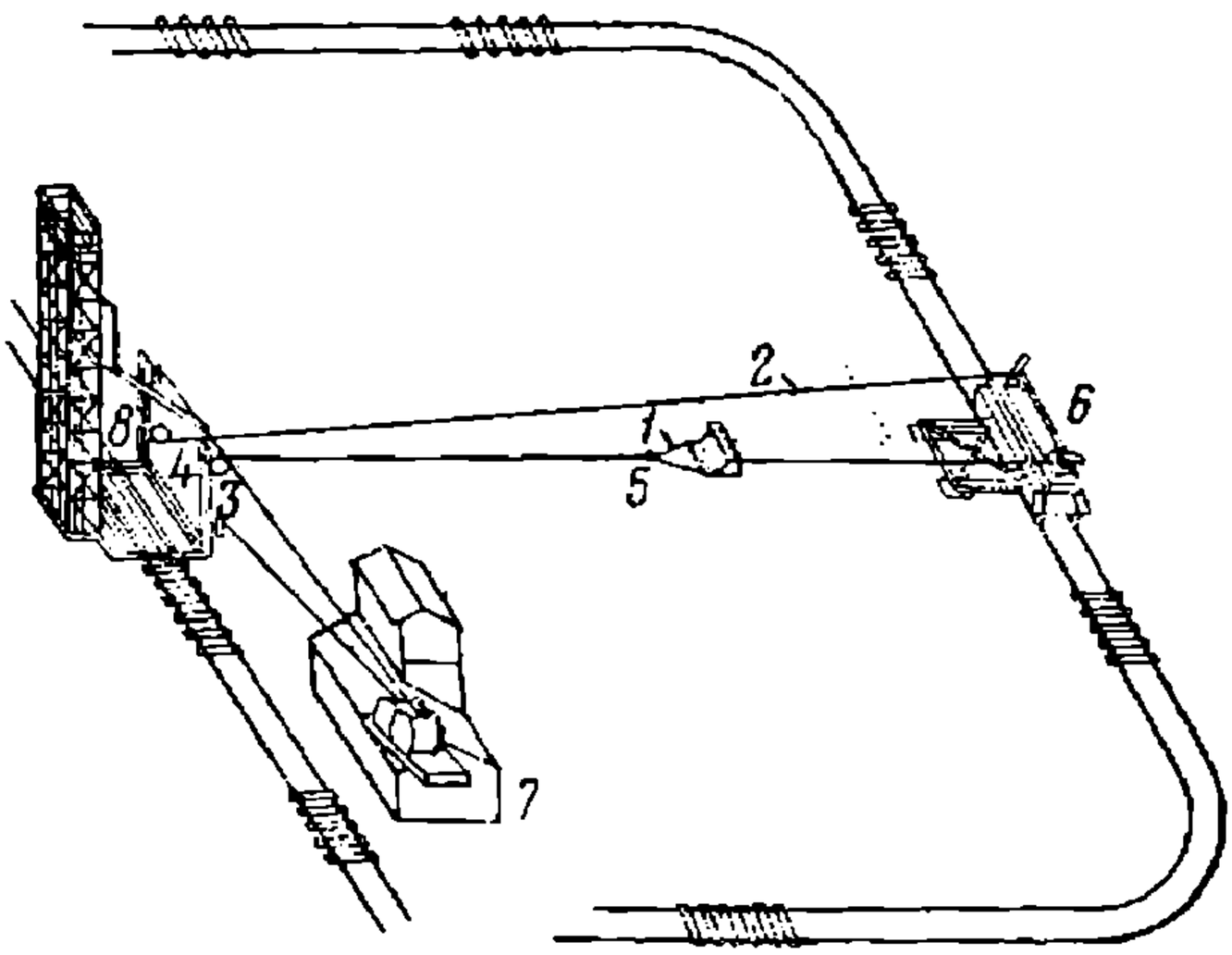
Фиг. 111. Схема склада с козловым грейферным краном

Примерное устройство склада с козловым грейферным краном изображено на фиг. 111. Топливо из вагонов, прибывающих по железнодорожному пути *1*, разгружается в траншею *2*, из которой грейфером перегружается на склад. Подача топлива со склада в вагоны производится также грейфером.

Скреперные установки. Скреперное оборудование складов, первоначально появившееся в США, в настоящее время получает большое распространение в СССР благодаря дешевизне, простоте и применимости к разнообразным территориальным условиям. Принципиальная схема устройства склада со скрепером изображена на фиг. 112.

НТБ ДНУЖТ

Скреперная установка состоит из следующих элементов: ковша (скрепера), лебедки, рабочих канатов, блоков, переднего (головного) столба и хвостовых (оттяжных) столбов. Работа установки происходит следующим образом: скреперный ковш *1* перемещается двумя проволочными канатами, из которых один *5* проходит через передний блок *3*, прикрепленный к неподвижному (головному) столбу *4*. Другой канат *2* обходит оттяжной блок, прикрепленный к хвостовому оттяжному столбу *6*, и затем проходит через блок *8*, укрепленный на другом или на том же головном столбе. Оба каната подводятся каждый к своему барабану двухбарабанной электролебедки *7*, при помощи которой скрепер можно передвигать вперед или назад. При движении скрепера отверстием вперед (рабочий ход) он захватывает и передвигает топливо. При движении скрепера отверстием назад топливо не захватывается, так как скрепер скользит по складу. На фиг 112 скрепер прикреплен к канатам так, что может производиться разгрузка склада.



Фиг. 112. Схема скреперной установки

Для возможности загрузки склада необходимо произвести перепряжку скрепера, т. е. поворот его отверстия на 180° Загрузка склада производится из первичного штабеля (на фиг. 112 не показан) путем растаскивания его по площади склада скрепером. В первичный штабель топливо подается каким-либо механизмом из разгрузочного бункера, заполняемого топливом из железнодорожных вагонов и располагаемого вблизи головного столба.

При подаче топлива со склада в котельную оно подтаскивается скрепером к разгрузочному бункеру и из него подается или в вагон или на транспортер, идущий в котельную, в зависимости от системы снабжения топливом котельной.

Для возможности изменения направления работы скрепера устанавливается несколько столбов, причем оттяжной блок может быть перенесен на любой из них. Вместо нескольких оттяжных столбов часто устанавливается передвижная оттяжная башня, двигающаяся по специальному рельсовому пути, проложенному по периферии склада.

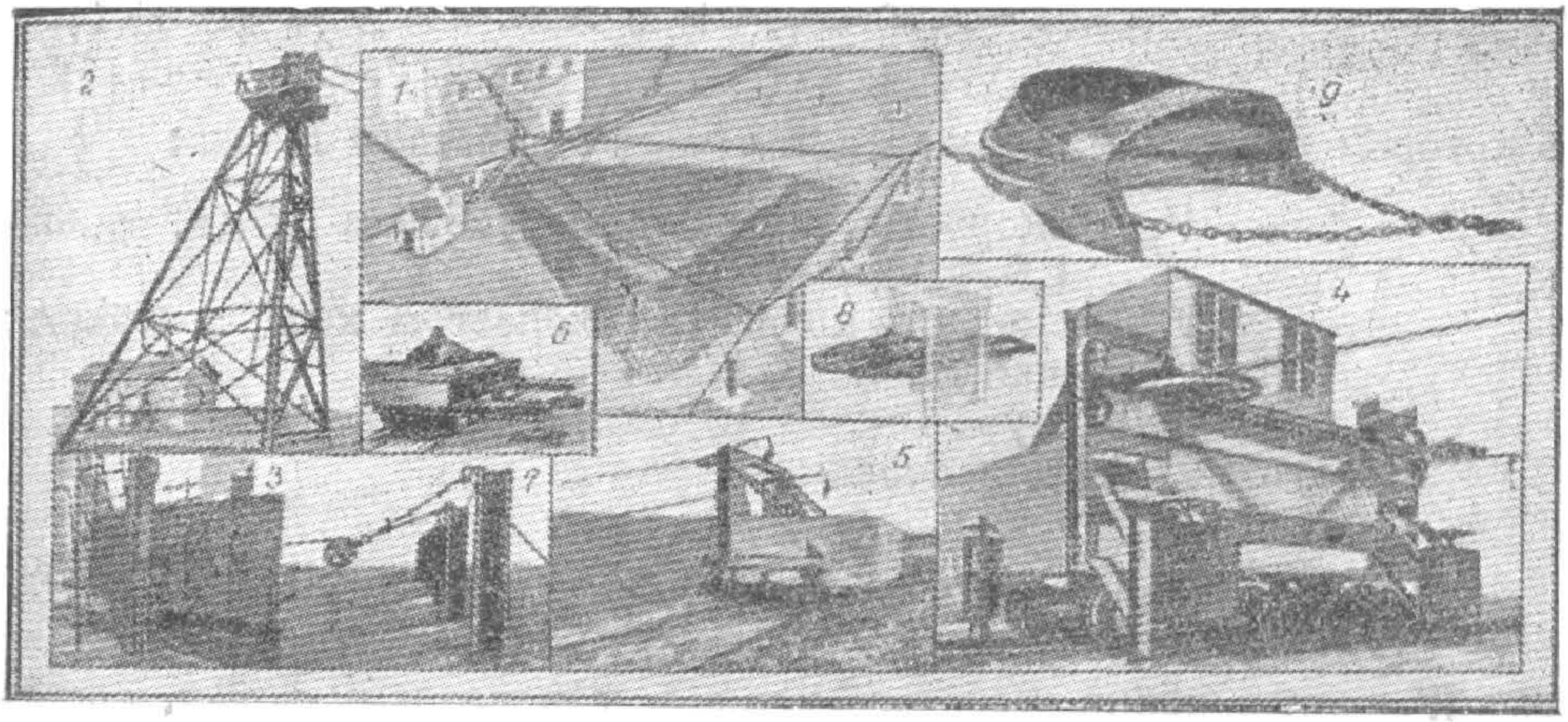
Различные конструкции оттяжных башен изображены на фиг. 113. Скреперные ковши бывают разнообразных форм: подковообразные, в форме ящиков и др. На фиг. 113 изображен подковообразный ковш.

НТБ ДНУЖТ

Емкость ковша выбирается в зависимости от желаемой производительности установки и насыпного веса топлива и может быть от 0,25 до 10 $м^3$.

Двухбарабанные лебедки строятся двух типов: с фрикционным зацеплением для малых установок и с зубчатыми колесами для больших. Мощность мотора для лебедки зависит от производительности установки и расстояния подачи.

Головные столбы выполняются в виде клепаных колонн из швеллерного и листового железа, заполненных внутри бетоном, и заделываются в глубокий бетонный фундамент. Если склад имеет прямоугольную форму, то вместо головного столба ставится передвижная башня (фиг. 113, *4*).



Фиг. 113. Детали скреперного оборудования

1 — типичное оборудование малого склада; *2* — самодвижущаяся стальная головная башня; *3* — вариант головного устройства; *4* — тяжелая самодвижущаяся оттяжная башня для нормальной железнодорожной колеи; *5* — подвижная оттяжная башня с противовесом; *6* — оттяжная блочная тележка; *7* — оттяжные столбы; *8* — качающийся оттяжной блок; *9* — скрепер (ковш)

Основные расходы при эксплуатации скреперных установок состоят из расходов по смене канатов, очень быстро изнашивающихся.

Скреперные установки не следует делать с радиусами действия ковша бóльшими 120 — 130 *м*, так как производительность установки сильно падает при увеличении радиуса. При топливах, склонных к самовозгоранию, скреперные установки применять не следует, так как при них очаги нагрева и горения могут быть ликвидированы только при помощи ручного труда. К недостаткам скреперных установок следует отнести дробление мелких углей при скреперовании и невозможность применения скреперов на складах, пересекающихся железнодорожными путями.

НТБ ДНУЖТ

Расчет основных элементов скреперного склада. Необходимая емкость ковша определяется по формуле

$$q = \frac{Q}{n} \ [m], \tag{100}$$

где Q — производительность скреперной установки в $m/ч$;
n — число туров ковша в час.

Число туров ковша

$$n = \frac{3\,600}{t}, \tag{100'}$$

где t — продолжительность одного тура в секундах, определяемая из равенства

$$t = \frac{R_{cp}}{V_p} + \frac{R_{cp}}{V_x} + t_0 \text{ сек.}, \tag{100''}$$

в котором $R_{cp} = \frac{2}{3} R_{max}$ — средний радиус действия ковша;

V_p — скорость ковша при рабочем ходе, равная 1,5 — 2 *м/сек*;

V_x — скорость ковша при холостом ходе, составляющая около 3 *м/сек*;

t_0 — пауза (около 10 сек.).

Мощность мотора для лебедки

$$N = \frac{qW_0V_p}{75\eta}, \ 10^3 \ ЛС, \tag{100'''}$$

где W_0 — отношение тягового усилия к полезному грузу, составляющее около 1,5;
η — к.п.д. лебедки (около 0,85).

§ 3. Подача топлива со склада в котельные небольшой производительности

Подача топлива со склада в котельные малой мощности, оборудованные топками с ручным обслуживанием или полумеханическими (ступенчатыми или шахтными), в большинстве случаев производится опрокидывающимися вагонетками емкостью в 0,75 — 1 $м^3$ по узкой рельсовой колее (600 — 750 *мм*). Нагрузка топлива в вагонетки на складе производится вручную или при помощи передвижных ленточных транспортеров. Для дров применяются специальные вагонетки. По складу и от склада до котельной вагонетки могут передвигаться при помощи конной тяги, мотовозами или аккумуляторными локомотивами. В отношении способа подачи вагонеток в самую котельную следует различать два типа котельных, а именно: с расположением площадки для обслуживания (загрузки) топок на уровне земли и с расположением этой площадки выше уровня земли.

НТБ ДНУЖТ

К котельным первого типа относятся обычно малые котельные и котельные локомобильных станций, оборудованные горизонтальными колосниковыми решетками и работающие или на малозольном топливе (бесподвальные) или же на топливе с большим содержанием золы, но имеющие золовое помещение, расположенное в подвале ниже уровня земли, а также котельные, оборудованные шахтными или ступенчатыми топками, при расположении их в помещении ниже уровня земли, что чаще встречается в котельных локомобильных станций, чем в обычных котельных. В котельных этого типа топливо подается на площадку загрузки топок по рельсовому пути, являющемуся продолжением подъездного пути и находящемуся с ним на одном уровне.

Подвезенное в котельную топливо или высыпается на пол и затем забрасывается в топки вручную (горизонтальные решетки) или же высыпается из вагонетки в загрузочные воронки топок (шахтные и ступенчатые топки).

Во избежание загрязнения котельной и для облегчения труда кочегаров иногда применяются вагонетки с откидным бортом, из которых кочегар может брать топливо лопатой непосредственно, без предварительного высыпания на землю, и забрасывать его в топку, не меняя своего места. При этом вагонетки подвозятся непосредственно к котлу с правой стороны от места кочегара, для чего на главном рельсовом пути в котельной должны иметься против каждого котла поворотные круги. Иногда в котельных первого типа применяется другой способ подачи топлива вагонетками, при котором они не завозятся внутрь котельной, а поступают на невысокую (1,3 — 1,5 *м*) эстакаду, расположенную вне котельной вдоль ее стены, находящейся со стороны фронта котлов, и разгружается в бункеры (закрома), примыкающие к стене котельной. Из закромов топливо поступает в котельную через отверстия в стенах, сделанные немного выше пола помещения обслуживания топок. С пола топливо забирается лопатами и забрасывается в топки. Против каждого котла целесообразно устраивать свой наружный бункер. Во избежание сквозняков в котельной отверстия в стенах должны закрываться задвижными щитами. Описанный способ подачи способствует чистоте в котельной, сокращает расстояние между фронтом котлов и стеной котельной (не требует места для провоза вагонеток), а также дает возможность хранения запаса топлива при подвозе его не круглые сутки не в самой котельной, а в наружных закромах. Схематическое изображение такого способа подачи топлива в котельную локомобильной станции приведено далее на фиг. 175.

К котельным второго типа относятся котельные с горизонтальными колосниковыми решетками, работающие на зольном топливе и имеющие пол зольного помещения на уровне земли, а также котельные с расположенными на этом уровне шахтными и ступенчатыми топками. В этих обоих случаях загрузка топлива в топки производится с уровня пола второго этажа котельной. Подача вагонеток в такие котельные может быть осуществлена двумя способами.

НТБ ДНУЖТ

При первом способе вагонетки подаются в золовое помещение через проем в полу второго этажа, при помощи электротали или ручной тали поднимаются на уровень загрузки топок и устанавливаются на рельсовый путь, проложенный вдоль фронта котлов. Порожние вагонетки спускаются в золовое помещение при помощи тех же талей.

При втором способе вагонетки затаскиваются во второй этаж котельной при помощи электролебедки или ручной лебедки по рельсовому пути, проложенному на эстакаде, примыкающей к торцу котельной. Порожние вагонетки могут спускаться вниз или по той же эстакаде или же для этой цели у другого торца котельной сооружается вторая эстакада.

В последнее время при небольших расстояниях от склада топлива до котельной иногда стали применять вагонетки на р е з и н о в о м х о д у, подающиеся в котельную не по рельсам, а по асфальтовым дорожкам. Локомотивом при этом служит небольшой аккумуляторный электровоз. Такие вагонетки очень удобны в эксплуатации, так как могут быть поданы в любое место котельной без рельсовых путей и поворотных кругов.

Вместо вагонеточной топливоподачи при небольших расстояниях от склада до котельной нередко применяется подача топлива при помощи электротельферов (тележек с электромоторным приводом), движущихся по монорельсу, устанавливаемому на столбах. Монорельс может быть заведен в котельную на любой высоте, так что тельферная подача применяется независимо от того, в каком этаже производится загрузка топлива в топки. К тележке электротельфера подвешивается съемная или опрокидывающаяся бадья, в которой топливо, загружаемое на складе, подается в котельную. Электромотор тельфера питается током от троллейного провода. Управление мотором или автоматическое или ручное с уровня земли. При тельферах большой мощности сооружаются движущиеся вместе с ними кабины управления.

§ 4. Элементы сложных топливоподач

Способы подачи топлива в котельные средней и большой мощности с механическими или пылеугольными топками, при которых необходимо устройство в котельной высокорасположенных бункеров, сложнее способов, применяющихся для малых котельных, и могут быть весьма разнообразны, так как зависят от вида, сорта и количества подаваемого топлива, способа его сжигания и различных местных условий.

При выборе системы топливоподачи из нескольких возможных вариантов необходимо обращать особо серьезное внимание на надежность работы применяемых транспортирующих механизмов, а также производить экономическое сравнение вариантов как по капиталовложениям, так и по величине денежных расходов, падающих на 1 *т* топлива, подаваемого в бункеры котлов, включая в эти расходы содержание персонала, амортизацию сооружений топливоподачи,

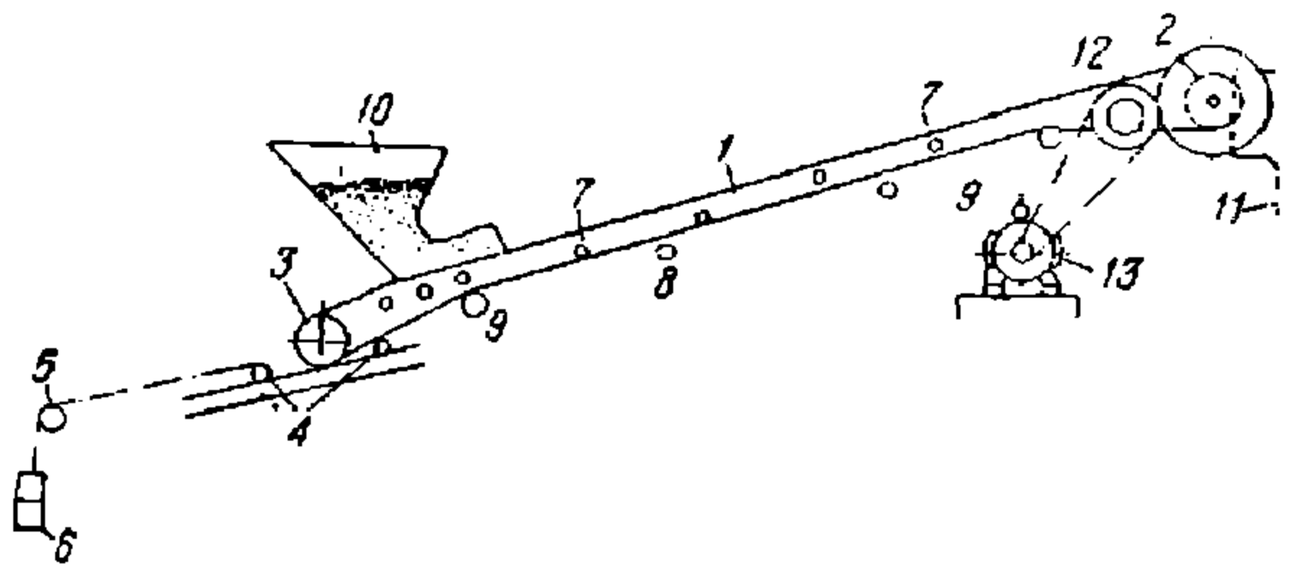
НТБ ДНУЖТ

стоимость ремонта, эксплуатационных материалов и стоимость электроэнергии, потребляемой транспортирующими механизмами.

Прежде чем переходить к описанию различных типичных систем топливоподач, необходимо рассмотреть отдельные элементы, из которых они обычно комбинируются. Наиболее часто на электростанциях в настоящее время применяются ленточные резиновые транспортеры и значительно реже металлические лотковые транспортеры и ковшевые элеваторы и конвейеры. В последнее время стали применяться скиповые подъемники.

Кроме комбинаций из указанных элементов, употребляются иногда подвесные канатные дороги и на станциях небольшой мощности шахтные подъемники. Для подачи топлива на торфяных электростанциях применяются особые способы, рассматриваемые в дальнейшем отдельно.

Ленточные транспортеры. Ленточные транспортеры, являющиеся наиболее часто применяемым механизмом для транспорта топлива на электростанциях, имеют устройство, принцип действия которого ясен из схематического изображения транспортера (фиг. 114). Бесконечная эластичная лента *1* огибает два барабана, находящихся на некотором расстоянии друг от друга. Передний (головной) барабан *2* приводится во вращение посредством передачи *12* от электромотора *13* и называется приводным барабаном. Задний (хвостовой) барабан *3* называется натяжным и монтируется на передвижной винтовой каретке или роликовой тележке *4*, к которой на тросе, перекинутом через блок *5*, подвешен груз *6*. Как верхняя, груженая, обычно ведущая, ветвь ленты, так и нижняя (порожняя), ведомая, ее ветвь поддерживаются роликами.



Фиг. 114. Схема ленточного транспортера

Верхние ролики *7* установлены чаще, чем нижние ролики *8*. Для сближения ветвей ленты и для увеличения угла обхвата барабанов устанавливаются направляющие барабаны *9*.

Загрузка транспортера топливом может производиться или в начале ленты через загрузочную воронку *10* или в любых местах по длине ленты через аналогичные приспособления. Разгрузка топлива происходит или через воронку *11* в конце транспортера или в любом месте по его длине посредством специальных сбрасывающих приспособлений.

Ленточные транспортеры по направлению перемещения топлива разделяются на горизонтальные, наклонные и смешанные. Угол наклона транспортера должен быть приблизительно на 15° меньше угла трения подаваемого материала во избежание его соскальзывания:

НТБ ДНУЖТ

Таблица 50

Топливо	Угол наклона в градусах
Кусковой уголь, антрацит	17
Рядоной уголь	18
Мелкий сортовой уголь	20
Торф	22
Угольная мелочь (штыб)	24
Свежие деревянные опилки	28

Максимальные углы наклона ленточных транспортеров при подаче некоторых топлив указаны в табл. 50.

Транспортерные ленты. Для транспортирования топлива на электростанциях применяются почти исключительно резиновые ленты (плоские или желобчатые), состоящие из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани (прокладок), покрытых сверху слоем резины. Резиновые ленты могут работать при колебаниях температуры от +120 до —30°. Ленты, изготовляемые Резинообъединением, имеют толщину прокладок в 1,25 *мм* и толщину резиновых обкладок (обеих вместе) от 1,5 до 6 *мм*. Число прокладок может быть от 2 до 10, толщина лент от 4 до 18,5 *мм*. Стандартные ленты Резинообъединения могут быть следующей ширины: $B = 30; 40; 50; 60; 75; 90; 100; 110$ и 120 *см*.

Перед постановкой на место ленты предварительно вытягиваются грузом на 2 — 3% длины. Натяжные приспособления должны иметь ход, допускающий вытягивание лент во время работы на 1 — 1,5%.

Определение производительности ленточных транспортеров. Производительность горизонтальной ленты может быть определена по формуле

$$Q = 3\,600\,F\,v\,\gamma\ [m/ч], \qquad (102)$$

где F — поперечное сечение слоя топлива в $м^2$;
v — скорость движения ленты в *м/сек*;
γ — насыпной вес топлива в $m/м^3$.

Для плоской ленты, если принять сечение материала параболическим (фиг. 115), высоту слоя $h = \frac{1}{12}\,b$ и $b = (0{,}9\,B - 0{,}05)$ *м*, поперечное сечение F получается равным

$$F = \frac{2}{3}\,bh = \frac{1}{18}(0{,}9\,B - 0{,}05)^2\ [м^2]$$

и производительность

$$Q = 200\,(0{,}9\,B - 0{,}05)^2\,v\,\gamma. \qquad (103)$$

Необходимая ширина ленты, определяемая на основе уравнения (103),

$$B = 1{,}11\left(\sqrt{\frac{Q}{200\,v\,\gamma}} + 0{,}055\right)\ [м]. \qquad (103')$$

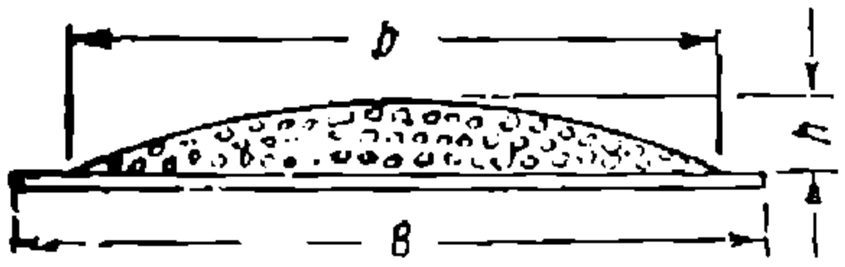
НТБ ДНУЖТ

Производительность желобчатых лент, верхние ролики которых состоят каждый из нескольких роликов, укрепленных под углом друг к другу, при одинаковой ширине получается больше, чем у плоских лент, приблизительно в два раза.

У наклонных транспортеров производительность сравнительно с горизонтальными уменьшается:

При угле наклона	в 11—15°	на 5%
» » »	» 16—18°	» 10%
» » »	» 19—22°	» 15%

Скорость движения ленты выбирается в основном от сорта топлива и угла наклона транспортера. Для топлив, содержащих большое количество мелочи и пыли при малой влажности, следует применять пониженные скорости во избежание сильного пыления. При твердых кусковых топливах пониженные скорости необходимо применять во избежание сильного износа лент.



Фиг. 115. Сечение слоя топлива на ленте

Союзтранстехпром дает следующие допустимые скорости для различных топлив (табл. 51).

Таблица 51

Скорость движения лент резиновых транспортеров

Опилки, древесные стружки, щепа и кора	0,75—1,5 *м/сек*
Торф	1,0—1,5 »
Антрацит, каменный уголь:	
а) кусками менее 250 *мм*	—
б) » более 250	1—2 *м сек*

При наклонных транспортерах скорость берется меньше. Необходимое уменьшение ее зависит от угла наклона и указано в табл. 52.

Таблица 52

Уменьшение скорости ленты ленточного транспортера в зависимости от угла наклона

Угол наклона транспортера в градусах	5	10	13	16	19	
% уменьшения скорости	9	17	22	27	33	39

Мощность мотора для ленточных транспортеров. Мощность на валу приводного барабана для плоских и желобчатых лент определяется Союзтранстехпроектом по полуэмпирической формуле

$$N_{бар} = (AkL_1v + BQL + 37QH)\,0{,}0001 + 1{,}25\,\gamma N_c\,[лс], \quad (104)$$

НТБ ДНУЖТ

где A — коэфициент, равный при роликовых опорах на шарикоподшипниках 7,4 и при штауферной смазке 11,5;
B — коэфициент, равный при роликовых опорах на шарикоподшипниках 2,9 и при штауферной смазке 2,6;
Q — производительность транспортера в *т/ч*;
L — полная длина транспортера по оси транспортера между центрами барабанов в *м*;
H — высота подъема транспортера между центрами барабанов в *м*;
v — скорость ленты в *м/сек*;
N_c — мощность, необходимая для преодоления сопротивления сбрасывающего механизма, определяемая по табл. 53;
k — коэфициент, зависящий от ширины ленты, принимаемый согласно табл. 53.

Первые два члена в скобках учитывают мощность, необходимую для преодоления сопротивления движению холостого транспортера и сопротивления от перемещения материала. Третий член представляет собой мощность, потребную для подъема топлива, и при горизонтальном транспортере равен нулю. При этом вся потребная мощность расходуется только на преодоление сопротивлений от трения в механизмах.

Таблица 53

Вспомогательная таблица для определения мощности, требуемой ленточным транспортером

Ширина ленты в	400	500	600	750	900	1100	1 300
Коэфициент k	26	32	36	47	62	77	93
N_c[*ЛС*]	1	1,5	1,5	2,5	3,5	5	6

Примечание. При сбрасывающей тележке с автоматическим передвижением величину N_c следует умножать на 1,5, при волнорезе на 0,5.

Мощность мотора

$$N_м = N_{бар}\,\eta,$$

где η — к.п.д. приводного механизма.

Разгрузочные приспособления. Для сбрасывания топлива с ленты транспортера в бункеры отдельных котлов применяются в большинстве случаев передвижные сбрасывающие устройства и лишь в очень малых установках неподвижные сбрасыватели, устанавливаемые в местах разгрузки и могущие ставиться в холостое и рабочее положения. Простейшим сбрасывателем при плоской ленте может служить доска, устанавливаемая на ребро и укрепляемая одним концом на шарнире.

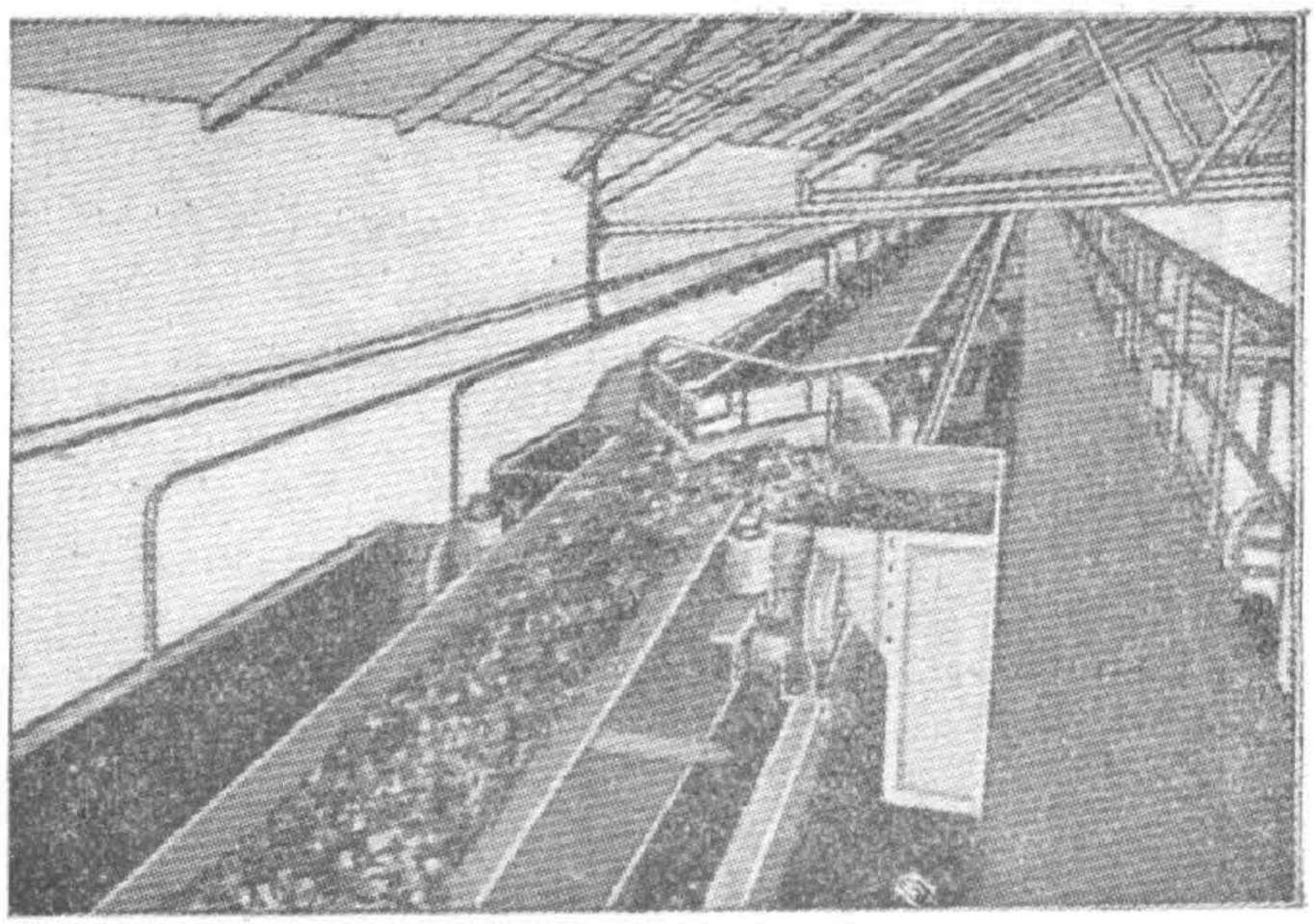
При разгрузке доска поворачивается на некоторый угол по отношению к продольной оси транспортера и, преграждая путь топливу, заставляет его сваливаться с ленты.

НТБ ДНУЖТ

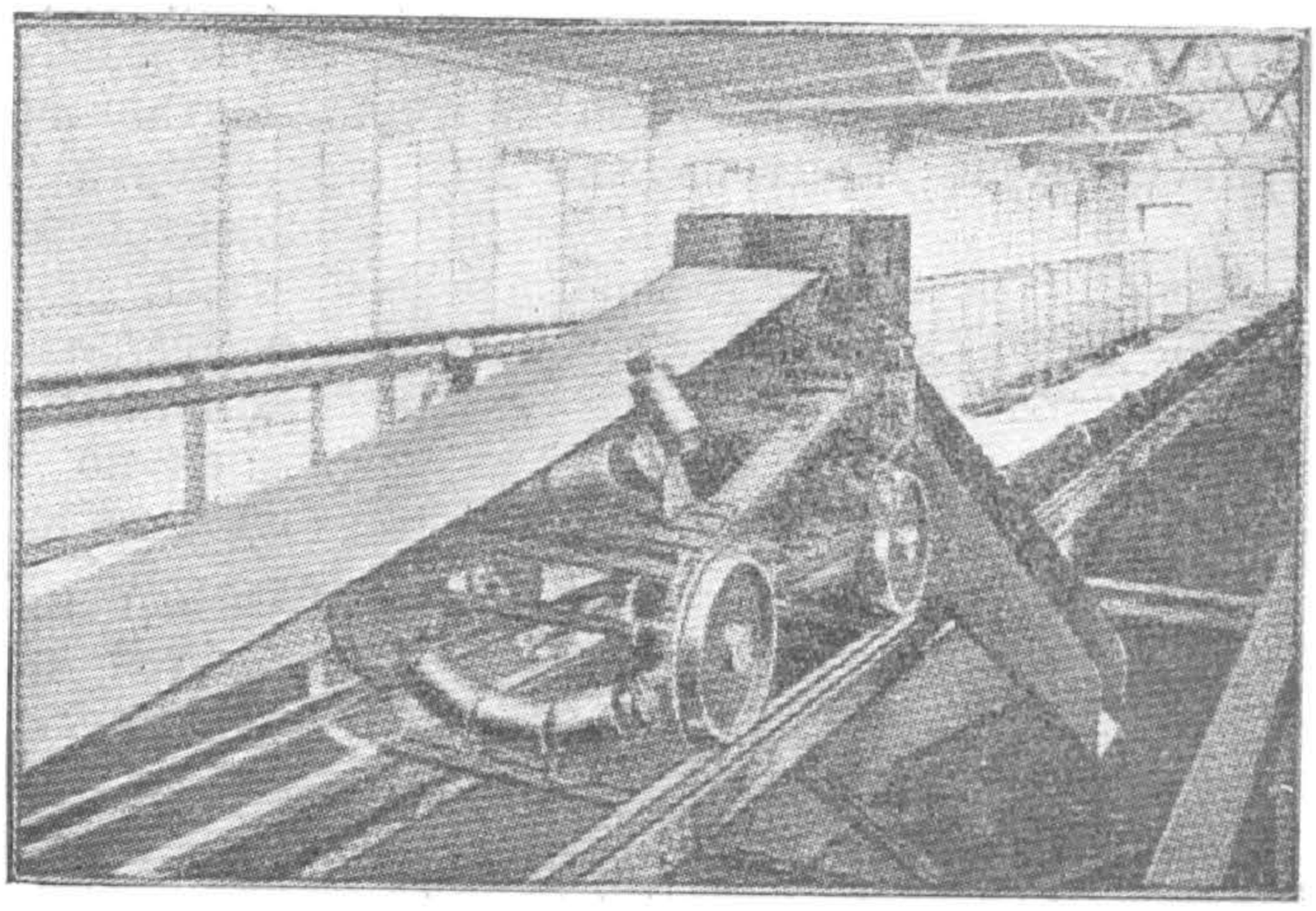
Передвижные разгрузочные устройства разделяются на два типа: щитовые (волнорезы) и барабанные (разгрузочные тележки).

Волнорез (фиг. 116) состоит из рамы на колесах, на которой установлен треугольный щит, поднимаемый при холостом положении вверх.

Барабанные разгрузочные тележки являются наиболее распространенной конструкцией сбрасывателей. Принцип работы тележки состоит в том, что лента огибает с разных сторон два барабана, расположенные на тележке один над другим, и топливо сбрасывается с верхнего барабана в бункер котла через укрепленный на тележке бункерок с одним или двумя рукавами. Тележка, движущаяся на колесах по станине транспортера, может быть установлена над любым бункером. Передвижение тележки может производиться или вручную



Фиг. 116. Ленточный транспортер со щитовым сбрасывателем (волнорезом)

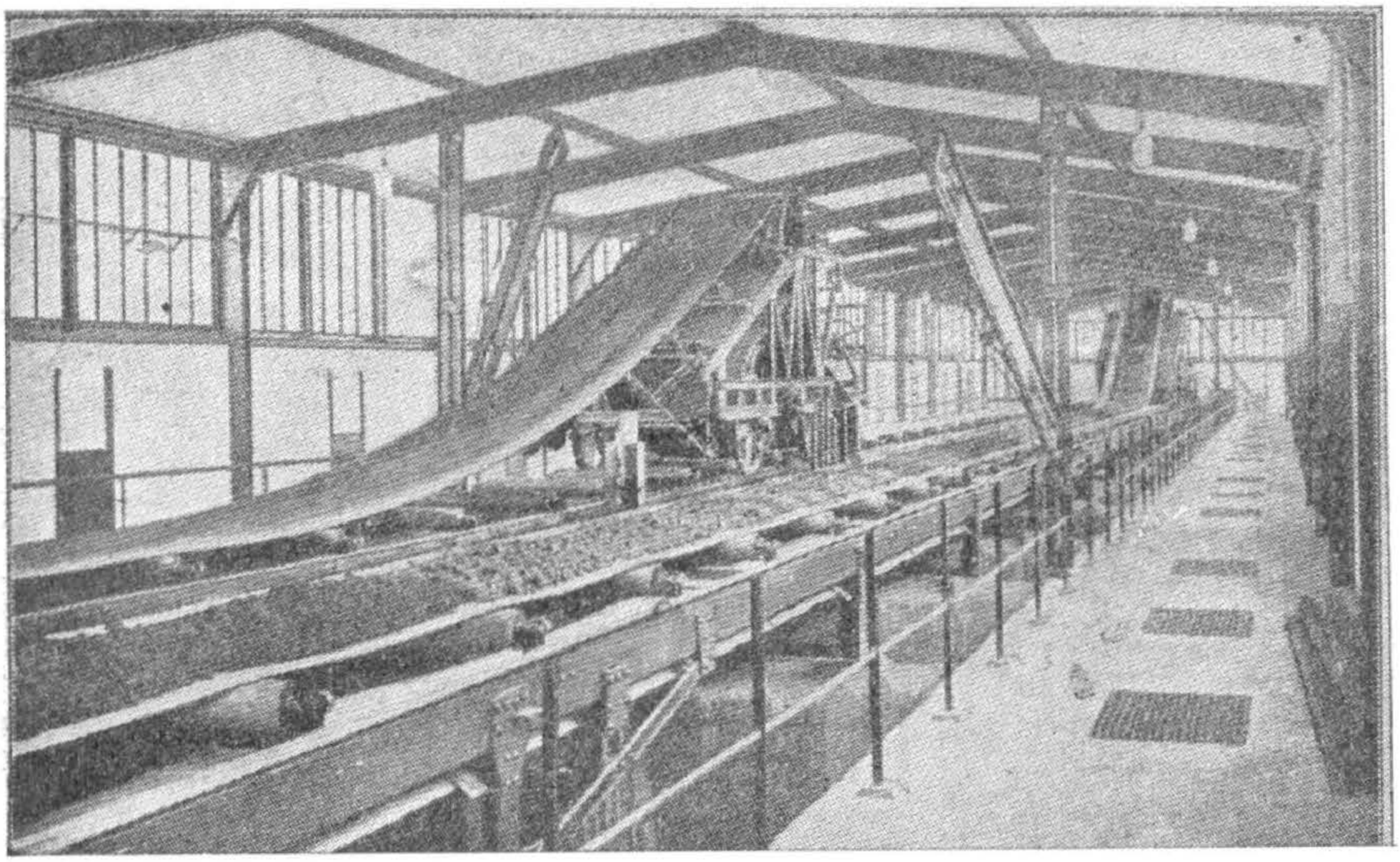


Фиг. 117. Сбрасывающая тележка

или от ленты посредством вращения колес тележки через привод от вала ее барабана. На фиг. 117 изображена самодвижущаяся сбрасывающая тележка для транспортера с желобчатой лентой. Общий вид

НТБ ДНУЖТ

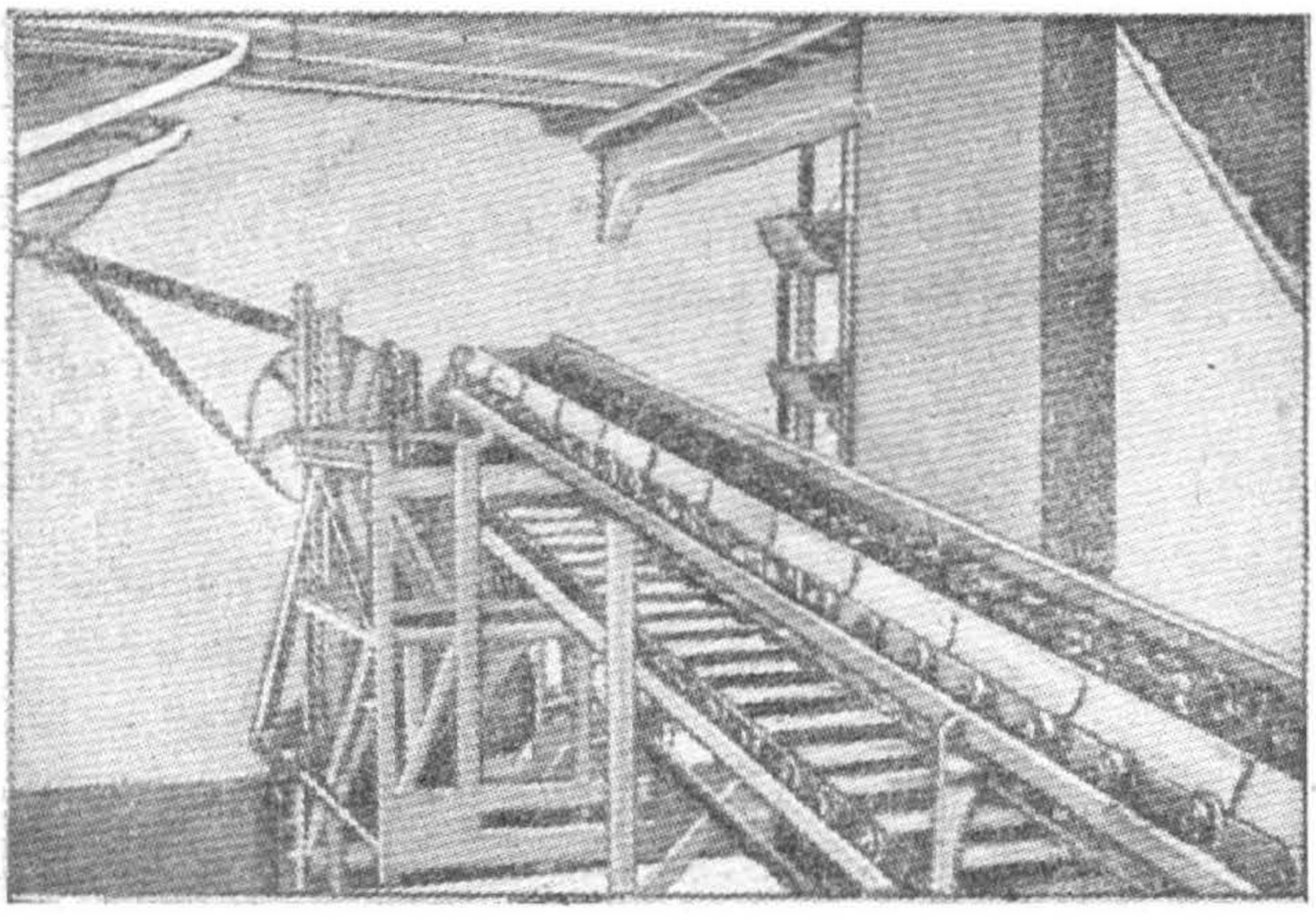
установки в надбункерном помещении двух ленточных транспортеров со сбрасывающими тележками изображен на фиг. 118.



Фиг. 118. Два ленточных транспортера со сбрасывающими передвижными тележками (левый транспортер стоит, правый работает и сбрасывает уголь в дальний бункер)

Барабанные тележки меньше изнашивают ленты, чем стационарные сбрасыватели и щитовые передвижные волнорезы.

Металлические пластинчатые транспортеры. Металлические пластинчатые транспортеры, применяемые для транспорта топлива на электростанциях, состоят из двух параллельных цепей с роликами, движущимися по направляющим полозьям.



Фиг. 119. Металлический лотковый транспортер

К цепям прикрепляются перекрывающие друг друга краями железные пластины, образующие чешуйчатую ленту и имеющие обычно борта, так что транспортер имеет вид движущегося лотка (фиг. 119). Как и у лен-

НТБ ДНУЖТ

точных транспортеров, у пластинчатого транспортера имеются приводной и хвостовой барабаны (звездочки) и натяжные приспособления.

Металлические лотковые транспортеры могут быть горизонтальные, наклонные и смешанные. Угол наклона допускается больший, чем у ленточных транспортеров, особенно если звенья транспортера снабжены приклепапными или приваренными пластинами. Из табл. 54 видно, что при угле наклона в 40 — 45° транспортер сохраняет до 50 — 40% от производительности при горизонтальном расположении.

Таблица 54

Изменение производительности металлических транспортеров в зависимости от угла наклона

Угол наклона	До 20°	20—25°	25—30°	30—35°	40—45°
Производительность в от нормальной	100	95	85	70	50—40

Благодаря большому допустимому углу наклона металлические транспортеры могут применяться в случае недостатка на площадке станции места для расположения ленточных транспортеров, требующих значительно меньшего уклона.

Производительность металлических транспортеров может быть определена по формуле

$$Q = 3\,600\, vF\gamma \ [m/ч], \qquad (105)$$

где F — площадь поперечного сечения слоя топлива в $м^2$;
v — скорость движения транспортера (не больше 0,5 $м/сек$);
γ — насыпной вес топлива в $m/м^3$.

Если принять, что высота слоя топлива h составляет $^1/_4 — 1/_6$ ширины лотка B, то

$$Q = 3\,600\, v\gamma B^2 \left(\frac{1}{4} \div \frac{1}{6} \right) \ [m/ч]$$

и необходимая ширина лотка для подачи топлива в количестве $Q\ [m/ч]$

$$B = (0{,}04 \div 0{,}033) \sqrt{\frac{Q}{v\gamma}} [м]. \qquad (106)$$

Металлические транспортеры значительно тяжелее и дороже ленточных транспортеров и требуют большей мощности. Разгрузка топлива в каком-либо промежуточном месте по длине транспортера затруднительна и производится обычно только в конце лотка в месте перехода звеньев через звездочку.

Применять металлические транспортеры следует лишь в случаях невозможности применения ленточных транспортеров, а именно при

НТБ ДНУЖТ

стесненности площадки станции или же при опасении порчи резиновых лент транспортируемым материалом.

Скребковые транспортеры. Скребковые транспортеры состоят из бесконечных металлических цепей или канатов с приклепанными скребками, движущихся по металлическим жолобам, по которым и происходит перемещение материала, причем оно может производиться по верхней или нижней ветвям в зависимости от местных условий работы. Как и все транспортеры с бесконечным рабочим органом, скребковые транспортеры имеют приводные и натяжные механизмы. Загрузка материала может происходить в любом месте жолоба, разгрузка может быть произведена в одном или нескольких пунктах посредством задвижек в дне или боках жолоба. Скребковые транспортеры просты, дешевы и удобны в эксплуатации, но на электростанциях применяются редко, так как имеют большой расход энергии на трение материала по жолобу и вызывают крошение топлива при движении.

Скребковые транспортеры делаются горизонтальными, наклонными (до 45°) и смешанными. Для перегрузки топлива на складе могут применяться передвижные скребковые транспортеры, однако в тех случаях, когда крошение топлива является допустимым, например при пылеугольных или шахтно-мельничных топках.

Элеваторы (нории). Ковшевые элеваторы применяются для вертикального и наклонного подъема топлива и состоят из бесконечного тягового органа (резиновой ленты или цепи, реже канатов) с укрепленными на нем ковшами и двух концевых барабанов, из которых верхний является приводным.

На фиг. 120 изображены рабочие органы ленточного и цепного элеваторов. При наклонных элеваторах обе ветви, рабочая и холостая, поддерживаются направляющими. Скорость цепи принимается для штыба до 1 *м/сек* и для кускового угля в 0,65 *м/сек*. Скорость лент допускается до 2,5 — 3,5 *м/сек*. Нагрузка элеватора производится засыпкой топлива в ковши внизу элеватора; разгрузка ковшей происходит вверху при повороте их на приводном барабане. Емкость ковша определяется из уравнения

$$V = \frac{Q}{\gamma} = 3{,}6\,\frac{i\,v\,\psi}{a}\ \ [м^3/ч], \qquad (107)$$

где V — объем подаваемого в час топлива в $м^3$;
Q — вес подаваемого в час топлива в $т$;
i — емкость ковша в $л$;
ψ — коэфициент заполнения ковша;
γ — насыпной вес топлива в $т/м^3$;
a — расстояние между ковшами в $м$;
v — скорость движения тягового органа в $м/сек$.

Достоинствами элеваторов являются их низкая стоимость и незначительность места, занимаемого на площадке станции. К недостаткам их следует относить:

НТБ ДНУЖТ

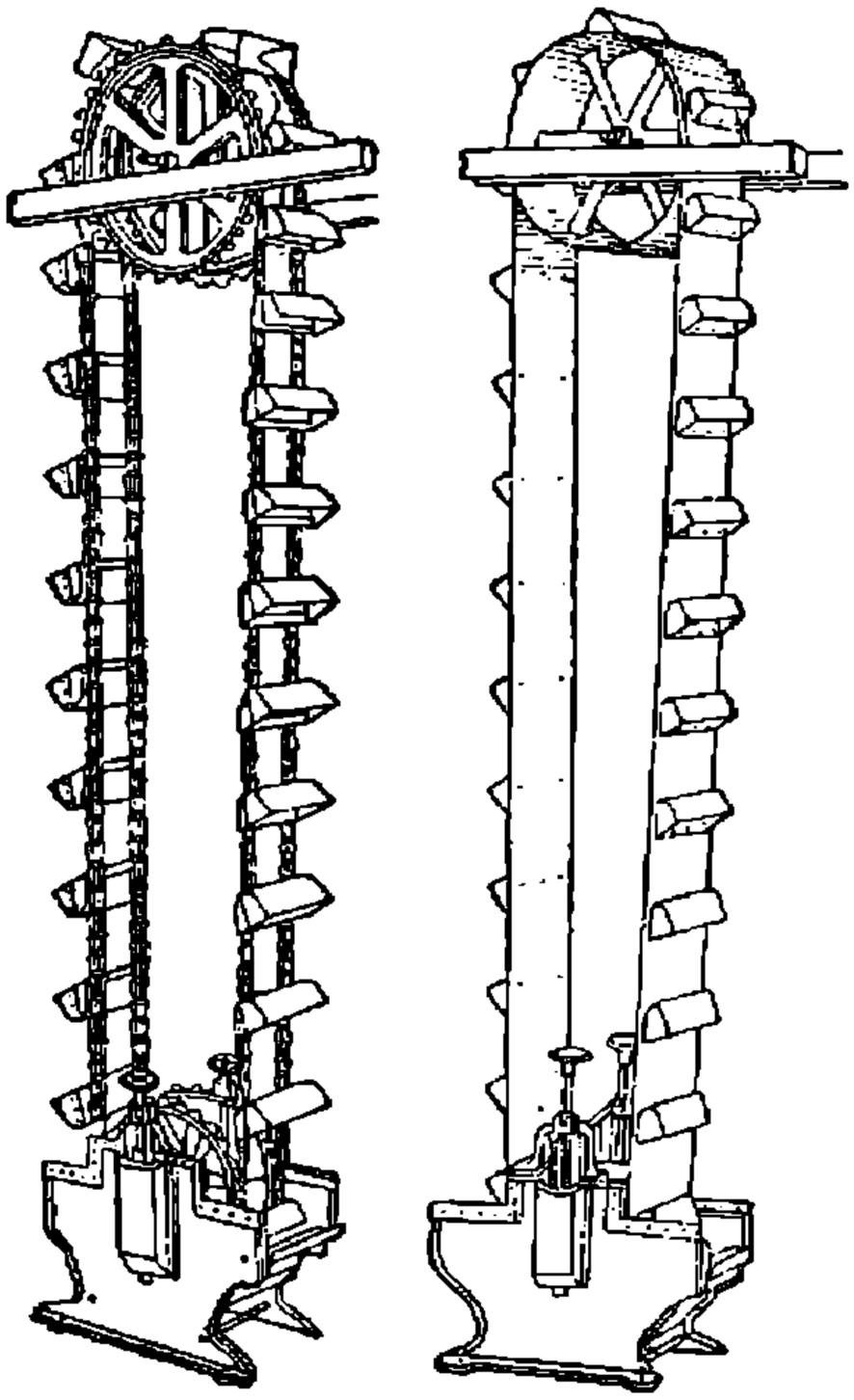
а) дробление и пыление топлива при засыпке и выгрузке;

б) налипание мелочи и пыли в ковшах при влажном топливе, примерзающих зимой, что может вызвать увеличение расхода энергии, отрыв ковшей и даже разрыв тягового органа;

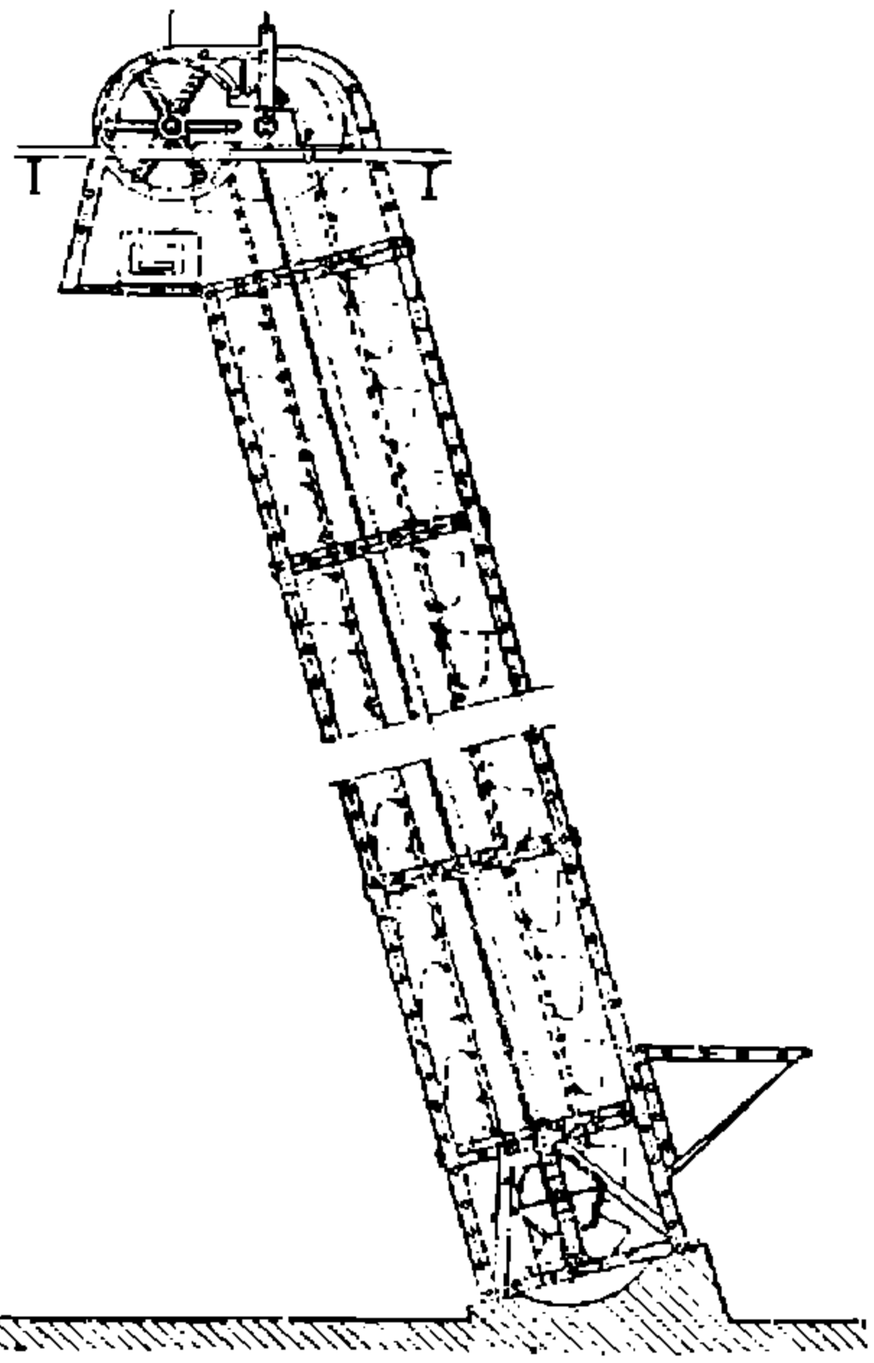
в) малый коэфициент заполнения ковшей при крупнокусковом топливе;

г) необходимость устройства специального приспособления для захватывания тягового органа в случае его разрыва во избежание падения вниз всех движущихся частей.

Для устранения пыления от топлива, а также намокания его от дождя и снега элеваторы обычно заключаются в кожухи. В холодных



Фиг. 120. Рабочие органы ленточного и ценного элеваторов



Фиг. 121. Установка наклонного элеватора

местностях во избежание примерзания мелочи и пыли и разрывов тягового органа кожухи рекомендуется делать утепленными. На фиг. 121 изображена установка наклонного элеватора в кожухе.

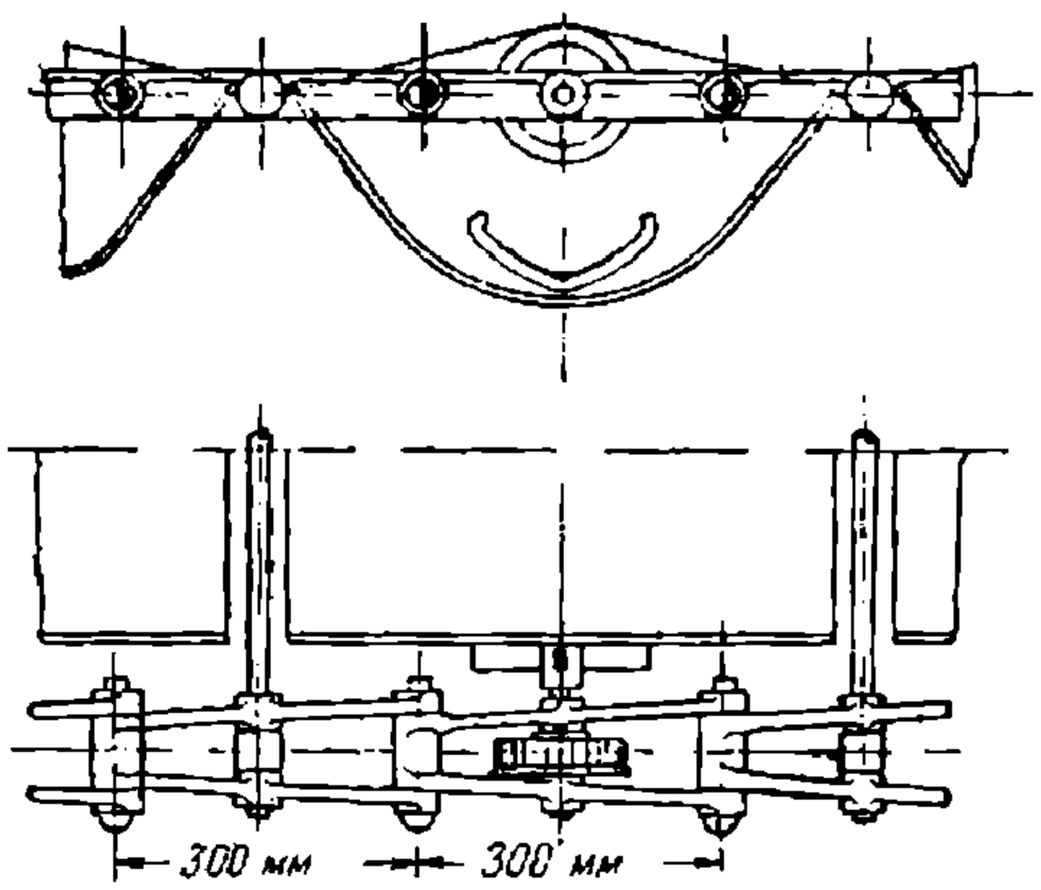
В СССР имеется значительное количество станций с подачей топлива элеваторами, но в последнее время они устанавливаются в исключительных случаях при невозможности применения ленточных транспортеров из-за стесненности площадки.

Ковшевые конвейеры. Конвейер состоит из двух бесконечных шарнирных цепей с роликами, движущимися по направляющим. К цепям подвешиваются ковши таким образом, что точка подвески располагается выше центра тяжести ковша, благодаря чему ковш со-

НТБ ДНУЖТ

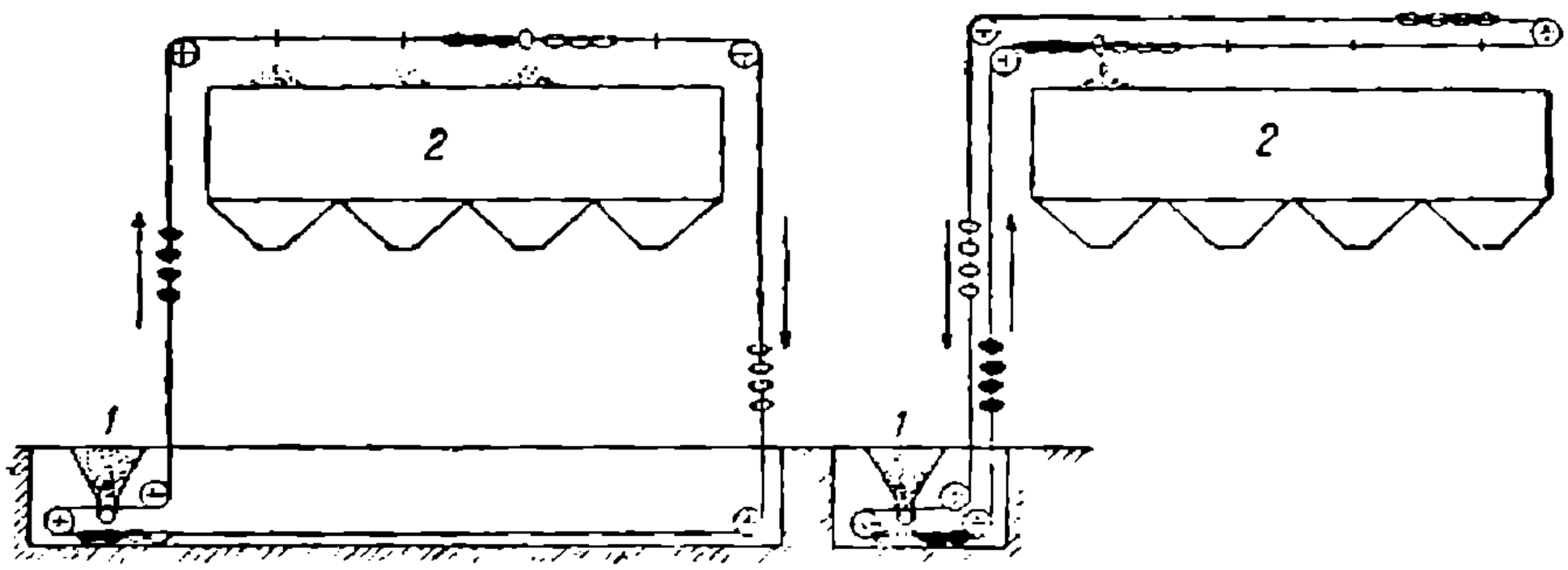
храняет свое отвесное положение при любом направлении движения конвейера.

Цепи с ковшами образуют замкнутую фигуру и движутся в вертикальной плоскости в горизонтальном или вертикальном направлениях. Загрузка материала в ковши происходит на нижнем горизонтальном участке просто через воронку или посредством специальных разгрузочных приспособлений (питателей). Разгрузка ковшей может производиться в любой точке верхнего горизонтального участка при помощи приспособлений, наклоняющих ковши на необходимый для их опорожнения угол. Часть цепи с роликом и подвешенным ковшом изображена на фиг. 122, схематическое же расположение двух примерных вариантов конвейерной установки показано на фиг. 123.



Фиг. 122. Деталь цепи конвейера с шарнирно-подвешенным ковшом

Конвейеры могут быть легко приспособлены к местным условиям и очень удобны в случае близкого расположения разгрузочных бункеров к зданию станции, так как дают в этом случае возможность подачи топлива из-под разгрузочных бункеров в бункеры котлов без промежуточной пересыпки. Однако они имеют следующие недостатки:



Фиг. 123. Схематическое изображение конвейерной установки

1 — загрузочная воронка; 2 — бункеры котлов

а) необходимость весьма тщательного надзора и частого ремонта;

б) налинание топлива на дно ковшей и примерзание его в зимнее время, что уменьшает емкость ковшей и увеличивает расход энергии на движение конвейера;

в) необходимость смазки цепей и направляющих для роликов, что вызывает налипание пыли от топлива и усиленный износ механизмов;

НТБ ДНУЖТ

г) необходимость тщательного отепления помещения конвейера во избежание обрывов цепей в зимнее время и устройства «ловителей» для цепей на случай их разрыва;

д) малую заполняемость ковшей при крупнокусковом топливе (для кускового торфа 0,4 — 0,5, для крупного угля 0,6 — 0,8);

е) высокую стоимость и большой расход металла.

Вследствие перечисленных недостатков конвейеры в последнее время применяются на электрических станциях лишь в исключительных случаях.

§ 5. Способы подачи топлива в бункеры котельных, оборудованных механическими или пылеугольными топками

Разрывная и неразрывная подача. Подача топлива в котельные с высоко расположенными бункерами осуществляется по следующей схеме. Прибывающее в вагонах топливо разгружается в расположенные ниже уровня земли приемные (разгрузочные) бункеры, число и емкость которых зависят от мощности станции, вида и сорта топлива и желаемого числа часов его запаса. Из разгрузочных бункеров топливо какими-либо транспортирующими механизмами подается в верхний этаж котельной (бункерную галлерею) и распределяется по бункерам отдельных котлов, причем подача может быть осуществлена по неразрывному или разрывному способу. Неразрывной подачей топлива называется такая подача, при которой как транспорт топлива из-под разгрузочных бункеров в котельную, так и распределение его по отдельным бункерам котлов производятся одним транспортирующим механизмом (ленточным транспортером или конвейером) без промежуточных пересыпок. Неразрывная подача топлива может потребоваться при слоевых способах сжигания наклонного к измельчению топлива, при пылевидном же способе сжигания измельчение топлива не только не нежелательно, но даже применяются специальные дробильные устройства, требующие в большинстве случаев для возможности их размещения устройства именно разрывной топливоподачи.

Большинство электрических станций имеет разрывные подачи топлива более дешевые, чем неразрывные, и дающие больше свободы в разрешении вопросов взаимной компоновки станции и топливного склада.

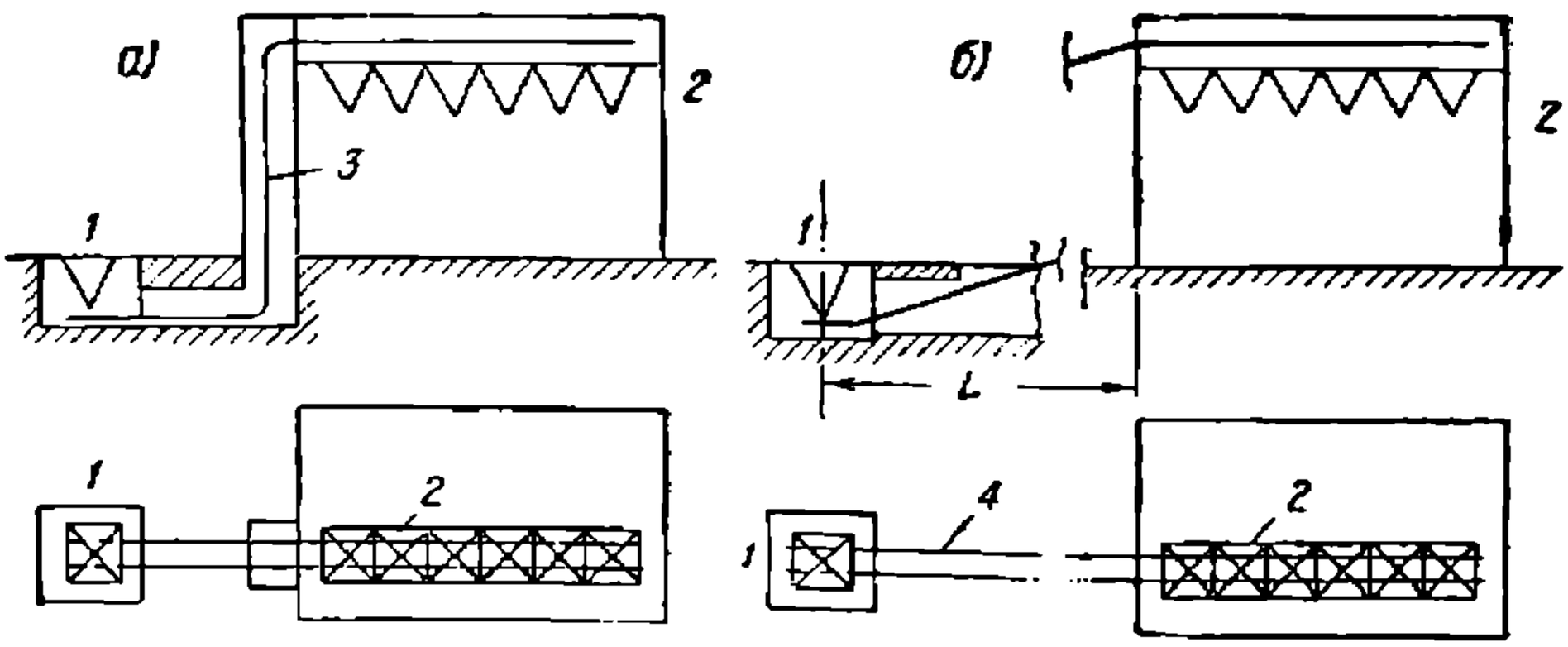
Устройство неразрывной топливоподачи может быть осуществлено лишь при расположении разгрузочных бункеров со стороны торца котельной и может быть выполнено при помощи как конвейеров, так и ленточных непрерывных транспортеров, имеющих вне котельной наклонный и над бункерами котлов горизонтальный участки.

На фиг. 124 изображена схема неразрывной топливоподачи в двух вариантах: с ленточным транспортером и с ковшевым элеватором.

Разрывная подача топлива может быть применена при расположении разгрузочных бункеров станции как с торцевой, так и с боковой стороны котельной. На фиг. 125 изображена схема разрывной

НТБ ДНУЖТ

подачи топлива, часто применяющаяся на электростанциях СССР. По этой схеме топливо из разгрузочных бункеров, расположенных с боковой стороны котельной, подается в бункерную галлерею котельной или при помощи горизонтального транспортера *1* и элеватора *2* или посредством наклонного ленточного транспортера *3*. В бункерной галлерее происходит пересыпка топлива *6* на горизонтальный ленточный транспортер *4*, идущий вдоль бункерной галлереи и распределяющий топливо по бункерам отдельных котлов *5*. Вместо транспортера *1* и элеватора *2* может быть установлен ковшевой конвейер; при этом устраняется пересыпка топлива *7* с горизонтального транспортера *1* на элеватор *2*. Ленточные транспортеры *3* могут устанавливаться при расстоянии от разгрузочных бункеров до котельной, обеспечивающем допустимый угол наклона транспортеров.



Фиг. 124. Принципиальная схема неразрывной подачи топлива

а — подача конвейерами; *б* — подача ленточными транспортерами; *1* — разгрузочные бункеры; *2* — бункеры котлов; *3* — два ковшевых конвейера; *4* — два ленточных транспортера (величина *L* должна соответствовать допустимому углу наклона лент)

Все механизмы топливоподачи, как разрывной, так и неразрывной дублируются, т. е. имеют 100-процентный резерв, причем часовая производительность каждого механизма должна быть рассчитана на средний часовой расход топлива станцией за сутки ее максимальной нагрузки. Подача топлива в бункерную галлерею при всех системах подачи должна производиться в конце бункерной галлереи, противоположном стороне возможного расширения станции, во избежание затруднений с подачей топлива при расширении.

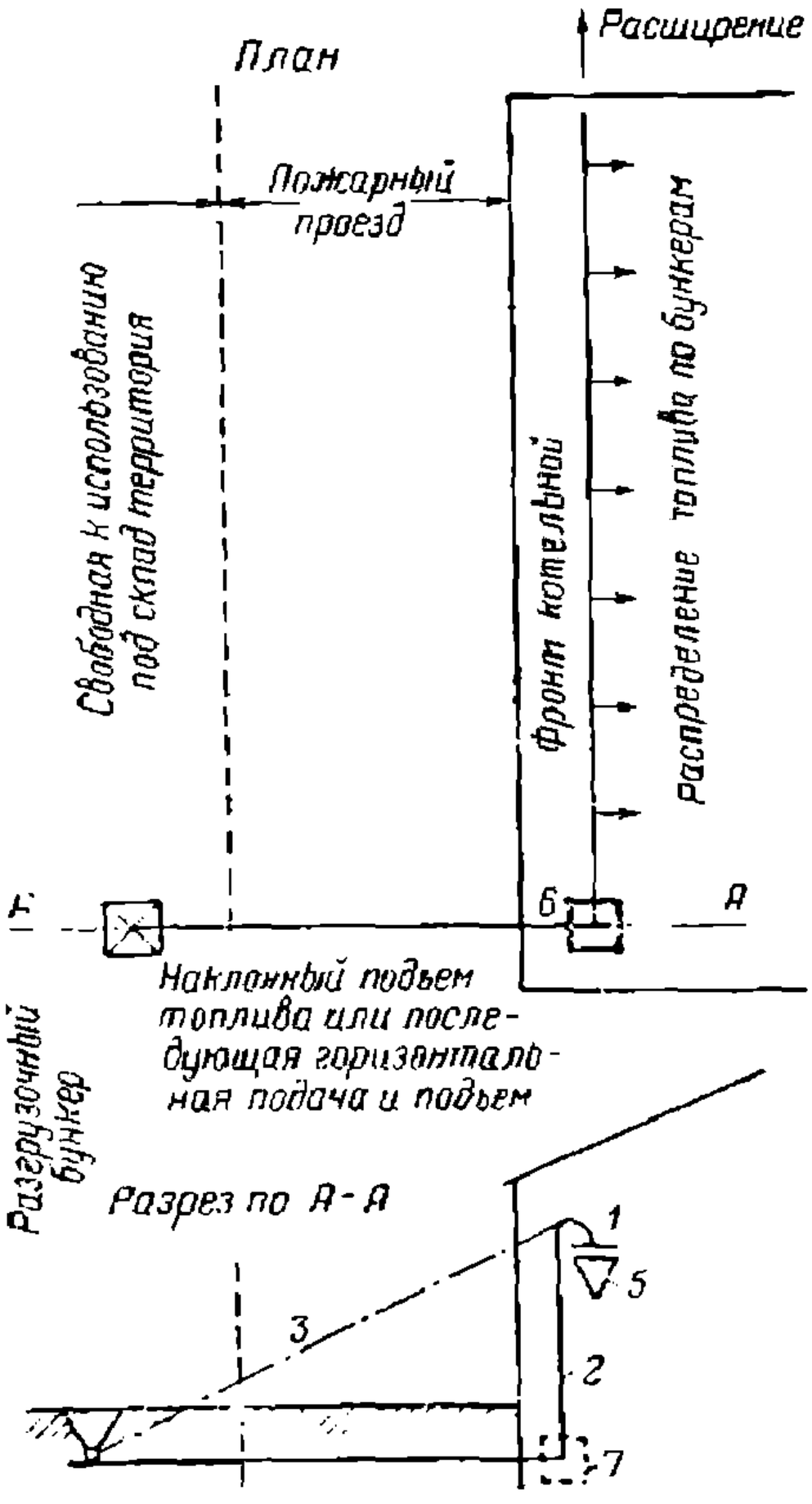
Устройство приемных разгрузочных сооружений при станции. Сооружения, применяемые на электростанциях для выгрузки подаваемого в вагонах топлива и перегрузки на механизмы, транспортирующие его в котельную (ленточные или пластинчатые транспортеры и конвейеры), располагаются ниже уровня земли и разделяются на два типа.

К первому типу относятся траншейные канавы, в которые топливо выгружается из вагонов и затем при помощи скреперов или тельферных тележек с грейферами перегружается в бункер с разгрузочным

НТБ ДНУЖТ

отверстием в нижней части, расположенный ниже уровня земли. Из разгрузочного отверстия бункера топливо высыпается на транспортер и подается в котельную.

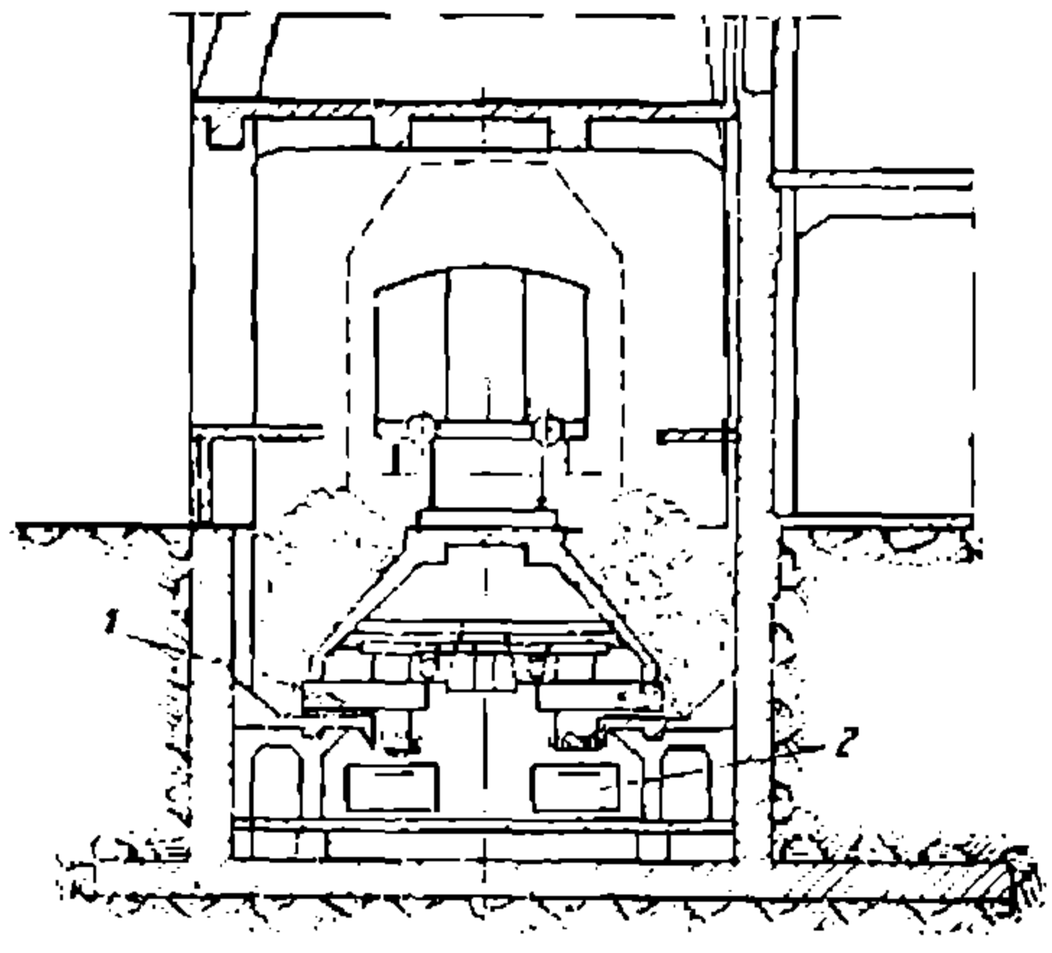
Ко второму типу относятся бункерные разгрузочные устройства, при которых топливо из вагонов высыпается непосредственно в бункеры, расположенные ниже уровня земли и имеющие в нижней части разгрузочные отверстия, из которых поступает на проложенные под бункерами ленточные или пластинчатые транспортеры. Бункеры располагаются вдоль рельсового пути (под ним) и в зависимости от способа подачи из них топлива на транспортеры могут быть двух типов.



Фиг. 125. Принципиальная схема разрывной подачи топлива

1 — горизонтальный транспортер; *2* — элеватор; *3* — наклонный транспортер; *4* — горизонтальный транспортер; *5* — бункеры котлов; *6* и *7* — места пересыпки топлива

Иногда расположенные рядом бункеры (число и емкость которых зависят от мощности станции и желаемого запаса топлива) устраиваются независимыми друг от друга и имеют каждый отдельные разгрузочные отверстия, из которых топливо поступает на транспортеры.



Фиг. 126. Поперечный разрез щелевых бункеров

1 — питатели; *2* — ленточные транспортеры

Такой тип бункеров применяется на электростанциях как малой, так и большой мощности. На электростанциях большой мощности вместо отдельных бункеров иногда делают один продольный бункер с разгрузочным отверстием (щелью), расположенным по всей длине бункера. На фиг. 126 изображен поперечный разрез бункеров этого типа. Забор топлива из отверстия и высыпание его на транспортирую-

ЧТБ ДНУЖТ

щие устройства производятся посредством специальных приспособлений—питателей, из которых наибольшее распространение имеют питатели системы Буккау (с вращающимися лопастями) и системы Шевьева (плужкового типа).

Разгрузочные бункеры всех систем делаются из железобетона и перекрываются прочными железными решетками для предотвращения возможности падения в них людей. На этих же решетках происходит предварительное дробление случайно попадающихся больших кусков угля. Дробление желательно производить не вручную, а пневматическими молотками.

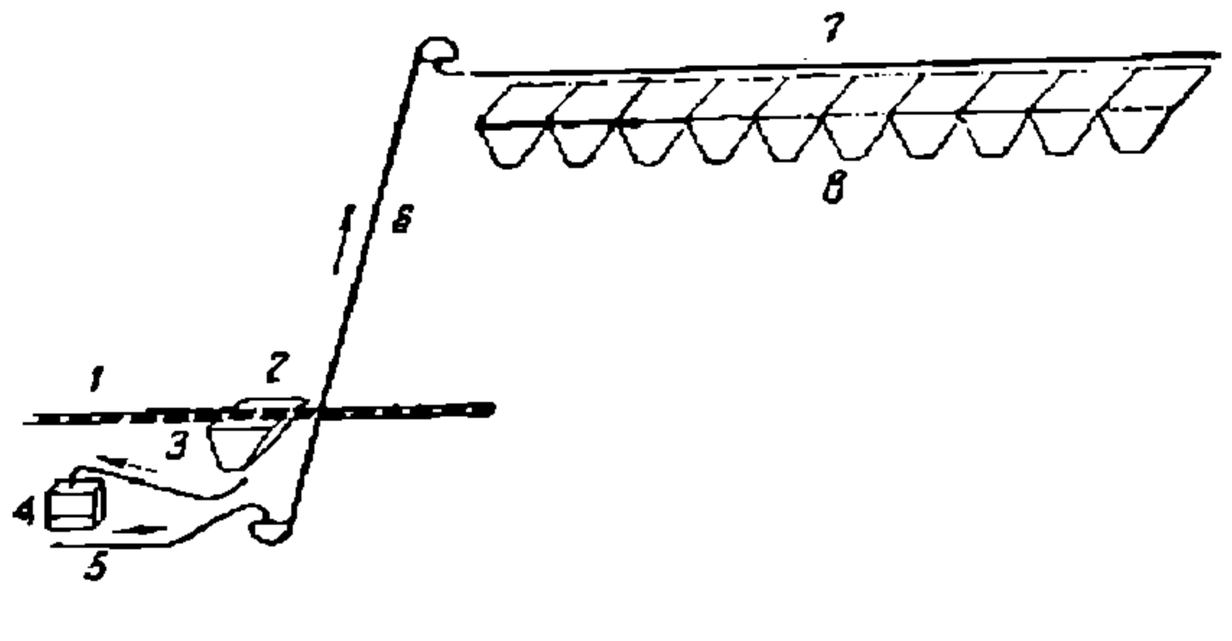
При расположении склада топлива недалеко от станции разгрузочное устройство при станции иногда может быть совмещено с разгрузочным устройством на складе. В этом случае выгружаемое из вагона топливо может быть подано как на склад, так и на механизмы, подающие его в котельную.

Фиг 127. Различное расположение дробильных устройств на тракте топливоподачи

Подача угля при наличии дробильных устройств. Дробление угля является необходимым при пылеугольном сжигании всяких углей, за исключением антрацита марки АШ, при котором дробильные устройства устанавливаются только на случай возможной подачи антрацита более крупных марок. При углях с небольшой влажностью, сушка которых происходит в мельницах одновременно с размолом, обычно возможно ограничиться одноступенчатым дроблением, так как размер кусков угля при поступлении в мельницы может быть не меньше 25 — 30 *мм*. При углях с большой влажностью, требующих перед размолом предварительной подсушки во взвешенном состоянии (в трубах-сушилках), например при подмосковном угле, требуется более мелкое дробление, а именно до 10 — 12 *мм*, и обычно применяется двуступенчатое дробление, т. е. дробление в двух последовательно расположенных дробилках. При шахтно-мельничных топках поступающие в мельницу куски угля должны иметь размер в 15 — 20 *мм*, и в большинстве случаев возможно ограничиться одноступенчатым дроблением.

НТБ ДНУЖТ

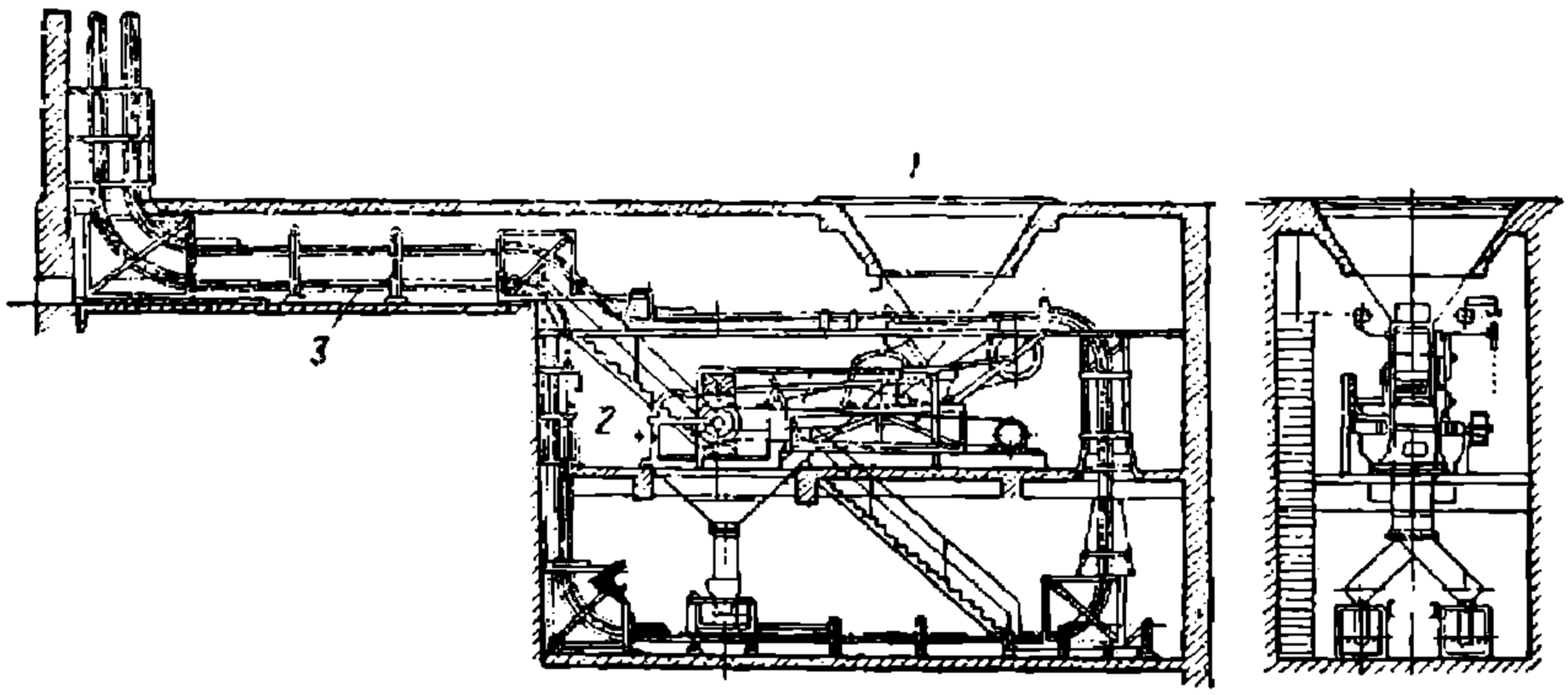
При слоевых способах сжигания однородность кусков угля по размеру является тоже весьма желательной, так как способствует устойчивости процесса горения и его экономичности и в случае подачи несортированного угля может потребоваться его одноступенчатое дробление.



Фиг. 128. Схема топливоподачи с подземным расположением дробильного устройства

1 — железнодорожный путь; *2* — разгрузочный бункер; *3* — пластинчатый транспортер; *4* — дробилка; *5* — пластинчатый транспортер; *6* — элеватор; *7* — ленточный транспортер; *8* — бункеры котлов

Дробильные устройства устанавливаются в каком-либо месте тракта топливоподачи, что вызывает необходимость пересыпки топлива в этом пункте. Наличие дробильных устройств значительно усложняет и удорожает систему топливоподачи, в особенности при двуступенчатом дроблении. На фиг. 127 показаны различные схемы топливоподач с дробильными устройствами. На фиг. 127, *а* показано размещение дробильных устройств под уровнем земли, что возможно на станциях небольшой мощности при хороших качествах грунта. Уголь из разгрузочного бункера пластинчатым транспортером подается в дробилку (без предварительного грохочения), расположенную ниже



Фиг. 129. Конструкция подземного дробильного устройства:

1 — разгрузочный бункер; *2* — дробилка; *3* — ковшевой элеватор

уровня земли. Из дробилки уголь другим пластинчатым транспортером подается в элеватор и из него на транспортеры, расположенные в бункерной галлерее котельной.

Вместо пластинчатого транспортера и элеватора может быть установлен ленточный транспортер. Более детальное изображение

НТБ ДНУЖТ

схемы топливоподачи по принципу фиг. 127, *а* для одной действующей небольшой станции представлено на фиг. 128.

На фиг. 129 изображена конструкция подземного дробильного устройства. Подача дробленого угля на станцию производится в данном случае ковшевым элеватором.

В случае плохих грунтов, в особенности при наличии предварительного грохочения, увеличивающего высоту дробильного устройства, размещение дробильных устройств под уровнем земли иногда может быть невозможным и их приходится располагать выше уровня земли, как указано на фиг. 127, *б*, что требует сооружения специального дробильного здания и одного дополнительного подъема угля на большую высоту.

Во избежание дополнительного подъема угля дробилки иногда располагают в бункерной галлерее котельной над транспортерами, распределяющими уголь по бункерам котлов (фиг. 127, *в*).

При двуступенчатом дроблении, требующем значительной высоты дробильной установки, расположение дробилок в бункерной галлерее котельной становится невозможным и приходится применять схему, изображенную на фиг. 127, *г*, т. е. итти на дополнительный промежуточный подъем топлива в верхний этаж дробильного здания.

Дробильные устройства, как и все механизмы топливоподачи, дублируются для создания 100-процентного резерва, за исключением случаев установки дробилок для непостоянной работы (при антраците марки АШ), когда можно отказаться от резервной дробилки. Должна иметься возможность пропуска угля помимо дробилок на случай поступления мелкого угля. Перед дробильными устройствами во избежание их повреждений должны устанавливаться магнитные сепараторы для улавливания железных предметов. При вальцовых дробилках, менее подверженных порче посторонними предметами, чем молотковые дробилки, можно обходиться без магнитных сепараторов перед дробилками. В этом случае сепараторы (при сжигании пыли) должны устанавливаться после бункеров котлов перед питателями, подающими уголь в мельницы, во избежание повреждения питателей и быстроходных мельниц.

Скиповые подъемники. В последнее время на электрических станциях иногда стали применять для подачи угля скиповые подъемники, особенно удобные при ограниченной величине площадки станции благодаря возможности вертикального и круто наклонного расположения.

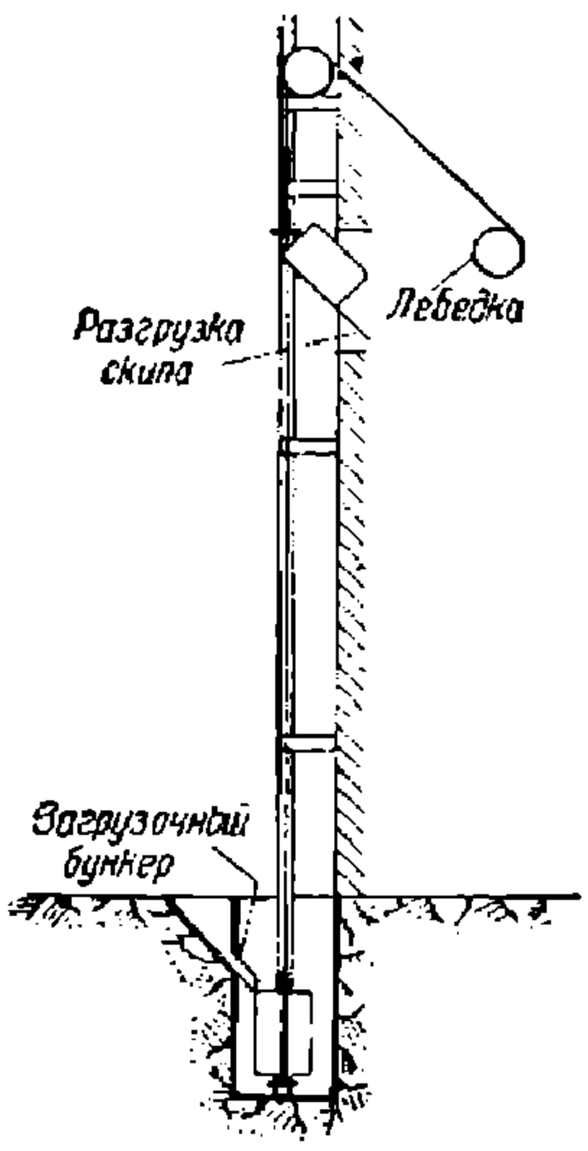
Скиповый подъемник представляет собой ковш, поднимающийся и спускающийся по вертикальным или наклонным направляющим при помощи канатной электролебедки. Ковш (скип) загружается топливом в нижнем положении и после подъема электролебедкой в наивысшее положение автоматически опоражнивается и затем спускается вниз для следующей загрузки. Ковши могут быть или опрокидывающиеся или саморазгружающиеся. Схема скипового подъемника изображена на фиг. 130. Скиповые подъемники различной производительности широко применяются в горном деле и металлургии,

НТБ ДНУЖТ

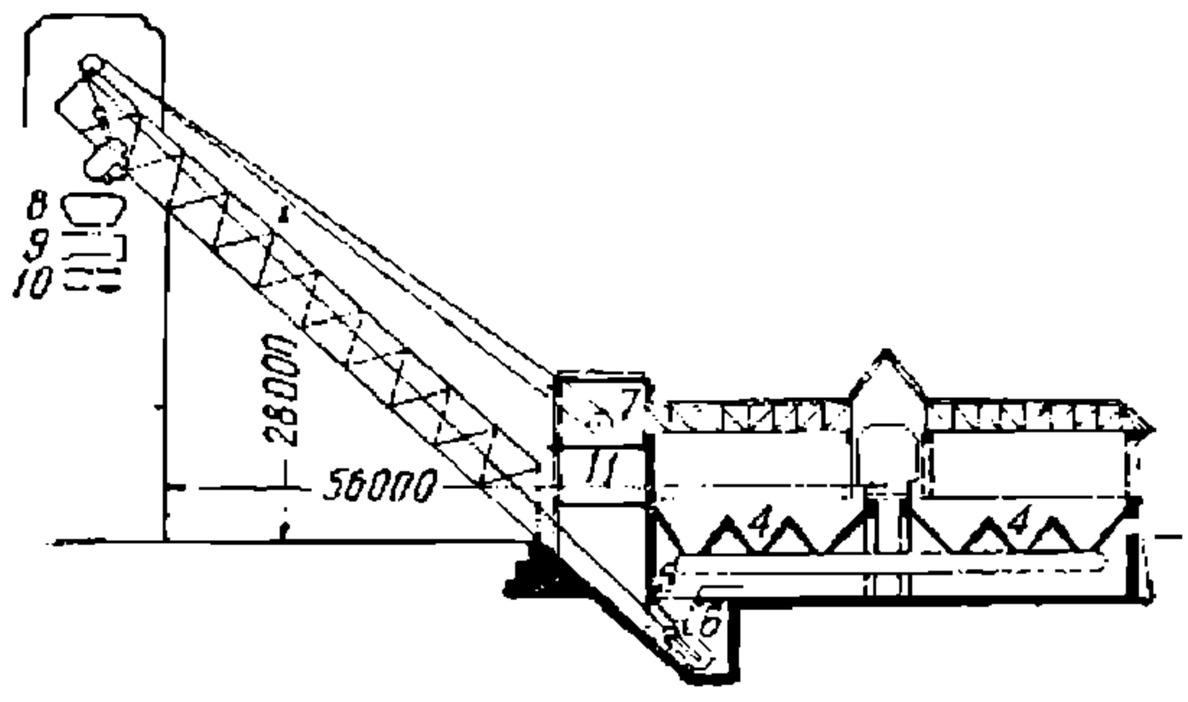
в энергоустановках же имеют малое распространение, несмотря на его полную возможность и целесообразность. На фиг. 131 в качестве примера изображена схема наклонной скиповой топливоподачи ГЭС завода имени Ф. Э. Дзержинского. В этой установке уголь из разгрузочных бункеров *4* подается ленточным транспортером к бункеру *5* емкостью в 3,5 *т*. Из бункера *5* топливо загружается в скип *6* и лебедкой *7* подается в приемный бункер *8* емкостью в 15 *т*. Из бункера *8* уголь поступает в дробилку *9* и затем на ленточный транспортер *10*, с которого может быть разгружен в любой бункер котельной.

Вся установка имеет 100-процентный резерв.

П о д в е с н ы е к а н а т н ы е д о р о г и. Подвесные канатные дороги, обычно применяющиеся для подачи топлива в котельную с расстояния не менее 1 *км*, главным образом непосредственно с места добычи, например с угольных шахт, реже с торфоразработок, имеют большое распространение в Донбассе. Подвесные дороги устраиваются следующим образом. По опорам (мачтам) прокладываются два стальных каната. Один канат имеет большой диаметр, и по нему на роликах



Фиг. 130. Схематическое изображение скипового подъемника



Фиг. 131. Скиповая углеподача ГЭС завода имени Ф. Э. Дзержинского

двигаются груженые вагонетки в котельную. Канат меньшего диаметра предназначен для возвращения по нему порожних вагонеток к месту погрузки. Третий канат (бесконечный), являющийся тяговым, движется вокруг шкивов, помещающихся на концах дистанции. На одном конце канат несколько раз охватывает барабан, вращаемый электролебедкой. Вагонетки при помощи специального замка прикрепляются к тяговому канату и двигаются им по грузовому канату. В месте приема вагонеток замок автоматически расцепляется, и вагонетка подается на рельсовую петлю, соединяющую грузовой канат с порожняковым и проложенную над бункерами котлов. После разгрузки в бункер вагонетка прикрепляется к тяговому канату и двигается им по порожняковому канату к месту погрузки топлива.

НТБ ДНУЖТ

На погрузочной станции оба каната также соединяются рельсовой петлей, причем петля располагается под погрузочными бункерами, из которых топливо засыпается в вагонетки. Во избежание больших провисаний канатов при изменениях температуры канатная дорога разбивается на несколько участков, между которыми размещаются натяжные устройства. Вагонетки применяются всегда саморазгружающиеся или опрокидывающиеся или с откидными днищами.

Емкость бункеров котельной и борьба со смерзанием и с застреванием в них топлива. Бункеры котлов обычно рассчитываются на 4 — 8-часовой расход топлива при нормальной нагрузке котла, причем меньшая цифра относится к топливам низкокалорийным (бурые угли, торф), при которых создание большого запаса затруднительно, так как требуется очень большой объем бункеров.

Число часов работы котла, возможное за счет запаса топлива в бункере, может быть вычислено по формуле

$$n = \frac{V \gamma \varphi}{B}, \tag{108}$$

где V — объем бункера в $м^3$;
γ — насыпной вес топлива в $т/м^3$;
φ — коэфициент заполнения бункера (0,85 — 0,9);
B — часовой расход топлива на котел в $т$.

Бункеры котлов обычно строятся из железобетона, реже из железа, размещаются в пролетах между колоннами котельной и перекрываются прочными железными решетками.

Наклон боковых стенок бункеров должен быть не менее 65° во избежание застревания в них топлива. Некоторые сорта топлива, в особенности торф (волокнистое топливо), имеют наклонность к слеживанию и образованию в бункерах сводов, препятствующих прохождению топлива в рукава, ведущие к топкам. Увеличение наклона стенок бункеров затрудняет образование сводов. Особенно неприятным явлением, могущим привести даже к остановке станции, следует считать смерзание топлива в бункерах, наблюдающееся в зимнее время даже при несильно влажных топливах и особенно интенсивное при топливах с большим содержанием влаги.

Применявшиеся в виде опыта способы борьбы со слеживанием и смерзанием топлива, например, устройство в бункерах различных приспособлений для ворошения угля, подача в бункеры смерзшегося топлива пара, оказались практически непригодными.

Наилучшим мероприятием для предотвращения смерзания является отопление всего тракта топливоподачи, включая разгрузочные сараи, эстакадные коридоры ленточных транспортеров, шахты конвейеров и бункерную галлерею, обязательные в местностях с зимним минимумом температуры в —15° и ниже (ПТЭ, электрических станций и сетей).

НТБ ДНУЖТ

§ 6. Способы подачи торфа в бункеры котельных

Торф относится к числу топлив, подверженных сильному крошению и измельчению при транспортировании, в особенности при перегрузках и пересыпках. Поэтому применять для подачи в бункеры котельной кускового торфа (машинного и гидроторфа) ленточные и металлические транспортеры, а также элеваторы и ковшевые конвейеры не рекомендуется. Ковшевые механизмы нецелесообразны также и по причине плохого заполнения ковшей кусковым торфом. Применение ленточных транспортеров допустимо лишь при фрезерном торфе, измельчение которого при транспортировании не является нежелательным, поскольку он в большинстве случаев сжигается в специальных топках во взвешенном состоянии. Подача кускового торфа во избежание его измельчения должна производиться в бункерную галлерею в таре, т. е. в тех же вагонах (или вагонетках), в которых он подвозится к станции.

Существуют следующие устройства для подачи торфа в бункеры котельной.

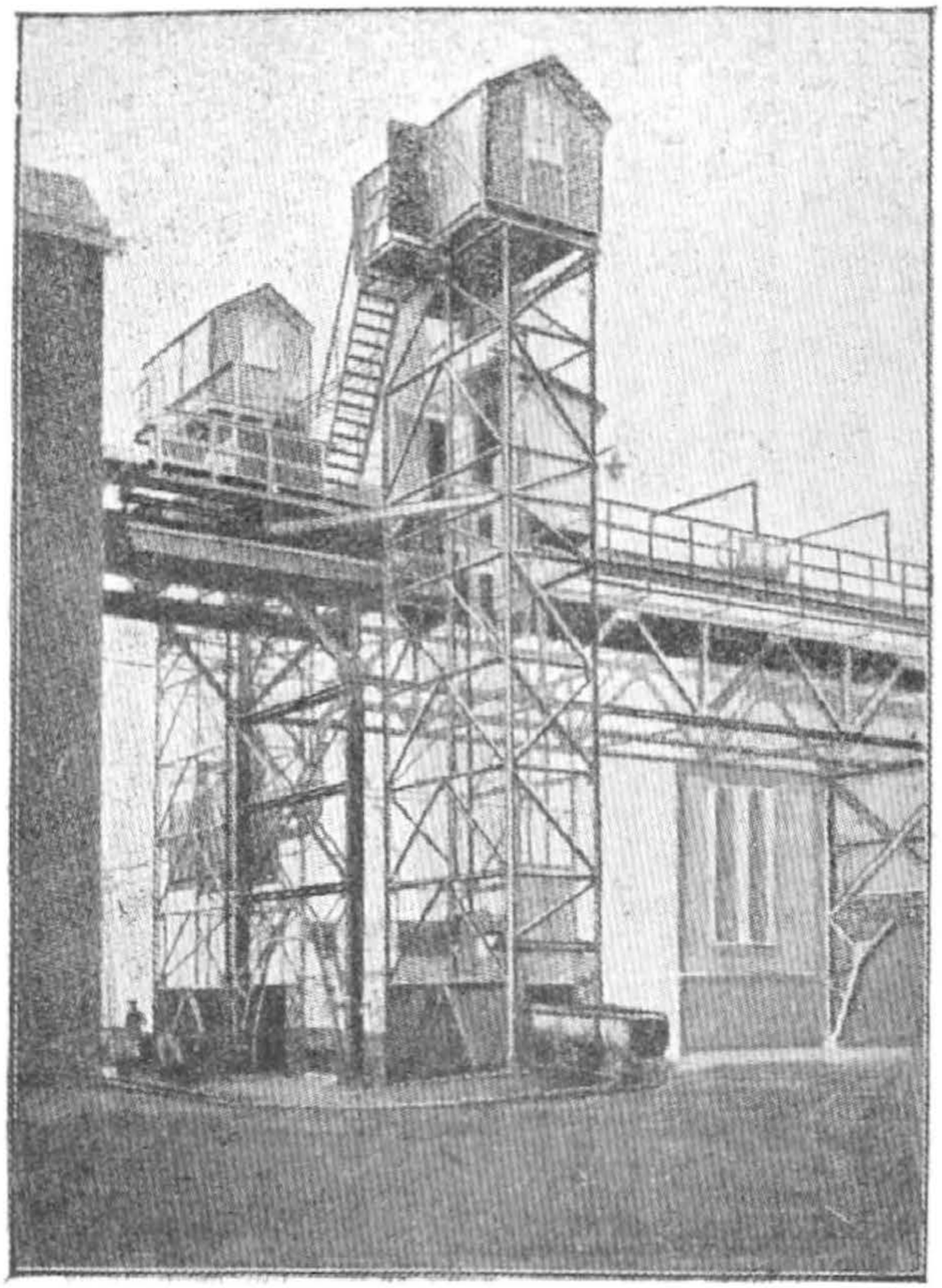
1. Шахтные подъемники (лифты), применяющиеся на электростанциях небольшой мощности с расходом торфа до 8 — 10 *т/ч* и устанавливающиеся вне котельной в специальной железной конструкции или же в пристройке к зданию.

Торф подается в клеть подъемника в вагонетках емкостью 0,75 — 1,5 $м^3$. В клеть устанавливается одна, иногда две вагонетки. Вагонетки поднимаются на высоту уровня пола бункерной галлереи при помощи электролебедок, установленных в верхней части шахты подъемников, затем поступают на рельсовый путь, проложенный над бункерами котлов, и могут быть разгружены в любой из них. Обычно устанавливают рядом два подъемника, причем одним поднимаются груженые вагонетки, другим же спускаются порожние. При аварии с одним подъемником подъем и спуск вагонеток производится подъемником, оставшимся в работе. На фиг. 132 изображена установка двух подъемников вне здания в специальных клепаных конструкциях.

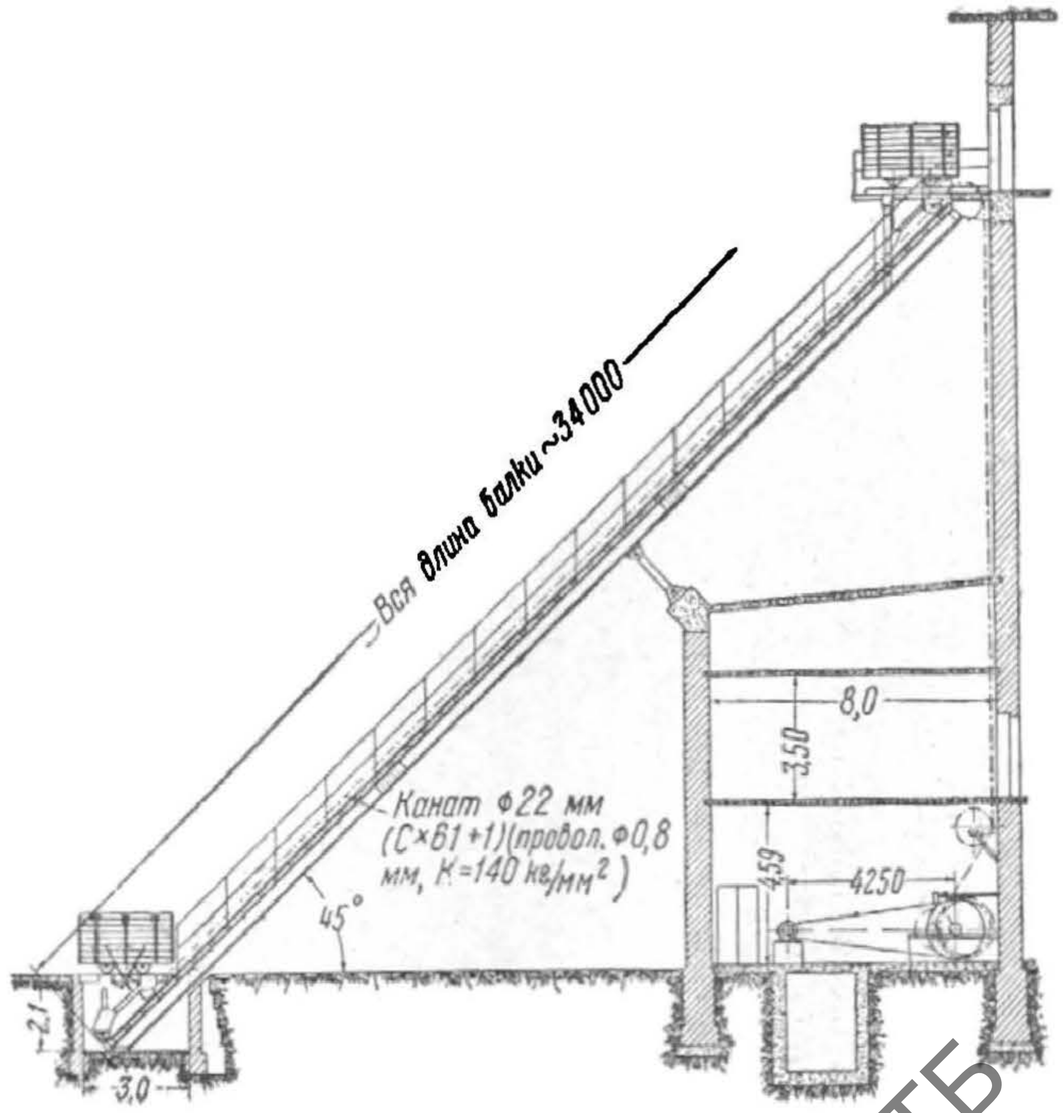
Шахтные подъемники с успехом могут применяться также и для подачи угля на электростанциях небольшой мощности, при которой устройство более дорогих приспособлений является нерентабельным.

2. Фуникулеры, применяющиеся на станциях средней мощности (до 20—25 *мвт*), при которой подача торфа в малых вагонетках шахтными подъемниками становится затруднительной. Фуникулер (фиг. 133) состоит из металлической эстакады с уклоном в 40 — 45°, по которой при помощи электролебедки и каната движутся две тележки. Прибывающие саморазгружающиеся вагоны (с откидными бортами) поочередно подаются на одну или другую тележку и поднимаются в бункерную галлерею. Когда груженый вагон подается на одной тележке вверх, порожний вагон опускается на другой тележке вниз. В бункерной галлерее проложены рельсовые пути, по которым вагоны передвигаются при помощи электролебедки. Скорость подъема вагонов — около 0,5 *м/сек*. Емкость вагонов при этой системе подачи

НТБ ДНУЖТ



Фиг. 132. Шахтные подъемники



Фиг. 133. Фуникулер для подачи торфа

НТБ ДНУЖТ

может быть доведена до 5 $м^3$ (около 2 $т$). Преимуществом фуникулеров является возможность подачи вагонов с торфяных болот непосредственно в котельную без перегрузки на складе в другие вагонетки.

3. Канатные эстакады, применяющиеся на электростанциях большой мощности. При этой системе подачи груженые саморазгружающиеся вагоны подаются в бункерную галлерею посредством электролебедки и каната составами по 3 — 5 шт. по одному из двух рельсовых путей, проложенных на металлической эстакаде с уклоном в 1/10 — 1/5. Порожние вагоны спускаются вниз по тому же рельсовому пути. Второй путь является резервным. Таким образом, подача вагонов может производиться только периодически. Для возможности непрерывной подачи вагонов необходимо укладывать на одной эстакаде 4 параллельных пути (два резервных) или сооружать две двупутные эстакады: одну — для подъема вагонов и одну — для спуска. Главными недостатками канатно-эстакадной системы подачи являются большое требуемое место для эстакады и затруднительность создания надежной конструкции механизма, сцепляющего канат с передним вагоном поднимаемого состава. Поэтому при подаче 5 вагонов емкость каждого из них не должна превышать 2 $т$, что на станциях большой мощности вызывает необходимость наличия большого числа вагонов.

§ 7. Типовые устройства топливных складов и топливоподач, разработанные Теплоэлектропроектом

Типовые проекты топливных складов и топливоподач для различных сортов угля, разработанные Теплоэлектропроектом для электростанций мощностью в 25 *мгвт*, выполнены с учетом следующих основных положений.

Разгрузочные устройства сооружаются для приема саморазгружающихся вагонов и выполняются либо с траншейными канавами для выгрузки топлива, из которых уголь забирается грейферами, либо с разгрузочными бункерами, из которых уголь ленточными транспортерами подается или на склад или в котельную.

Длину фронта разгрузки в разгрузочных устройствах устанавливают, исходя из возможности разгрузки маршрута максимальной длины в 2 — 3 ставки для обеспечения времени выгрузки маршрута в сроки, установленные НКПС.

Емкость разгрузочных устройств рассчитывается на возможность приема самого тяжелого маршрута, возможного в условиях проектируемой станции (максимальный вес маршрута обусловливается профилем путей и мощностью паровозов).

При невозможности сооружения станционных разгрузочных устройств с необходимым фронтом разгрузки и необходимой емкости сооружаются два разгрузочных устройства: одно при станции и другое при складе. Станционное разгрузочное устройство желательно выполнять полузакрытого типа.

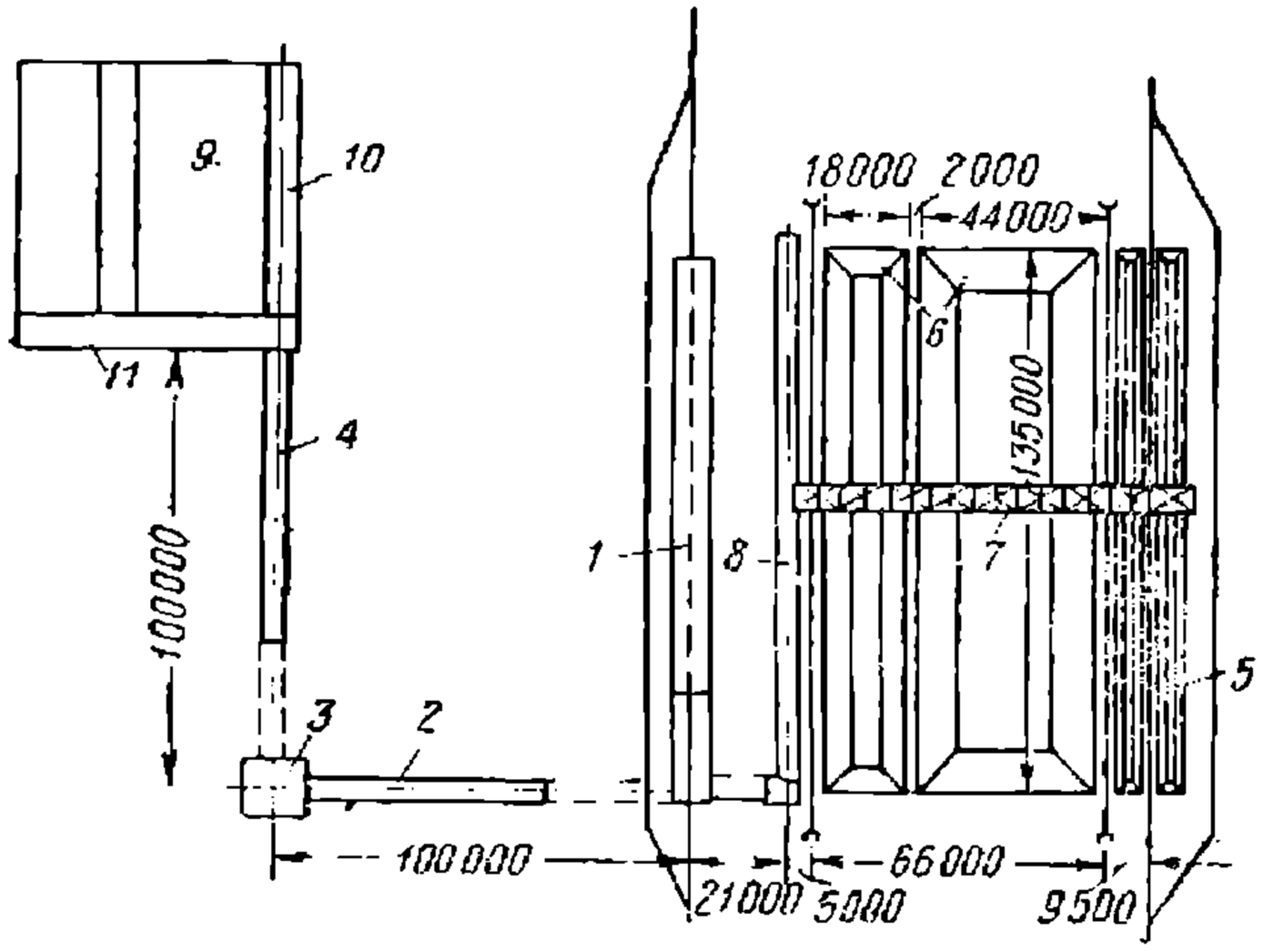
НТБ ДНУЖТ

Высота штабелей при послойной укатке допускается Теплоэлектропроектом до 10 *м* независимо от сорта угля. Склады углей, не склонных к самовозгоранию, обслуживаются скреперами, склады же самовозгорающихся углей — грейферными кранами.

Подача угля из разгрузочного устройства на склад и в котельную и со склада в котельную должна производиться, как правило, ленточными транспортерами (со 100-процентным резервом), и лишь в случае стесненности площадки допускается применение элеваторов и конвейеров.

Дробильные устройства при одноступенчатом дроблении располагаются над бункерной галлереей котлов или при разгрузочном устройстве, при двухступенчатом дроблении — в отдельном здании.

Из типовых схем топливоснабжающих устройств наиболее целесообразными могут считаться следующие.



Фиг. 134. Топливный склад и топливоподача для самовозгорающихся углей (первый вариант)

1 — разгрузочное устройство со щелевыми бункерами; *2* — эстакада ленточных транспортеров; *3* — дробильная установка; *4* — эстакада ленточных транспортеров; *5* — разгрузочная эстакала склада; *6* — склад угля на 30 суток; *7* — козловый грейферный кран; *8* — эстакада ленточных транспортеров со склада; *9* — котельная; *10* — бункерная галлерея; *11* — служебные помещения

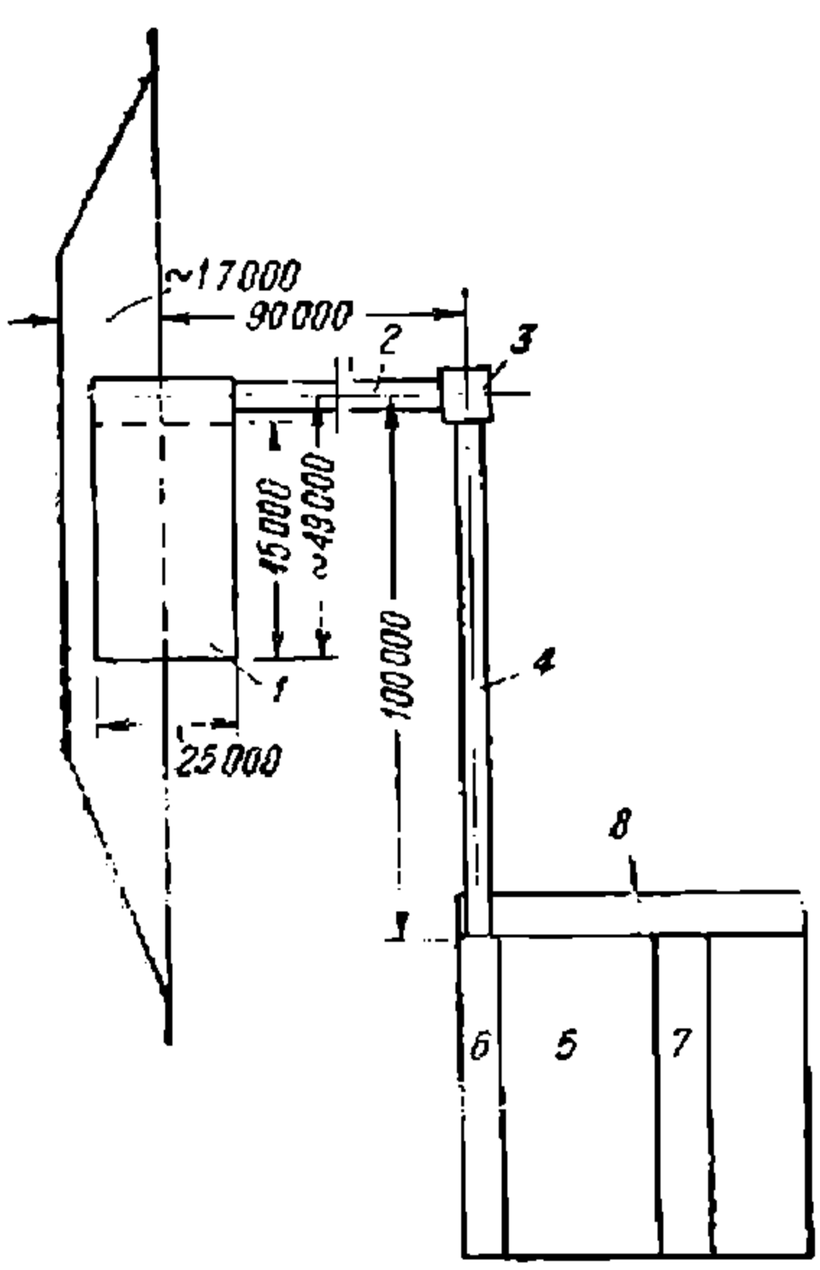
Схема склада топлива и топливоподачи для самовозгорающихся углей. Первый вариант с двумя разгрузочными устройствами (фиг. 134). Прибывающие саморазгружающиеся вагоны выгружаются в бункеры закрытого станционного разгрузочного устройства. Уголь из бункеров выгружается питателями на систему ленточных транспортеров, подающую его в дробильную установку и затем в бункеры котельной.

Открытое разгрузочное устройство на складе состоит из железнодорожной эстакады, по бокам которой расположены траншейные канавы, в которые выгружаются вагоны.

Уголь из канав забирается грейфером козлового крана и укладывается в штабели. При подаче угля со склада в котельную он при помощи грейфера погружается на ленточный транспортер, идущий вдоль склада, и с него передается на систему ленточных транспортеров, подающую его через дробильную установку в бункеры котельной. Склад рассчитан на 30-суточный запас угля.

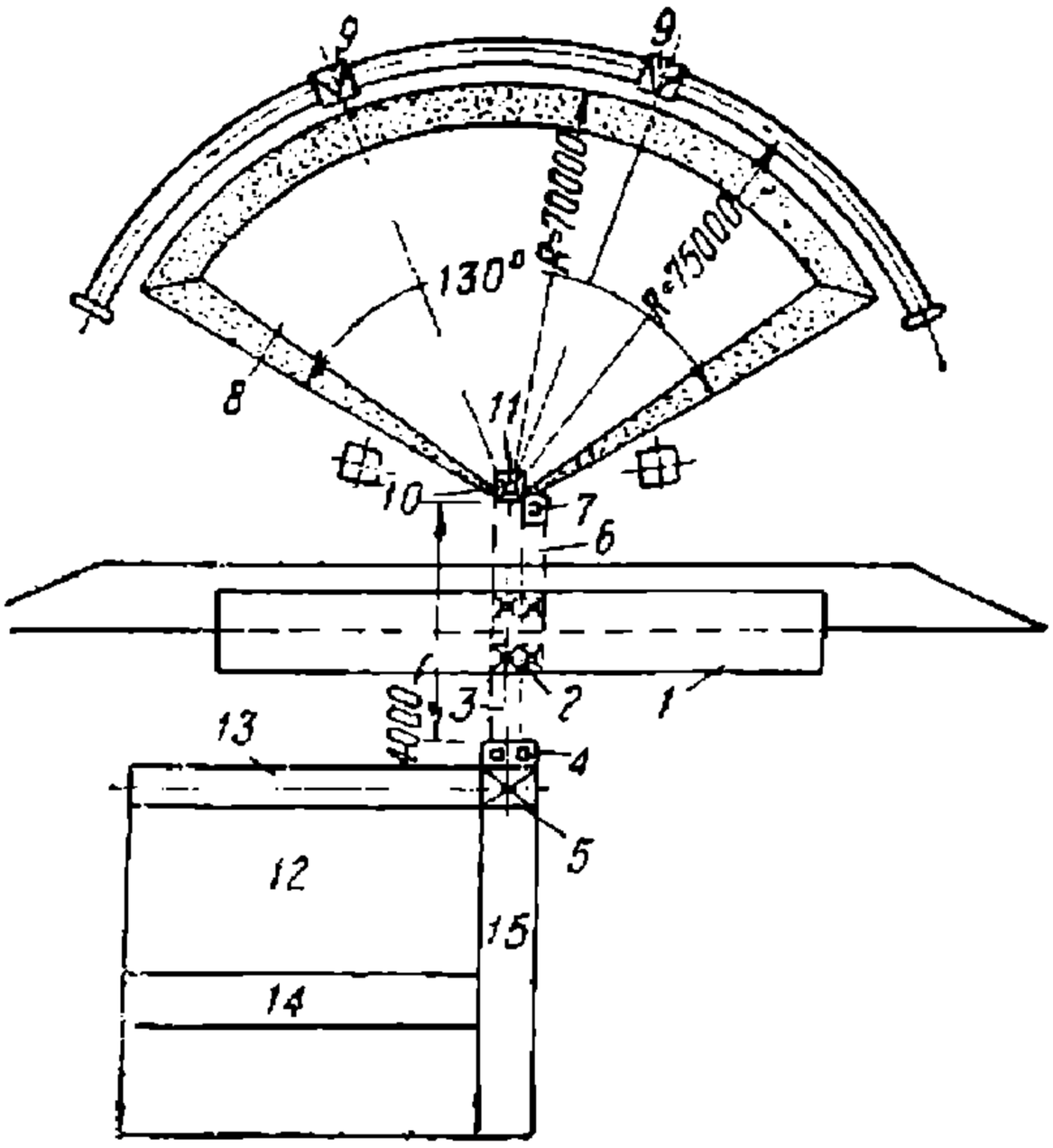
НТБ ДНУЖТ

Схема склада топлива и топливоподачи для самовозгорающихся углей. Второй вариант с разгрузочными устройствами, совмещенными с расходным складом, рассчитанным на 3 суток (фиг. 135). Маршруты с углем подаются в закрытое разгрузочное устройство с канавами для приема топлива. Разгрузочное устройство (склад) оборудовано мостовым грейферным краном, при помощи которого уголь может распределяться по складу или же через приемные бункеры в головной части склада подаваться на систему резиновых лент, транспортирующих его в котельную через дробильное устройство. Эта же схема может



Фиг. 135. Топливный склад и топливоподача для самовозгорающихся углей (второй вариант)

1 — закрытое разгрузочное устройство, совмещенное с расходным складом на 3 суток; *2* — эстакада ленточных транспортеров; *3* — дробильная установка; *4* — эстакада ленточных транспортеров; *5* — котельная; *6* — бункерная; *7* — насосная; *8* — служебные помещения



Фиг. 136. Топливный склад и топливо подача для несамовозгорающихся углей (первый вариант):

1 — разгрузочное устройство с грейферными тельферными тележками; *2* — приемные бункеры; *3* — остакада ленточных транспортеров; *4* — ковшевые элеваторы; *5* — дробильная установка; *6* — ленточный транспортер на склад; *7* — ковшевые элеваторы; *8* — склад угля на 30 суток; *9* — передвижные башни; *10* — скреперные лебедки; *11* — приемный бункер на складе; *12* — котельная; *13* — бункерная галлерея; *14* — насосная; *15* — служебные помещения

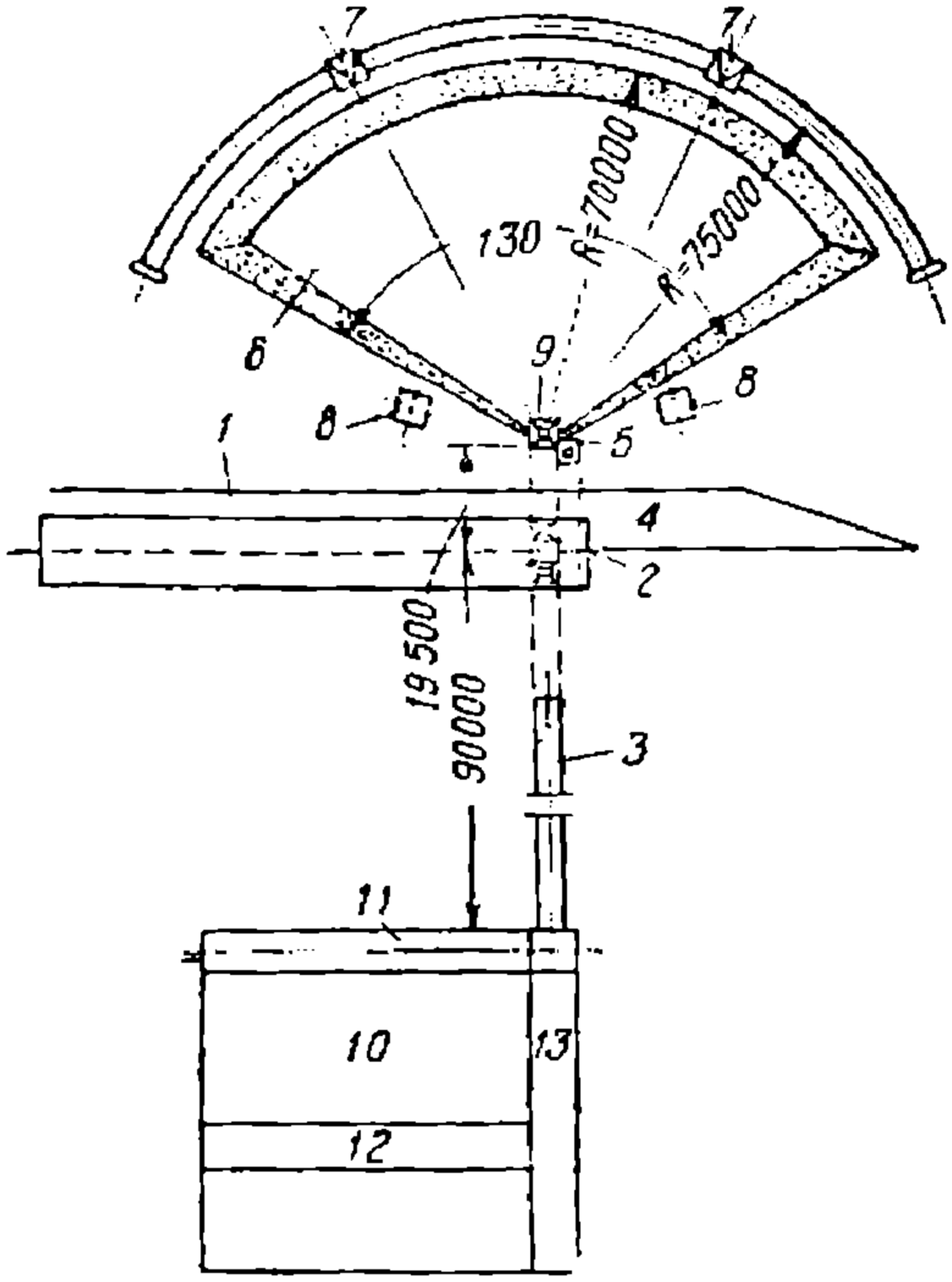
быть применена и при несамовозгорающихся углях.

Схема склада топлива и топливоподачи для несамовозгорающихся углей с общим для станции и складаразгрузочным устройством. Первый вариант (фиг. 136). Маршруты с углем подаются в закрытое разгрузочное устройство с траншейными канавами. Уголь из канав забирается грейферными тельферными тележками и засыпается в приемные бункеры, из которых системой ленточных транс-

НТБ ДНУЖТ

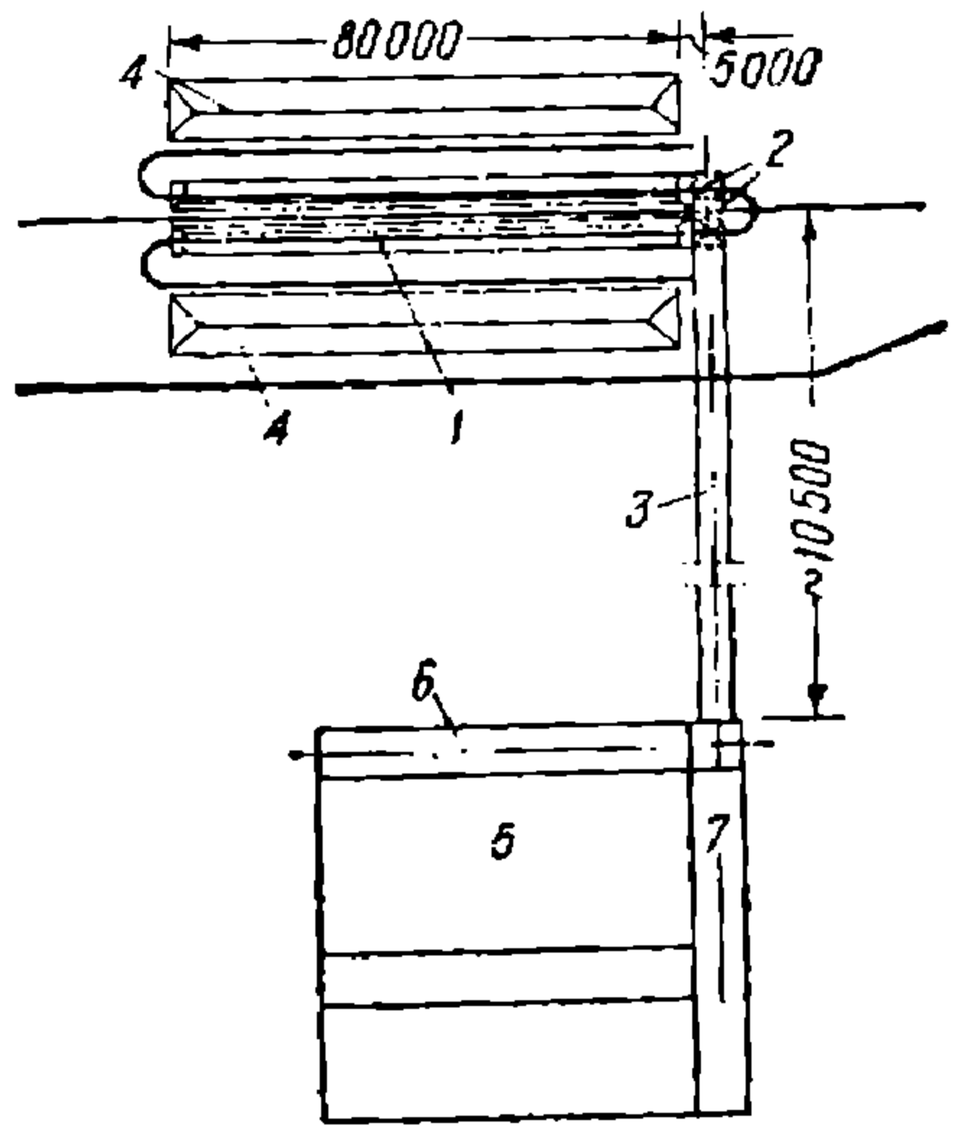
портеров и элеваторов подается через одноступенчатую дробильную установку в котельную.

Для выгрузки угля на склад он из приемных бункеров разгрузочного устройства посредством ленточного транспортера и элеватора подается в первичную кучу склада, из которой скреперами растаскивается по складу. Для подачи угля со склада в котельную он при помощи скреперов загружается в приемный бункер склада, из которого системой ленточных транспортеров и элеваторов подается в бункеры котлов через дробильную установку. Описанная схема отличается большой компактностью. Недостатком ее является наличие элеваторов на складе и при станции.



Фиг. 137. Топливный склад и топливоподача для несамовозгорающихся углей (второй вариант)

1 — разгрузочное устройство с грейферными тельферными тележками; *2* — приемные бункеры и дробильная установка; *3* — эстакада ленточных транспортеров; *4* — эстакада ленточных транспортеров на склад угля; *5* — ковшевой элеватор; *6* — склад угля на 30 суток; *7* — передвижные башни; *8* — скреперные лебедки; *9* — приемный бункер на складе; *10* — котельная; *11* — бункерная; *12* — насосная; *13* — служебные помещения



Фиг. 138. Топливный склад и топливоподача для несамовозгорающихся углей (третий вариант)

1 — разгрузочное устройство с грейферными тельферными тележками; *2* — приемные бункеры с дробильной установкой; *3* — эстакада ленточных транспортеров; *4* — расходный склад угля на 30 суток; *5* — котельная; *6* — бункерная; *7* — служебные помещения

Схема склада топлива и топливоподачи для несамовозгорающихся углей. Второй вариант (фиг. 137). Этот вариант отличается от предыдущего только тем, что вместо ленточного транспортера и элеватора для подачи угля в котельную имеется только ленточный транспортер, что вызывает

НТБ ДНУЖТ

необходимость увеличения расстояния между разгрузочным устройством и станцией. Дробильная установка располагается не в бункерной галлерее котельной, а под приемными бункерами разгрузочного устройства.

Схема склада топлива и топливоподачи для несамовозгорающихся углей. Третий вариант (фиг. 138). Уголь из приемных канав разгрузочного устройства забирается грейферными тельферными тележками и засыпается в приемные бункеры одноступенчатого дробильного устройства, из которого ленточными транспортерами подается в котельную.

Подача угля на склад производится теми же грейферными тележками по монорельсам, выведенным на склад из разгрузочного устройства, распределение же угля по складу производится перегрузочными машинами. При подаче угля со склада в котельную он перегрузочными машинами засыпается в приемные бункеры разгрузочного устройства, из которых описанным выше способом подается в бункеры котельной.

§ 8. Склады для жидкого топлива и подача его на станции

Жидкое топливо в качестве основного топлива применяется почти исключительно на станциях с двигателями внутреннего сгорания, а именно: парафинистые мазуты на дизельных станциях и нефть, керосин и бензин на станциях с двигателями внутреннего сгорания малых мощностей. На паровых электростанциях и в центральных котельных мазут применяется в качестве основного топлива крайне редко и употребляется преимущественно в качестве вспомогательного топлива на пылеугольных электростанциях для растопки котлов и работы их при малой нагрузке, при которой горение одной пыли неустойчиво вследствие малой температуры в топочной камере.

Основные сведения о сливе и хранении парафинистых мазутов. Прибывающий в цистернах парафинистый мазут, имеющий очень высокую температуру застывания, должен разогреваться в цистернах для возможности слива. Разогрев цистерн производится обычно непосредственным впуском в них пара или же посредством паровых змеевиков, опускаемых в цистерны через верхний люк. Более подробно способы разогрева мазута в цистернах описаны в томе II настоящего курса.

Мазут, разогретый в цистернах до жидкого состояния, поступает из них в мазутохранилища или самотеком по системе переносных и стационарных лотков, обогреваемых проложенными в них паровыми трубами, или же посредством насосов. Слив при помощи лотков более удобен, поскольку малое количество цистерн имеет специальные приспособления для присоединения всасывающего трубопровода насоса. Переносные лотки изготовляются из железа, постоянные же преимущественно из железобетона. В более мелких установках лотки иногда изготовляются из дерева с обшивкой внутри кровельным железом. Для возможности слива мазута в хранилища лоткам придается необ-

НТБ ДНУЖТ

ходимый уклон. Слив при помощи лотков возможен только при подземных или полуподземных хранилищах, являющихся поэтому более удобными, чем надземные, в которые мазут может быть подан только насосом.

Хранилища в последнее время изготовляются почти всегда из железобетона, а не из железа, причем внутренняя поверхность их во избежание просасывания мазута через стенки тщательно железнится. В большинстве случаев применяются подземные или полуподземные хранилища.

Мазут, поступающий в хранилища из разогреваемых цистерн, содержит как обычно имеющиеся примеси, так и значительное количество воды, причем как примеси, так и вода очень медленно отстаиваются. Поэтому следует сооружать два хранилища, являющихся поочереди расходными, из которых забирается отстоявшийся мазут, и резервными, в которых отстаивается мазут, вновь залитый из цистерн. Вода из хранилища должна периодически спускаться. Мазут в обоих хранилищах для лучшего отстоя воды все время должен поддерживаться в горячем состоянии при помощи устанавливаемых в них змеевиков, обогреваемых паром. Расчет количества пара, необходимого для разогрева и поддержания в горячем состоянии мазута в хранилищах, а также для разогрева мазута в цистернах при сливе приведен в томе II настоящего курса в разделе «Теплоиспользующие установки железнодорожного транспорта».

Спускаемая из хранилища вода направляется в нефтеловушку, в которой отстаивается, причем захваченное с водой из хранилища некоторое количество мазута всплывает наверх, забирается насосом и возвращается в хранилища. Отстоявшаяся в ловушке вода сливается в канализацию.

При дизельных станциях, кроме мазутохранилищ, должно сооружаться небольшое хранилище для нефти, необходимой для пуска двигателей, емкость которого должна равняться 10% емкости мазутохранилищ.

Подача мазута из хранилищ на станцию. Мазут подается из хранилищ на станцию при помощи насосов по трубопроводам, прокладываемым в подземных канавах кирпичных или бетонных и обогреваемым паровыми трубами, причем очень часто и мазутные и паровые трубы прокладываются в непосредственной близости и изолируются вместе. Насосы следует применять поршневые, а не центробежные, так как при помощи поршневых насосов часто удается продавливать образующиеся иногда в трубах пробки из застывающего мазута, что невыполнимо центробежными насосами. Часть насосов должна иметь электрический и часть паровой привод, причем нормально должны работать электронасосы, более экономичные, чем работающие на выхлоп паровые насосы, потребляющие очень большое количество пара. Паровые насосы должны пускаться только при исчезновении электрического напряжения на станции или для продавливания больших пробок. Перед насосами устанавливаются сетчатые фильтры для мазута. Для подачи нефти в пусковые

НТБ ДНУЖТ

бачки дизельных станций целесообразно прокладывать отдельный трубопровод и устанавливать отдельный электронасос во избежание загрязнения нефти мазутом.

При подаче мазута на станцию периодически, что имеет место в большинстве случаев, для большей гарантии устранения возможности образования пробок в магистральных мазутопроводах применяется система с постоянной циркуляцией мазута. При этой системе прокладываются два трубопровода: прямой и обратный, соединенные между собой на станции, и мазут постоянно циркулирует по этому кольцу, от которого берутся ответвления к отдельным потребителям мазута, например к отдельным котлам. Ответвления также обогреваются параллельно проложенными паровыми трубками.

ГЛАВА 25

ВОДОСНАБЖЕНИЕ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. Потребное количество воды для теплосиловых установок и требования, предъявляемые к устройствам водоснабжения

Количество потребной воды. Количество воды, потребное для паросиловой установки, может быть разделено на две части: одну, возвращающуюся в источник водоснабжения после использования ее на станции, и другую, используемую безвозвратно.

Количество возвращающейся воды обусловлено расходом ее для следующих нужд:

а) для конденсации отработавшего пара турбин или поршневых машин;

б) для охлаждения смазочного масла турбогенераторов;

в) для охлаждения воздуха, охлаждающего электрические генераторы (при замкнутой системе охлаждения, применяемой для крупных генераторов);

г) для охлаждения подшипников дымососов, вентиляторов и насосов.

Вода, использованная перечисленными потребителями, возвращается или во всяком случае может быть возвращена источнику водоснабжения. Расход возвращающейся воды обусловливается главным образом расходом ее на конденсацию, равным количеству проходящего через конденсатор пара, умноженному на кратность охлаждения m, причем для поверхностных конденсаторов $m = 60 — 80$ и для смешивающих $m = 30 — 40$.

Расход воды для всех прочих потребителей этой группы составляет обычно не более 10 — 12% от расхода ее на конденсацию. Эти потери могут иногда отсутствовать или полностью или частично в зависимости от установленного на станции оборудования и его типов.

Ориентировочно можно считать, что чисто конденсационные турбинные станции расходуют возвратной воды в 65 — 85 раз больше

НТБ ДНУЖТ

расхода пара из котлов. На теплофикационных станциях это отношение может быть значительно меньше в зависимости от количества отбираемого и не проходящего через конденсаторы пара (см. пример 26). На локомобильных станциях это отношение колеблется в пределах 30 — 40.

Расход воды, не возвращающейся источнику водоснабжения, слагается из следующих составляющих:

а) добавки для питания котлов, покрывающей потери конденсата внутри самой станции (продувка котлов, утечки и расход пара на собственные нужды); величина этой добавки при поверхностных конденсаторах невелика и составляет 5 — 10% от количества вырабатываемого котлами пара $D_к^{бр}$ При смешивающих конденсаторах, например на локомобильных станциях, при отказе от возврата в систему питания загрязненной маслом смеси конденсата и воды из конденсаторов, расход добавочной воды на питание котлов равен полному количеству питательной воды;

б) добавки воды в систему питания котлов на теплофикационных станциях для покрытия невозврата от потребителей конденсата производственного пара, достигающей в неблагоприятных случаях 30 —40% от расхода пара из котлов;

в) добавки воды для покрытия потерь ее в замкнутом цикле теплофикационной воды (см. о бойлерных установках), имеющей величину не более 0,05 $D_к^{бр}$;

г) расхода воды на золоудаление, достигающего при очень зольных топливах 1,0 — 1,25 $D_к^{бр}$ (при норме расхода воды порядка 30 *т* на 1 *т* золы);

д) расхода воды на бытовые и хозяйственные нужды, составляющего не более 0,10 $D_к^{бр}$

Как видно из перечня отдельных элементов безвозвратного расхода воды, последний даже в самых неблагоприятных случаях, а именно на теплофикационной станции с большим невозвратом конденсата и при наличии гидрозолоудаления может составить не более 1,7 $D_к^{бр}$, а при отсутствии гидрозолоудаления всего 0,65 $D_к^{бр}$ (с учетом потерь воды в химводоочистке около $0{,}65 \cdot 1{,}20 = 0{,}78$ $D_к^{бр}$).

Безвозвратный расход воды на теплофикационных станциях имеет величину, в несколько десятков раз меньшую возвратного расхода ее потребителями первой группы, обусловливаемого в основном расходом на конденсацию. На чисто конденсационных станциях, в которых весь пар проходит в конденсатор и требуется относительно большее количество охлаждающей воды, безвозвратный расход может быть в несколько сотен раз меньше возвратного расхода (см. пример 26).

Потребление воды дизельными электростанциями обусловлено ее расходом на охлаждение рубашек (иногда и поршней) двигателей и значительно меньше, чем расход ее на конденсацию у паровых электростанций той же мощности, а именно приблизительно в 10 раз меньше, чем у локомобильных, и приблизительно в 20 раз

НТБ ДНУЖТ

меньше, чем у турбинных станций (при допустимом нагреве воды в двигателе на 50°).

Количество воды, которое необходимо подавать к конденсаторам паровых двигателей, может иметь на крупных установках такую большую величину, что разрешение вопросов обеспечения станции достаточным количеством воды необходимой температуры, устройства водозаборных сооружений и подачи воды к установке, т. е. выбор системы водоснабжения, становится самостоятельной и серьезной технико-экономической задачей. Вопрос этот является очень серьезным и для станций с двигателями внутреннего сгорания.

Пример 26.

1. Для теплофикационной станции при условиях примера 25 определить соотношение между возвратным и безвозвратным расходом воды для случая прямоточного охлаждения конденсаторов и охлаждения при помощи градирен.

Согласно расчетам примера 25, расход пара котлами $D_к^{бр} = 29{,}5$ *т/ч* и количество воды, подаваемой на станцию в химический водоочиститель для покрытия потерь конденсата внутри станции, потерь конденсата производственного пара и утечек теплофикационной воды, составляет $W_1 = 13{,}25$ *т/ч*, т. е. $0{,}45\ D_к^{бр}$

Количество пара, проходящего в конденсатор, составляет 7,03 *т/ч*.

При кратности охлаждения, равной 60, количество охлаждающей воды, проходящей через конденсаторы, $W'_2 = 7{,}03 \cdot 60 = 421{,}8$ *т/ч*.

Оценивая расход воды на охлаждение подшипников дымососов и турбинного масла в 6% от W'_2, получаем полный расход возвратной воды

$$W_2 = 421{,}8 \cdot 1{,}06 = 447 \text{ т/ч}.$$

При прямоточном охлаждении конденсаторов количество возвратной воды в $\frac{447}{13{,}25} = 33$ раза больше безвозвратного расхода.

При охлаждении воды для конденсаторов при помощи градирен-безвозвратный расход воды увеличится на величину расхода ее для покрытия продувки градирен и потерь на испарение (см. далее о циркуляционном водоснабжении), оцениваемого приблизительно в 4% от W'_2 и равного $W'_1 = 0{,}4 \cdot 421{,}8 = 18$ *т/ч*.

Возвратный расход воды при этом будет в

$$\frac{W_2}{W_1 + W'_1} = \frac{447}{13{,}25 + 18} \approx 14 \text{ раз}$$

больше безвозвратного расхода.

2. Для конденсационной электростанции мощностью в 24 *мгвт* со средним годовым расходом пара в 5 *кг/квт-ч* определить ориентировочные годовые расходы возвратной и безвозвратной воды. Число часов использования установленной мощности равно 5 000 час/год. Согласно условиям количества пара, проходящего в конденсатор,

$$D_к = 24 \cdot 5 \cdot 5\,000 = 600\,000 \text{ т/год}.$$

НТБ ДНУЖТ

Оценивая продувку котлов, потери и паровые собственные нужды в 7% от расхода пара котлами, получаем производительность химической очистки

$$W_{х.о} = 600\,000 \cdot 0{,}07 = 42\,000 \ т/год.$$

Количество воды, подаваемое в химическую очистку,

$$W''_{х.о} = 42\,000 \cdot 1{,}25 = 52\,500 \ т/год.$$

Оценивая расход воды на хозяйственные и бытовые нужды в 8% от $D_к$, имеем годовой расход воды на эти нужды

$$W_{х.н.} = 600\,000 \cdot 0{,}08 = 48\,000 \ т/год.$$

Полный расход безвозвратной воды

$$W_1 = 52\,500 + 48\,000 = 100\,500 = 0{,}1005 \cdot 10^6 \ т/год.$$

Количество воды для охлаждения конденсаторов при кратности охлаждения 60 составляет

$$60 \ D_к = 60 \cdot 600\,000 = 36 \cdot 10^6 \ т/год.$$

При расходе на охлаждение воздуха генераторов, турбинного масла и подшипников дымососов в 8% от расхода на конденсацию полный расход возвратной воды

$$W_2 = 36 \cdot 10^6 \cdot 1{,}08 = 38{,}9 \cdot 10^6 \ т/год.$$

Расход возвратной воды больше безвозвратного расхода в

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{38{,}9 \cdot 10^6}{0{,}1005 \cdot 10^6} = 389 \text{ раз.}$$

3. Определить потребное количество воды для локомобильной станции с локомобилями ЛМ-VIII и охлаждением циркуляционной воды в градирне. Система питания котлов не связана с системой охлаждающей воды.

Количество потребной для одного локомобиля охлаждающей воды при 30-кратном охлаждении и количестве отработавшего пара в 1,5 $т/ч$ равно

$$1{,}5 \cdot 30 = 45 \ т/ч.$$

Потери в цикле циркуляционной воды (продувка градирни, утечки, испарение) принимаем в 5% от количества охлаждающей воды, что составит $0{,}05 \cdot 45 = 2{,}25$ $т/ч$. Эти потери частично покрываются конденсатом отработавшего пара в количестве 1,5 $т/ч$, смешивающимся в конденсаторе с охлаждающей водой. Необходимая добавка воды в циркуляционную систему равна

$$2{,}25 - 1{,}5 = 0{,}75 \ т/ч.$$

Для питания котла с учетом 10% продувки необходимо подавать

$$1{,}10 \cdot 1{,}5 = 1{,}65 \ т/ч.$$

НТБ ДНУЖКТ

Полное количество добавочной воды на 1 локомобиль составляет

$$0{,}75 + 1{,}65 = 2{,}40\ м/ч.$$

При наличии химической очистки питательной воды и потерях ее в самой химической чистке в 20% общее количество воды, потребное для одного локомобиля, будет равно

$$0{,}75 + 1{,}65 \cdot 1{,}2 = 2{,}70\ м/ч.$$

Требования, предъявляемые к водоснабжению. Техническое водоснабжение станции должно удовлетворять следующим требованиям.

1. Станция должна быть обеспечена в любое время года достаточным количеством воды.

2. Температура входящей в конденсаторы воды должна быть в летнее время не слишком высока (максимум 25°) и допускать работу двигателей с полной нагрузкой без значительного понижения вакуума против нормального.

3. В воде не должно быть плавающих предметов и большого количества взвешенных частиц во избежание забивания конденсаторов и других аппаратов станции и вода не должна оказывать на них вредного химического действия. Количество растворенных солей в воде не должно быть велико во избежание отложений накипи на внутренней поверхности трубок конденсаторов. Прочие соображения о качестве воды указаны в главе 15.

4. Сооружение устройств водоснабжения должно требовать возможно меньших капитальных затрат, и эксплуатационные расходы (в основном стоимость энергии на перекачку воды) должны быть минимальными. Следует заметить, что эти два требования часто противоречат друг другу и может потребоваться экономическое сравнение вариантов водоснабжения.

5. Вода для пополнения потерь в системе питания котлов, подлежащая предварительной химической очистке, не должна иметь солей такого состава и в таких количествах, которые не допускают ее удовлетворительной очистки применяемыми в настоящее время химическими способами. Иногда для этой воды может потребоваться отдельный источник.

6. Требования к воде для бытовых нужд регулируются санитарной инспекцией, и для удовлетворения их иногда необходим специальный источник водоснабжения.

§ 2. Классификация систем водоснабжения для конденсации пара и охлаждения двигателей внутреннего сгорания

Системы водоснабжения разделяются на:

а) прямоточные, при которых вода, подаваемая из источника водоснабжения, используется на станции один раз и возвращается в источник водоснабжения;

НТБ ДНУЖТ

б) циркуляционные, при которых вода используется многократно; выйдя нагретой из аппаратов станции, вода направляется в охлаждающее устройство, откуда снова поступает в станцию для охлаждения аппаратов, совершая таким образом замкнутый круг; охлаждение нагретой в станции воды может производиться: 1) в естественных или искусственных озерах и прудах, 2) в прудах, образованных запрудой рек, 3) в башенных охладителях (градирнях), 4) в прудах или бассейнах с разбрызгивающими соплами (брызгальных бассейнах). При циркуляционных системах всех видов из замкнутого цикла воды имеются ее потери, происхождение и величина которых рассматриваются далее при описании циркуляционных систем. Вода, которую необходимо добавлять для возмещения потерь, является для станции безвозвратной и ее количество должно быть учтено при определении всего безвозвратного расхода воды;

в) смешанные, представляющие собой комбинацию прямоточной системы с одной из циркуляционных и применяемые только в особых редких случаях.

§ 3. Прямоточное водоснабжение

При наличии вблизи станции реки, дебит которой в самый маловодный год превышает потребность воды для станции, может быть осуществлено прямоточное водоснабжение, при котором вода в необходимом количестве подается на станцию и после использования в ней для охлаждения агрегатов возвращается в реку. Вследствие затруднительности устройства водозаборных приспособлений, при которых можно было бы отвести из реки в одном месте почти всю воду, дебит реки должен превышать расход воды для станции по крайней мере в 2—3 раза.

При прямоточном водоснабжении, схема которого изображена на фиг. 139, насосы охлаждающей воды устанавливаются в большинстве случаев не при конденсаторах, а в центральной насосной, расположенной рядом с водоприемником, и включаются параллельно в общий напорный коллектор. От коллектора к конденсаторам вода подается под давлением обычно по двум напорным магистралям (одна резервная). Водоприемники должны быть оборудованы плоскими или вращающимися сетками для улавливания из воды крупных взвешенных частиц и посторонних предметов: щепы, водорослей и т. п. Водозабор для каждого насоса и очистка воды для него должны быть независимы от других насосов (секционированы). Сброс нагретой воды в реку должен производиться ниже забора воды по течению реки и не ближе 50 *м* от него для того, чтобы теплая вода не подсасывалась в водоприемник в летнее время.

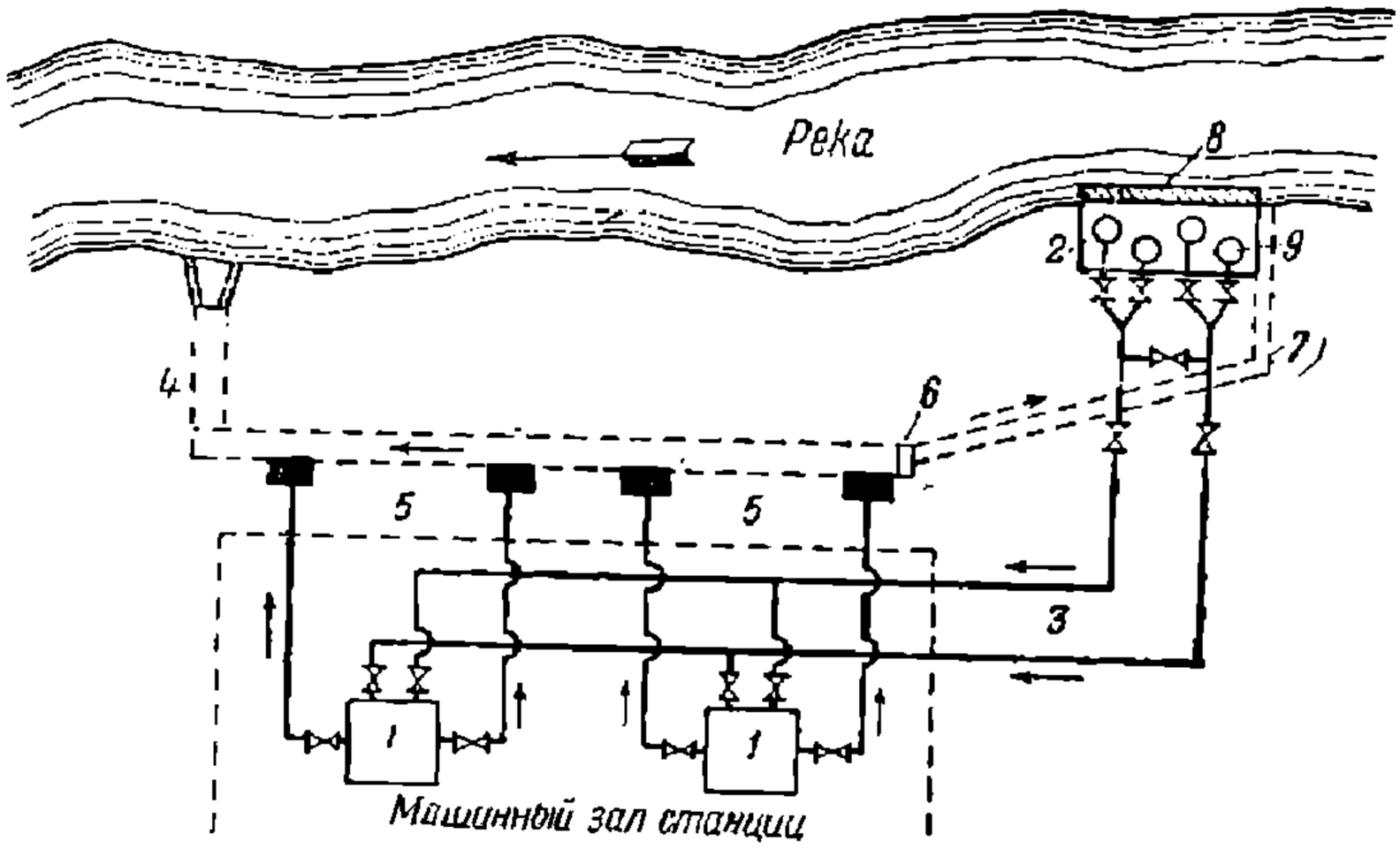
Для борьбы с донным льдом и шугой, а также для уменьшения переохлаждения конденсата в зимнее время из сбросного канала должен быть сделан отвод для сбрасывания теплой воды выше водоприемника в непосредственной близости с ним (перепускной канал 7 на фиг. 139).

НТБ ДНУЖТ

Расход электроэнергии на перекачку охлаждающей воды прямопропорционален как расходу воды, так и напору насосов, определяемому по формуле

$$H = H_1 + H_2 + \Sigma h,$$

где H_1 — высота всасывания;
H_2 — высота нагнетания;
Σh — сумма потерь напора от сопротивления конденсаторов и водоводов. Высота всасывания при наинизшем уровне воды в реке не должна, по требованиям заводов, изготовляющих насосы, быть более 4 — 4,5 *м*.



Фиг. 139. Принципиальная схема прямоточного водоснабжения

1 — конденсаторы; *2* — центральная насосная; *3* — напорные магистрали; *4* — сливной канал; *5* — сливные колодцы (сифонные); *6* — переключательный колодец; *7* — перепускной канал; *8* — сетки; *9* — насосы охлаждающей воды

Высота нагнетания определяется рельефом местности. Для ее уменьшения необходимо станцию располагать возможно ниже относительно наивысшего уровня воды в реке. Кроме того, должно быть обеспечено сифонное действие сливных труб из конденсаторов (см. главу 23), для чего концы сливных труб должны быть всегда утоплены в специальных сифонных колодцах, устройство которых при сбросном канале считается обязательным.

§ 4. Циркуляционное водоснабжение с охлаждением воды в прудах

Принцип работы и принципиальная схема. При расположении станции вблизи естественных озер или прудов последние при достаточных поверхности и запасе воды в них могут быть использованы в качестве охладителей циркуляционной воды.

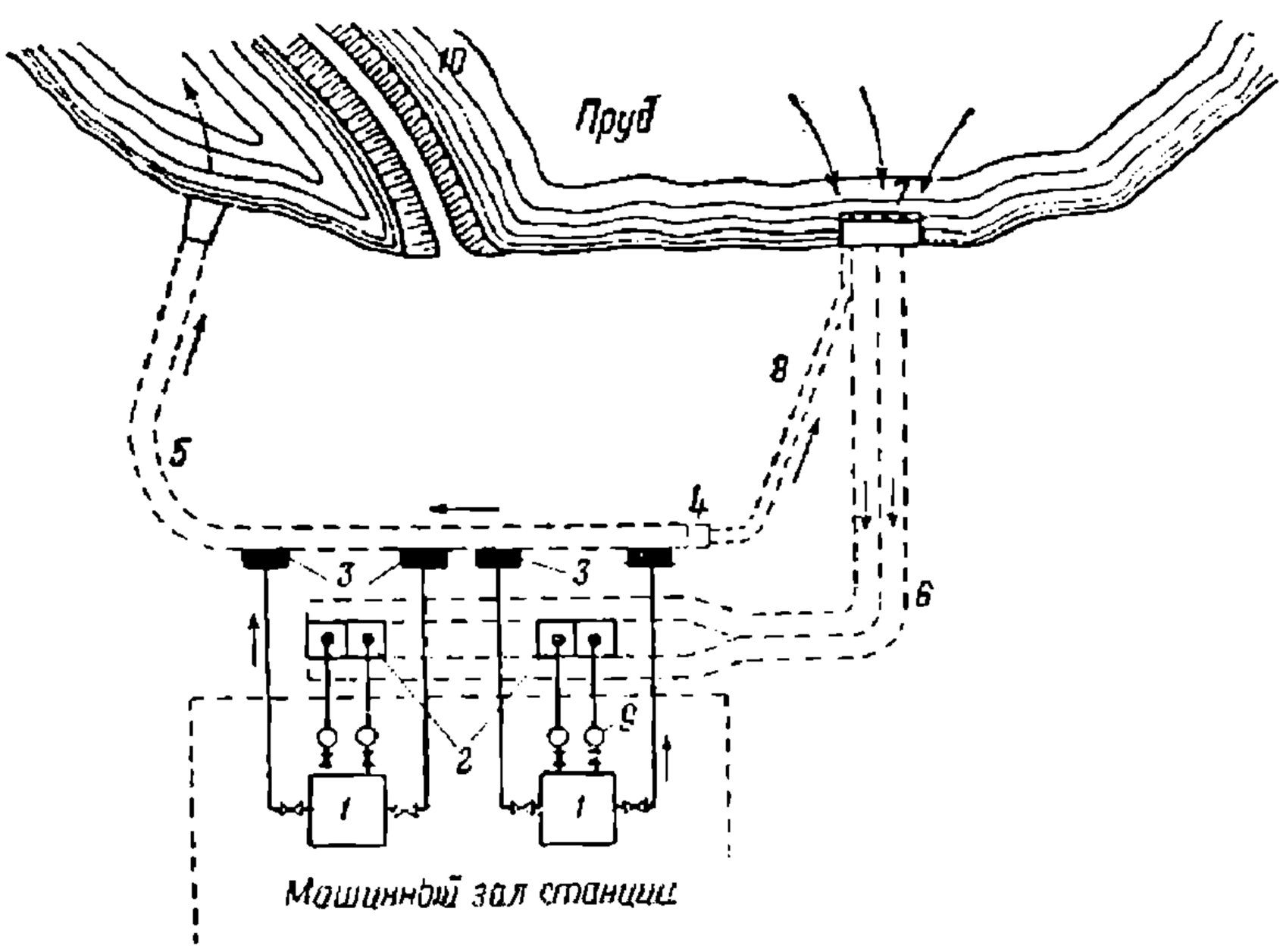
В тех случаях, когда станция расположена при реке, дебит которой недостаточен для возможности устройства прямоточного водоснаб-

НТБ ДНУЖТ

жения, может быть при помощи плотины устроен искусственный пруд, заполняемый водой в многоводные периоды года, и использован в качестве охладителя циркуляционной воды.

Как при естественных, так и при искусственных прудах вода забирается в одном месте пруда и после использования в станции спускается в другое место пруда, по возможности отделенное от места забора воды, и отдает воздуху полученное на станции тепло.

Насосы охлаждающей воды (циркуляционные) в случае большого колебания уровня воды в пруде устанавливаются, как и при прямоточной системе, в центральной береговой насосной, и схема водоснабжения становится одинаковой с прямоточной схемой, только рас-



Фиг. 140. Принципиальная схема прудового водоснабжения с приемными и сливными каналами

1 — конденсаторы; *2* — приемные колодцы; *3* — сливные колодцы (сифонные); *4* — переключательный колодец; *5* — сливной канал; *6* — приемные самотечные каналы; *7* — водоприемники; *8* — перепускной канал; *9* — циркуляционные насосы; *10* — направляющая дамба

стояние между забором воды и ее сбросом должно определяться поверхностью пруда, необходимой для достаточного охлаждения воды.

При небольших колебаниях уровня воды в пруде циркуляционные насосы устанавливаются в здании станции и вода к ним подводится из водоприемника по самотечным каналам. Сброс воды, как и при прямоточной системе, происходит по самотечному каналу, в котором также обязательно устройство сифонных колодцев. Для борьбы с донным льдом и шугой к водоприемнику должен быть подведен перепускной канал, подводящий к нему теплую воду в зимнее время. Схема прудового водоснабжения с самотечными подводящим и отводящим каналами изображена на фиг. 140.

НТБ ДНУЖТ

Подводящих каналов обычно делают два с подачей воды ко всасывающим колодцам от каждого канала.

У водоприемника необходимо устанавливать сетки, плоские или вращающиеся, причем последние применяются при наличии в пруде водорослей.

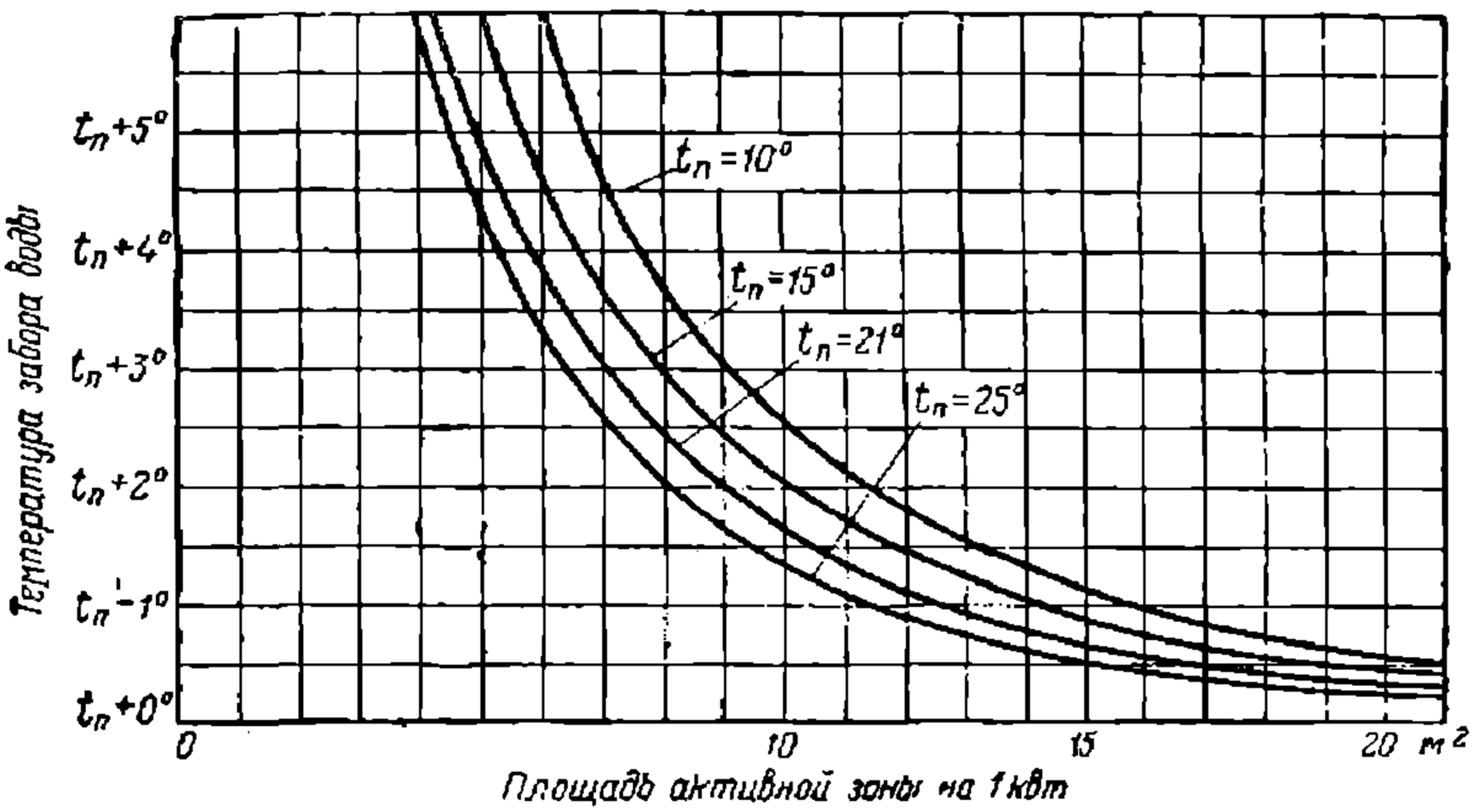
Активная поверхность пруда. Охлаждение воды в пруде происходит вследствие отдачи ее тепла воздуху, которая осуществляется путем:

а) испарения с поверхности пруда;

б) конвекции за счет разности температур в пруде и окружающего воздуха;

в) лучеиспускания с поверхности пруда.

Для того чтобы вода по пути от сброса ее до места забора могла достаточно охладиться, пруд должен иметь соответствующую активную поверхность. Активной поверхностью называется поверхность



Фиг. 141. График А. А. Петрова для определения необходимой охлаждающей поверхности пруда

воды, принимающей участие в циркуляции ее от сброса до места забора, поскольку часть воды, зависящая от очертаний и глубины пруда, участия в циркуляции не принимает. Например, в местах глубиной менее 0,75—1 *м* вода в циркуляции не участвует.

Активная поверхность искусственного пруда может быть увеличена за счет повышения его отметки, если для этого не имеется каких-либо препятствий, а также путем увеличения расстояния между забором воды и ее сбросом. Кроме того, активная поверхность может быть увеличена устройством струенаправляющих земляных дамб или деревянных перегородок (шпунтовые ряды), изменяющих и удлиняющих путь воды. Необходимая активная поверхность пруда весьма значительна и зависит от многих факторов: от силы и количества ветров, скорости воды и температурных условий.

НТБ ДНУЖТ

Точное определение необходимых размеров поверхности пруда представляет собой весьма сложную задачу, так как выявление части поверхности его, являющейся активной зоной, очень затруднительно. Определение самой требующейся активной поверхности может быть сделано тоже только весьма приближенно посредством вычисления количеств тепла, отдаваемых испарением, конвекцией и лучеиспусканием. Теоретические формулы, имеющиеся для вычисления этих величин, не дают точных результатов, так как многие из входящих в формулы элементов в практических условиях работы прудов являются весьма неопределенными. В литературных источниках можно встретить данные о необходимых размерах активной поверхности, различающиеся друг от друга в несколько раз. Для ориентировочного определения необходимой активной площади пруда-охладителя можно пользоваться графиком (фиг. 141), составленным инж. А. А. Петровым на основе данных исследований, произведенных сектором прудового хозяйства Теплоэлектропроекта.

Для пояснения смысла этого графика необходимо остановиться на принципе работы пруда-охладителя. Вода, нагретая в конденсаторе, возвращается снова в конденсатор, охладившись до первоначальной температуры, т. е. вода охлаждается в пруде на столько же градусов, на сколько градусов она нагревается в конденсаторе.

Поскольку нагрев воды в конденсаторе зависит только от условий его работы, а именно его тепловой нагрузки и количества охлаждающей воды, понижение температуры воды в пруде (зона охлаждения) зависит тоже только от тех же условий работы конденсатора. Если бы такое тепловое равновесие не существовало, то охлаждающая вода через некоторое время или закипела бы или замерзла.

Размер активной поверхности пруда сказывается только на температурах входящей и выходящей из конденсатора воды, но не на их разности, остающейся постоянной, если условия работы конденсатора не изменяются. Чем меньше активная поверхность пруда, тем выше при той же зоне охлаждения температуры входящей и выходящей из конденсатора воды и тем меньше вакуум в конденсаторе.

Независимость зоны охлаждения от качества работы охладителя имеет место при всех системах циркуляционного охлаждения (см. далее о градирнях и брызгальных бассейнах).

По графику А. А. Петрова (фиг. 141) можно при данной естественной температуре t_n воды в пруде определить для допустимого перегрева охлажденной воды сверх ее естественной температуры необходимую активную поверхность на 1 *квт* работающей конденсационной мощности станции [1].

График составлен для обычной зоны охлаждения (около 10°). Например, при естественной температуре воды $t_n = 21°$ и допустимом перегреве воды на 4°, т. е. для получения температуры забираемой охлажденной воды в 25°, необходима активная поверхность в

---

[1] За естественную температуру воды в каком-либо летнем месяце принимается среднемесячная температура воздуха для среднего года.

НТБ ДНУЖТ

5,8 *м²/квт*. При этом температура выходящей из конденсатора воды будет равна 25 + 10 = 35°. Если вакуум при этом будет хуже желаемого, то необходимо увеличить активную поверхность, что сопряжено с дополнительными денежными расходами. Обычно активная поверхность прудов имеет величину в 5 — 10 *м²/квт*.

Количество воды, необходимое для пополнения ее потерь в прудах-охладителях. При проектировании прудового водоснабжения необходимо предусматривать наличие потерь воды из пруда и способы их пополнения. Потеря воды из прудов вызывается:

а) естественным ее испарением с поверхности пруда;

б) дополнительным испарением, вызываемым нагреванием циркуляционной воды на станции;

в) фильтрацией через грунт;

г) расходом воды из пруда на хозяйственные и другие нужды станции.

Величина естественного испарения, имеющегося во всяком водоеме при естественной температуре воды, очень трудно поддается точному учету и может доходить до 1 — 2 *м* в год. При ее вычислении необходимо учитывать выпадающие над прудом осадки.

Величина потерь воды от дополнительного испарения, вызываемого нагревом воды на станции, может быть приблизительно определена из следующих соображений.

Каждый килограмм пара, проходящего в конденсатор, отдает охлаждающей воде

$$i_2 - i_к \approx 565 - 30 = 535 \text{ кал},$$

где i_2 — теплосодержание 1 *кг* входящего в конденсатор пара;

$i_к$ — теплосодержание 1 *кг* конденсата.

Принимая скрытую теплоту испарения воды при температуре в 20 — 40° равной 580 *кал/кг*, получаем, что за счет тепла, полученного водой от 1 *кг* прошедшего в конденсатор пара, теоретически может испариться около

$$\frac{535}{580} = 0{,}9 \text{ кг воды};$$

В действительности величина потерь на дополнительное испарение несколько меньше. С достаточной для практических целей точностью может быть принято, что полное количество испарившейся за какой-либо период времени воды (с учетом естественного и дополнительного испарения) равно количеству пара, прошедшего за этот период через конденсаторы двигателей.

Величина фильтрации через грунт зависит от местных геологических условий и в первые годы работы водохранилища может достигать значительных размеров. После заиления дна величину фильтрации можно принимать равной около 360 *мм* в год.

НТБ ДНУЖТ

Наблюдения и исследования, производившиеся в течение нескольких лет автором над прудами-охладителями ГЭС имени Классона (Московская область), показали, что количество убывающей из прудов воды с учетом как обоих видов испарения, так и фильтрации равно

$$1{,}10 — 1{,}15\ D_к\ ,$$

где $D_к$ — количество проходящего через конденсаторы пара.

Результаты этих наблюдений подтверждают приведенные выше ориентировочные расчеты убыли воды. Потери воды в количестве $1{,}10 — 1{,}15\ D_к$ при 60-кратном охлаждении составляют около 2% от циркулирующей воды.

Указанное количество воды должно добавляться в пруд во избежание недопустимого понижения его уровня. Если в естественных прудах не имеется достаточного естественного пополнения потерь воды (впадающие ручьи, подводные ключи), то использование прудов в качестве охладителей возможно лишь при искусственном их пополнении, если таковое осуществимо.

Сложнее обстоит дело с расчетом водного баланса искусственных прудов, образуемых запрудой рек при помощи плотин. Эти пруды пополняются водой в периоды половодья, и запас воды в них должен быть достаточен для работы станции в течение всего остального времени года; поэтому основным вопросом проектирования таких прудов является установление расчетной отметки пруда (высота плотины).

Пруды, образуемые запрудами рек, устраиваются обычно в тех случаях, когда дебит реки в маловодное время года недостаточен не только для возможности устройства прямоточной системы, но и для покрытия потерь воды при циркуляционном охлаждении, и поэтому являются почти всегда не только охладителями, но и регуляторами речного стока.

Выбор расчетной отметки такого пруда является весьма сложной проблемой, так как пруд должен удовлетворять как условиям охлаждения воды, так и требованиям регулирования, часто противоречащим друг другу. С точки зрения условий работы пруда как охладителя расчетная отметка пруда должна выбираться таким образом, чтобы:

а) снижение уровня воды в пруде в маловодный период не превосходило предела, обеспечивающего достаточную активную поверхность охлаждения;

б) колебания уровня в пруде были минимальными, так как всякое снижение уровня вызывает увеличение расхода энергии на перекачку воды.

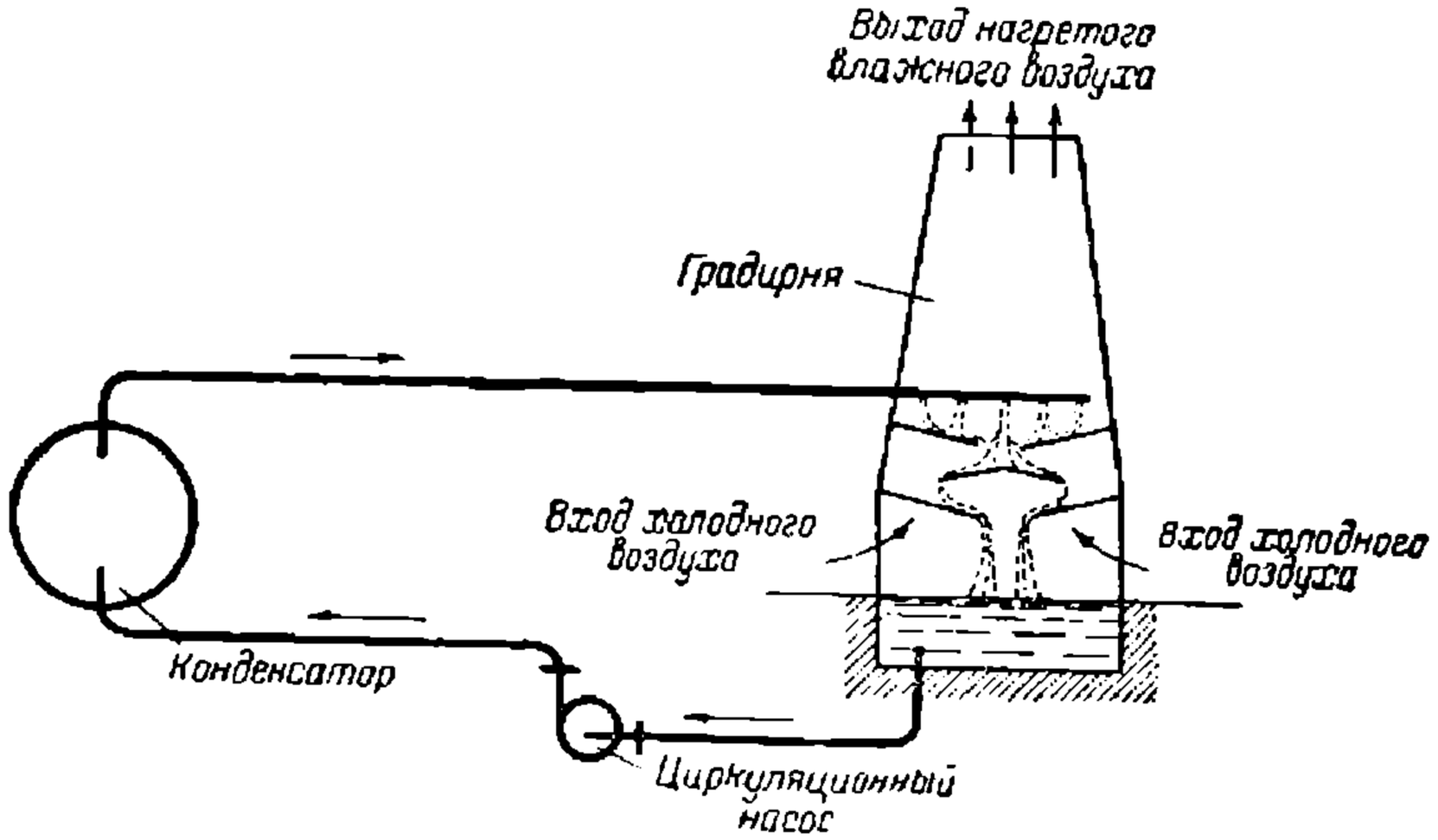
Как видно из описания принципов и условий работы прудов-охладителей, основными задачами при их проектировании являются обеспечение необходимой поверхности охлаждения и обеспечение необходимого запаса воды.

НТБ ДНУЖТ

§ 5. Циркуляционное водоснабжение с охлаждением воды в башенных охладителях (градирнях)

Классификация градирен. Способ охлаждения воды в градирнях состоит в том, что подлежащая охлаждению вода подается в градирню на некоторую высоту и затем стекает мелкими струйками вниз по распределительной системе. Разбрызгивание воды необходимо для создания большей поверхности соприкосновения воды с воздухом.

Охлаждение воды в градирнях происходит главным образом за счет ее испарения и в небольшой доле за счет конвекции. Охлажденная вода поступает из распределительной системы (называемой оросителем) в находящийся под ней бетонный резервуар, из которого по самотечным каналам поступает к циркуляционным насосам, подающим



Фиг. 142. Схема движения охлаждающей конденсатор воды при градирне

воду в конденсатор, и затем по напорным трубопроводам снова в градирню. Схема круговорота воды изображена на фиг. 142, принципиальная же схема всей системы водоснабжения с градирнями изображена на фиг. 143.

Систем и конструкций градирен имеется значительное количество, но в основном они могут быть разделены на следующие типы.

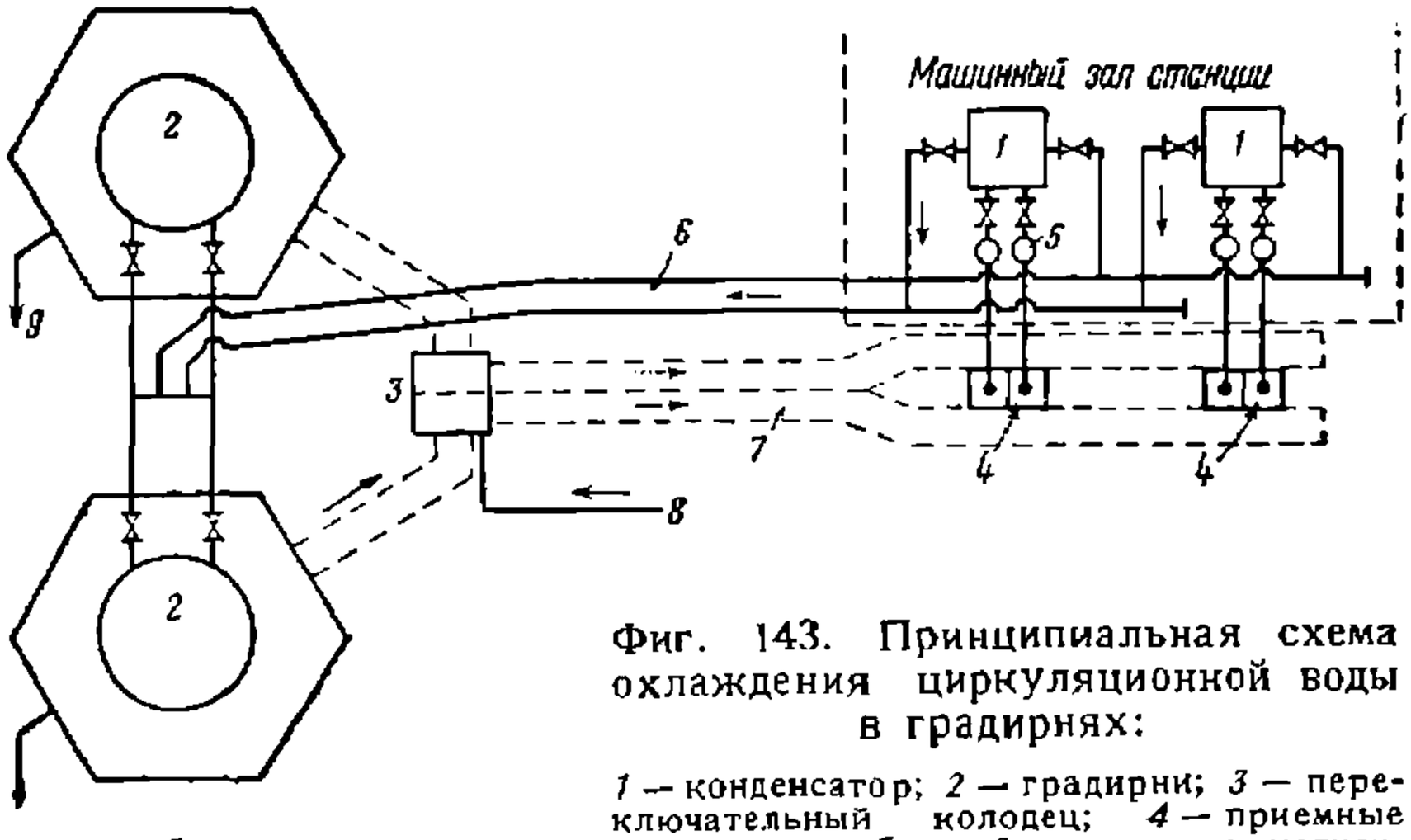
1. О т к р ы т ы е, в которых распределительная система располагается на открытом воздухе и последний имеет доступ к воде со всех сторон. Недостатком таких градирен является унос паров воды ветром, и применение таких градирен возможно для установок в слабо населенных местностях. Кроме того, охлаждение воды в них хуже, чем в градирнях других типов, а именно с организованным подводом воздуха. Поэтому применять открытые градирни допустимо только для установок малой мощности.

2. З а к р ы т ы е с е с т е с т в е н н о й т я г о й. В градирнях этого типа оросительное устройство закрыто кожухом, а над ним

БГТУ ДНУЖТ

устраивается башня (камин), суживающаяся кверху и играющая роль вытяжной трубы. Воздух поступает в нижнюю часть оросителя и под влиянием естественной тяги движется навстречу падающим струйкам и брызгам воды, так что градирня работает по принципу противотока, что улучшает охлаждение воды. Такие градирни требуют около 10 — 15 $м^2$ площади на 1 $т/ч$ охлаждаемого пара.

3. Закрытые с искусственной тягой. В градирнях с искусственной тягой воздух подается в нижнюю часть оросителя при помощи вентиляторов. Работа таких градирен более устойчива, так как может быть обеспечен постоянный приток воздуха независимо от погоды. Они требуют значительно меньше площади, а именно 3 — 7 $м^2$ на 1 $т/ч$ охлаждаемого пара.



Фиг. 143. Принципиальная схема охлаждения циркуляционной воды в градирнях:

1 — конденсатор; *2* — градирни; *3* — переключательный колодец; *4* — приемные колодцы; *5* — циркуляционные насосы у турбин; *6* — напорные магистрали; *7* — водоподводящие самотечные каналы; *8* — подвод добавочной воды; *9* — продувка

Однако применение их не имеет широкого распространения вследствие значительного расхода энергии на вентиляторы.

Градирни с естественной и искусственной тягой могут иметь следующие типы оросительных устройств:

а) с раздроблением воды на капли при помощи решетника из деревянных планок различной формы;

б) с раздроблением воды при помощи сопел;

в) пленочного типа, в которых вода спускается в виде пленки по вертикальным щитам; градирни этого типа начали сооружаться в последнее время, но широкого распространения еще не имеют.

Наиболее распространены градирни капельного типа с естественной тягой, и работа их наиболее изучена.

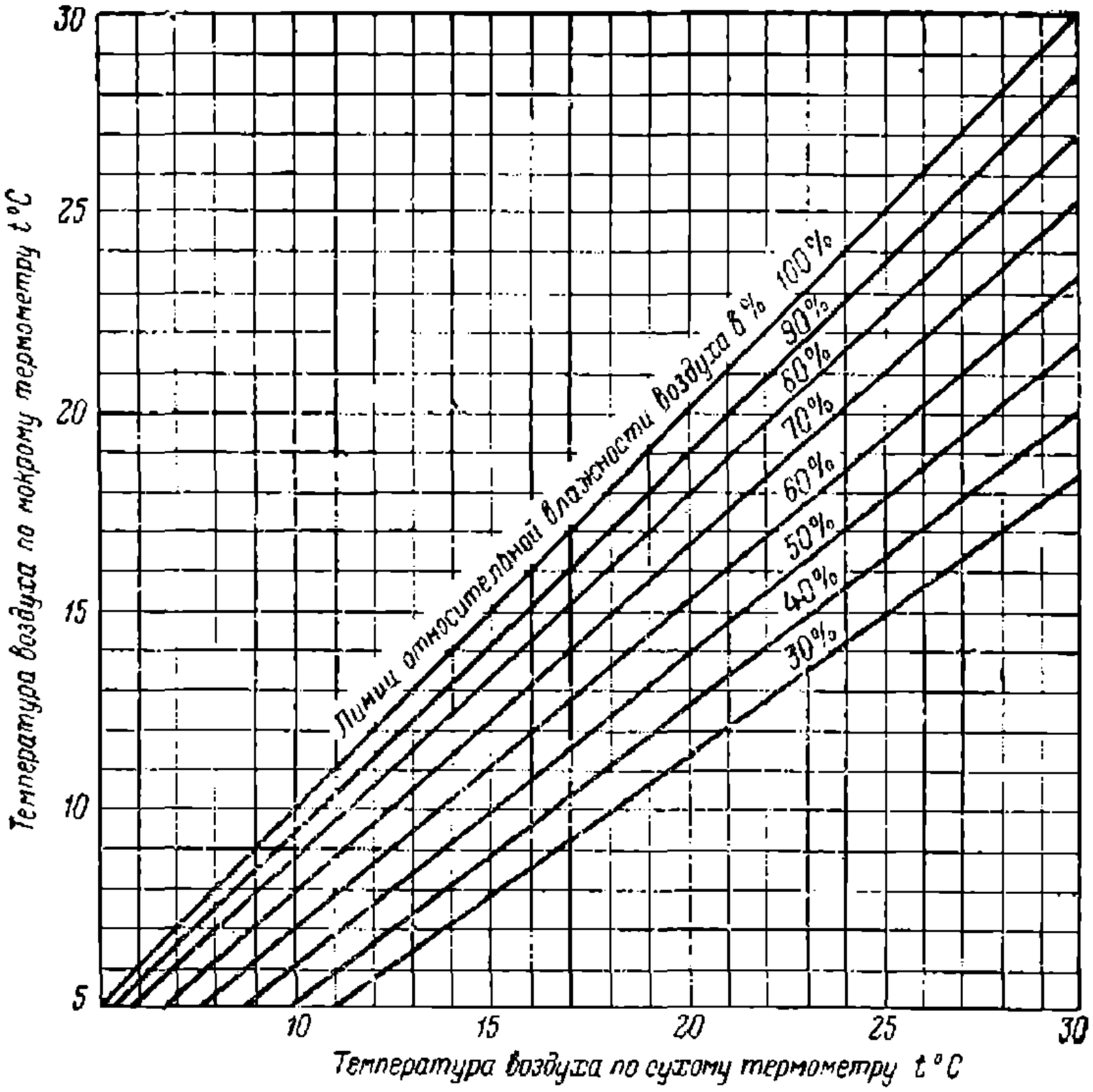
Принцип работы градирен. В градирне любой системы охлаждение воды происходит, во-первых, за счет того, что воздух более холодный, чем вода, отнимает от нее тепло главным образом за счет конвекции и, во-вторых, от того, что часть воды испаряется, увеличивая влажность проходящего воздуха. При этом температура неиспарив-

НТБ ДНУЖТ

шейся воды понижается, так как необходимое для испарения количество тепла отнимается от неиспаренной воды.

Входящий в градирню воздух всегда имеет некоторое количество водяных паров, но никогда не бывает полностью насыщен ими, так что относительная влажность воздуха всегда меньше 100%.

Испарение воды и ее охлаждение могут происходить до тех пор, пока воздух не насытится водяными парами. Если воздух имеет малую относительную влажность и способен поглотить большое количество паров и температура воды не слишком высока, то она может



Фиг. 144. Температура воздуха по мокрому термометру для различных температур по сухому термометру и различных относительных влажностей в процентах

охладиться ниже температуры воздуха, так как при образовании большого количества паров от воды отнимается значительное количество тепла.

Наинизшим теоретическим пределом, до которого может быть охлаждена вода в градирне, является температура конденсации водяных паров воздуха, другими словами, температура воздуха по мокрому термометру, называемая иначе температурой точки росы τ. Чем больше относительная влажность воздуха, тем выше его температура по мокрому термометру. При полном насыщении воздуха во-

НТБ ДНУЖТ

дяными парами (относительная влажность 100%) температуры его по сухому и мокрому термометрам одинаковы.

Температуры воздуха по мокрому термометру для различных температур его по сухому термометру при различных относительных влажностях могут быть определены по графику, изображенному на фиг. 144.

В реальных условиях работы градирни предел охлаждения τ никогда не может быть достигнут, так как для этого необходимы идеальное распыливание воды и соприкосновение всей массы ее с воздухом, что возможно только при бесконечно больших размерах градирни. Поэтому температура охлажденной воды в градирне всегда выше теоретического предела охлаждения (но все же может быть ниже температуры воздуха по сухому термометру).

Для дальнейшего уяснения работы градирни напомним, что в ней, как в прудах и других циркуляционных охладителях, разница между температурами входящей (теплой) и выходящей (охлажденной) воды зависит только от паровой (тепловой) нагрузки конденсатора и количества охлаждающей воды, т. е. от кратности охлаждения.

Градирня в зависимости от ее качества только повышает или понижает температуры поступающей и охлажденной воды при неизменной их разности. Если хорошая градирня дает, например, температуру охлажденной воды в 25° при температуре поступающей в 35°, то худшая градирня при тех же условиях работы конденсатора будет давать температуру охлажденной воды, например, в 30° при температуре поступающей в 40°. Разница между температурами поступающей и охлажденной воды, называемая з о н о й о х л а ж д е н и я, останется попрежнему равной $\Delta t = 10°$ Зона охлаждения может изменяться только при изменении количества охлаждающей воды или тепловой нагрузки конденсатора, т. е. при изменении величины нагрева воды в конденсаторе[1]. Если обозначить температуру поступающей в градирню охлаждаемой воды t_1, температуру охлажденной воды t_2 и предел охлаждения τ, то степень совершенства работы градирни (часто неправильно называемая ее к. п. д.) может быть характеризована отношением фактической зоны охлаждения к теоретически возможному охлаждению до температуры точки росы

$$\eta = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - \tau}. \qquad (109)$$

Степень совершенства градирни легко может быть определена по гарантийному графику ее работы, характер которого изображен на фиг. 145, строящейся при прочих равных условиях для различных температур воздуха по мокрому термометру.

---

[1] В данном рассуждении пренебрегается некоторым изменением тепловой нагрузки конденсатора вследствие изменения расхода пара двигателем от изменения вакуума в конденсаторе, вызываемого повышением температуры выходящей из конденсатора воды.

НТБ ДНУЖТ

При ухудшении работы градирни и неизменной работе конденсатора вся зона охлаждения на фиг. 145 поднимается вверх без изменения своей величины.

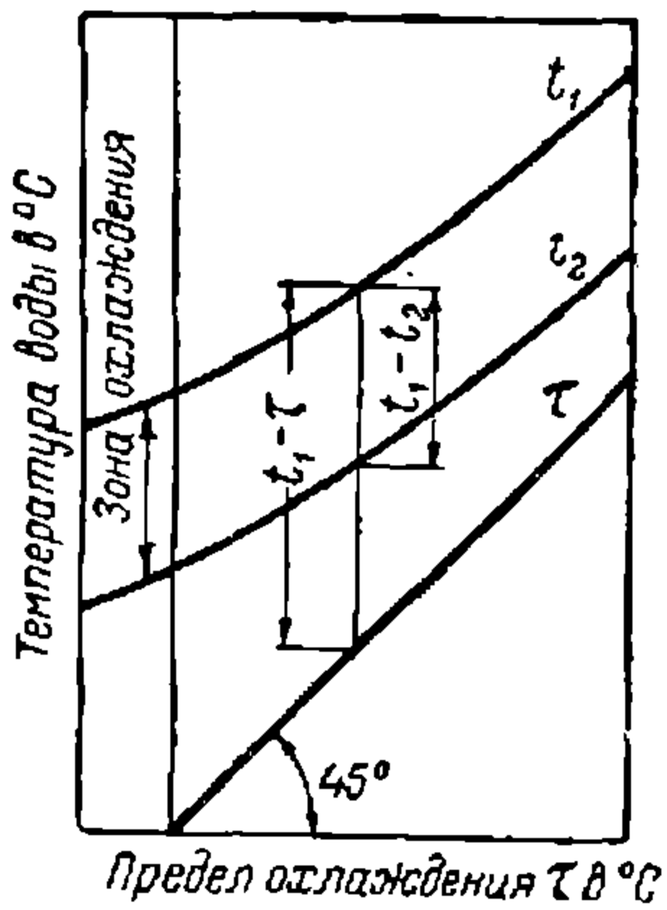
Качество работы градирни, характеризуемое при прочих равных условиях высотой расположения на шкале температур зоны охлаждения, очень сильно зависит от плотности орошения или плотности дождя, определяющей количество воды, проходящее в час через 1 $м^2$ поперечного сечения градирни (в месте входа воздуха), и равной

$$q = \frac{W}{F}\left[\frac{м^3}{м^2 \cdot ч}\right]. \qquad (110)$$

Плотность орошения для градирен обычно равна $2 - 3\ \frac{м^3}{м^2 \cdot ч}$

Вместо термина «плотность орошения» иногда употребляется термин «высота орошения». Высота орошения численно равна плотности орошения, но выражается в метрах в час и представляет собой увеличение за 1 час уровня воды в сосуде, поставленном по пути падения воды.

Чем больше плотность дождя, т. е. чем меньше площадь поперечного сечения оросителя, тем хуже при прочих равных условиях работает градирня и тем выше будет лежать на шкале температур зона охлаждения. Причина этого заключается в том, что через единицу поперечного сечения оросителя в час будет проходить большее количество тепла и отвод его более затруднителен. Таким образом, характерной величиной для качества работы градирни является ее удельная тепловая нагрузка в $\frac{кал}{м^2 \cdot ч}$, равная произведению плотности дождя на величину зоны охлаждения. Чем больше удельная тепловая нагрузка, тем хуже при прочих равных условиях работает градирня и тем выше будет лежать зона охлаждения и вместе с ней температура выходящей из конденсатора воды, определяющая глубину вакуума. Зато такая градирня будет дешевле. При желании улучшить вакуум необходимо соорудить градирню с большей площадью поперечного сечения оросителя, т. е. более дорогую.



Фиг. 145. Примерный гарантийный график работы градирни

Определение основных размеров градирен. Точных методов вычисления размеров градирни для получения охлажденной воды желаемой температуры не имеется. Обычно пользуются гарантийными графиками различных фирм и организаций. Инж. А. Н. Арефьевым на основе ряда испытаний нормально выполненных капельных градирен составлена приведенная на фиг. 146 номограмма для опреде-

НТБ ДНУЖТ

ления их охладительного эффекта, которую можно рассматривать как гарантийную характеристику и которой пользуются проектные организации.

При правильно спроектированной и эксплуатируемой градирне вполне возможно получение температур охлажденной воды, определенных по номограмме фиг. 146. Номограмма состоит из двух диаграмм. По диаграмме *Б* могут быть найдены температуры охлажденной воды при различных удельных тепловых нагрузках градирни и различных зонах охлаждения (перенадах температур в градирне). Диаграмма *Б* составлена для температуры окружающего воздуха по мокрому термометру $\tau = 18{,}7°$ (соответствует точке росы при температуре воздуха по сухому термометру в 25° и относительной влажности его в 55%.)

Для получения температур охлажденной воды при других τ служит диаграмма *А*. На этой диаграмме нанесены кривые, которые дают температуры охлажденной воды при разных τ по точке, найденной по диаграмме *Б*.

Приведенными диаграммами можно пользоваться как для определения температуры охлажденной воды при разных условиях работы конденсаторов и разных размерах градирен, так и для решения обратной задачи: нахождения необходимых размеров градирни для получения охлажденной воды желаемой температуры при разных условиях работы конденсатора. Способ пользования диаграммами поясним на нескольких характерных примерах.

Пример 27. На градирню поступает $W = 3\,000$ $м^3$ циркуляционной воды в час. Тепловая нагрузка конденсатора

$$Q_к = D_к (i_2 — i_к) = 30 \cdot 10^6 \ кал/ч.$$

Поперечное сечение оросителя градирни $F = 1\,000$ $м^2$. Найти температуру охлажденной воды при температуре воздуха по мокрому термометру в 12°.

Прежде всего находим удельную тепловую нагрузку градирни. Согласно условиям задания плотность дождя

$$q = \frac{W}{F} = \frac{3\,000}{1\,000} = 3{,}0 \ \frac{м^3}{м^2 \cdot ч},$$

что соответствует $3\,000 \ \frac{кг}{м^2 \cdot ч}$:

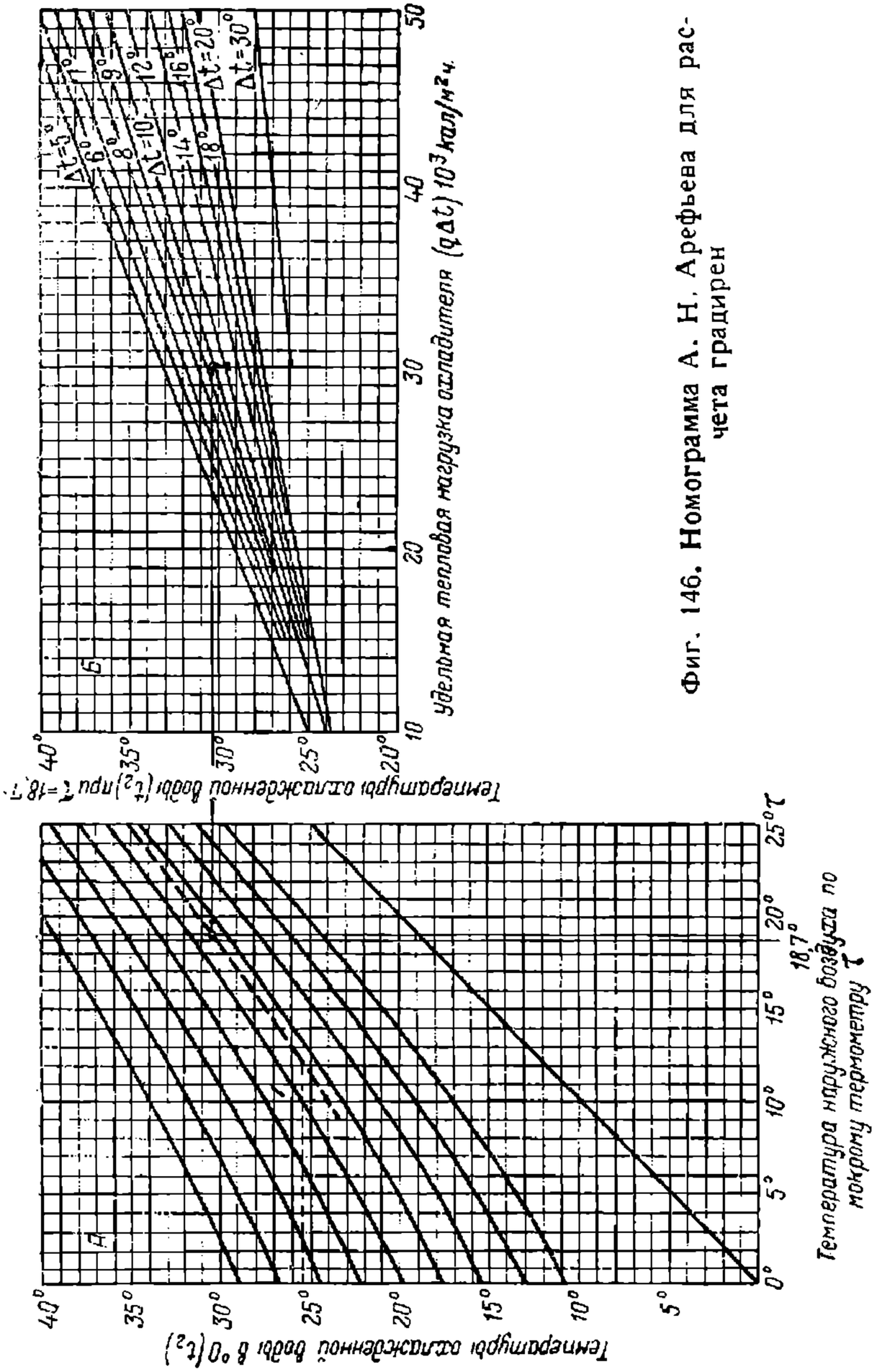
Перепад температур в градирне (зона охлаждения)

$$\Delta t = \frac{Q}{W} = \frac{30 \cdot 10^6}{3\,000 \cdot 10^3} = 10°.$$

Удельная тепловая нагрузка

$$q \Delta t = 30 \cdot 10^3 \ \frac{кпл}{м^2 \cdot ч}.$$

НТБ ДНУЖТ



Фиг. 146. **Номограмма А. Н. Арефьева для расчета градирен**

НТБ ДНУЖТ

По диаграмме *Б* находим абсциссу, равную 30, и на пересечении ее ординаты с лучом, соответствующим зоне охлаждения $\Delta t = 10°$ находим температуру охлажденной воды $t_2 = 30{,}25°$, которая будет иметь место при $\tau = 18{,}7°$. Для определения величины t_2 при $\tau = 12°$ пользуемся диаграммой *А* и на ординате, соответствующей $\tau = 18{,}7°$, находим $t_2 = 30{,}25°$ Из этой точки проводим кривую параллельно ближайшей нанесенной кривой и находим точку пересечения ее с ординатой, соответствующей $\tau = 12°$. Температура охлажденной воды будет равна 25,5°. Температура выходящей из конденсатора воды будет равна $25{,}5 + \Delta t = 35{,}5°$.

Пример 28. Определить температуру охлажденной воды при тех же условиях, что и в примере 27, но при поперечном сечении оросителя в 750 $м^2$, т. е. при более дешевой градирне. Аналогичное изменение условий работы градирни будет иметь место на практике при наличии двух градирен и выключении одной из них для ремонта.

Поскольку тепловая нагрузка конденсатора и количество циркулирующей воды остались неизменными, зона охлаждения будет равна зоне в примере 28, а именно 10°, плотность же дождя увеличится, т. е.

$$q_1 = \frac{W}{F_1} = \frac{3\,000}{750} = 4{,}0\,\frac{м^3}{м^2 \cdot ч}.$$

Удельная тепловая нагрузка также возрастет до величины

$$q_1 \Delta t = 40 \cdot 10^3\,\frac{кал}{м^2 \cdot ч}.$$

Произведя вышеуказанные построения на диаграмме *Б*, исходя из абсциссы, равной 40, получаем температуру охлажденной воды t_2 при $\tau = 18{,}7°$ равной 33,4°, а при $\tau = 12°$ (по диаграмме *А*) равной 29° Температура воды при выходе из конденсатора будет равна $29 + 10 = 39°$ Поскольку условия работы конденсатора не изменились, зона охлаждения при той же ее величине только сдвинулась сравнительно с примером 28 вверх на $29 - 25{,}5 = 4{,}5°$.

Пример 29. Определить температуру охлажденной в градирне воды при условиях примера 27, но при уменьшенном вдвое количестве охлаждающей воды. Этот случай соответствует выходу из строя одного циркуляционного насоса при сохранении неизменной нагрузки двигателя. Поскольку в данном случае тепловая нагрузка конденсатора и площадь оросителя остались неизменными, удельная тепловая нагрузка градирни остается прежней и равной $30 \cdot 10^3\,\frac{кал}{м^2 \cdot ч}$, хотя сомножители в ее выражении изменились, а именно:

а) плотность дождя уменьшилась вдвое до величины

$$q_2 = \frac{1\,500}{1\,000} = 1{,}5\,\frac{м^3}{м^2 \cdot ч};$$

НТБ ДНУЖТ

б) зона охлаждения увеличилась вдвое до величины

$$\Delta t_1 = \frac{30 \cdot 10^6}{1\,500 \quad 10^3} = 20^\circ$$

Произведя все построения, исходя из абсциссы диаграммы *Б*, равной 30, и зоны охлаждения $\Delta t = 20^\circ$, получаем температуру охлажденной воды при $= 18{,}7^\circ$ равной $27{,}7^\circ$ и при $\tau = 12^\circ$ (по диаграмме *А*) равной $22{,}7^\circ$, т. е. меньшую, чем в примере 27. Несмотря на эго температура воды при выходе из конденсатора резко возрастет и будет равна $22{,}7 + 20 = 42{,}7^\circ$

Пример 30. Определить площадь поперечного сечения ороси-теля градирни при тепловой нагрузке конденсатора в $30 \cdot 10^6$ *кал/ч* и количестве циркуляционной воды $W = 2\,500$ *м*³/*ч*, необходимую для охлаждения воды до температуры 25° Температура воздуха по сухому термометру 18,5° и относительная влажность его 65%.

Прежде всего определяем по графику фиг. 144 температуру воздуха по мокрому термометру, которая оказывается равной 15° На диаграмме *А* находим точку, координаты которой абсцисса 15° и ордината 25°. Через найденную точку проводим линию, параллельную кривым линиям диаграммы, до пересечения ее с ординатой, соответствующей 18,7°. Точке пересечения соответствует температура охлажденной воды в 28°. Переходим к диаграмме *Б*, определив предварительно зону охлаждения

$$\Delta t = \frac{30 \cdot 10^6}{2\,500 \quad 10^3} = 12^\circ$$

По ординате диаграммы *Б*, равной 28, и лучу, соответствующему зоне охлаждения $\Delta t = 12^\circ$, находим удельную тепловую нагрузку $q\,\Delta t = 24 \cdot 10^3 \ \frac{кал}{м^2 \cdot ч}$.

Плотность дождя должна при этом быть равной

$$q = \frac{24 \cdot 10^3}{\Delta t} = 2\,000 \ \frac{кг}{м^2 \cdot ч},$$

что соответствует $2{,}0 \ \frac{м^3}{м^2 \cdot ч}$.

Необходимое сечение оросителя

$$F = \frac{W}{q} = \frac{2\,500}{2} = 1\,250 \ м^2.$$

Номограммы фиг. 146 могут считаться точными для небольшой разницы температур воздуха по сухому и мокрому термометрам (психрометрическая разность температур). При значительной величине психрометрической разности для определения температуры охлажденной воды необходимо введение некоторых поправок, которые в данном курсе не рассматриваются.

НТБ ДНУЖТ

Пополнение потерь воды в градирнях. Потери циркулирующей воды в градирнях состоят из испарившейся воды и воды, унесенной в виде мелких капель с проходящим воздухом. Общее количество потерь составляет 3,0 — 4,0% от циркулирующей воды и такое количество воды должно быть добавлено в систему.

Кроме этих потерь необходимо возмещать также и количество воды, которое приходится продувать из системы. Необходимость продувки вызывается следующими обстоятельствами. При постоянном испарении некоторой части воды растворенные в ней соли остаются в системе, и концентрация их в оставшейся воде повышается, что может вызвать отложение накипи внутри трубок конденсаторов и снижение вакуума. Допустимой концентрацией солей можно считать 15 — 20 нем. гр. Величину продувки, необходимую для поддержания концентрации солей в системе на определенном уровне, можно вычислить следующим образом.

Если обозначить через w количество потерь в системе в *кг/ч*, возмещаемое добавочной водой, через a — количество солей в добавочной воде в *мг/л* и через A — допустимую концентрацию солей в системе в *мг/л*, то величина продувки x [*кг/ч*] определяется из уравнения баланса количества солей, выражающего, что в час должно отводиться и добавляться одно и то же количество солей

$$(w + x)\,a = xA,$$

откуда

$$x = \frac{aw}{A - a}\ [кг/ч].$$

Полное количество воды, которое необходимо добавлять в систему, равно $w + x$ [*кг/ч*], или $\frac{w+x}{W}$ 100% от количества циркулирующей воды.

§ 6. Циркуляционное водоснабжение с охлаждением воды в бассейнах с разбрызгивающими соплами (насадками)

Брызгальные установки вследствие своей относительной дешевизны и хорошего охлаждения воды в последние годы получили широкое распространение в СССР. Они имеют следующее устройство. Над бассейном прокладывается сеть разводящих труб, на которых равномерно распределены группы сопел, распыливающие воду, подаваемую к ним под напором циркуляционного насоса. Принцип работы брызгальных бассейнов ничем не отличается от принципа работы градирен. Вода разбрызгивается на очень мелкие капли и при соприкосновении с воздухом частично испаряется, что вызывает понижение ее температуры. Кроме того, часть тепла передается воздуху конвекцией. Охлажденная вода собирается в бассейне и затем снова подается в здание станции по самотечным каналам. Вода должна подаваться к соплам под давлением 6 — 8 *м* H_2O в зависимости от типа сопел и величины

НТБ ДНУЖТ

зоны охлаждения. При очень больших зонах охлаждения напор должен быть увеличен приблизительно до 15 *м* H_2O, что следует иметь в виду при проектировании брызгальных установок для дизельных станций. Плотность орошения активной поверхности бассейнов допускается в пределах 0,5 — 1,0 $\frac{м^3}{м^2 \cdot ч}$, причем первая цифра относится к южным районам.

Сопла (насадки) для распыливания воды применяются различных конструкций:

а) центробежные, в которых разбрызгивание достигается завихрением струи при проходе ее через лопасти сопла (сопла типа Кертинг);

б) ударного типа, в которых разбрызгивание получается благодаря удару струи о струю (сопла Спреко).

Производительность сопел различных типов примерно одинакова, а именно 9 — 12 $м^3/ч$ при диаметре питательной трубы в 50,8 *мм* и напоре перед соплом около 5 — 6 *м* H_2O.

Глубину брызгальных бассейнов, выполняемых обычно из бетона, следует делать не менее 1,0 — 1,5 *м* во избежание прогревания воды солнцем. Разбрызгивание воды может производиться и над естественными водоемами.

Схема водоснабжения с брызгальными бассейнами ничем не отличается от схемы с градирнями, изображенной на фиг. 143. Добавка воды на испарение в брызгальных бассейнах несколько больше, чем у градирен, вследствие уноса брызг воды ветром. Продувка бассейном также должна быть предусмотрена. Общие потери воды следует считать равными 6 — 7% от циркулирующей воды.

Расчетов охладительного эффекта брызгальных установок не имеется. Необходимую активную площадь брызгальных бассейнов определяют, исходя из количества циркулирующей воды и допустимой плотности дождя. Расстояние между разводящими трубами обычно находится в пределах 9 — 12 *м* и может быть определено по формуле

$$b = \frac{\omega n}{qa} \ [м], \qquad (111)$$

где ω — расход воды через одно сопло в $м^3/ч$;

n — число сопел в пучке (3 — 4);

q — плотность дождя в $\frac{м^3}{м^2 \ ч}$;

a — расстояние между пучками (3,5 — 4 *м*).

§ 7. Основы экономики технического водоснабжения

Наивыгоднейшая мощность и размеры устройств водоснабжения. При прямоточной системе водоснабжения температура входящей в конденсатор воды определяется только климатическими факторами. Тот или другой желаемый вакуум в конденсаторе, определяемый температурой выходящей

НТБ ДНУЖТ

воды, может быть получен при определенных климатических условиях путем изменения только кратности охлаждения. Чем больше кратность охлаждения при определенной температуре входящей воды, тем глубже вакуум и тем меньше расход пара машинами и расход топлива. Однако увеличение кратности охлаждения вызывает увеличение расхода энергии на подачу охлаждающей воды и увеличение капитальных затрат на сооружение устройств водоснабжения, которые при большей кратности должны быть более мощными.

Увеличение эксплуатационных расходов, вызываемое этими причинами, может превысить экономию от уменьшения расхода топлива при углублении вакуума. Поэтому для каждого данного случая необходимо определять наивыгоднейшую максимальную кратность охлаждения m, на которую целесообразно рассчитывать производительность системы водоснабжения. С этой целью для нескольких m следует определить сумму годовых эксплуатационных расходов, зависящих от кратности охлаждения, выражаемую равенством

$$P = B + C + \frac{aA}{100}, \tag{112}$$

где B — стоимость годового перерасхода топлива сравнительно с расходом его при нормальном вакууме (обычно 96%);
C — годовая стоимость электроэнергии на перекачку воды;
A — стоимость системы водоснабжения;
a — процент отчислений на амортизацию и ремонт устройств водоснабжения.

Кратность охлаждения, при которой получается наименьшая величина P, будет наивыгоднейшей.

Расчеты таких установок водоснабжения показали, что увеличивать возможную производительность прямоточных систем водоснабжения сверх кратности, равной 60, нецелесообразно, так как вакуум в 96% при этой кратности может быть достигнут даже при температуре воды в 15° и вакуум, меньший нормального, будет иметься лишь небольшой период времени года, когда температура воды больше 15°. В зимнее время кратность охлаждения при прямоточных системах может быть значительно понижена против максимально возможной, часто до $m = 30$.

Уменьшение максимально возможной кратности против 60 может быть иногда выгодно (например при небольшой летней нагрузке станции); поэтому при проектировании прямоточных систем следует определять наивыгоднейшую максимальную кратность охлаждения и соответствующую ей предельную производительность насосной установки.

При циркуляционных системах водоснабжения температура выходящей из конденсаторов воды, определяющая глубину вакуума, зависит не только от кратности охлаждения, но и от размеров охладителя. Для получения желаемого вакуума можно при заданной кратности

НТБ ДНУЖТ

охлаждения определить размеры охладителя, обеспечивающие для входящей в конденсаторы воды ту температуру, при которой температура выходящей воды будет соответствовать желаемому вакууму. При циркуляционных системах необходимые для поддержания нормального вакуума кратность охлаждения и размеры охладителя зимой значительно меньше, чем летом, и их необходимо определять для летних условий. При этом кратность охлаждения летом лимитируется стандартными циркуляционными насосами, поставляемыми с турбиной (два на турбину). Заменять насосы более мощными нецелесообразно, так как при этом резко возрастают сопротивление конденсаторов и расход энергии на перекачку воды. Поэтому при циркуляционных системах технико-экономический расчет сводится к определению наивыгоднейших размеров охладителя (пруда, градирни) для летнего времени при фиксированной стандартными насосами максимальной кратности охлаждения. Определение годовых расходов при разных размерах охладителя производится тем же методом и по той же формуле (112), что и для прямоточного водоснабжения.

При производстве технико-экономических расчетов систем водоснабжения количество энергии, расходуемой насосами охлаждающей воды, вычисляется по формуле

$$Э_{год} = \frac{d_э\, NmH \cdot 0{,}736}{75 \cdot 3\,600\, \eta_н\, \eta_м} \cdot T_{уст}, \qquad (113)$$

где $d_э$ — количество пара, проходящее в конденсатор, в *кг* на 1 *квт-ч*;

N — установленная мощность агрегатов в *квт*;

m — кратность охлаждения;

H — полный напор насосов в *м*;

$\eta_н$ и $\eta_м$ — к.п.д. насоса и электромотора;

$T_{уст}$ — годовое число часов использования установленной мощности.

При проектировании водоснабжения необходимо иметь в виду, что годовая стоимость перерасхода топлива при ухудшении вакуума будет тем больше, чем выше цена топлива, и что чем больше энергии выработано установкой, тем меньшая величина амортизационных отчислений от стоимости водоснабжения падает на 1 *квт-ч* и тем меньше, следовательно, стоимость затраченной энергии на перекачку воды.

Исходя из изложенных соображений, можно сделать следующий вывод.

Определение габаритных размеров и мощности системы водоснабжения должны производиться по условиям летней работы установки и в соответствии со стоимостью топлива. Чем больше число часов использования установленной мощности агрегатов, особенно в летнее время, и чем дороже топливо, тем совершеннее должна быть система водоснабжения и тем большие средства могут быть отпущены на ее сооружение.

НТБ ДНУЖТ

§ 8. Основные принципы выбора системы водоснабжения

Прямоточная система водоснабжения, устройство которой, как было выше указано, возможно при достаточном дебите реки, не всегда является экономически наивыгоднейшей. Ее преимуществом является более низкая температура охлаждающей воды летом, что дает возможность ее расчета на кратность охлаждения меньшую, чем для циркуляционной системы. При одинаковой кратности охлаждения вакуум при прямоточной системе будет лучше, чем при циркуляционной.

Однако, как общее правило, требуемый напор в сети прямоточного водоснабжения и в связи с этим мощность моторов для насосов охлаждающей воды и расход энергии на перекачку ее больше, чем при циркуляционном водоснабжении. Следовательно, пределы экономической целесообразности применения прямоточной системы определяются соотношением между экономией топлива (пара), обусловленной более низкой температурой охлаждающей воды, и перерасходом электроэнергии на перекачку воды. При этом должны быть учтены расходы на амортизацию и ремонт сооружений.

Практика проектирования электростанций в СССР показала, что при возвышении площадки станции над меженним уровнем воды в реке не более 12 *м* или при удалении ее от реки не более 1,0 *км* прямоточная система обычно выгоднее циркуляционной. При возвышении площадки станции над уровнем реки в пределах 12 — 16 *м* или при удалении ее от реки в пределах 1,0 — 2,0 *км* выгодность применения прямоточной системы должна быть проверена сравнением с циркуляционной системой (брызгала, градирни). При более значительных высотах площадки и расстояниях ее от реки применение прямоточной системы обычно невыгодно и, несмотря на наличие даже мощной реки, приходится применять брызгала и градирни. Указанные высоты и расстояния относятся к электростанциям мощностью в 25 000 — 75 000 *квт*. При меньших мощностях станций прямоточные системы становятся невыгодными при меньших возвышениях площадки и расстоянии ее от реки.

В отношении системы водоснабжения с прудами, образованными запрудами рек, следует различать два случая.

1. Минимальный дебит речного потока недостаточен для прямоточного водоснабжения, но покрывает расход воды для пополнения потерь ее при циркуляционном водоснабжении. В этом случае возможно или устройство пруда-охладителя посредством плотины или же применение брызгал или градирни. Выбор того или другого способа должен быть произведен на основании технико-экономического подсчета, в котором решающую роль играет высота расположения площадки станции над уровнем предполагаемого пруда. Очень часто наиболее выгодным может оказаться устройство брызгального бассейна (при большой высоте расположения площадки станции над уровнем реки).

НТБ ДНУЖТ

2. Минимальный дебит речного потока недостаточен для покрытия потерь воды при циркуляционном водоснабжении. В этом наиболее частом при крупных станциях случае устройство плотины диктуется необходимостью регулирования речного стока и является обязательным независимо от системы циркуляционного водоснабжения. Сравниваться между собой должны две системы: использование в качестве охладителя самого регулирующего пруда и охлаждение воды в градирне или в пруде с брызгалами с пополнением потерь воды в них из регулирующего водохранилища. При небольшом возвышении площадки станции над уровнем пруда использование его как охладителя будет выгоднее постройки градирни или пруда с брызгалами.

Градирни или брызгальные установки применяются тогда, когда неприменимы прямоточные и прудовые системы водоснабжения, а именно при недостаточном дебите источника водоснабжения и значительном возвышении или удалении станции от реки или пруда.

Выбор между брызгальным бассейном или градирней должен быть произведен на основании следующих соображений.

Вследствие большой дисперсности струй воды поверхность соприкосновения ее с воздухом в брызгальных бассейнах велика и казалось бы возможным ожидать большего охлаждения воды, чем в градирнях. Однако степень охлаждения воды в брызгальных установках часто лимитируется количеством воздуха, обмен которого в проходах между пучками сопел неорганизован и при слабоветренной погоде недостаточен. Поэтому эффективность охлаждения воды в брызгальных бассейнах в среднем можно считать приблизительно одинаковой с таковой для градирен, имеющих организованный обмен воздуха.

Расходы электроэнергии при градирнях и брызгальных бассейнах примерно одинаковы, хотя геодезическая высота подачи воды при градирнях значительно больше. Объясняется это необходимостью значительного напора воды перед соплами.

Брызгальные бассейны обладают сравнительно с градирнями следующими недостатками:

а) вследствие меньшей допустимой плотности дождя площадь участка, требующегося для брызгальных бассейнов, значительно больше, чем для градирен; поэтому устройство брызгальных бассейнов при стесненности территории станции является затруднительным;

б) при работе брызгальных бассейнов выделяется на низком уровне большое количество водяных паров, разносящихся ветром и образующих зимой густой туман; по этой причине брызгальные бассейны нельзя сооружать в населенных местностях, а также вблизи некоторых технических сооружений, например электрических подстанций открытого типа, во избежание аварий с их оборудованием;

в) для брызгальных бассейнов требуется большее количество добавочной воды, чем для градирен.

При отсутствии препятствий, указанных в пп. «а» и «б», и при возможности достаточного пополнения потерь воды брызгальные

БНТБ ДНУЖТ

бассейны следует при нормальных грунтах (суглинки, супески) предпочитать градирням благодаря большей простоте эксплуатации (меньщий ремонт, меньше затруднения при обмерзаниях зимой) и меньшей их стоимости сравнительно с градирнями (на 20 — 30%).

При неблагоприятных грунтах, удорожающих постройку бассейнов более, чем постройку градирен, и при возможности применения брызгальной установки, исходя из других соображений, необходимо экономическое сравнение брызгал и градирен.

ГЛАВА 26

ЗОЛОУДАЛЕНИЕ

§ 1. Требования к системам золоудаления

Существует несколько способов золоудаления, а именно:

а) вагонеточный;

б) гидравлический;

в) гидро-пневматический;

г) механический, осуществляемый при помощи ковшевых конвейров, металлических транспортеров, пластинчатых или скребковых, лотковых транспортеров и т. п.;

д) пневматический, при котором зола воздушными насосами засасывается из золовых камер под котлами и нагнетается по трубопроводам к месту свалки.

Выбор той или иной системы золоудаления диктуется мощностью котельной установки, способом сжигания, степепью зольности топлива, свойствами его золы и количеством и свойствами образующихся шлаков.

Требования, предъявляемые к системе золоудаления, в основном сводятся к следующим:

а) надежности действия и небольшим расходам на ремонт;

б) удобству и безопасности обслуживания;

в) гигиеничности, т. е. отсутствию в помещениях, в которых находится обслуживающий персонал, облаков пыли и паров воды, применяющейся для заливки горячих шлаков и золы;

г) возможно меньшему расходу электроэнергии, а при гидравлических способах также и минимальному расходу воды;

д) обеспеченности местами свалки или же своевременному вывозу с территории теплосиловой установки золы и шлаков, удаляемых из котельной.

В настоящем курсе приведено описание только двух первых способов, как наиболее часто применяющихся в тепловых установках СССР и за границей.

§ 2. Вагонеточный способ золоудаления

Наиболее примитивным способом удаления золы является выгреб ее (при ослабленном дутье) вручную из-под решетки на пол котель-

НТБ ДНУЖТ

ной, после чего зола заливается водой, погружается в вагонетки и вывозится из котельной по рельсовому пути. Способ этот крайне негигиеничен, в особенности при сернистом топливе, вследствие образования в котельной облаков пыли и пара и загрязения помещения. Он может допускаться, как исключение, лишь в котельных очень малой мощности, при которых устройство подвала для более удобного удаления золы является нецелесообразным из-за значительного удорожания установки. При наличности зольного подвала в котельной (помещения под котельными агрегатами) зола и шлаки из рукавов зольных бункеров при открывании зольных и шлаковых затворов высыпаются в зольные вагонетки, которые вручную выводятся из-под котлов и затем на свалку при помощи ручной, конной, паровозной, мотовозной или электровозной тяги.

Если зольный подвал расположен значительно ниже уровня земли, то зольные вагонетки через специальный проем в потолке зольного помещения поднимаются на уровень земли при помощи талей или электролебедок, после чего вывозятся из котельной обычным способом. При устройстве пола зольного подвала на уровне земли надобность в подъемных приспособлениях отпадает.

Этот способ в санитарном отношении лучше, чем выгреб на себя, но также имеет много недостатков. Вследствие трудности обеспечить плотность зольных затворов почти всегда имеет место присос холодного воздуха в топку. Перед открыванием затворов необходимо ослаблять или вовсе прекращать дутье в топку и снижать нагрузку котла. Во время открывания затворов наблюдается повышенный присос воздуха в тонку. С присосом воздуха можно бороться установкой двойных затворов, но полностью устранить его не удается. Вагонеточный способ даже при наличии зольного подвала все же негигиеничен и утомителен для зольщиков. В целях облегчения условий работы зольщиков и предохранения их от ожогов зола и шлаки должны быть залиты водой обязательно до спуска их в вагонетки. Заливка производится из специально подведенных в зольные бункеры трубопроводов или шлангов. В вагонетках допускается заливка только случайно оставшейся незалитой части золы. Для открывания затворов персонал во избежание ожогов должен пользоваться длинными рычагами или приводами. Зольный подвал должен тщательно вентилироваться, в особенности при топливах, содержащих серу. Вследствие негигиеничности и утомительности для персонала вагонеточный способ золоудаления допустим при количестве подлежащих удалению золы и шлаков не свыше 5 — 6 *т/ч*. При более значительных количествах золы необходимо применять механизированные способы золоудаления.

§ 3. Гидравлические способы золоудаления

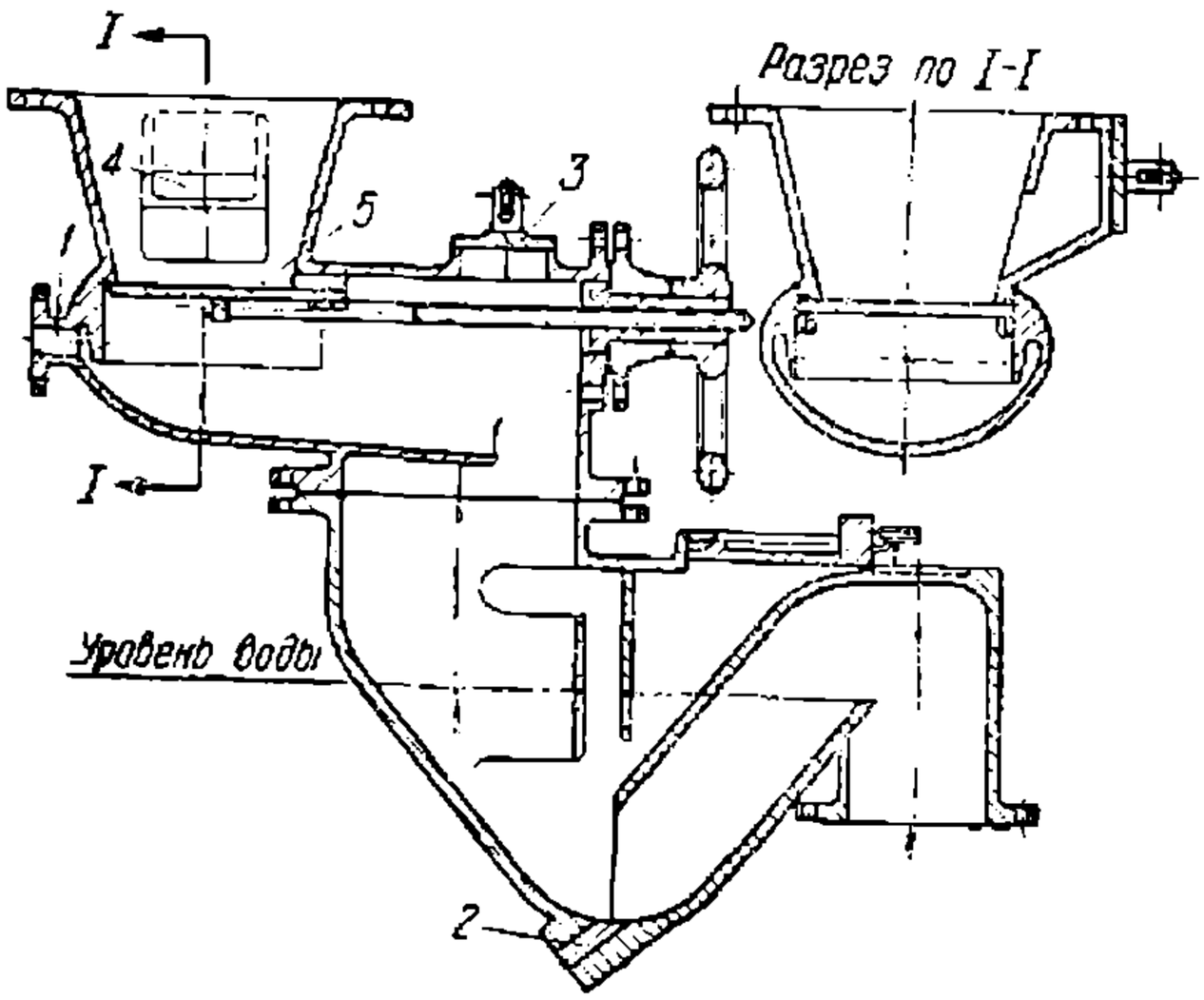
Существующие системы гидравлического золоудаления разделяются на две основные системы: а) низкого давления и б) высокого давления.

НТБ ДНУЖТ

Схема низкого давления может быть: а) с отстойниками и обратным использованием осветленной воды и б) без отстойников, с перекачкой гидросмеси специальными (багерными) насосами на места свалки (без повторного использования воды).

Встречаются также схемы с отстойниками и багерными насосами, без отстойников и багерных насосов (самотечные), а также системы высокого давления с отстойниками. Эти системы имеют меньшее распространение.

Большинство систем низкого давления, осуществленных до последнего времени на наших станциях, оборудовано фирмой Ротштейн. Оборудование для систем высокого давления поставлялось фирмой Зейферт. В настоящее время заводы Главэнергопрома выпускают оборудование для низкого и высокого давлений, разработанные на основе конструкций указанных фирм.



Фиг. 147. Золосмывной аппарат (унитаз)

1 — смывное сопло; *2* — побудитель; *3* и *4* — лючки для наблюдения и чистки; *5* — шибер

Система низкого давления. В этой системе зола и шлаки из золовых и шлаковых бункеров котельного агрегата спускаются при помощи специальных приспособлений в каналы, расположенные с уклоном под бункерами котельного агрегата и вдоль золового подвала. По этим каналам, углубленным в полу золового подвала, зола и шлаки выносятся водой за пределы котельной в золоотстойник или же в приемные колодцы багерных насосов в зависимости от принятой схемы. Вода для смыва золы и шлаков забирается центробежными насосами либо из отстойника после пропуска ее через специальные фильтры или же (при багерных насосах) из общего источника водоснабжения станции. Давление насосов, подающих воду в котельную магистраль золоудаления, определяется требуемым напором для золосмываемых аппаратов (3—4 *ати*) и потерей давления в магистрали и ответвлениях от нее к золосмывающим аппаратам и обычно равно 4 — 6 *ати*.

Работа гидрозолоудаления низкого давления с багерными насосами слагается из следующих операций:

а) удаление сыпучей золы из воронок под газоходами и золоуловителями при помощи смывных аппаратов — унитазов;

б) смыв шлака, накопленного в шлаковых шахтах (комодах);

НТБ ДНУЖТ

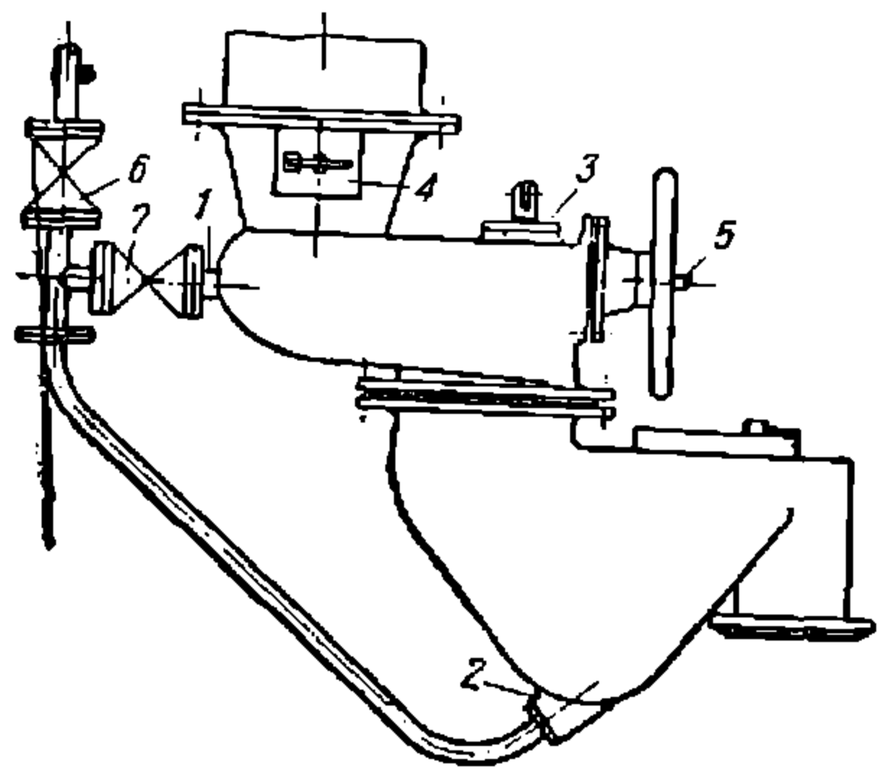
в) транспортирование смытых золы и шлака по каналам до приемного колодца багерных насосов;

г) откачка гидросмеси багерными насосами на поля сброса.

Вода к смывным аппаратам и шлаковым комодам подводится из напорной линии золоудаления.

В качестве смывных аппаратов для сыпучей золы применяются унитазы типа Ротштейна (фиг. 147 и 148). Действуют они следующим образом. Зола скапливается в верхней части аппарата. При желании спустить золу из воронки *4* открывается шибер *5* и подается вода через сопла *1* и *2*; нижняя часть аппарата образует собой гидравлический затвор, предотвращающий засос воздуха в газоходы.

Смыв золы производят или периодически или непрерывно в зависимости от количества выпадающей золы и от принятого режима при эксплуатации. При периодическом смыве расход воды на 1 *т* удаляемой золы имеет меньшую величину.



Фиг. 148. Включение золосмывного аппарата

1 — смывное сопло; *2* — побудитель; *3* и *4* — лючки для наблюдения и чистки; *5* — шибер; *6* и *7* — вентили

Удаление шлаков из топки производится при помощи шлаковых комодов (фиг. 149). Выпадающий шлак непрерывно гасится струей воды, подаваемой через брызгало *5*, и накапливается на плите *4*. При смыве открывается дверца *2* и шлак удаляется струей воды, подаваемой гидропультом *6*. Смыв производится периодически по мере накопления шлака. Крупные куски шлака, остающиеся на решетке *7*, удаляются вагонетками или дробятся вручную и сбрасываются в канал.

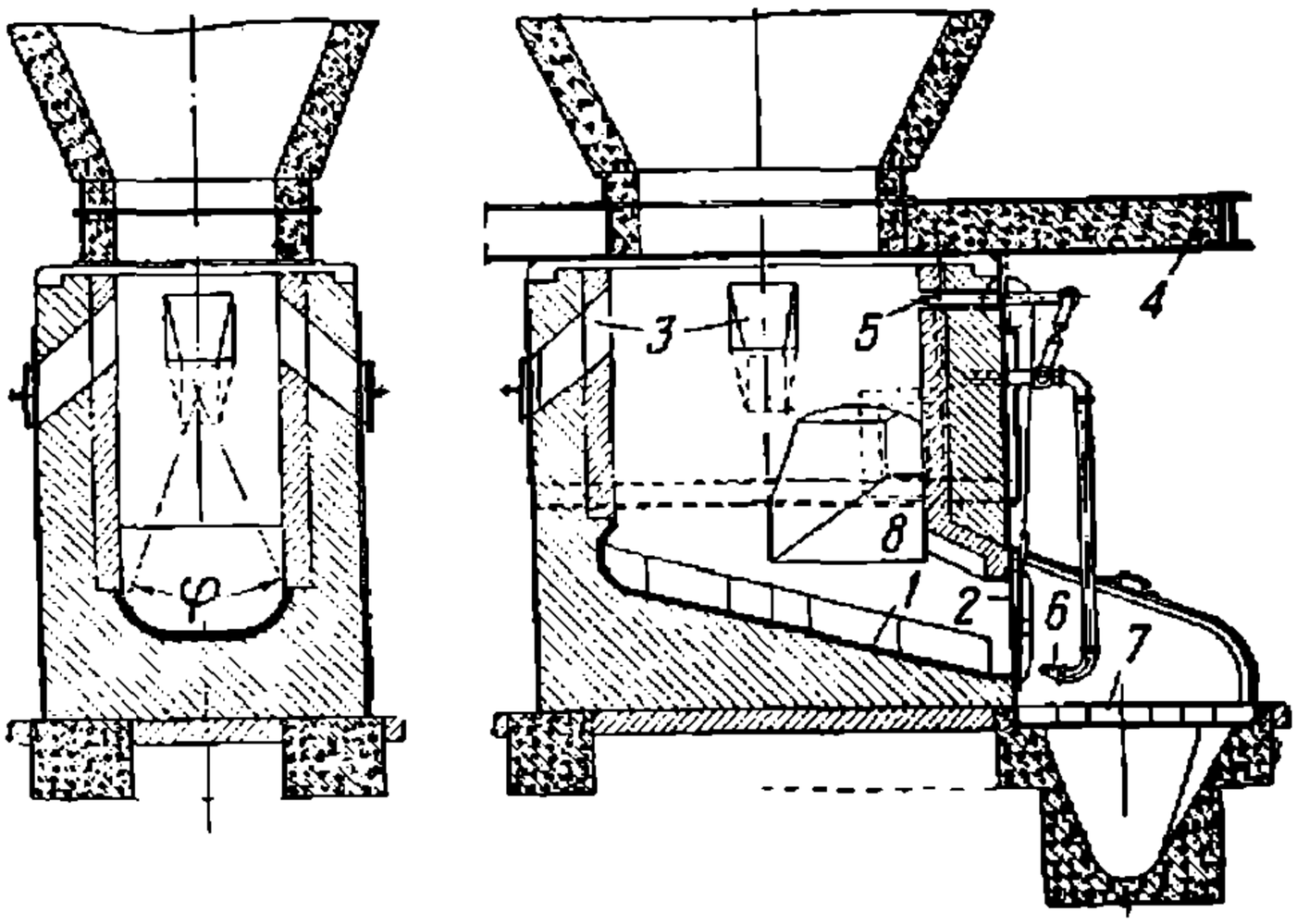
Транспорт золы и шлака по каналам производится при помощи смывной воды, вытекающей с большой скоростью из побудительных сопел, устанавливаемых в каналах. Побудители расходуют большую часть воды, потребляемой гидрозолоудалителями. Каналы обычно укладываются с уклоном в 20 — 30 *мм* на 1 *м* длины.

Гидросмесь по каналам направляется к багерным насосам, которые устанавливаются обычно в специальном помещении под приемными колодцами, в которые поступает гидросмесь. Куски металла, попадающиеся с гидросмесью, сепарируются специальными железоуловителями. Багерные насосы очень сильно подвержены износу (срок работы 3 — 5 суток), поэтому обычно ставят три насоса равной мощности, причем один насос находится в работе, другой — в резерве и третий — в ремонте. Нашими заводами приготовляются багерные насосы с напором в 36 *м* H_2O, которые могут подать гидросмесь на отвалы на расстояние до 800 — 900 *м*. При более значительных расстояниях возможно применение двуступенчатой перекачки. Золопро-

НТБ ДНУЖТ

воды от багерных насосов до золоотвалов выполняются обычно из железных труб, которые сильно истираются золой в нижней части (по дуге 60°). Для увеличения срока службы трубопроводов их рекомендуется периодически поворачивать на угол в 60°.

Расход воды для смыва золы и шлаков очень велик и при хорошей эксплуатации гидрозолоудаления составляет все же не менее 20 — 25 *т* на 1 *т* золы, так что применение его возможно только при отсутствии недостатка в воде. Расход электроэнергии на смыв золы и на багерные насосы при расходе воды в 30 *т/т*, напоре смывных насосов в 50 *м* H_2O и багерных насосов в 35 *м* H_2O, к. п. д. насосов 0,5 и к. п. д. электромоторов 0,9 составляет около 15 *квт-ч* на 1 *т* золы. Общий вид золового подвала котельной, оборудованного зольно-смывными аппаратами, изображен на фиг. 150.



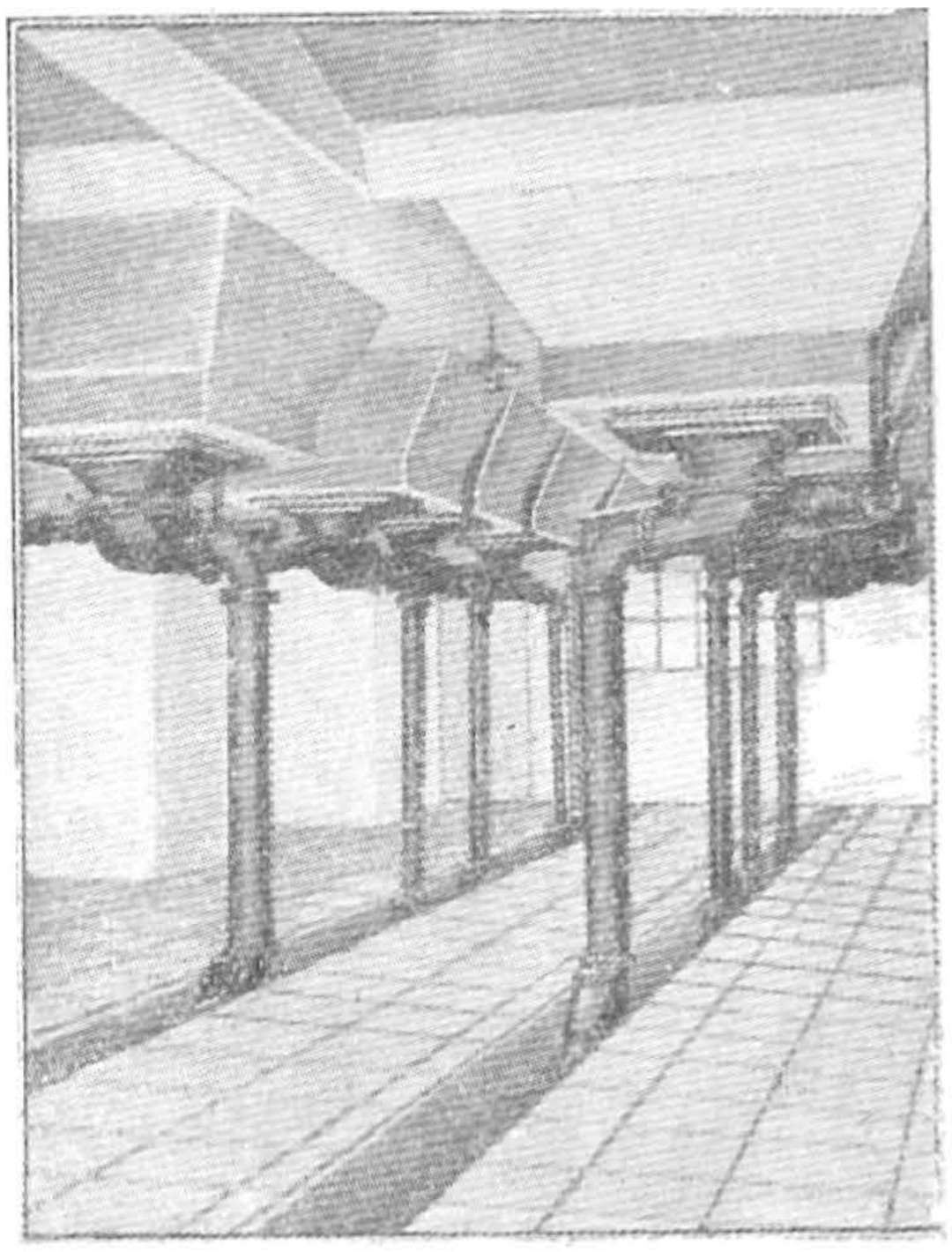
Фиг. 149. Шлаковая шахта-комод

1 — плита; *2* — шибер; *3* — лючки; *4* — шибер; *5* — брызгало; *6* — сопло гидропульта; *7* — решетка; *8* — окно для очистки шлака

При системе низкого давления с золоотстойниками гидросмесь поступает в них по каналам самотеком. Зола отстаивается в отстойнике и грейферными кранами погружается в вагоны специального типа и вывозится в них с территории станции. Вода после выпадения из нее большей части золы пропускается через фильтры и снова подается насосами в напорную линию гидрозолоудаления.

Система с золоотстойниками применяется редко, во-первых, вследствие больших капитальных затрат на золоотстойники и их оборудование и, во-вторых, вследствие отсутствия данных о работе золоотстойников на мелкой золе, улавливаемой электрофильтрами. Кроме того, вопрос рационального вывоза золы из отстойников, в особенности в холодных местностях, не может еще считаться окончательно разрешенным. Система с золоотстойниками может быть рекомендована в случае столь значительного удаления золоотвалов от станции, что

НТБ ДНУЖТ

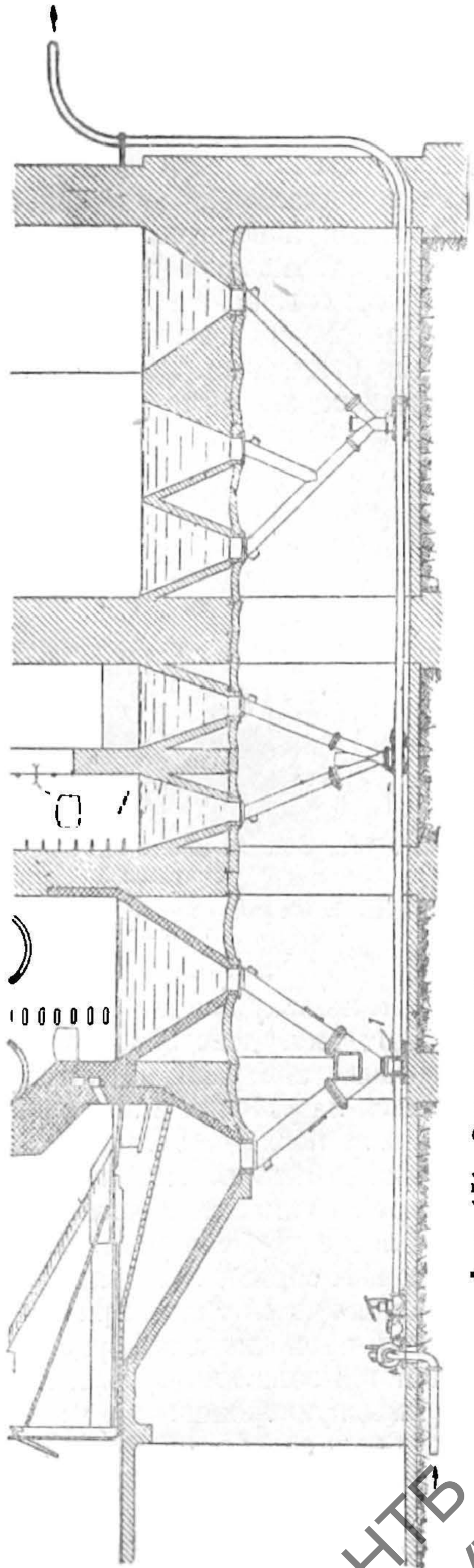


Фиг. 150. Вид золового подвала, оборудованного золосмывными аппаратами низкого давления

гидросмесь не может быть подана туда багерными насосами, а также в случае недостатка воды и необходимости ее замкнутой циркуляции в системе золоудаления. При системе с отстойниками вода требуется только для пополнения потерь ее в замкнутом цикле. Во многих случаях целесообразно применять комбинированные системы золоудаления, например:

а) удаление шлаков производить вагонетками, а сыпучую золу смывными аппаратами и шламовыми насосами; шламовые насосы развивают больший напор, чем багерные, поэтому гидросмесь может быть подана на отвалы на большее расстояние;

б) всю гидросмесь золы и шлаков подавать в проточный золоот-

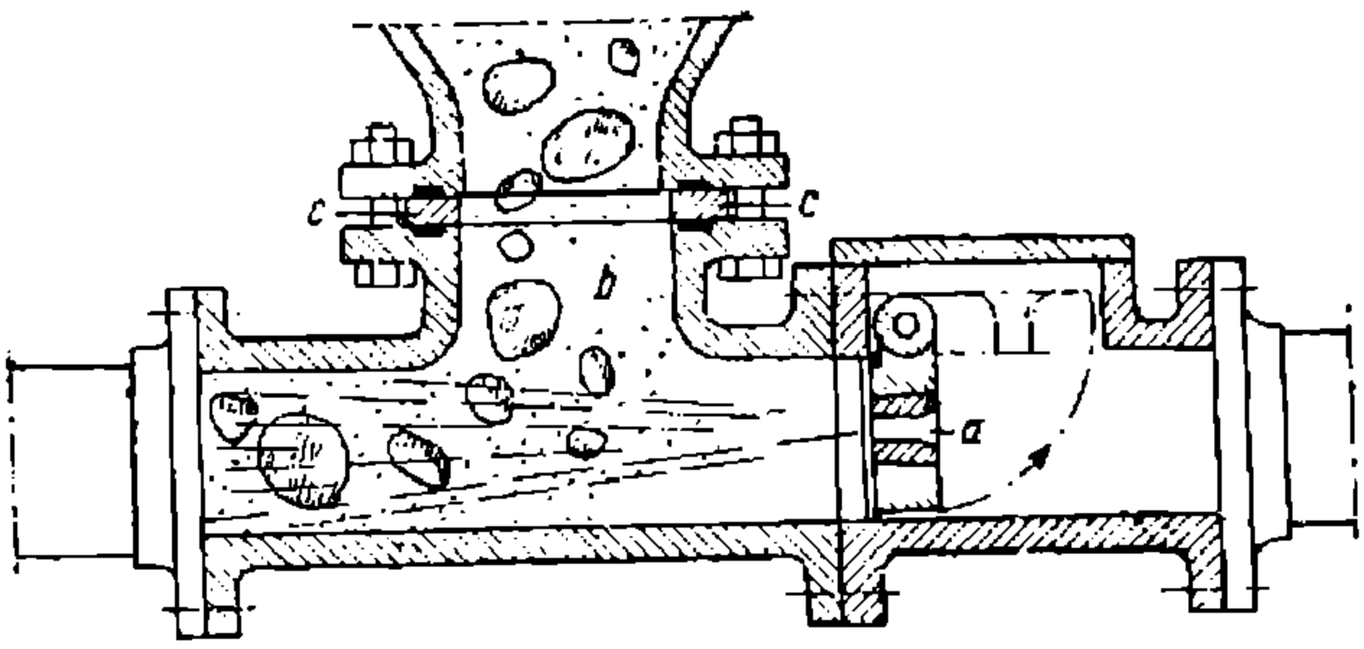


Фиг. 151. Система гидрозолоудаления высокого давления
1 — смывные аппараты (шлаковые дробилки не показаны)

НТБ ДНУЖТ

стойник, в котором оседают шлак и некоторая часть золы; смесь воды с неосевшей золой перекачивать шламовыми насосами на отвалы, а шлаки и золу из отстойника удалять, как обычно, при помощи грейферных кранов.

Система высокого давления. В отличие от системы низкого давления смыв золы и шлаков в системе высокого давления проводится не по каналам, а по смывной магистрали напорным действием струи смывных аппаратов. Система состоит в основном из напорной магистрали высокого давления с ответвлениями под каждый ряд бункеров, смывной магистрали, также с ответвлениями от каждого ряда бункеров, смывных аппаратов и шлакодробилок под шлаковыми бункерами. Шлаки и зола удаляются при помощи однотипных смывных аппаратов, включенных последовательно в ответвления смывной магистрали, расположенные под отдельными рядами бункеров. При этом шлаки предварительно пропускаются через вальцовую дробилку. Иногда удаление золы из нескольких золовых бункеров объединяется одним аппаратом.



Фиг. 152. Золосмывной аппарат высокого давления системы Зейферт

a — смывное сопло; *b* — приемная коробка; *c* — уплотнительная прокладка

На фиг. 151 представлен разрез по ряду шлаковых и золовых бункеров котельного агрегата.

Поскольку все аппараты каждого ряда бункеров включены последовательно, действие их возможно только периодическое, причем смывные аппараты имеют двуствольные коробки, могущие переключаться на рабочий и на холостой ход. При желании ввести в действие один из последовательно работающих аппаратов все другие аппараты должны быть переключены на холостой ход путем замены смывного устройства цилиндрическим патрубком с диаметром, равным диаметру смывного трубопровода. Смывной аппарат (фиг. 152) действует следующим образом. Смывная вода, подаваемая из напорной магистрали, проходя через сопло, приобретает большую скорость и в виде сильной струи проходит в диффузор через приемную коробку, в которую спускаются зола или дробленый шлак. Последние струей воды уносятся в смывную линию.

Смыв золы происходит надежно при давлении воды перед аппаратом не менее 18 — 19 *ати*. Участки трубопроводов между аппаратами подвержены сильному износу, и часто происходят их разрывы. Целесообразно внутрь стальных труб вставлять куски чугунных труб по примеру 5-й Ленинградской ГЭС. Износ внешних трубопроводов

НТБ ДНУЖТ

проявляется в более резкой форме, чем при системе низкого давления. Для удлинения срока службы их также рекомендуется периодически поворачивать вокруг оси.

Система гидрозолоудаления высокого давления может быть применима в случае удаления золоотвалов не свыше 1 200 — 1 300 *м*

§ 4. Сравнение систем гидрозолоудаления высокого и низкого давления

При системе низкого давления число одновременно работающих аппаратов не ограничено. С точки зрения уменьшения расхода воды выгодно работать одновременно несколькими аппаратами с максимальной концентрацией золы в гидросмеси. Система низкого давления обладает большой производительностью и удобна для обслуживания крупных котельных. Система высокого давления может быть выгодна для небольших станций с малозольным топливом.

Удельный расход воды при системе низкого давления несколько выше, чем при системе высокого давления. Однако расход энергии, а следовательно, и стоимость ее у обеих систем не пропорциональны расходу воды, так как система высокого давления работает с давлением насосов в 20—25 *ати*, а система низкого давления при 4—6 *ати*.

Смывные насосы системы низкого давления могут работать на относительно грязной воде, насосы же высокого давления требуют более чистой воды. Поэтому система низкого давления легче комбинируется с отстойниками, дающими осветленную воду для повторного использования. Это свойство системы низкого давления весьма ценно для станций, не располагающих избытком воды.

Работа дробилок на горячих шлаках при системе высокого давления не вполне надежна и доставляет много затруднений.

В отношении ремонта система низкого давления имеет ряд преимуществ, так как сильно изнашиваются только багерные насосы. При системе высокого давления изнашиваются сами аппараты и вся система требует более тщательного обслуживания.

В силу описанных свойств той и другой систем для новых станций проектируются преимущественно системы низкого давления. Если же золоудаление должно быть установлено на уже работающей станции, то устройство системы низкого давления может быть сильно затруднено тем, что прокладку глубоких каналов придется делать между существующими фундаментами. В этом случае система высокого давления может быть осуществлена более просто.

При обеих системах следует предусматривать резервное вагонеточное золоудаление.

ГЛАВА 27

ОЧИСТКА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

§ 1. Общие сведения

Вредность летучей золы. Дымовые газы котельных установок содержат два основных вида вредных примесей: летучую

НТБ ДНУЖТ

золу и сернистые газы. Гигантский рост теплоэнергетических установок, располагаемых обычно вблизи населенных пунктов, намеченный в решениях XVIII съезда ВКП(б), и использование многозольных и низкосортных топлив делают задачу очистки дымовых газов исключительно актуальной. Задача улавливания сернистых газов, вредность которых совершенно очевидна, и их использования находится еще в стадии технического разрешения.

Проблема сероочистки в условиях СССР в широком масштабе должна быть решена в ближайшее время на основе опытов треста «Газоочистка» и Всесоюзного теплотехнического института и практики эксплуатации строящегося сернокислотного завода на отходящих газах.

Вредное действие летучей золы проявляется в следующих направлениях. Летучая зола портит продукцию промышленных предприятий, особенно машиностроительных и пищевых, и приносит вред оборудованию самой станции, изнашивая роторы и кожухи дымососов. Зола может проникать в электрические распределительные устройства и вызывать тяжелые аварии, в особенности на подстанциях открытого типа. Наконец, летучая зола губит растительность (в радиусе до 5 *км*), вызывает повреждения глаз у людей, создает антисанитарные условия в жилищах, затемняет солнечную радиацию и способствует образованию туманов.

В разрешении вопросов золоулавливания достигнуты уже большие успехи, но задача эта все же не может еще считаться окончательно неразрешенной. Технически уже возможна любая степень очистки газов, однако высокая степень очистки сопряжена с большими расходами на сооружение золоуловителей и сильно усложняет оборудование станции.

Радиус действия вредности уноса и борьба с засорением местности путем увеличения высоты дымовых труб. Ни в СССР, ни за границей не существует твердых и узаконенных норм допустимого содержания уноса в дымовых газах для возможности их выпуска в атмосферу. При больших мощностях станций, даже в случае удаления из газов, например, 95% уноса, оставшееся количество его может быть достаточно для того, чтобы причинить много неприятностей. Если принять, что в пылеугольной котельной сжигается 1000 *т* угля в сутки с зольностью около 20% (подмосковный уголь) и что унос составляет 40% от всей золы топлива, то при 95-процентной очистке газов в атмосферу будет выбрасываться

$$1000 \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}05 = 4 \text{ } т \text{ золы в сутки,}$$

не считая несгоревшего кокса, что составляет весьма значительную величину. Поэтому желательна более полная очистка газов от летучей золы.

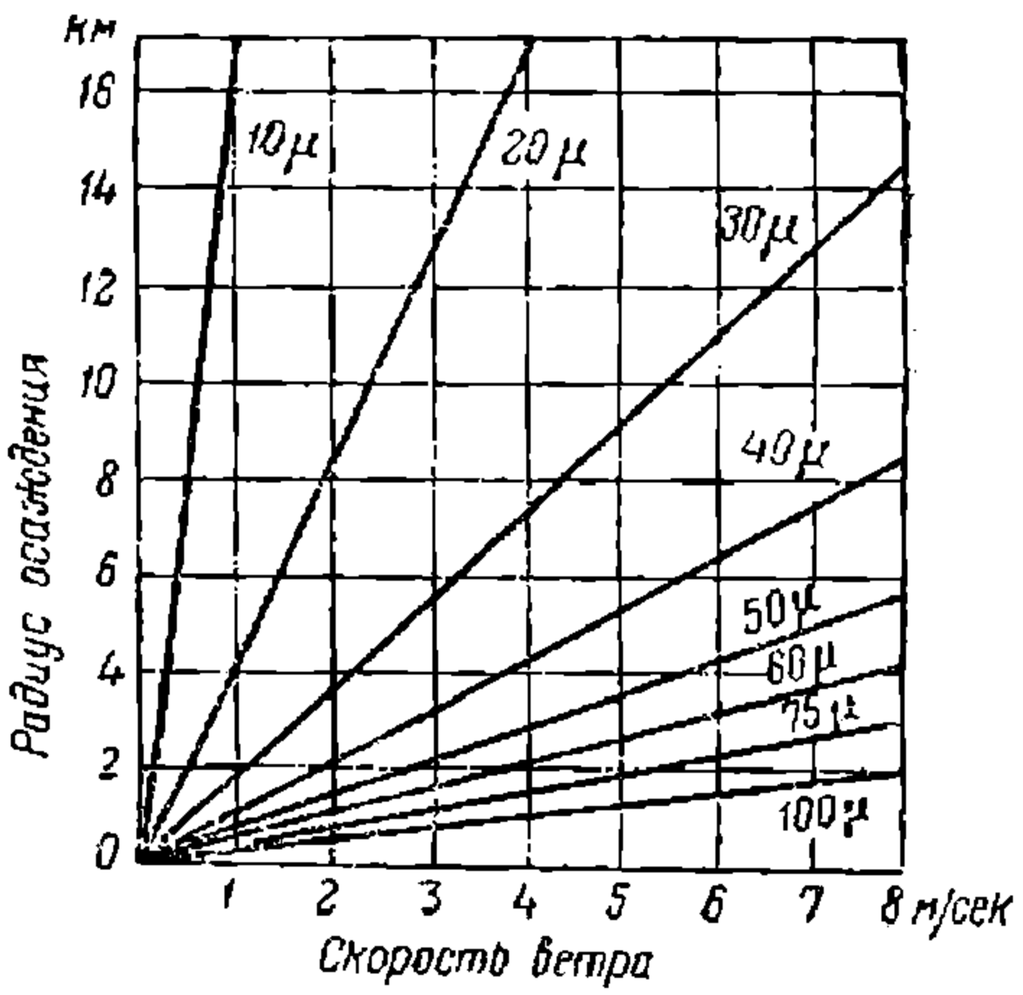
В Англии была произведена работа по выявлению радиуса действия вредности летучей золы. Согласно результатам этих исследований частицы золы размером более 35 μ осаждаются под влиянием

НТБ ДНУЖТ

силы тяжести, и может быть подсчитано, на каком расстоянии при известной скорости ветра эти частицы упадут. Скорость падения частиц размером менее 20 μ уже не может быть определена, так как частицы эти распространяются во все стороны с одинаковой скоростью под влиянием диффузии. Расчеты и опыты на моделях показали, что при скорости ветра в 4,5 *м/сек* частицы размером в 20 μ уносятся на 27,5 *км*. Казалось бы, что если освободиться от частиц в 20 μ и более, то остальной унос распространится так далеко и площадь, на которую он осядет, станет так велика, что он не сможет причинить заметного вреда. Однако в действительности это не так, во-первых, потому, что в сырую погоду и при слабом ветре частицы будут оседать значительно ближе, и, во-вторых, потому, что преграждение пути солнечных лучей вызывается именно самыми мелкими фракциями. Поэтому необходимо улавливать и мелкие фракции золы.

В качестве средства борьбы с засорением местности уносом рекомендуют иногда постройку высоких дымовых труб, при которых осаждение золы происходит дальше от станции.

На фиг 153 изображена для трубы высотой около 100 *м* диаграмма зависимости от скорости ветра радиуса выпадения при сухой погоде частиц золы различной крупности. Радиусы выпадения при других высотах труб можно найти пересчетом, исходя из того, что радиус осаждения пропорционален высоте трубы. Из диаграммы видно, что, например, при силе ветра в 3,5 *м/сек* частицы в 60 μ выпадут на расстоянии 2 000 *м*, при высоте же трубы в 50 и 20 *м* соответственно на расстояниях 1 000 и 400 *м*. Частицы в 100 μ при трубе в 100 *м* выпадут на расстоянии 100 *м*. При сырой погоде радиусы выпадения будут значительно меньше. Таким образом, применение высоких труб дает некоторые результаты для некрупной золы и для территории, расположенной непосредственно у станции, и не может служить действительным средством в городах и поселках сколько-нибудь значительных размеров. Кроме того, работа громадного большинства современных котельных установок происходит при дымососной тяге и наличие труб какой-угодно значительной высоты не спасает дымососы от износа. Из всего изложенного можно сделать вывод, что постройка высоких труб без предварительной очистки газов в большинстве случаев не может считаться рациональным решением вопроса и что мето-



Фиг. 153. Радиус осаждения частиц летучей золы разных размеров (в микронах) в зависимости от скорости ветра при высоте трубы 100 *м*

НТБ ДНУЖТ

приятия для уменьшения количества летучей золы, в особенности при многозольном топливе и в населенных местностях, являются очень часто обязательными.

Зависимость количества летучей золы от способа сжигания, свойств топлива и напряженности работы котельного агрегата. Влияние способа сжигания. При слоевых способах сжигания количество летучей золы, уносящейся из газоходов котельного агрегата, невелико (до 10 — 15% от количества золы топлива) вследствие большого размера летучих частиц и выпадения большей их части в пределах топки и газоходов котельного агрегата. Унос золы увеличивается с увеличением тепловой нагрузки поверхности решетки и с соответственным возрастанием скорости воздуха. Унос золы из котельного агрегата при пылевидном способе сжигания имеет значительно большую величину и может доходить до 60 — 80% (обычно в пределах 1 — 6 *г* летучей золы на 1 $м^3$ дымовых газов) благодаря значительно меньшим размерам частиц золы, чем при слоевых процессах. Увеличение нагрузки котла значительно увеличивает унос золы.

Шахтно-мельничные топки, работающие с более грубым помолом топлива, чем пылеугольные топки, в отношении уноса золы занимают среднее положение между пылеугольными и слоевыми топками, приближаясь более к последним.

Влияние свойств топлива. Количество уноса из котельного агрегата в сильной степени зависит от содержания в топливе несгораемых минеральных частиц (золы). Кроме того, оно зависит от количества летучих частиц несгоревшего кокса, которое при слоевых процессах горения может доходить иногда до 50% от всего количества уноса, при пылеугольных же топках имеет значительно меньшую величину (обычно не более 20%). Размер кусков угля при слоевых способах сжигания также имеет влияние на величину уноса; при мелких кусках угля и при наличии в нем угольной пыли значительное давление воздуха под решеткой может вызвать отрыв мельчайших частиц угля, в особенности при слабо спекающихся его сортах.

При углях с низкой температурой плавления золы количество летучей золы уменьшается как при слоевых, так и при пылеугольных топках.

Способы уменьшения количества летучей золы (уноса из дымовых труб). Уменьшение количества летучей золы при данных виде и сорте топлива и способе сжигания может быть достигнуто двумя принципиально различными способами, очень часто применяемыми одновременно, а именно.

1. Уменьшением количества уноса несгоревших частиц из самого котла за счет следующих мероприятий:

а) улучшения процесса горения в целях уменьшения количества несгоревших частиц кокса в уносе; в частности применение острого дутья как в слоевых, так и в пылеугольных и шахтно-мельничных топках уменьшает содержание несгоревшего углерода в уносе и

НТБ ДНУЖТ

способствует выпадению летучей золы в пределах топки, что уменьшает количество летучей золы;

б) улавливания в газоходах самого котла возможно большего количества золы путем придания газоходам соответствующей конфигурации, предусматривая в соответствующих местах, особенно при поворотах газов, устройство достаточных пространств (отстойников) для оседания летучей золы, направление потока газов по длинным газоходам и горизонтально через сильно наклоненные или вертикально расположенные кипятильные трубы, что способствует выпадению золы; при котлах новых конструкций, в которых стремятся к упрощению дымоходов в целях уменьшения газового сопротивления котлов, способы эти нельзя считать очень эффективными;

в) направления газов через водяные и воздушные экономайзеры сверху вниз, что также способствуют выпадению золы в пространствах под экономайзерами и уменьшает как занос экономайзеров, так и количество летучей золы;

г) при обдувке поверхностей нагрева от летучей золы следует уменьшать скорость газов за котлом, чтобы облегчить оседание пыли в золовых отстойниках.

2. Установка в газоходах после котла специальных золоуловительных аппаратов для улавливания золы из газов, выходящих из котла. Эти аппараты должны устанавливаться между котлом и дымососом, но не после дымососа, для уменьшения истирания роторов и кожухов дымососа летучей золой.

Основные сведения о золоуловительных устройствах и предъявляемые к ним требования. Аппараты для золоулавливания, наиболее часто применяемые на электростанциях, могут быть разделены на следующие виды.

1. Механические, разделяющиеся в свою очередь на два типа, а именно: использующие для выпадения золы силу тяжести и центробежные. Золоуловители первого типа, состоящие из пластинчатых камер-ловушек, в которых осаждается зола из горизонтально направленного потока газов, наиболее часто применяются в США и Германии.

Центробежные золоуловители, принцип действия которых основан на выделении частиц золы из газов под действием центробежной силы, появляющейся при пропуске газов через камеры спиральной формы (циклоны), распространены в Англии, Германии, США и в последнее время получают широкое распространение в СССР.

2. Мокрые золоуловители различных типов, например со взбрызгиванием в газы воды, с осаждением золы на смачиваемых поверхностях; имеют наибольшее распространение во Франции и Англии и начинают появляться на электростанциях СССР.

3. Электрофильтры (электрические золоуловители), основанные на ионизации газовой среды и притяжении частиц золы к электродам. Распространены в Америке и Европе и применяются также в СССР.

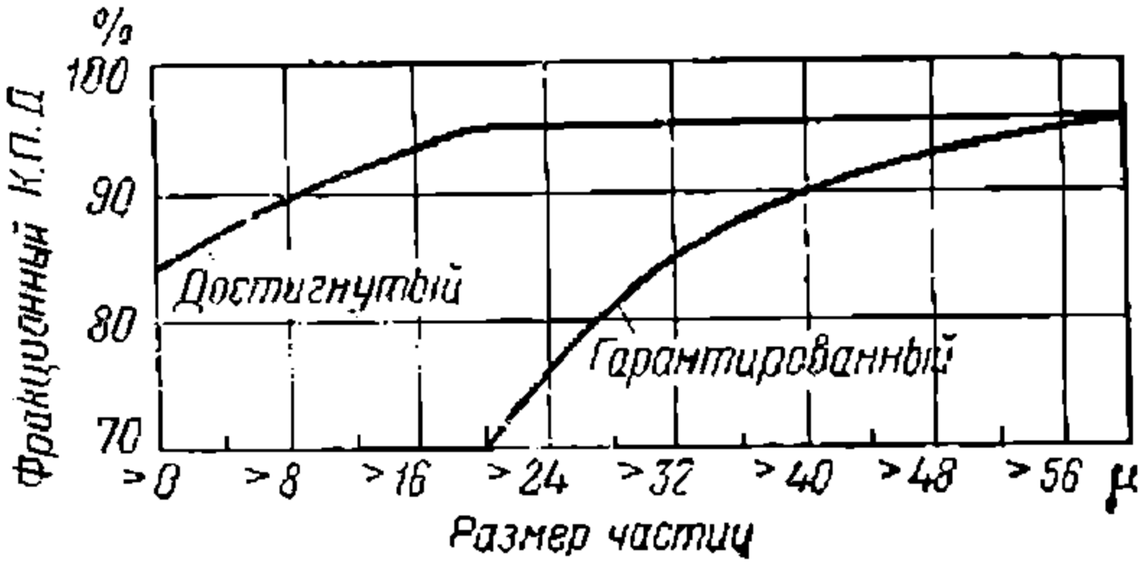
Золоуловители должны обладать следующими качествами:

НТБ ДНУЖТ

а) высоким коэфициентом обеспыливания, в особенности для наиболее вредных крупных фракций;

б) простотой изготовления, надежностью эксплуатации и малым габаритом;

в) экономичностью эксплуатации, зависящей в основном от начальных капиталовложений и от добавочного расхода энергии на тягу, вызываемого наличием золоуловителей, увеличивающих сопротивление газового тракта. Для мокрых золоуловителей должны быть приняты во внимание и расходы на воду. Фактор экономичности при выборе типа золоуловителей имеет очень большое значение, так как с чисто технической точки зрения, как уже было указано выше, возможно достигнуть любой степени очистки газов.



Фиг. 154. Гарантированные и достигнутые коэфициенты по фракциям для двойного циклона

В дальнейшем кратко рассматриваются с точки зрения указанных требований золоуловительные устройства, применяющиеся или намеченные к применению на электростанциях СССР, причем предварительно дается понятие о коэфициентах обеспыливания золоуловительных установок.

Коэфициент обеспыливания дымовых газов. Важнейшей характеристикой золоулавливающей установки является ее общий коэфициент обеспыливания. Однако в тех случаях, когда необходимо сравнивать между собой золоулавливающие установки, работающие в котельных с уносом различной тонкости (например, со слоевым и пылеугольным сжиганием топлива или сжигающих пыль с различной тониной помола), единственно правильное представление о степени совершенства золоулавливающей аппаратуры дает кривая фракционных коэфициентов обеспыливания.

Общий коэфициент обеспыливания в процентах выражается формулой

$$\eta = \frac{S_в}{S_a} 100 = \frac{S_a - S_c}{S_a} 100 = \frac{S_в}{S_в + S_c} 100 = \frac{R_a - R_c}{R_в - R_c} 100\%, \quad (114)$$

в которой

S_a — количество золы в газах до золоуловителя в *кг/ч*;

$S_в$ — количество золы в газах, уловленное золоуловителем, в *кг/ч*;

S_c — количество золы в газах за золоуловителем в *кг/ч*;

$R_a = f(x)$ — остаток золы крупнее величины зерна размером x в газах до золоуловителя в %, где x — величина зерна в μ;

$R_в = \varphi(x)$ — то же в уловленной золе в %;

$R_c = \psi(x)$ — то же в газах за золоуловителем в %.

НТБ ДНУЖТ

Фракционный коэфициент обеспыливания для частиц золы размером больше x указывает, какой процент таких частиц по отношению к их количеству, содержащемуся в газах до золоуловителя, улавливается, и равен

$$\varepsilon_R = \frac{R_в}{R_а}\ 100\ \frac{\varepsilon}{100} = \frac{R_в}{R_а}\varepsilon = \frac{R_а - R_c}{R_в - R_c}\cdot\frac{R_в}{R_а}\ 100\%. \qquad (115)$$

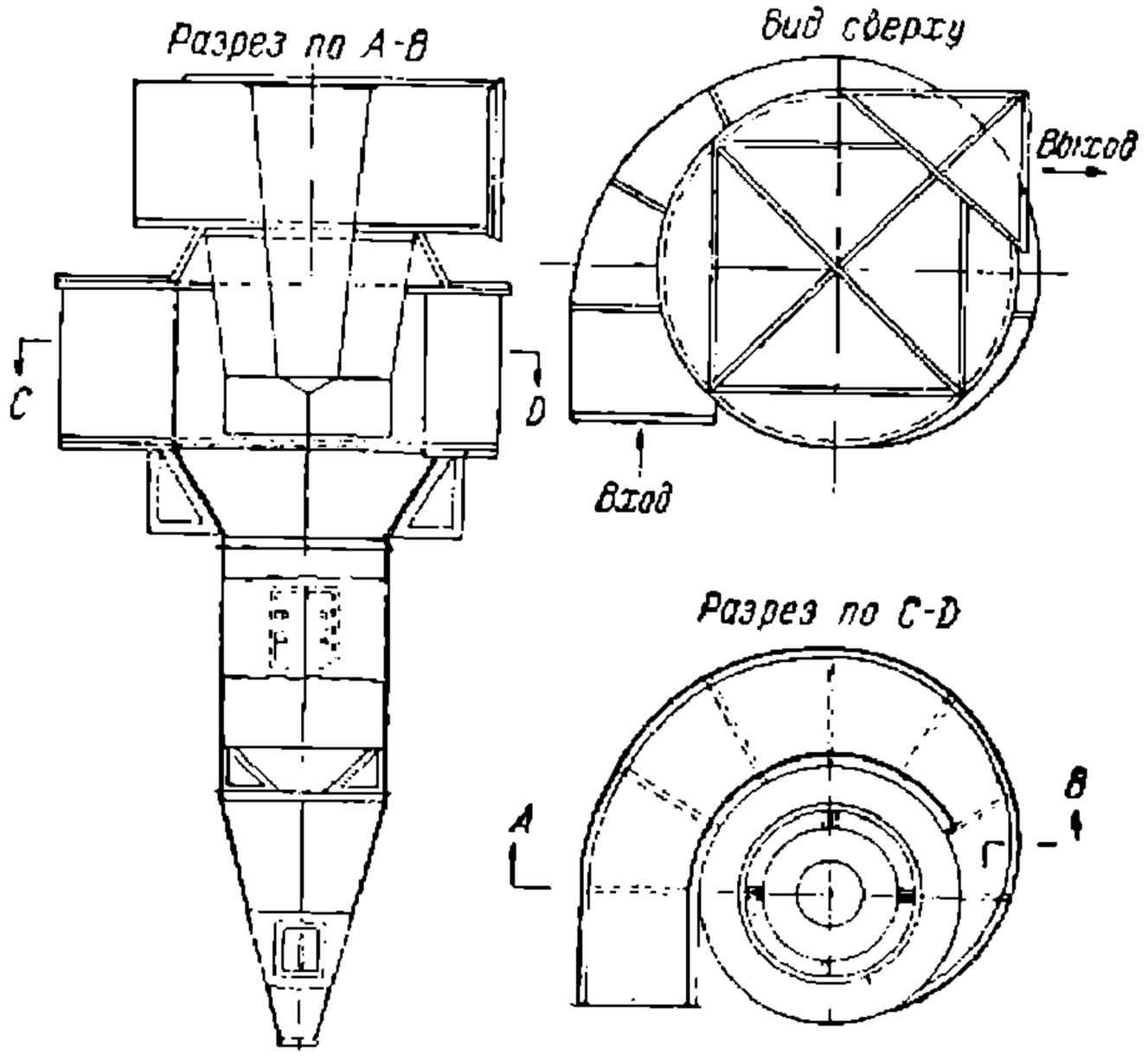
На фиг. 154 изображены кривые гарантированных и достигнутых фракционных коэфициентов обеспыливания для одной системы циклонных золоуловителей. Из кривых видно, что, например, частиц размером больше 32 μ фактически улавливалось 95% вместо 85% по гарантиям.

Необходимо отметить, что коэфициент обеспыливания золоуловителя дает правильное представление о степени очистки газов лишь в том случае, если часть выходящего из котла потока газов не проходит помимо золоуловителя, что может иметь место при неплотностях газового тракта (особенно в шиберах).

§ 2. Типы золоуловительных устройств, применяемые на электростанциях СССР

З о л о у л о в и т е л и ц и к л о н н о г о т и п а. Принцип удаления золы при помощи циклона состоит в том, что газы из котла поступают в спиральный кожух и получают в нем вращение с постепенно увеличивающейся скоростью. Частицы золы под влиянием центробежной силы отжимаются к периферии кожуха, выпадают из потока газа и удаляются через спускную трубу.

В настоящее время распространение получают комбинированные циклонные золоуловители типа Давидсона. Золоуловитель типа Давидсона состоит из двух последовательно включенных циклонов, расположенных в одном кожухе (фиг. 155).



Фиг. 155. Циклон типа Давидсона

У периферии первичного (главного) циклона происходит насыщение газов золой. Слой газа с повышенной концентрацией золы отбирается во вторичный

НТБ ДНУЖТ

циклон, из которого зола выпадает, газы же поступают в общий поток за главным циклоном.

Последние модели золоуловителя типа Давидсона *D*-9а, сконструированные ЦКТИ, имели общий коэфициент обеспыливания порядка 70% при работе котла с нормальной нагрузкой при сжигании пыли АШ, тонина которой характеризовалась остатком на сите № 70 $R_{70} = 5{,}0 — 9{,}0\%$. При этом частицы крупнее 74 μ улавливались полностью, а крупнее 53 μ — на 99,5%. При огрублении помола коэфициент обеспыливания улучшается, поскольку центробежная сила, отжимающая частицы золы, увеличивается с увеличением веса частиц. Поэтому циклоны более применимы при слоевом способе сжигания топлива, чем при пылеугольном.

Недостатком золоуловителей типа Давидсона, как и всех циклонных золоуловителей, является значительное уменьшение коэфициента обеспыливания при уменьшении нагрузки котла вследствие уменьшения при этом скорости газов.

Центробежная сепарирующая сила, действующая на частицы золы, зависит по закону Стокса от радиальной скорости частицы, выражающейся формулой

$$v = \frac{1}{18} d^2 \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{g\nu} \cdot \frac{u^2}{R} \ [м/сек]. \qquad (116)$$

где u — тангенциальная скорость частицы;
R — средний радиус вращения;
γ_1 и γ_2 — удельный вес частицы и газа;
d — диаметр частицы;
ν — вязкость газовой среды;
g — ускорение силы тяжести.

Из этой формулы видно, что радиальная скорость прямо пропорциональна квадрату тангенциальной скорости. Поэтому коэфициент обеспыливания сильно уменьшается при уменьшении нагрузки котла и скорости газов.

Вторым недостатком золоуловителей типа Давидсона является значительный расход энергии на тягу вследствие их высокого газового сопротивления, приблизительно равного 75 *мм* H_2O при нормальной нагрузке котла, и соответствующей скорости входа газов в циклон около 12 *м/сек*. Коэфициент местного сопротивления, отнесенный к скорости входа, следует считать равным $\xi = 13{,}0$. Сопротивление золоуловителя изменяется почти прямо пропорционально нагрузке котла.

Коэфициент обеспыливания циклонных золоуловителей весьма сильно зависит от воздушной плотности золоспускных устройств и значительно уменьшается при появлении неплотностей.

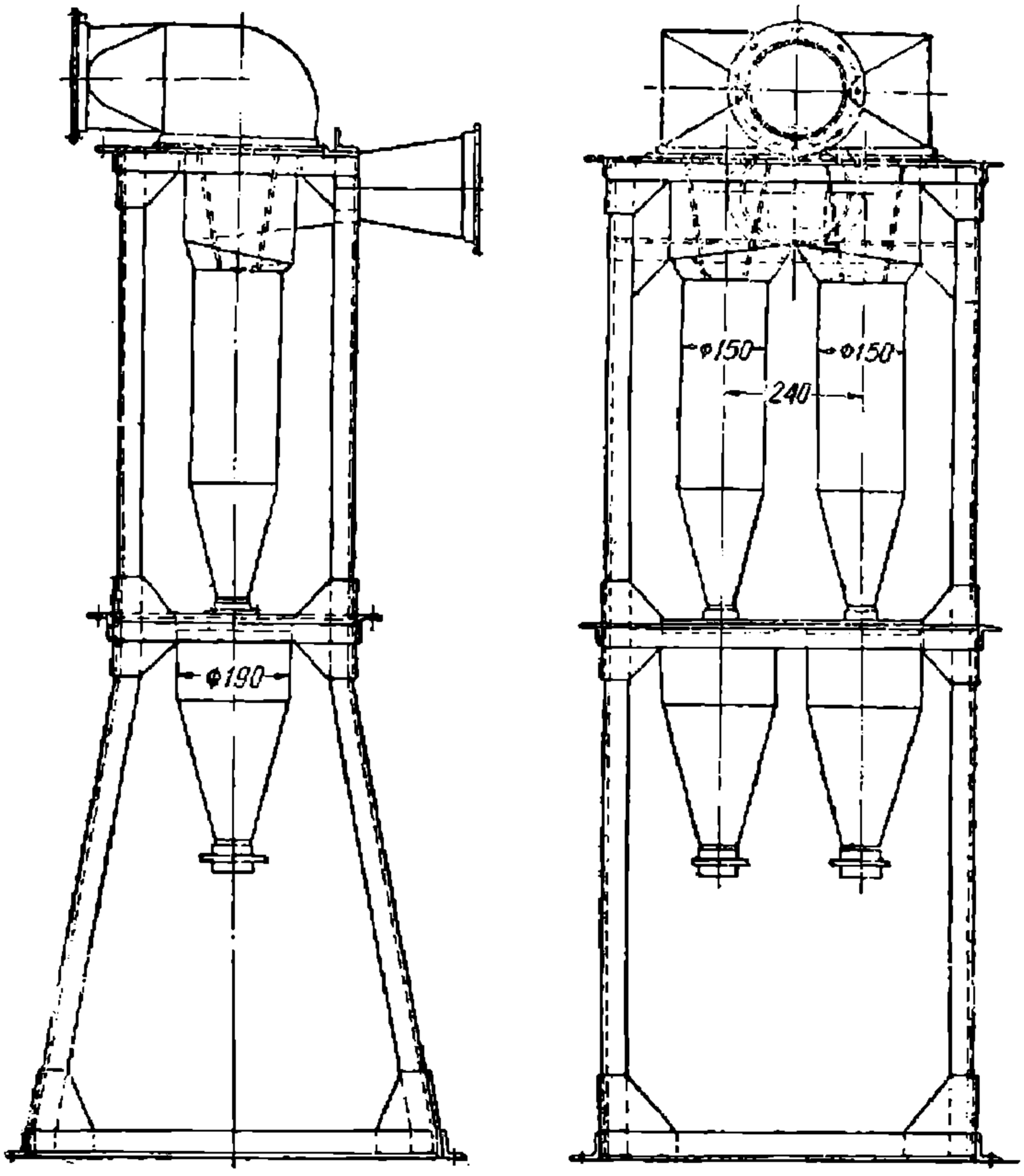
Циклонные золоуловители требуют сравнительно много места. Можно рекомендовать устанавливать их на крыше здания станции, что сильно упрощает компоновку оборудования.

В настоящее время Центральный котлотурбинный институт проводит опыты повышения эффективности циклонов смачиванием их

НТБ ДНУЖТ

стенок (мокрая пленка). При предварительных опытах было установлено, что мокрая пленка уменьшает унос из циклонов вдвое, причем расход воды составляет всего 0,1 *л* на 1 *м*³ газа. Работы в этом направлении еще не закончены, в частности предстоит разрешить вопрос о борьбе с коррозией при применении мокрой пленки.

Как видно из формулы (116), радиальная скорость частиц золы обратно пропорциональна радиусу циклона. Поэтому в последнее время распространяются батарейные циклоны (мультициклоны), состоящие из расположенных в одном кожухе циклонов малого диа-



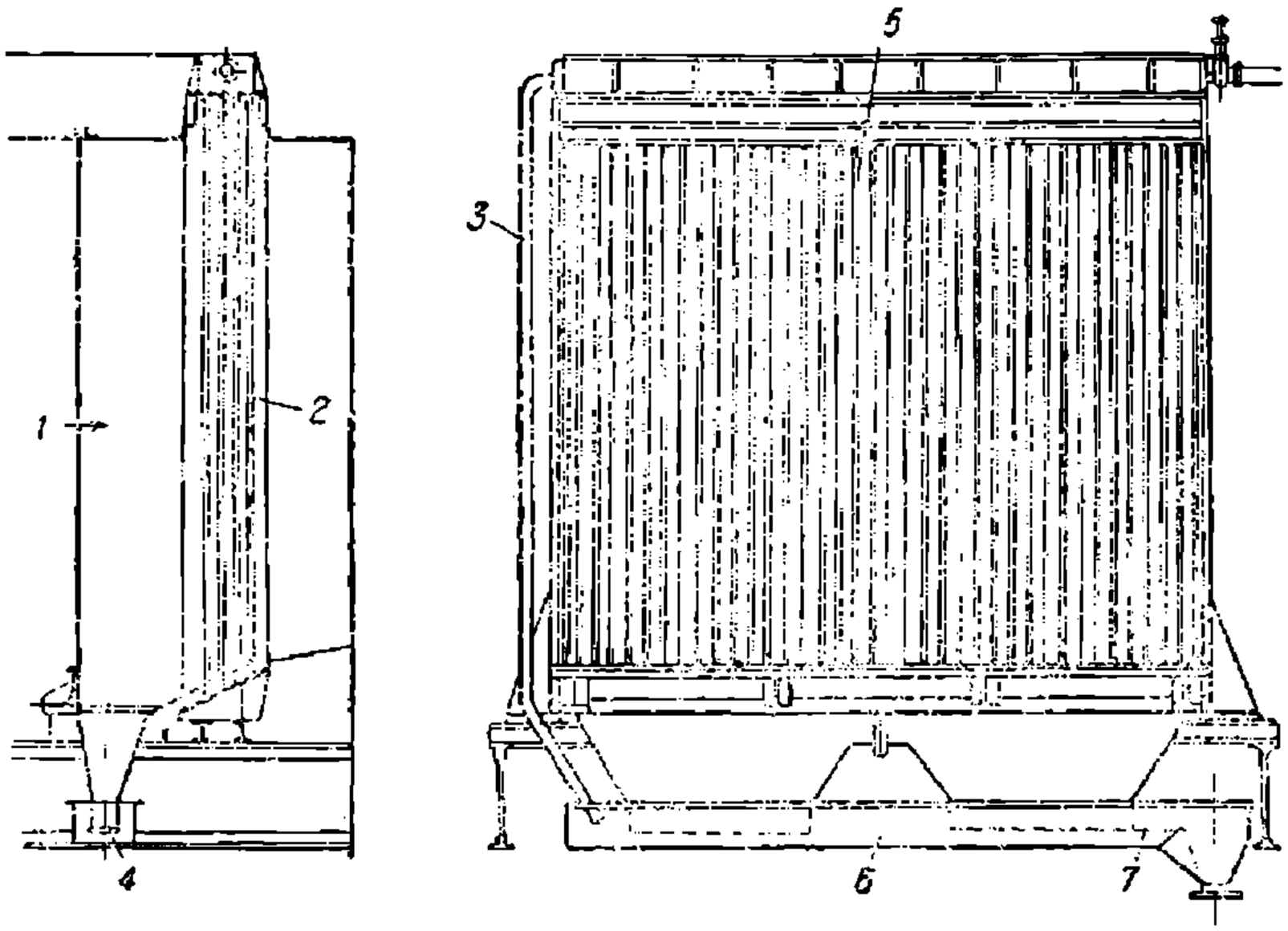
Фиг. 156. Мультициклон из двух циклонов малого диаметра

метра, между которыми разделяется поток газов. Мультициклоны имеют значительно лучший коэфициент обеспыливания (до 80 — 85%), сопротивление же батареи циклонов почти не отличается от сопротивления обычного циклона (Давидсона), рассчитанного на то же количество газа. Малые циклоны, входящие в батарею, имеют диаметр в 150 — 300 *мм*. Недостатком мультициклонов является их большой габарит, поскольку один малый циклон с диаметром, например, в 150 *мм* может пропустить не более 500 *м*³/*ч* газа; иногда тре-

НТБ ДНУЖКТ

буется несколько десятков циклонов. Однако вынос мультициклонов на крышу здания может облегчить компоновку оборудования. Очевидно, что мультициклоны, как и циклоны, лучше работают при крупной золе (слоевой процесс, шахтно-мельничные топки) и что при понижении нагрузки котла работа их ухудшается. Во избежание последнего желательно иметь возможность при понижении нагрузки выключать часть малых циклонов, повышая этим скорость газов в циклонах, оставшихся в работе.

На фиг. 156 изображена пара циклонов малого диаметра. Газ входит в улитку, поступает в наружный цилиндр, имеющий вставленный внутрь конус, оборачивается вокруг конуса, идет по среднему сечению вверх и выходит в выхлопную трубу. Зола падает в нижний бункер, из которого удаляется по мере накопления.



Фиг. 157. Общий вид мокрого золоуловителя Модав

1 — газ; *2* — элемент; *3* — сливная линия; *4* — выход воды; *5* — проход для газа; *6* — коллектор; *7* — уровень воды

Мокрое золоулавливание. Из мокрых золоуловителей наиболее исследован аппарат Модав, распространенный во Франции. Всего в Европе, за исключением Англии, установлено около 170 таких аппаратов. В СССР имеется несколько электростанций, для которых была запроектирована установка золоуловителей этого типа. На фиг. 157 и 158 показан общий вид и детали элементов золоуловителя Модав. Чистая вода подается через сопла сверху на чугунные элементы, расположенные в газоходе в шахматном порядке, и стекает по ним, увлекая уловленную пыль. Дымовые газы проходят горизонтально, перпендикулярно элементам, и, огибая их, очищаются от летучей золы. Вода стекает с элементов на наклонное основание камеры и сливается в линию гидрозолоудаления. Для предохранения от коррозии наружная камера делается из медистой стали.

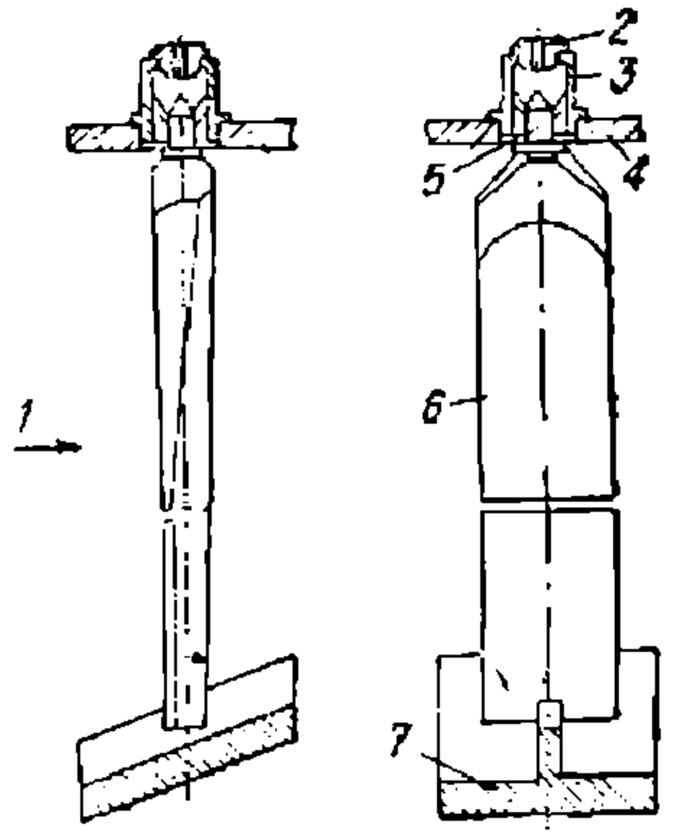
НТБ ДНУЖТ

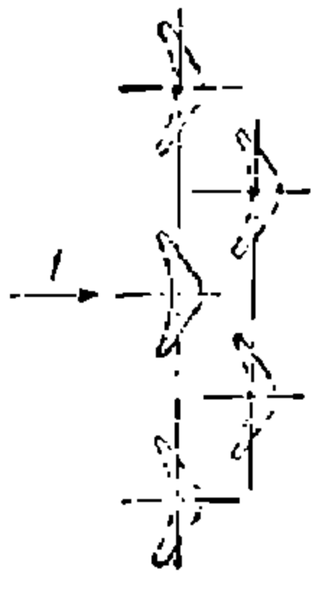
Стандартная конструкция золоуловителя имеет 9 рядов элементов и при этом коэфициент обеспыливания достигает 90 — 95% при золе пылеугольных топок, чем аппарат Модав выгодно отличается от циклонных золоуловителей, плохо улавливающих мелкие фракции. Иногда устанавливается более 9 элементов. Скорость газов во входном сечении аппарата составляет около 6 *м/сек* и сильно повышается при проходе между элементами.

Аппарат Модав, кроме золы, улавливает также часть (25 — 30%) содержащихся в дымовых газах сернистых газов, и вода приобретает кислотные свойства, вследствие чего использование обратной воды затрудняется, особенно при топливах с большим содержанием серы. Газовое сопротивление золоуловителей Модав невелико: 16 — 25 *мм* H_2O (при 6 рядах элементов).

К отрицательным свойствам их следует отнести большой расход воды, а именно 0,2 — 0,4 *л* на 1 $м^3$ газа. Расход воды приблизительно равен паропроизводительности котла, за которым установлен аппарат.

При применении мокрых золоуловителей необходимо считаться с явлением конденсации при соприкосновении насыщенных водяными парами газов со слоем холодного воздуха при выходе из трубы, где наблюдается облако пара, из которого интенсивно выпадают водяные капли. С этим явлением можно бороться подводом подогретого воздуха или горячих дымовых газов к насыщенным водой газам (станция *Battersea* в Англии). Кроме того, необходимо принимать меры для предотвращения разъедания стенок железных дымовых труб, так как газы вследствие их охлаждения в золоуловителе удаляются при температуре более низкой, чем точка росы. По литературным данным дымосос не ржавеет.





Фиг. 158. Детали элементов мокрого золоуловителя Модав

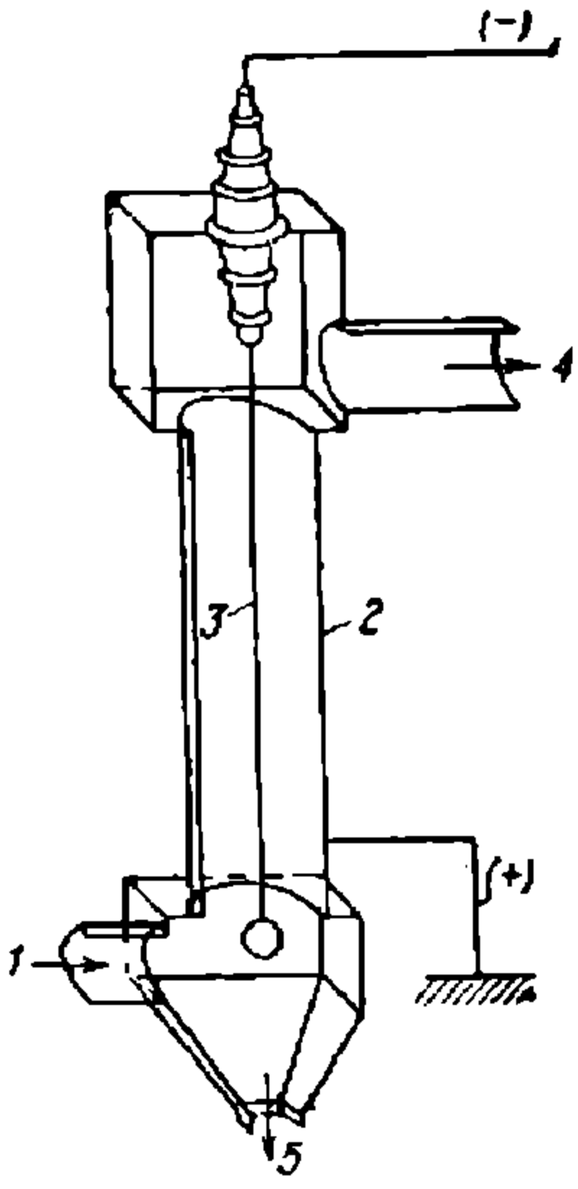
1 — направление газового потока; *2* — сопло; *3* — держатель; *4* — основание резервуара; *5* — рассекатель; *6* — элемент; *7* — фундаментная плита

Электрофильтры. Электрофильтры имеют коэфициент обеспыливания, значительно превышающий коэфициент обеспыливания механических золоуловителей. Только золоуловители, работающие по мокрому способу, могут конкурировать в этом отношении с электрофильтрами. Принцип действия электрофильтров состоит в том, что газы пропускаются с малой скоростью через электрическое поле, образующееся между электродами, находящимися под высоким напряжением. Для работы электрофильтров необходимо напряжение постоянного тока в 30 000 — 80 000 *в*. Электроды, применяющиеся

НТБ ДНУЖТ

в электрофильтрах, представляют собой или полые цилиндры и проволоки, расположенные на их осях, или же проволоки и пластины, расположенные на некотором расстоянии от проволок. Электроды с меньшими поверхностями (проволоки или узкие и тонкие ленты) присоединяются к отрицательному полюсу сети, электроды же с большими поверхностями (полые цилиндры, пластины) — к положительному полюсу.

Проволоки или ленты, находящиеся под высоким напряжением и имеющие малую поверхность, коронируют и называются коронирующими электродами. Положительные электроды называются осаждающими. В зависимости от конструкции электродов электрофильтры называются или трубчатыми или камерными (электроды в виде рядов пластин или сеток). Принцип конструкции трубчатого электрофильтра изображен на фиг. 159. Вариантом трубчатых электрофильтров являются сотовые электрофильтры, в которых взамен труб из изогнутых листов железа образуются как бы соты. Сотовые электрофильтры, изоготовляемые трестом «Газоочистка», имеют на станциях большее распространение, чем трубчатые.



Фиг. 159. Принцип конструкции трубчатого электрофильтра:

1 — вход газа; *2* — осаждающий электрод; *3* — коронирующий электрод; *4* — выход газов; *5* — удаление осадившейся золы

Процесс улавливания пыли в электрофильтрах происходит следующим образом. Возникающие под влиянием коронирующего разряда отрицательные ионы сталкиваются с частицами золы и заряжают их. Под действием электрического поля зарядившиеся частицы двигаются, причем зарядившиеся положительно движутся к отрицательно заряженным коронирующим электродам и прилипают к ним.

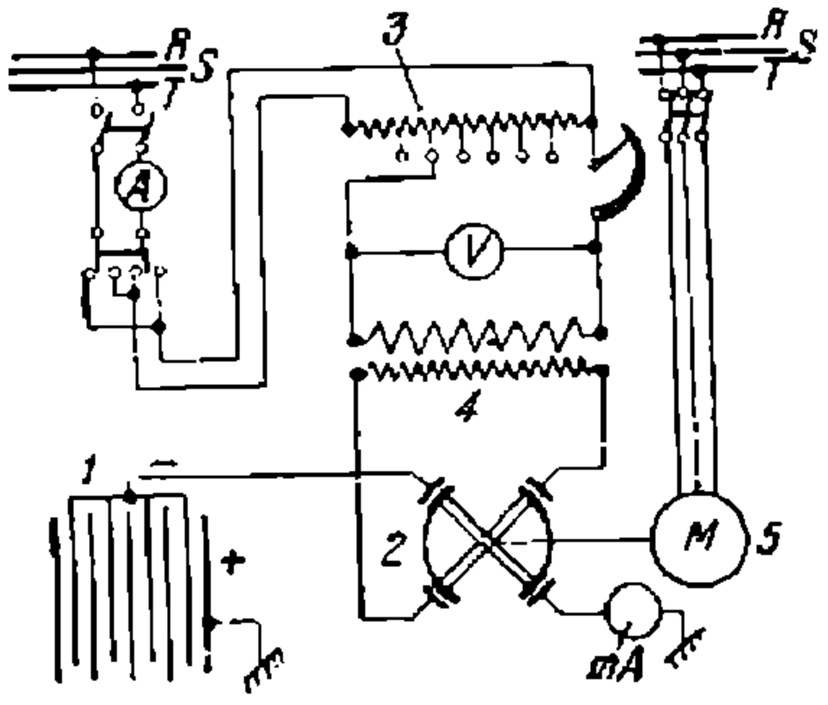
Частицы, зарядившиеся отрицательно, движутся и прилипают к осаждающим электродам. Поскольку большинство частиц золы заряжается отрицательно, большая часть золы плотным слоем отлагается на осаждающих электродах. Этот слой, достигнув определенной толщины, отваливается. Поскольку угольная пыль и зола являются очень плохим проводником, сила тока, проходящего через электрофильтр, по мере увеличения толщины слоя уменьшается и работа электрифильтра ухудшается. Равным образом и коронирующее действие отрицательных электродов по мере накопления на них некоторого, хотя и небольшого, количества пыли уменьшается вследствие увеличения диаметра электрода. Поэтому как осаждающие, так и коронирующие электроды должны периодически встряхиваться для очистки от золы.

Осаждающие электроды надежно заземляются для безопасности обслуживания электрофильтров.

НТБ ДНУЖТ

Наиболее распространены электроды трубчатого типа и работают они лучше. Скорость газов обычно выбирается в пределах 1 — 2 *м/сек*. Обычная длина труб электродов 3 — 4 *м*, диаметр 150 — 250 *мм*. Электрофильтры выполняются и с горизонтальным и с вертикальным расположением электродов. Коэфициент обеспыливания у электрофильтров очень высок — до 95 — 96%, причем очень ценным свойством их является почти полная независимость степени очистки газов от тонкости золы (самые мельчайшие частицы улавливаются почти полностью). Поэтому электрофильтры особенно целесообразны при пылевидном способе сжигания топлива. Очень большое значение для хорошей работы электрофильтров имеет равномерное распределение газов по сечению, для того чтобы скорость газов нигде не превосходила средней расчетной. Электрофильтры работают лучше при не очень высоких температурах газов (до 200 — 300°), причем чем больше содержание влаги в газах, тем совершеннее происходит их очистка. При неполной нагрузке котлов электрофильтры работают лучше в противоположность циклонам.

Недавно в Германии и США появились электрофильтры нового типа, в которых комбинируются действие электрического поля и механическое отделение пыли под действием центробежной силы. Электрофильтры этого типа (карманные) могут работать с высокими скоростями газов — в 3 — 5 *м/сек* при коэфициенте обеспыливания в 97 — 98%.



Фиг. 160. Схема включения электрофильтра

1 — электрофильтр; *2* — выпрямитель тока; *3* — повысительный трансформатор; *4* — регулятор напряжения

Расход электроэнергии на тягу при электрофильтрах меньше, чем при циклонных золоуловителях, так как газовое сопротивление их относительно невелико и составляет 20 — 40 *мм* H_2O.

Расход электроэнергии на осаждение золы очень невелик, так как требуемая сила постоянного тока незначительна, всего 10 — 50 *ма*.

При электрофильтрах необходимо устройство для получения постоянного тока высокого напряжения, состоящее из трансформатора, повышающего напряжение переменного тока, и механического выпрямителя тока, приводимого во вращение синхронным мотором.

Схема включения электрофильтра изображена на фиг. 160, схематическое же изображение установки дано на фиг. 161.

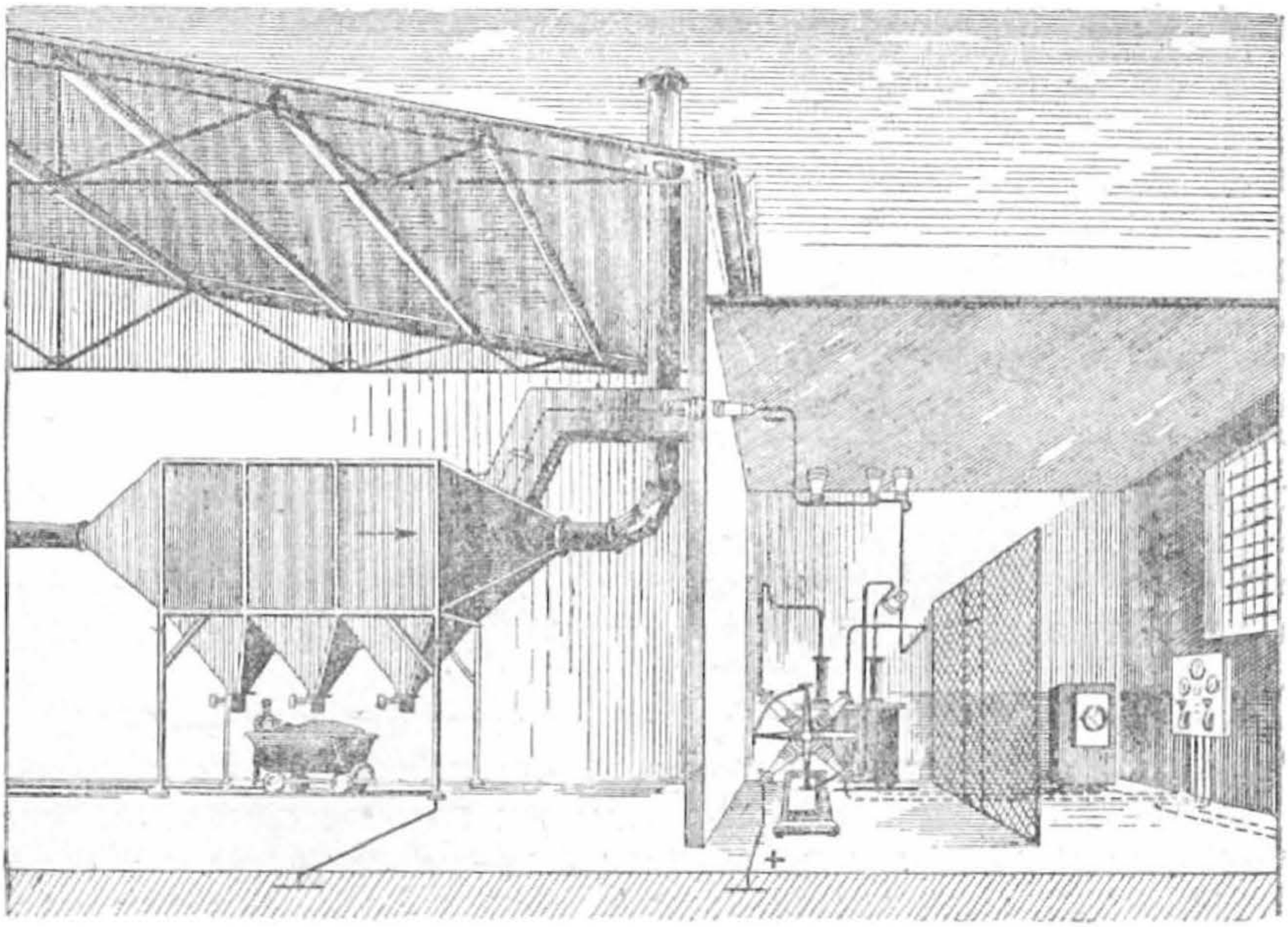
К недостаткам электрофильтров необходимо отнести их высокую стоимость и весьма значительные габаритные размеры. На фиг. 162 показана установка электрофильтров с вертикальным ходом газов, спроектированная для одной из электростанций в СССР.

В последнее время Теплоэлектропроект для получения очень высокой степени очистки газов, требуемой в специальных случаях, преду-

НТБ ДНУЖТ

сматривает установку комбинированного золоуловителя, состоящего из размещенных в одном кожухе последовательно работающих мультициклона и электрофильтра. Эксплуатационных данных о работе такого комбинированного золоуловителя (мультиэлектрофильтра) пока еще не имеется.

Руководящие указания для выбора способа золоулавливания. Выбор типа золоуловителя для каждого конкретного случая должен производиться с тщательным учетом не только необходимой в данном случае эффективности очистки газов и экономичности, но и возможностей промышленности удовлетворить огромную потребность в золоуловительном оборудовании.



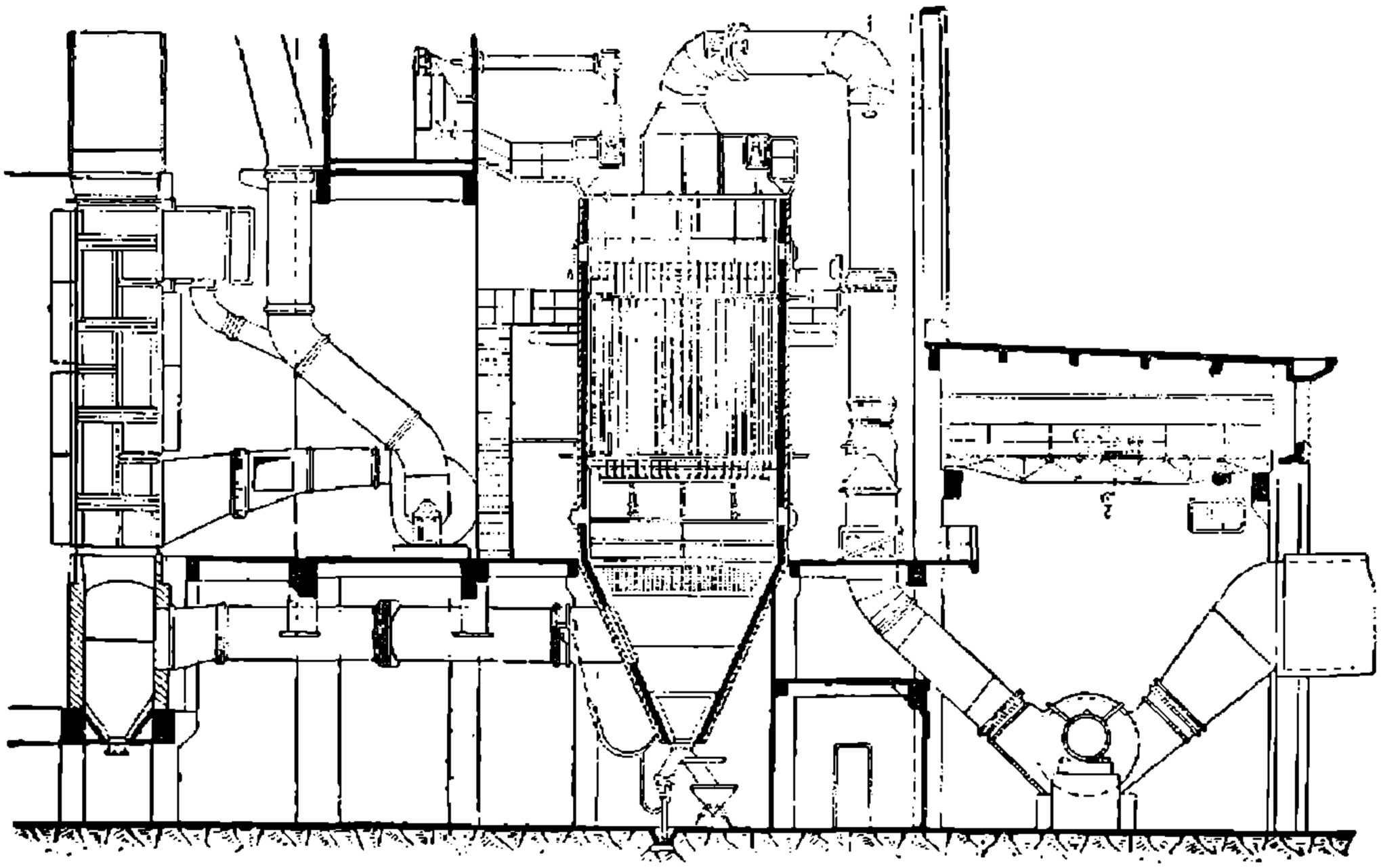
Фиг. 161. Схематическое изображение установки электрофильтра

Для станций, расположенных в крупных городах, где требуется особо высокая степень очистки газов, при многозольном топливе и пылевидном способе сжигания необходима установка электрофильтров или даже может быть целесообразной установка их последовательно с циклонами или мультициклонами. При малозольном топливе или при слоевом способе сжигания, дающем более крупную золу, может часто оказаться достаточной очистка газов мультициклонами. Для установок небольшой мощности и расположенных в слабо населенных местностях обычно возможно ограничиться установкой мультициклонов, а при слоевом способе сжигания — циклонов. При сжигании на таких установках углей с малой зольностью очистка газов

НТБ ДНУЖТ

в большинстве случаев может оказаться излишней и будет достаточным устройство высоких дымовых труб.

При применении золоуловительных установок на станциях значительной мощности, работающих на многозольном топливе, должно быть предусмотрено механическое удаление улавливаемой золы, иначе золоуловительные установки вследствие затруднительности своевременного удаления большого количества золы вручную будут обречены на бездействие.



Фиг. 162. Установка электрофильтра

Улавливание окислов серы из дымовых газов (сероулавливание). Стоимость сероулавливания настолько высока, что оно может быть экономически целесообразно лишь при комбинировании с установкой для получения в результате очистки газов серной кислоты или другого товарного продукта. Сероочистительные сооружения не избавляют от необходимости очистки газов от летучей золы. Наоборот, при некоторых способах получения серной кислоты необходима предварительная очистка газов электрофильтрами.

ГЛАВА 28

КОМПОНОВКА ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. Значение рациональной компоновки и предъявляемые к ней требования

Под термином компоновка разумеется то или иное взаимное расположение основных производственных и прочих помещений теплосиловой установки, а также то или иное расположение ее основ-

НТБ ДНУЖТ

ных и вспомогательных агрегатов. Компоновка помещений и оборудования станции является одной из наиболее трудных и ответственных фаз проектирования. Необходимо иметь в виду, что проектирование и постройка станции продолжаются 2 — 3 года, эксплуатируется же она несколько десятков лет; таким образом, ошибки, допущенные в компоновке, будут сказываться в течение всего времени дальнейшей эксплуатации станции.

К компоновке предъявляются следующие основные требования.

Надежность и бесперебойность эксплуатации. Компоновка должна соответствовать наиболее простой технологической схеме производства. Расположение оборудования должно быть таково, чтобы все коммуникации между его элементами (паропроводы, питательные и прочие трубопроводы) имели простые и наглядные схемы и возможно меньшую длину. Как основное, так и вспомогательное оборудование должно быть доступно для удобного и правильного обслуживания как при нормальной работе, так и в аварийных условиях. Расположение оборудования должно обеспечивать возможность удобного и быстрого производства ремонтов и ревизий (возможность выемки труб котлов и конденсаторов, замены электромоторов, наличие монтажных площадок). Все оборудование и в особенности рабочие места и площадки должны быть хорошо освещены. Рабочие помещения должны иметь удовлетворяющую нормам вентиляцию.

Минимальная стоимость сооружений. Необходимо стремиться к тому, чтобы выбранное оборудование было размещено при минимально возможных кубатуре и площади зданий и сооружений с соблюдением, однако, всех требований технологического процесса производства энергии, играющих в этом вопросе первенствующую роль.

Следует избегать значительного заглубления помещений, в особенности при грунтах, затрудняющих и удорожающих строительные работы, а также высокого расположения больших и динамических нагрузок, требующего большей прочности строительных сооружений.

Минимальные эксплуатационные расходы. Расположение оборудования должно давать возможность обслуживания его минимальным количеством персонала и обеспечивать минимальный расход электроэнергии на тягу и дутье, перекачку воды и подачу топлива.

Возможность расширения станции. Расположение оборудования и помещений должно давать возможность свободного увеличения мощности станции путем установки добавочных агрегатов, притом без нарушения ее работы в период расширения.

§ 2. Компоновка котельных и машинных помещений и их взаимное расположение

Котлы могут быть установлены в котельном помещении в два ряда или в один ряд, причем расположение котлов в двухрядной котельной может быть осуществлено по двум вариантам: с фронтами обслу-

НТБ ДНУЖТ

живания навстречу друг другу (внутрь котельной) и с фронтами в противоположную сторону (к стенам котельной).

Оба варианта двухрядного расположения котлов обладают весьма серьезными недостатками, вследствие чего двухрядные котельные в настоящее время строятся крайне редко и ведущим типом котельных является однорядная котельная. Благодаря увеличению в последние годы мощности отдельных котельных агрегатов число их в котельной невелико и котельная хорошо компонуется по длине с машинным залом при расположении оси его параллельно оси котельной. При этом получаются короткие паропроводы; при расширении установки новые котлы устанавливаются против новых турбин и требуется всего лишь одно присоединение новых паропроводных магистралей к старым.

Фронты обслуживания котлов в однорядной котельной, расположенной параллельно машинному залу, следует направлять в сторону, противоположную машинному залу, во избежание их затемнения и затемнения пылеприготовительных устройств, располагающихся вместе с бункерной галлереей всегда со стороны фронта котла.

Компоновка машинного зала может быть выполнена в двух вариантах: с расположением осей турбогенераторов перпендикулярно или параллельно оси машинного зала. Перпендикулярное расположение осей турбин и машинного зала увеличивает его пролет и пролет подъемного крана, что удорожает установку. При этом усложняется расположение регенеративных подогревателей, теплофикационного оборудования и подвод охлаждающей воды к конденсаторам.

Параллельное расположение осей турбин и машинного зала имеет в указанных отношениях преимущества, причем турбины должны устанавливаться цугом, а не навстречу друг другу паровыми частями, хотя последний способ установки и дает возможность уменьшения количества обслуживающего персонала. Такое расположение турбин привело бы заводы к необходимости изготовлять «правые» и «левые» турбины, различающиеся друг от друга расположением регенеративного оборудования (справа или слева).

§ 3. Типовые компоновки теплоцентралей

Теплоэлектроцентрали небольшой мощности (до 25 *мгвт*) согласно решениям XVIII съезда ВКП(б) будут в третьей пятилетке широко внедряться в энергохозяйство СССР. В настоящем курсе кратко описываются типовые компоновки, разработанные Теплоэлектропроектом для теплоэлектроцентралей, оборудованных теплофикационными турбогенераторами мощностью по 12 *мгвт* или по 6 *мгвт*. Кроме того, рассматриваются некоторые варианты компоновок ТЭЦ малой мощности с турбинами бесподвального типа (2,5; 4,0; 6,0 *мгвт*) и даются основные указания по компоновке электростанций локомобильных и с двигателями внутреннего сгорания.

Типовые компоновки Теплоэлектропроекта. С учетом соображений, изложенных в § 2 настоящей главы, в типовых компоновках

НТБ ДНУЖТ

Теплоэлектропроекта принято параллельное расположение осей однорядной котельной и машинного зала с бункерными галлереями и фронтами котлов, обращенными в сторону, противоположную машинному залу. Турбогенераторы установлены в машинном зале цугом. Между котельной и машинным залом находится многоэтажная «этажерка», в которой располагаются тягодутьевые устройства, питательные баки и деаэраторы, распределительное устройство собственных нужд и в некоторых вариантах питательные насосы.

Следует отметить, что устройство «этажерки», вызываемое главным образом расположением хвостовых частей котлов к машинному залу и необходимостью вследствие этого высокого размещения дымососов и вентиляторов, не может быть признано удачным решением вопроса компоновки станции. Отрицательными свойствами «этажерки» являются:

а) необходимость применения для нее утяжеленных строительных конструкций вследствие расположения в этажах тяжелых водяных баков и деаэраторов и высокого расположения динамической нагрузки от дымососов и вентиляторов;

б) стесненность монтажа оборудования; затруднительноеть транспорта моторов дымососов и вентиляторов для ремонта;

в) плохая освещенность оборудования, установленного в «этажерке»;

г) необходимость размещения водяных баков над электрическими устройствами собственных нужд высокого напряжения или же при желании избежать этого — слишком высокое расположение распределительного устройства.

Несмотря на отрицательные свойства «этажерки», до сего времени не выработан более рациональный вариант компоновки для станции средней и большой мощности с турбинами подвального типа, требующими большой высоты машинного зала, что делает неприемлемым по условиям освещенности расположение котлов фронтом к машинному залу. При таком расположении хвостовые части котлов были бы повернуты к свободной наружной стене котельной и имелась бы возможность расположить тягодутьевые устройства внизу и избежать устройства высокой «этажерки». Однако и в этом случае не удалось бы освободиться от темного помещения (хотя и меньшей высоты) между котельной и машинным залом, поскольку на станциях средней и большой мощности водное хозяйство и высоковольтное распределительное устройство собственных нужд требуют значительной площади и размещение их в каком-либо другом месте еще более затруднительно и даже может быть иногда совсем неприемлемо.

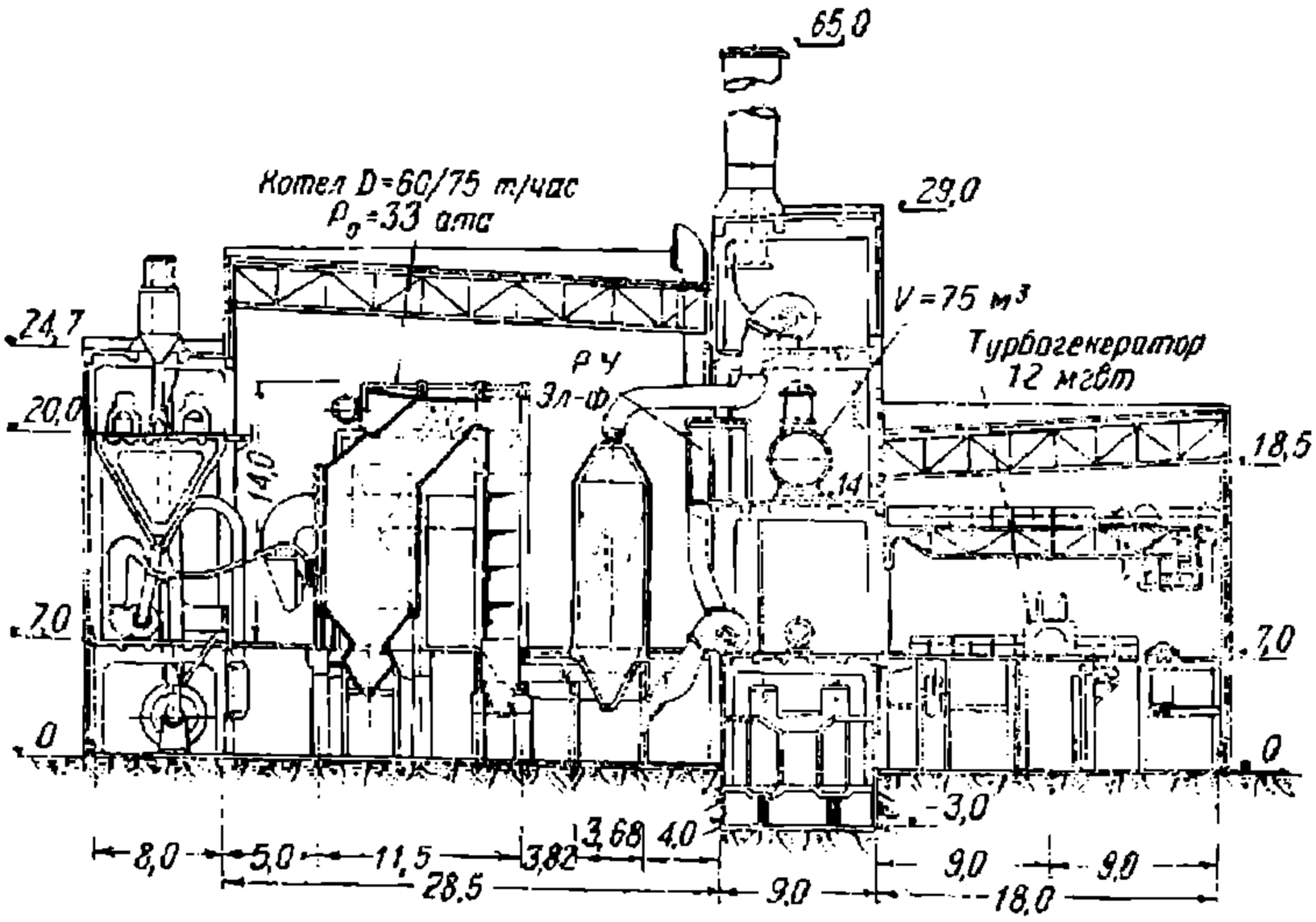
Во второй пятилетке главным образом в целях устранения темного помещения между котельной и машинным залом некоторое распространение получил так называемый «разорванный» вариант, в котором котельная и машинный зал располагались в отдельных зданиях, соединенных между собой двухэтажными мостиками длиной 15 *м*. Этот вариант в настоящее время не применяется, так как обладает весьма существенными недостатками, состоящими в значительном

НТБ ДНУЖТ

удлинении паропроводов и питательных трубопроводов и в увеличении площади станции.

Таким образом, следует признать, что рациональная компоновка электростанций средней и большой мощности является еще не вполне разрешенной проблемой.

Теплоэлектропроектом за последнее время разработано несколько типовых компоновок («этажерочного» типа) для станций мощностью 24 *мгвт*, оборудованных двумя теплофикационными турбогенераторами по 12 *мгвт* и четырьмя котлами производительностью по 60/75 *т/ч*. Станции такой мощности будут иметь широкое распространение в третьей пятилетке. Компоновки разработаны для станций следующих типов, различающихся между собой видом и способами сжигания топлива.



Фиг. 163. Станция с пылевидным сжиганием несернистых углей (первый вариант)

Станции с пылевидным сжиганием несернистых углей. Для станции этого типа разработано несколько вариантов, из которых наиболее удачными являются три следующих.

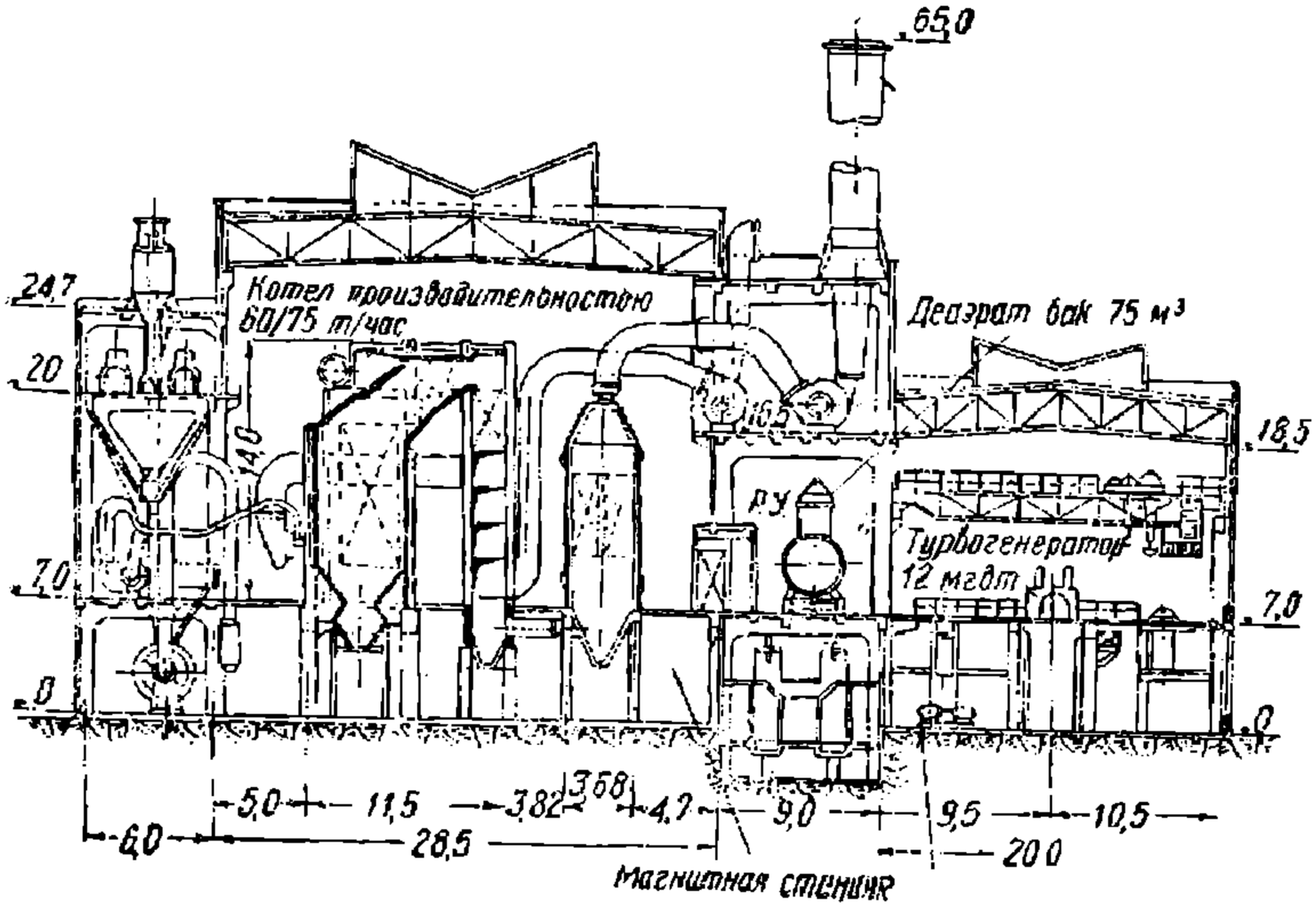
Первый вариант (фиг 163). Здание станции, как и во всех следующих вариантах, состоит из бункерной галлереи, котельной, «этажерки» и машинного зала. Отметки пола золового и конденсаторного помещений и уровни обслуживания котлов и турбин для удобства эксплуатации приняты одинаковыми. Расстояние между колоннами по оси котельной принято в 14 *м*, что дает возможность устанавливать котлы как в 60/75 *т/ч*, так и в 90/110 *т/ч*.

На каждый котел предусмотрено два бункера: один для сырого топлива, другой для готовой пыли, расположенные рядом в одном пролете между колоннами. В бункерном помещении на первом этаже устанавливаются шаровые барабанные мельницы по одной на котел.

НТБ ДНУЖКТ

Во втором этаже располагаются вентиляторы пылеприготовительного устройства, угольные весы, сепаратор пыли и при углях, требующих предварительной подсушки, сушильная труба. При таких углях отметка пола помещения ленточных транспортеров топливоподачи повышается на 1,5 *м* против указанной на фиг. 163. Циклоны пылеприготовления, изолированные во избежание конденсации в них влаги, устанавливаются на крыше бункерной галлереи.

Котел расположен фронтом к бункерному помещению, что дает хорошую освещенность площадки его обслуживания и пылеприготовительного устройства. Между хвостовой частью котла и «этажеркой» размещаются электрофильтры или (в случае допустимости грубой очистки газов) мультициклоны.



Фиг. 164. Станция с пылевидным сжиганием несернистых углей (второй вариант)

«Этажерка» имеет три этажа. В первом этаже помещается распределительное устройство в 3 000 *в* для собственных нужд станции с кабельным полуэтажом под ним. Рядом с распределительным устройством расположены пусковые и защитные устройства для моторов низкого напряжения собственных нужд (магнитные станции).

Во втором этаже размещаются баки питательной воды, деаэраторы и распределительное устройство электрофильтров.

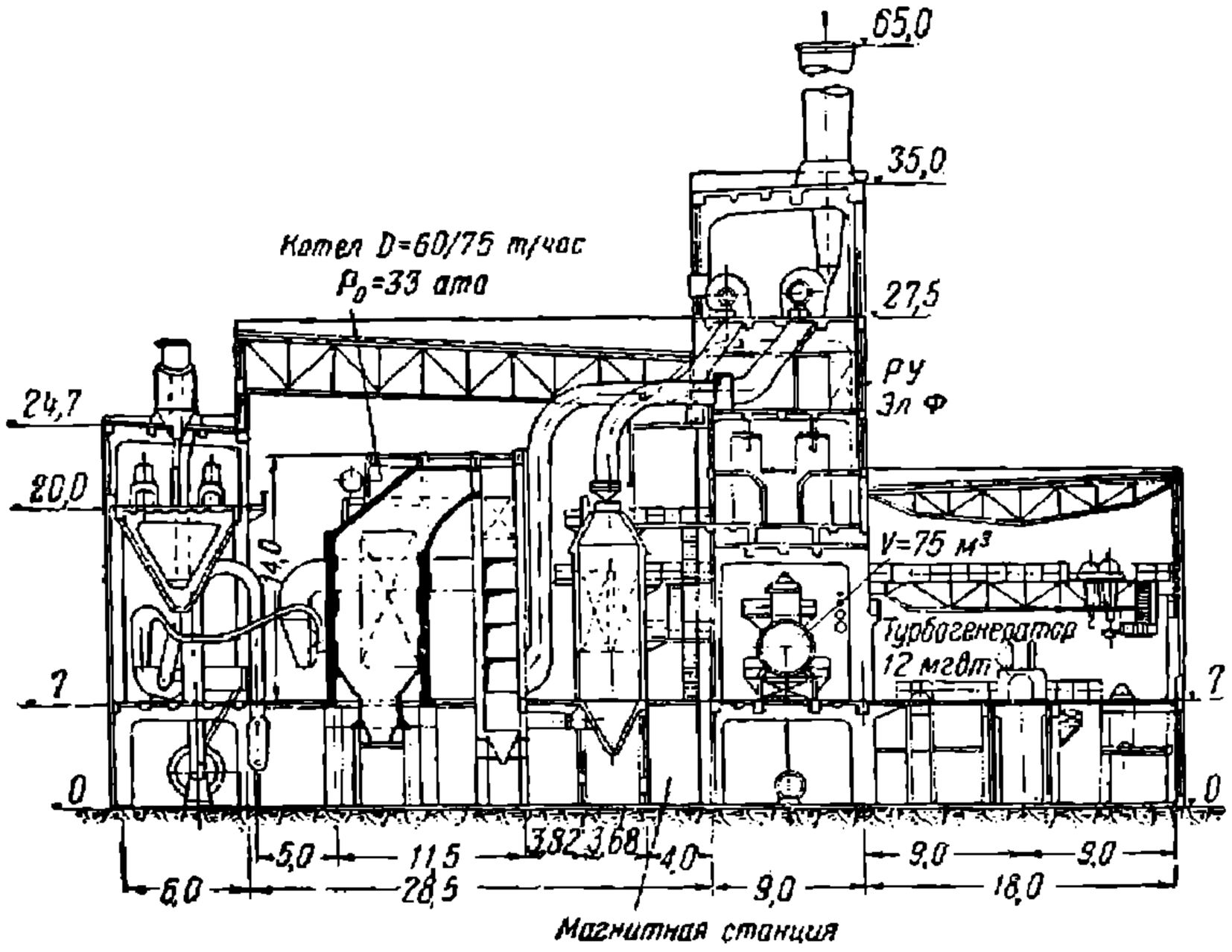
На третьем этаже располагаются дымососы и вентиляторы. Расположение оборудования в «этажерке» имеет следующие минусы: во-первых, расположение баков и деаэраторов над электрическими сооружениями создает угрозу протекания воды в последние и, во-вторых, расположение тягодутьевых устройств на высокой отметке (16,5 *м*) вызывает удорожание строительных конструкций «этажерки».

НТБ ДНУЖТ

Машинный зал разработан в двух вариантах: для турбин в 12 *мгвт* и 6 *мгвт*. И в том и в другом случае турбины устанавливаются вдоль машинного зала. При турбинах в 6 *мгвт* такое расположение вызывает некоторое удлинение машинного зала сравнительно с котельной. Пролет машинного зала принят в 20 *м* при расположении циркуляционных насосов в отдельной насосной и в 22 *м* при расположении насосов в машинном зале.

Питательные насосы и регенеративное устройство расположены в машинном зале со стороны «этажерки». Теплофикационное оборудование (бойлеры и сетевые насосы) и циркуляционные насосы устанавливаются у наружной стены машинного зала.

Описанная компоновка машинного зала дает возможность обслуживания краном почти всего оборудования.



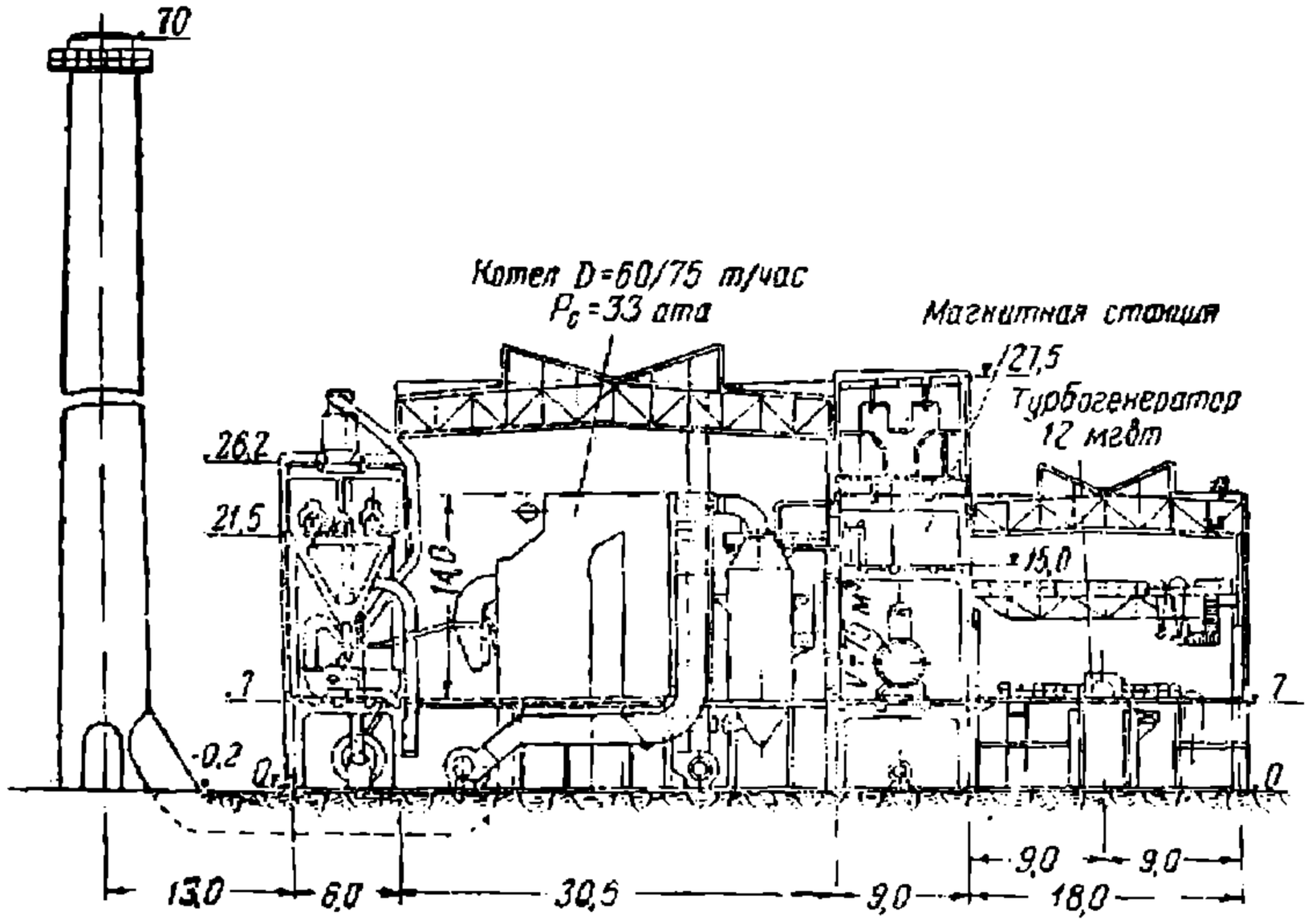
Фиг. 165. Станция с пылевидным сжиганием несернистых углей (третий вариант)

Второй вариант (фиг. 164). Этот вариант отличается от первого варианта расположением питательных насосов и дутьевых вентиляторов, устанавливаемых во втором этаже «этажерки», получающейся вследствие этого четырехэтажной. Пролет машинного зала в результате выноса питательных насосов в «этажерку» сокращается на 2 *м*. Недостатками этого варианта являются: большая высота «этажерки», невозможность обслуживания питательных насосов краном и расположение вращающихся агрегатов (вентиляторов и насосов) непосредственно над распределительным устройством, что при вибрации вращающихся агрегатов может вызвать выключение реле и нарушение нормальной работы станции.

НТБ ДНУЖТ

Третий вариант (фиг. 165). Третий вариант отличается от первых двух высоким расположением распределительного устройства собственных нужд (выше водяного хозяйства станции). «Этажерка» имеет пять этажей, причем дымососы и вентиляторы устанавливаются на очень высокой отметке (27,5 *м*). Недостатком этого варианта является наличие длинных вертикальных участков кабелей, что вызывает утечку из них изоляционной массы. Кроме того, чрезмерно высокое расположение большой динамической нагрузки от тягодутьевых устройств сильно удорожает строительную часть «этажерки».

Из всех описанных вариантов наиболее приемлемым, несмотря на имеющиеся недостатки, является первый вариант, а именно с расположением питательных насосов в машинном зале и расположением распределительного устройства внизу «этажерки».



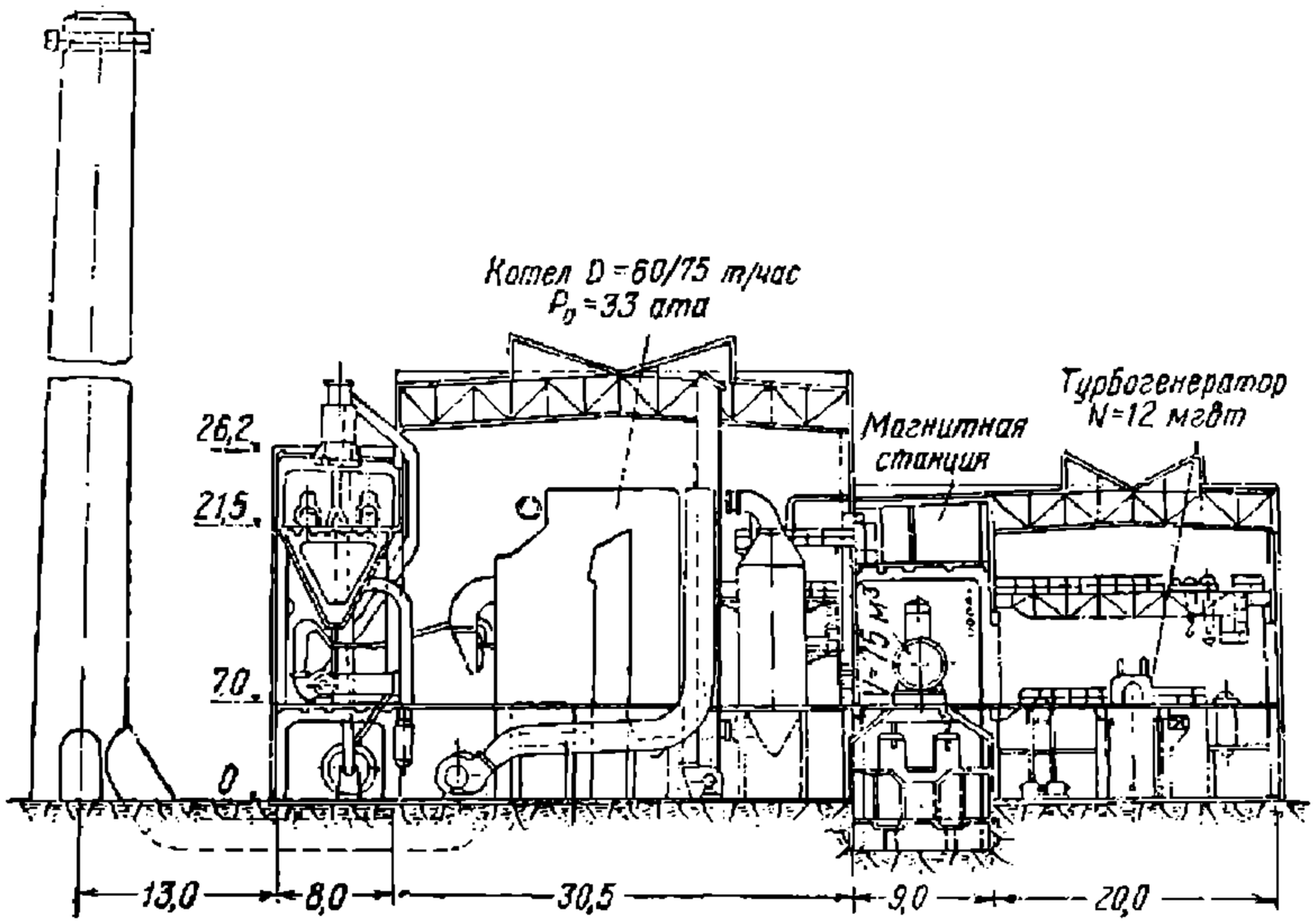
Фиг. 166. Станция с пылевидным сжиганием сернистых углей (первый вариант)

Станции с пылевидным сжиганием сернистых углей. Принципиальное отличие компоновки станций, работающих на сернистых углях, от ранее описанных компоновок состоит в том, что дымовые газы для возможности улавливания из них окислов серы выводятся не вверх, а из нижних помещений станции. Для этой цели дымососы располагаются не в «этажерке», а в котельной на полу золового помещения. Такое расположение дымососов вызывает необходимость увеличения пролета котельной на 2 *м* сравнительно с пролетом ее при верхнем расположении дымососов; в остальном компоновки как котельной, так и машинного зала не отличаются от ранее описанных.

Имеется два варианта компоновки станций этого типа. Первый вариант имеет четырехэтажную «этажерку» (фиг. 166). В первом этаже расположены питательные насосы, во втором — баки и деаэраторы и тепловой щит, в третьем — магнитные станции и распределительное

НТБ ДНУЖТ

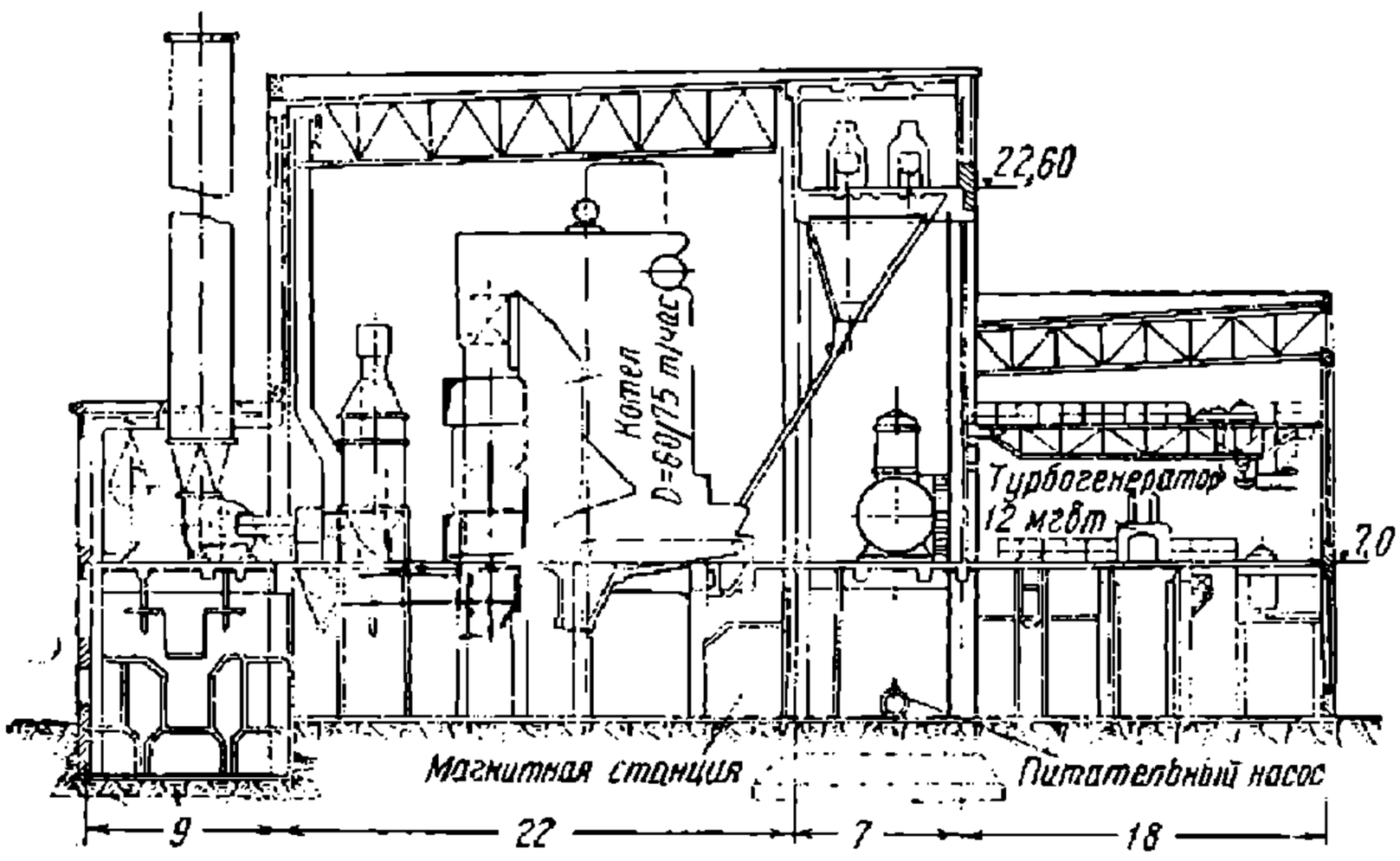
устройство электрофильтров и в четвертом — распределительное устройство собственных нужд. По причинам, указанным выше, такое



Фиг. 167. Станция с пылевидным сжиганием сернистых углей (второй вариант)

высокое расположение распределительного устройства является слабым местом компоновки.

Второй вариант (фиг. 167) имеет трехэтажную «этажерку» одинаковой высоты с машинным залом. Питательные насосы устанавлива-



Фиг. 168. Станция со слоевым сжиганием топлива

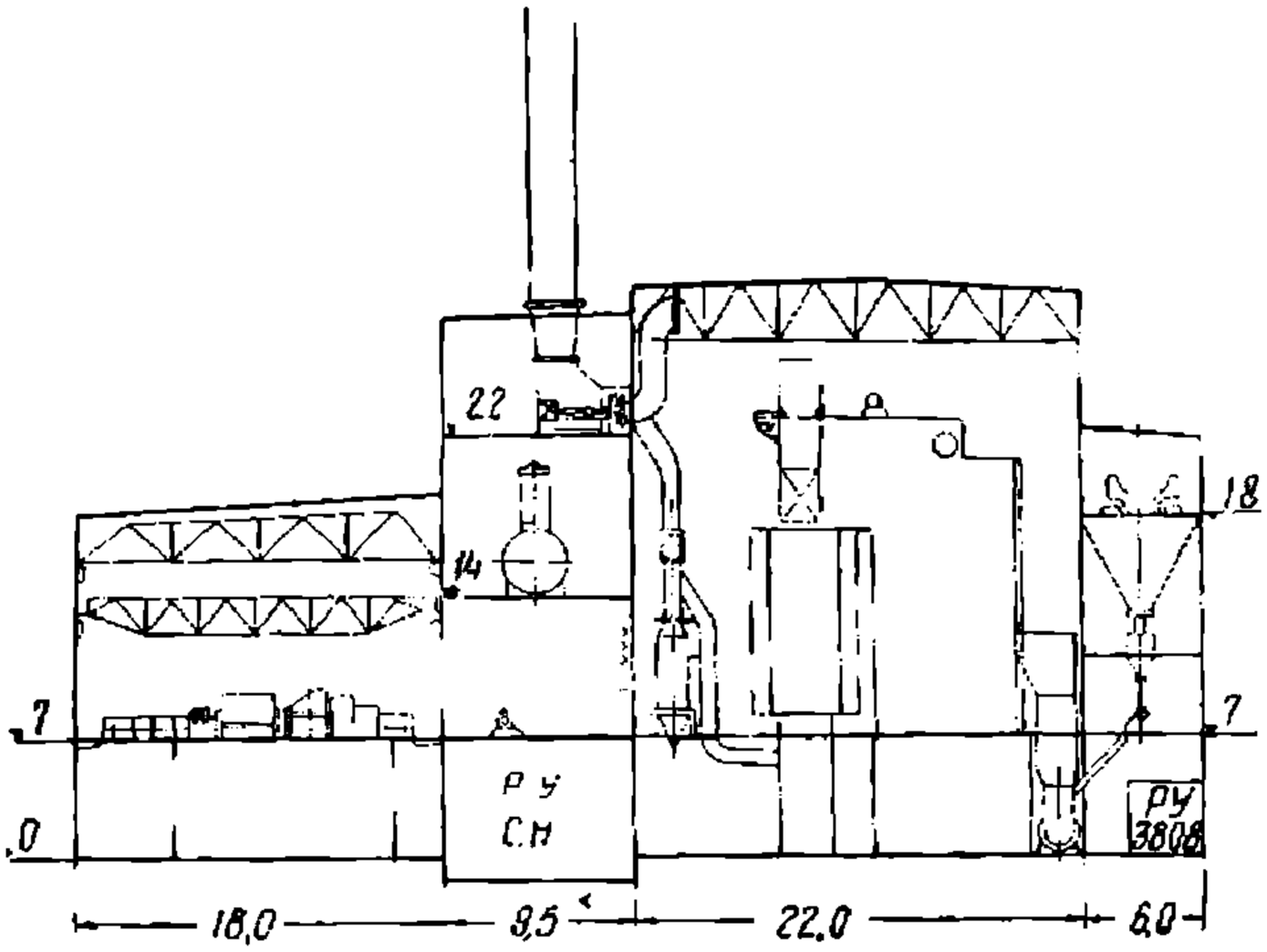
ются в машинном зале. В первом этаже этажерки размещается распределительное устройство собственных нужд, во втором — баки и

НТБ ДНУЖТ

деаэраторы и в третьем — магнитные станции и распределительное устройство для электрофильтров.

Расположение водяного хозяйства станции над электрическими сооружениями является недостатком этого варианта, по он все же предпочтительнее первого варианта, благодаря меньшей высоте «этажерки». Оба варианта предназначены Теплоэлектропроектом для станций, работающих на сернистых углях. Однако нет заслуживающих серьезного внимания причин не применять их для станций, работающих на несернистом топливе. Несколько удлиненные газоходы и расположение некоторой части их под помещением мельниц не являются серьезным препятствием к применению такой компоновки при сжигании всяких углей.

Станции со слоевым способом сжигания топлива. В этом варианте (фиг. 168) бункерная галлерея совмещена с «этажеркой» и расположена между котельной и машинным залом. Машинный зал скомпонован так же, как и при пылевидном сжигании топлива. В первом этаже насосной «этажерки» расположены питательные насосы, во втором — баки и деаэраторы. Котел обращен фронтом к бункерной, что вызывает затемнение фронта обслуживания. За котлом расположены мультициклоны для очистки газов. В первом этаже дымососной «этажерки» помещается электрическое распределительное устройство собственных нужд и кабельный полуэтаж, во втором этаже — тягодутьевые устройства.



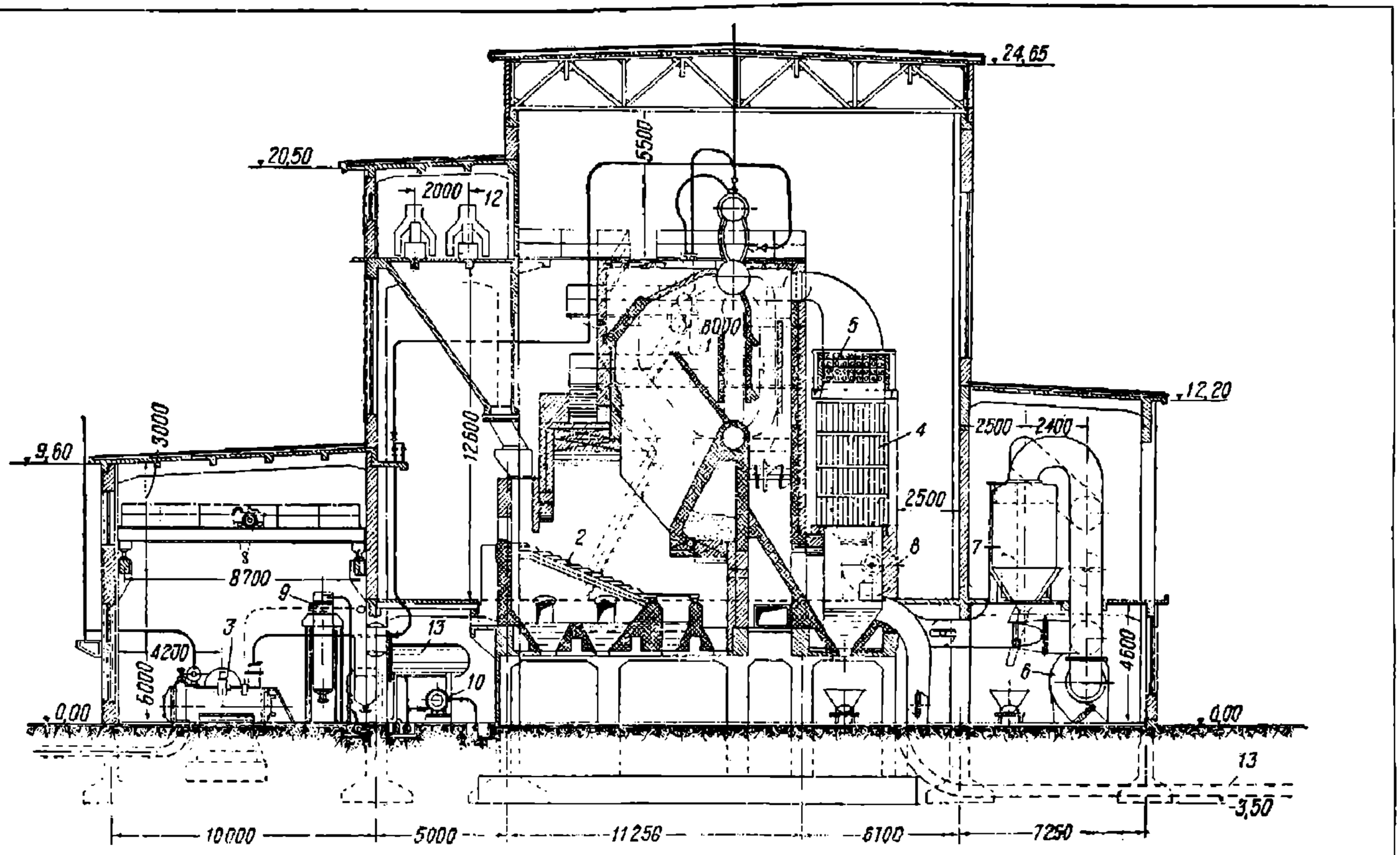
Фиг. 169. Станция со сжиганием топлива в шахтно-мельничных топках

Станции со сжиганием топлива в шахтно-мельничных топках. При этом варианте (фиг. 169) в первом этаже бункерной галлереи расположено распределительное устройство на 380 *в* для собственных нужд. Фронт котлов имеет достаточное освещение.

В котельной размещаются мельницы, котлы и мультициклоны. Очистка газов при помощи мультициклонов является достаточной, так как шахтно-мельничные топки работают с грубым помолом топлива.

«Этажерка» имеет четыре этажа. В первом этаже помещается распределительное устройство на 3 000 *в* для собственных нужд станции. Во втором этаже устанавливаются питательные насосы, в третьем — баки и деаэраторы и в четвертом — дымососы и вентиляторы.

НТБ ДНУЖТ



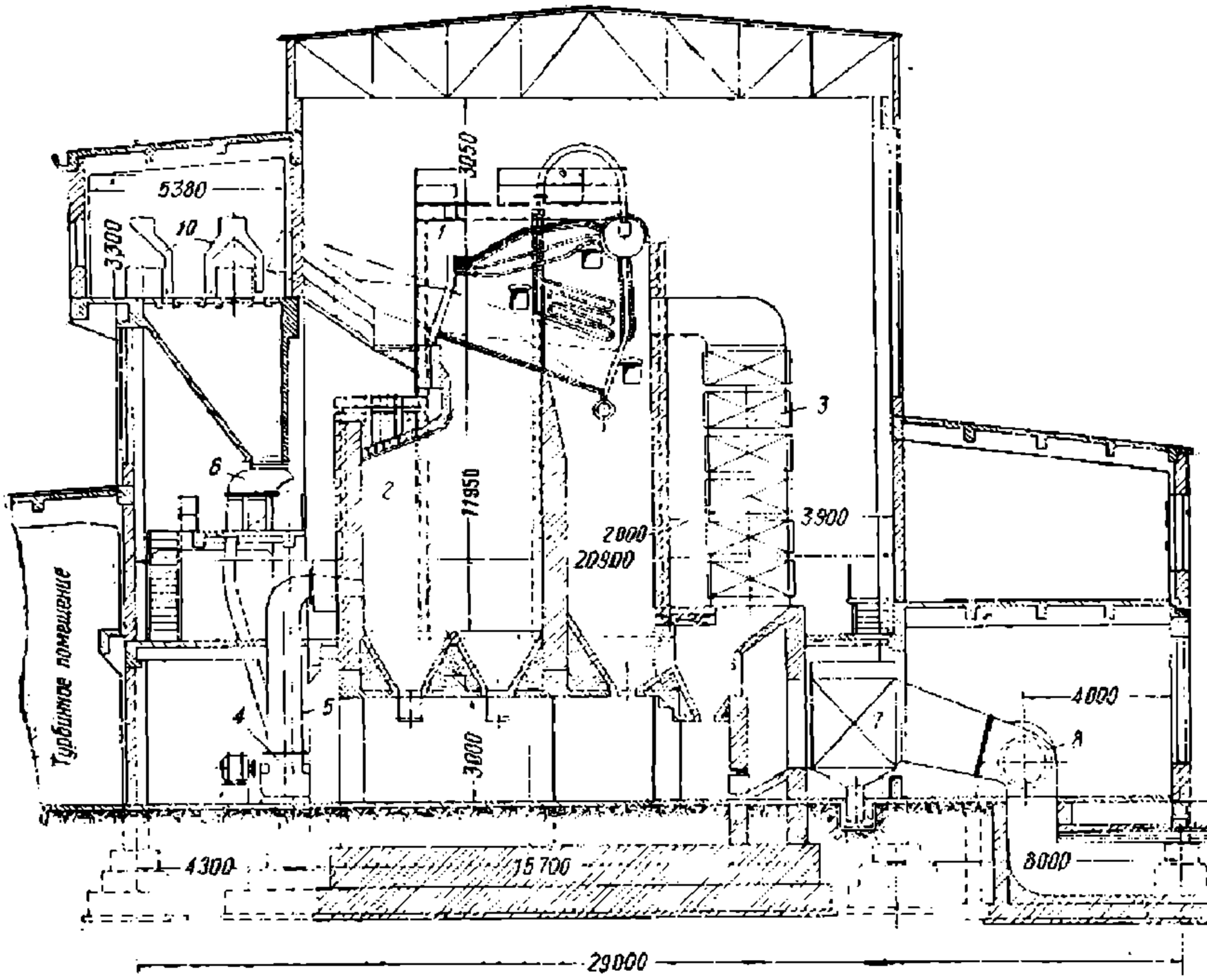
Фиг. 170. Станция с бесподвальными турбинами. Топливо — бурый уголь

1 — двухбарабанный вертикально-водотрубный котел НЗЛ с Н=450 *м²*; *2* — наклонно-переталкивающая топка; *3* — бесподвальный турбогенератор в 2 500 *квт*; *4* — воздухоподогреватель; *5* — водяной экономайзер; *6* — дымосос; *7* — золоуловитель; *8* — дутьевой вентилятор; *9* — бойлерная установка; *10* — теплофикационные насосы; *11* — охладитель конденсата греющего пара бойлеров; *12* — ленточные транспортеры; *13* — дымоход к кирпичной трубе

НТБ ДНУЖТ

При всех описанных вариантах компоновки тепловой части станции главное распределительное устройство располагается в отдельном здании, соединяющемся переходным крытым мостиком с машинным залом. Топливоподача и служебные помещения располагаются с постоянного торца здания, монтажная площадка машинного зала — у временного его торца. И то и другое дают возможность удобного расширения станции.

Компоновка станций с бесподвальными турбинами. При бесподвальных турбинах, требующих небольшой высоты машинного зала (9 — 10 *м*), последний может быть размещен со стороны



Фиг. 171. Котельная станция с бесподвальными турбинами. Топливо—фрезерный торф

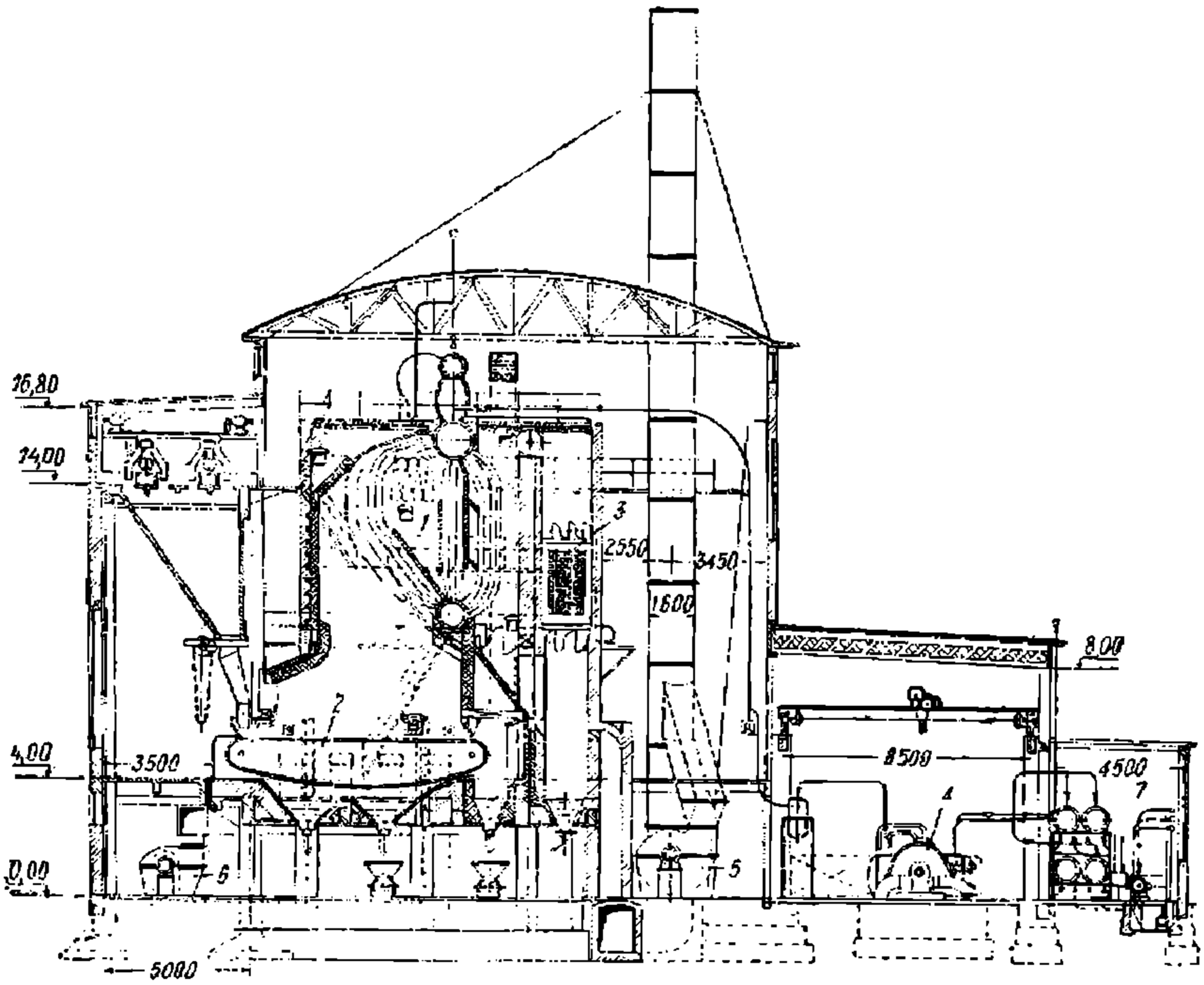
1 — секциональный водотрубный котел СМ-16/22; *2* — пылеугольная топка; *3* — воздушный подогреватель «Каблиц»; *4* — шахтная мельница ЦКТИ; *5* — сушильная шахта; *6* — питатель для торфа; *7* — мокрый золотуловитель; *8* — дымосос; *9* — дымоход к трубе; *10* — ленточные транспортеры для подачи торфа

фронта обслуживания котлов, получающего при этом достаточное освещение через окна, расположенные выше крыши машинного зала. Водяное хозяйство станций, а также распределительное устройство собственных нужд при небольших мощностях станций с бесподвальными турбинами могут быть расположены в помещениях, выделенных или над дымососами или в служебной пристройке. Тягодутьевые устройства свободно располагаются сзади хвостовых частей котлов, повернутых в сторону наружной стены котельной. По этим

НТБ ДНУЖТ

причинам компоновка станций с бесподвальными турбинами может быть осуществлена не только без высокой «этажерки», но и вовсе без темного помещения между котельной и машинным залом.

Пример такой компоновки для станции с бесподвальными турбинами по 2 500 *квт* и котлами НЗЛ с поверхностью нагрева по 450 $м^2$ с наклонно-переталкивающими топками для бурого угля изображен на фиг. 170. Дымососы размещены в первом этаже пристройки к котельной, во втором этаже установлены циклонные золоуловители. Дутьевые вентиляторы помещаются между воздухоподогревателями котлов, но могли бы быть установлены и в одном помещении с дымососами. Дымовая труба установлена вне котельной и соединяется с дымососами подземными боровами.



Фиг. 172. Станция с бесподвальными турбинами и железными дымовыми трубами. Топливо — каменный уголь

1 — двухбарабанный вертикальный водотрубный котел НЗЛ с $H=400$ $м^2$; *2* — цепная решетка; *3* — водяной экономайзер; *4* — бесподвальный турбогенератор в 2 500 *квт*; *5* — дымосос; *6* — вентилятор холодного дутья; *7* — помещение для бойлерной установки

Котельная имеет хорошее освещение и фронтов и хвостовых частей котлов. Машинный зал имеет высоту всего 9,6 *м*. Турбины расположены цугом. Бойлерная установка помещается у внутренней стены машинного зала, но могла бы быть размещена и у наружной стены, что более целесообразно из условий подвода теплофикационных магистралей.

НТБ ДНУЖТ

На фиг. 171 изображена компоновка котельной теплофикационной станции с бесподвальными турбинами, оборудованной секциональными котлами ТКЗ с шахтно-мельничными топками и работающей на фрезерном торфе. Тягодутьевые устройства и мокрые золоуловители установлены в первом этаже со стороны хвостовой части котлов. Во втором этаже дымососной пристройки могут быть расположены распределительное устройство собственных нужд и водяное хозяйство станции. Котельная имеет хорошее освещение с обеих сторон. Дымовая труба (кирпичная) расположена вне котельной.

На фиг. 172 показан вариант компоновки станции с бесподвальными турбинами, со сниженными дымососами и железными трубами, размещенными внутри котельной. Такой вариант расположения труб может быть в некоторых случаях принят по условиям противовоздушной обороны. Машинный зал с бойлерной пристройкой расположен в данном случае со стороны хвостовой части котлов, но без всяких затруднений мог бы быть перенесен на сторону фронта котлов. В этом случае потребовалось бы только окно в стене перед фронтом котлов расположить более высоко. При всех описанных вариантах компоновки главное электрическое распределительное устройство располагается в отдельном здании, соединяющемся крытым переходом с машинным залом.

Служебный корпус располагается со стороны постоянного торца станции.

§ 4. Компоновка локомобильных электростанций

Возможно различное расположение локомобильных агрегатов в здании станции, а именно: поперечное расположение, при котором оси локомобилей перпендикулярны оси здания, продольное расположение с фронтами топок навстречу друг другу и продольное расположение цугом. Наиболее целесообразным и общепринятым является поперечное расположение локомобилей, обладающее следующими преимуществами.

Здание получается компактным. Помещение обслуживания топок и котлов может быть обособлено во избежание загрязнения других помещений пылью топлива. Трубопроводы, питательные баки, кабельные выводы и дымоходы от каждого агрегата могут быть расположены более удобно, чем при другом расположении агрегатов. Расширение станции путем установки добавочных агрегатов осуществляется просто и удобно без нарушения принятого типа станции. Обслуживание топок и котлов, подвоз топлива и вывоз золы производятся так же, как в обычной котельной.

Упомянутая выше изоляция помещения обслуживания топок и котлов осуществляется посредством застекленной перегородки с высотой, равной высоте здания станции. Расположение перегородки имеет большое значение. Иногда ее располагают таким образом, что весь локомобильный агрегат оказывается изолированным от помещения электрических генераторов и щита управления.

НТБ ДНУЖТ

Фиг. 173. План электростанции с тремя локомобилями СК-4 по 350 *е.ЛС*

1 — локомобиль СК-4; *2* — генератор трехфазного тока; *3* — водяной экономайзер *4*—дымосос; *5* — мотор к дымососу; *6* — дымосос; *7* — мотор к дымососу; *8* — железная дымовая труба; *9* — сверлильный станок с мотором; *10* — точильный станок; *11* — токарный станок; *12* — верстак слесарный; *13* — вагонетка для дров; *14* — вагонетка для золы; *15* — тиски стуловые; *16* — тиски параллельные; *17* — мостовой кран, $Q = 5$ *т*, $L = 10$ *м*; *18* — ограждение ремня; *19* — распределительный щит; *20* — шахтная топка для дров

Зак. 1312

НТБ ДНУЖТ

При таком расположении от загрязнения предохраняется только электрическая часть станции, машина же локомобиля подвергается запылению и износу трущихся частей. Поэтому перегородку следует располагать перед фронтом котла, для того чтобы машина локомобиля была также изолирована от топочного помещения. Приборы котла выносятся при этом на сторону перегородки, обращенную к площадке обслуживания топок.

Вид и сорт топлива и способ его сжигания оказывают большое влияние на компоновку тепловой части локомобильной станции. При низкосортных топливах с большим выходом летучих (древесные отбросы, дрова, бурые угли, торф) применяются шахтные или ступенчатые топки, требующие по своей конфигурации обязательного устройства подвального помещения.

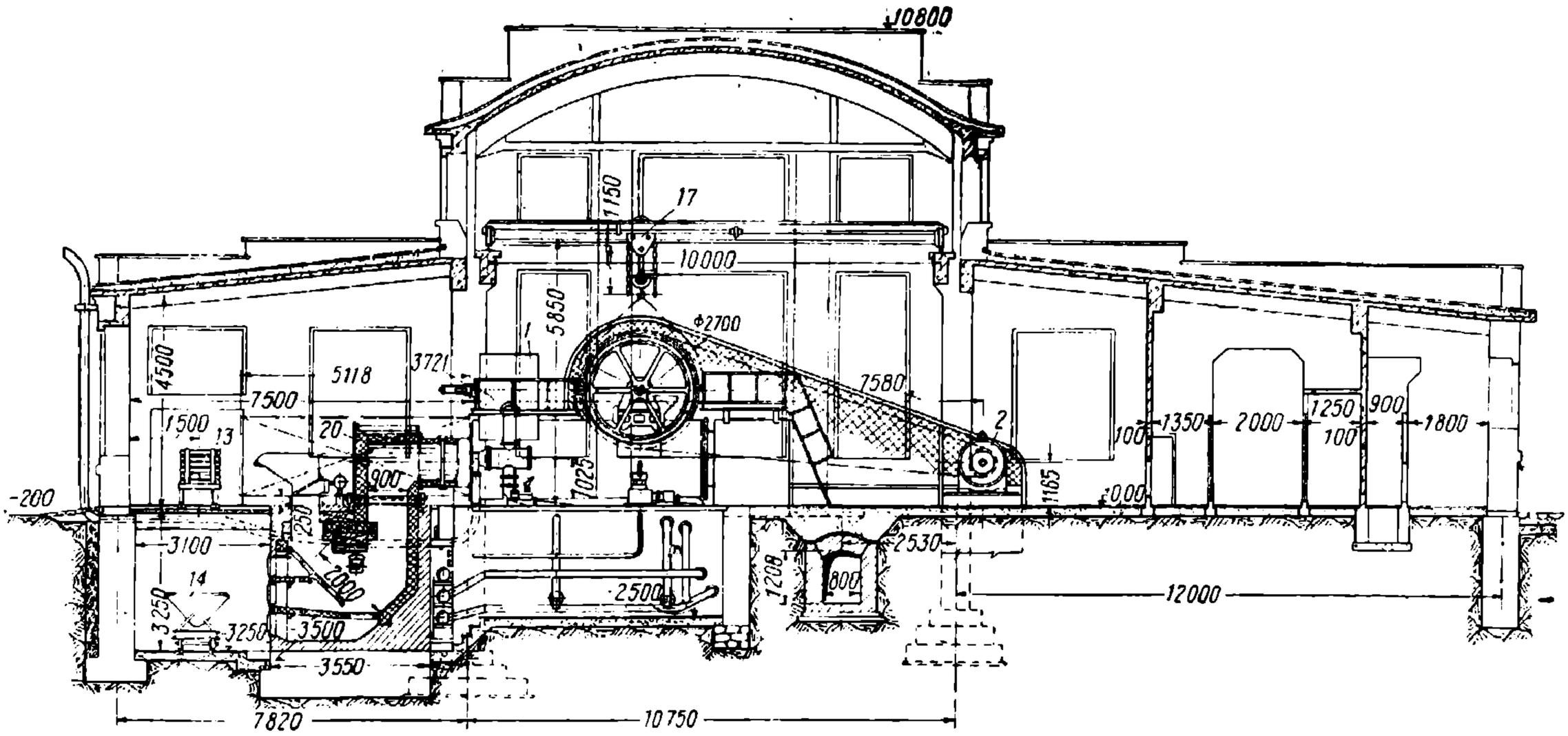
При сжигании углей с большим содержанием золы в выносных откатных топках устройство подвала вызывается необходимостью удобного удаления большого количества золы. Высота подвального помещения делается в 3,0 — 3,5 *м*. Удаление золы из подвала производится вагонетками, поднимаемыми на уровень земли при помощи специально предусматриваемых для этой цели приспособлений.

Для высокосортных топлив (каменые угли, высокосортные бурые угли, мазут) применяются внутренние топки, не требующие устройства подвального помещения.

Дымовые газы, выходящие из отдельных локомобилей, собираются в общий боров, поскольку дымовая труба и дымосос обычно устанавливаются общие для всех локомобилей (за исключением мелких локомобилей, у которых труба устанавливается на самом локомобиле). Расположение дымовой трубы является серьезным вопросом при проектировании локомобильной станции. Наиболее удобным является ее расположение со стороны постоянной торцевой стены станции, за служебными помещениями, находящимися также у постоянного торца. Такое расположение благоприятно для прокладки общего газового борова, проходящего вдоль всей станции, который в данном случае может быть удобно размещен между фундаментами локомобилей и колонн, отделяющих локомобильную часть здания от электрических генераторов. При электрических генераторах с ременной передачей при этом не получается пересечения боровов с кабельными каналами. Дымососы (один резервный) располагаются в этом случае в помещении, выделенном в служебной торцевой пристройке на оси борова (фиг. 173). При наличии в локомобильной установке экономайзера он может быть расположен также в дымососном помещении.

При локомобилях большой мощности, имеющих генераторы на одном валу с двигателем, пересечение газоходов кабельными каналами неизбежно, поэтому возможен и другой вариант расположения дымовой трубы, а именно со стороны стены, обращенной к генераторам. Дымососы и экономайзер в этом случае устанавливаются в помещении, примыкающем к этой стене. Такое расположение трубы благоприятно с точки зрения уменьшения пути газов и сопротивления газоходов.

НТБ ДНУЖТ



Фиг. 174. Поперечный разрез электростанции с тремя локомобилями СК-4 по 350 *еЛС* (проект Транстехпроекта)

НТБ
ДНУЖТ

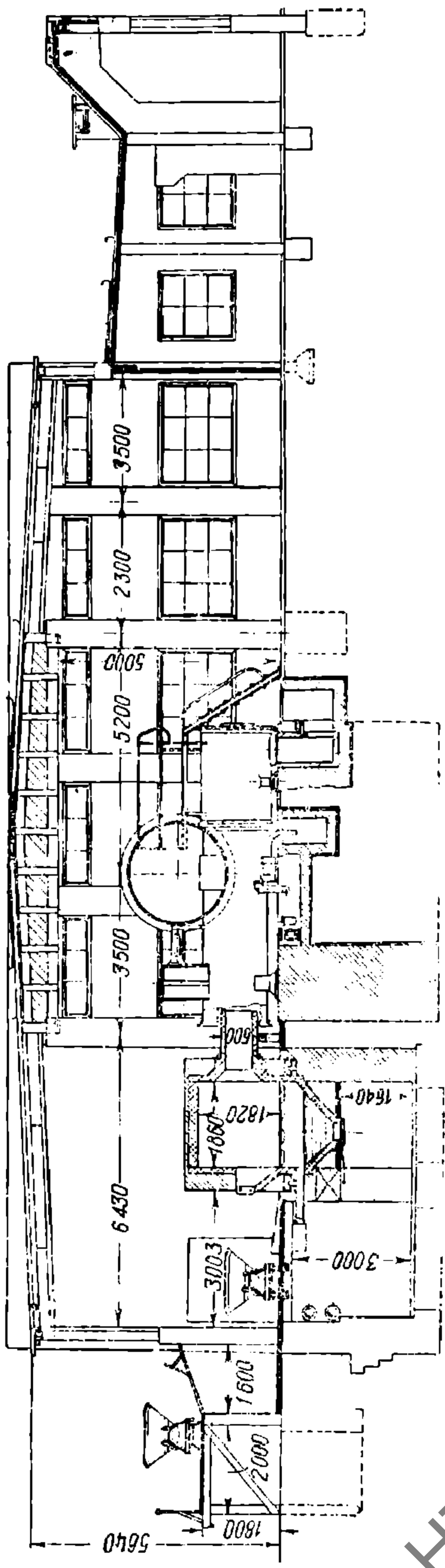
При локомобилях больших мощностей следует предусматривать ручной мостовой кран. Циркуляционные насосы, подающие охлаждающую воду для конденсаторов или смесь воды и конденсата (при циркуляционном охлаждении), в зависимости от расположения источников водоснабжения, от высоты всасывания и от сопротивления всасывающих труб устанавливаются или в машинном зале или же в подвале, а при его отсутствии в специально устраиваемся приямке в здании станции.

Электрическое распределительное устройство располагается в здании станции со стороны генераторов, причем желательно стремиться к тому, чтобы высота помещения распределительного устройства допускала возможность устройства окон выше его для освещения машинного зала. Установка отдельного здания для распределительного устройства нецелесообразна вследствие удорожания станции.

Служебные помещения располагаются со стороны станции, противоположной стороне возможного ее расширения.

Помещение для химической водоочистки, часто применяющейся в новых локомобильных станциях, следует располагать в служебной части здания или в пристройке к ней.

На фиг. 173 и 174 изображены план и поперечный разрез одной из локомобильных станций, построенных по проекту энергетического отдела Трансtехпроекта. Станция оборудована тремя локомобилями СК-4



Фиг. 175. Поперечный разрез локомобильной электростанции, работающей на буром угле (два варианта подачи угля вагонетками) (проект ИННОРС)

НТБ ДНУЖТ

мощностью по 350 *ЛС* с дровяными шахтными топками, что вызвало необходимость устройства подвала. Станция имеет центральный водяной экономайзер, установленный в помещении дымососов.

На фиг. 175 изображен разрез локомобильной станции, работающей на буром угле. Устройство подвала в данном случае вызвано необходимостью удобного удаления значительного количества золы.

§ 5. Компоновка электростанций с двигателями внутреннего сгорания

Дизельные электростанции. Компоновка дизельных электростанций значительно проще компоновки паровых станций. Двигатели в большинстве случаев соединяются с генераторами посредством жестких муфт, и агрегаты устанавливаются в машинном зале с расположением их продольных осей поперек машинного зала. Расположение осей дизель-генераторов вдоль машинного зала применяется редко, так как вызывает значительное удлинение машинного зала и его удорожание, не компенсируемое незначительным удешевлением мостового крана, имеющего несколько меньший пролет, чем при поперечном расположении агрегатов.

При применении для дизелей в качестве топлива мазутов и при использовании тепла отходящих газов оборудование станции несколько усложняется и располагается обычно следующим образом.

Котлы-утилизаторы или утилизационные водоподогреватели, работающие на отходящих газах, устанавливаются в пристройке, располагаемой вдоль машинного зала. При таком расположении утилизаторов получаются не слишком длинные газопроводы от двигателей до утилизаторов. Глушители могут устанавливаться или в помещении утилизаторов под уровнем пола или же вне здания ниже уровня земли рядом с наружной стеной помещения утилизаторов. Аппаратура для разогрева мазута и для регенерации смазочного масла размещается в двух- или трехэтажной части здания (башне), располагаемой обычно рядом с машинным залом в служебной части здания станции.

При расположении аппаратов для разогрева мазута и для регенерации масла следует стремиться к тому, чтобы поступление мазута и масла из одних аппаратов в другие происходило по возможности самотеком, для уменьшения количества насосов и сокращения расхода энергии на собственные нужды станции.

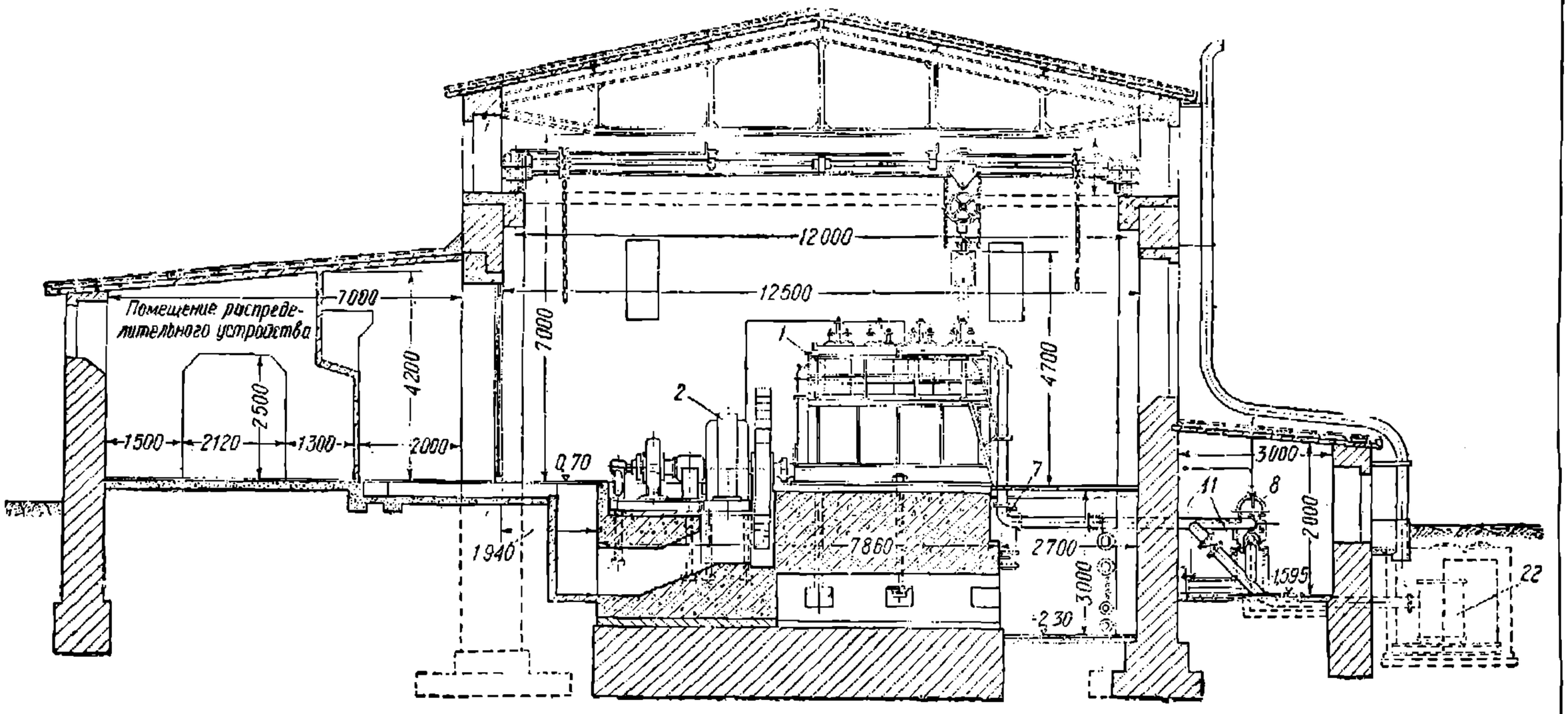
Насосы охлаждающей воды устанавливаются или в специально выделенном помещении или же в помещении котлов-утилизаторов. Питательные насосы для котлов-утилизаторов устанавливаются в этом же помещении.

Необходимые для пуска бескомпрессорных двигателей компрессорные устройства размещаются в машинном зале.

Распределительное устройство размещается в здании станции в специально выделенном изолированном помещении.

Щит управления располагается в машинном зале.

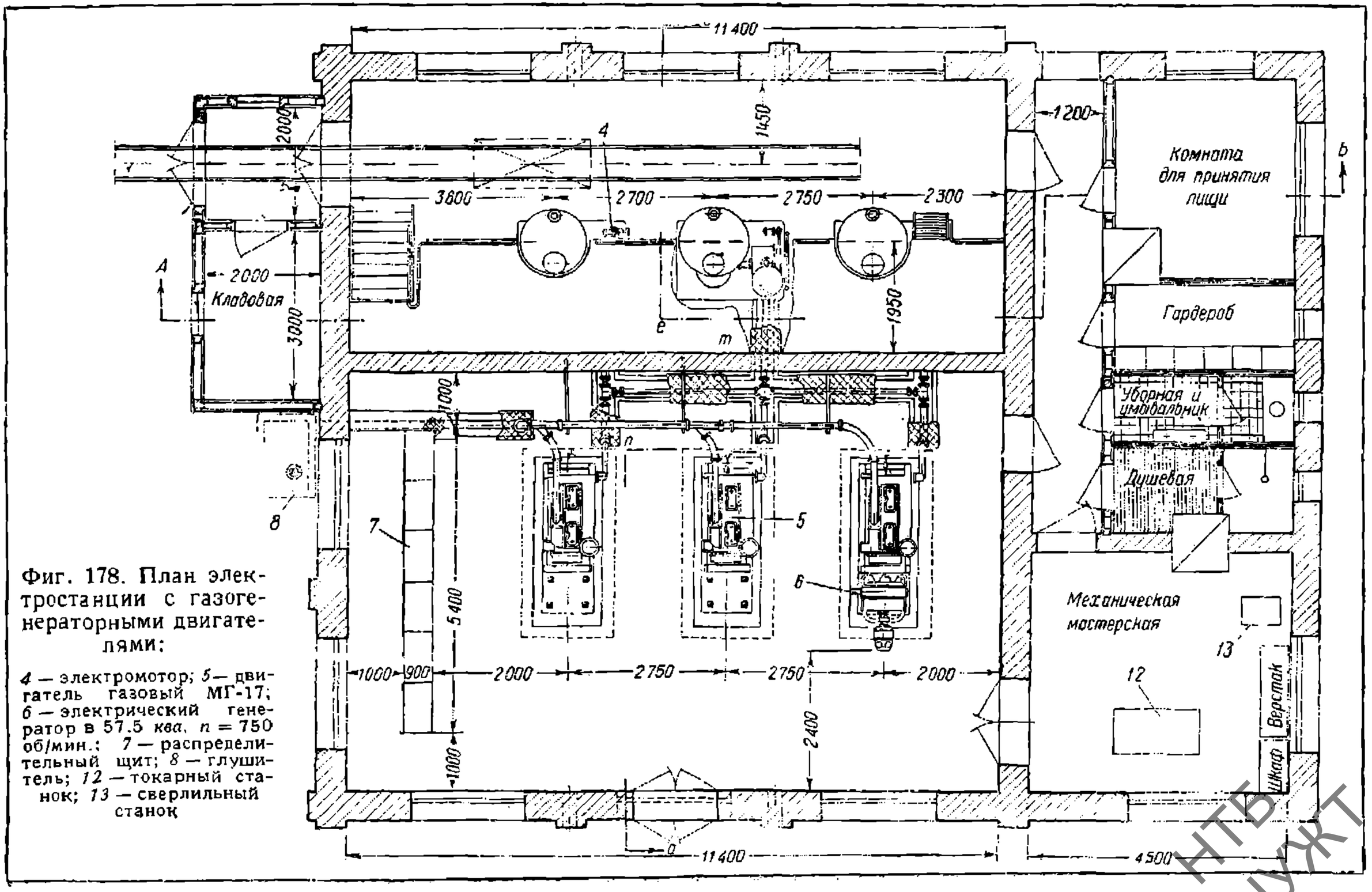
НТБ ДНУЖТ



Фиг. 177. Поперечный разрез дизельной электростанции:

1 — четырехцилиндровый бескомпрессорный двигатель Дизеля в 400 *е. ЛС*; *2* — генератор трехфазного тока напряжением 6 300 *в*; *7* — маслоохладитель; *8* — котел-утилизатор системы НИДИ, поверхность нагрева 7,7 *м*², *р* = 3 *ата*; *11* — питательный бак; *12* — глушитель

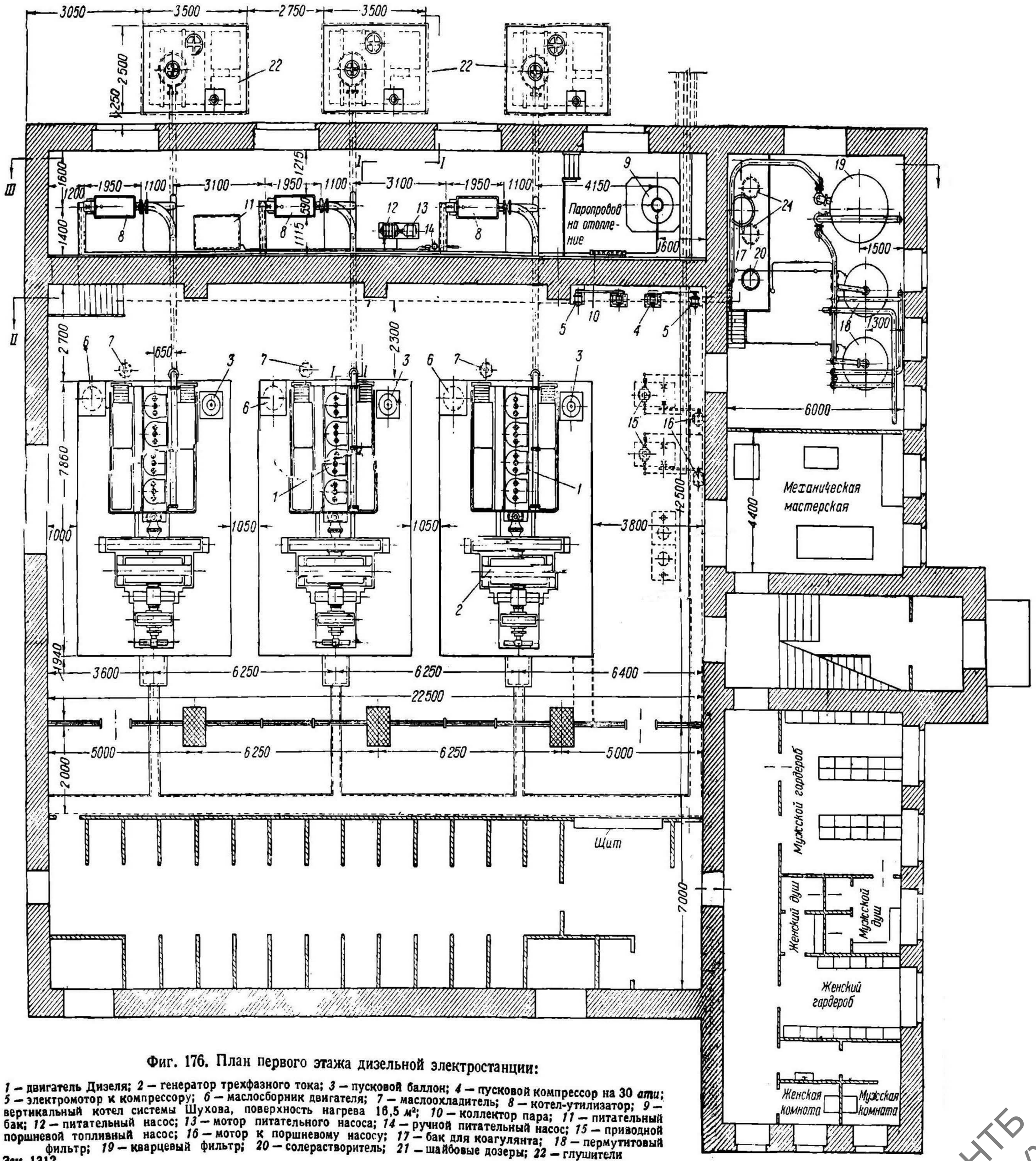
НТБ ДНУЖТ



Фиг. 178. План электростанции с газогенераторными двигателями:

4 — электромотор; *5* — двигатель газовый МГ-17; *6* — электрический генератор в 57.5 *ква*, *n* = 750 об/мин.; *7* — распределительный щит; *8* — глушитель; *12* — токарный станок; *13* — сверлильный станок

НТБ ДНУЖТ



Фиг. 176. План первого этажа дизельной электростанции:

1 — двигатель Дизеля; *2* — генератор трехфазного тока; *3* — пусковой баллон; *4* — пусковой компрессор на 30 *ати*; *5* — электромотор к компрессору; *6* — маслосборник двигателя; *7* — маслоохладитель; *8* — котел-утилизатор; *9* — вертикальный котел системы Шухова, поверхность нагрева 16,5 *м*²; *10* — коллектор пара; *11* — питательный бак; *12* — питательный насос; *13* — мотор питательного насоса; *14* — ручной питательный насос; *15* — приводной поршневой топливный насос; *16* — мотор к поршневому насосу; *17* — бак для коагулянта; *18* — пермутитовый фильтр; *19* — кварцевый фильтр; *20* — солерастворитель; *21* — шайбовые дозеры; *22* — глушители

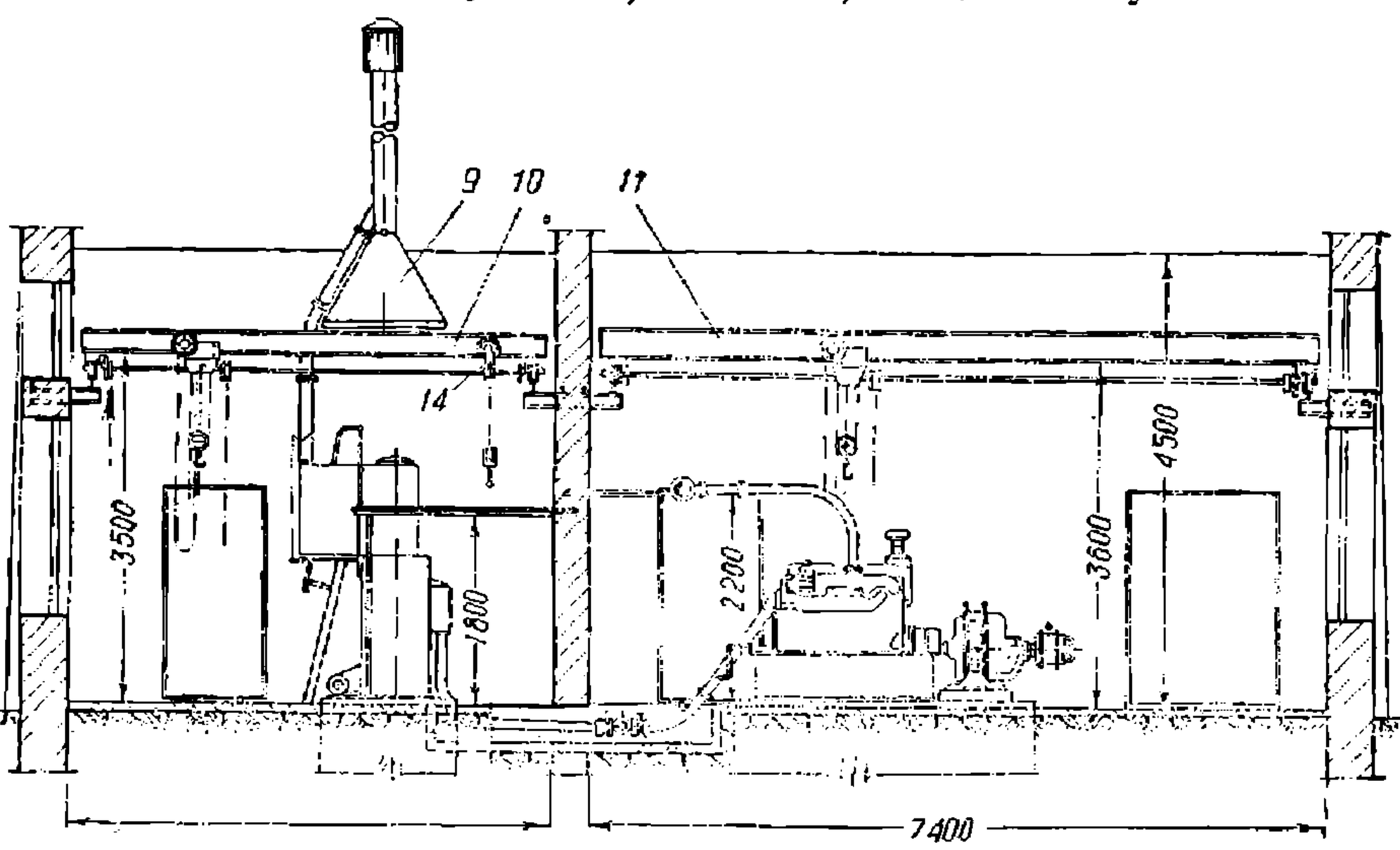
Зак. 1312

НТБ ДНУЖТ

План первого этажа и поперечный разрез одной из дизельных станций с использованием тепла отходящих газов, работающей на мазуте, изображены на фиг. 176 и 177.

Имеющийся на станции вертикальный котел Шухова предусмотрен из следующих соображений.

Тепло отходящих газов является обычно достаточным для разогрева и поддержания в горячем состоянии мазутных отстойников, расходных баков, фильтров и трубопроводов только при работе станции со значительной нагрузкой. При пуске станции из холодного состояния, а также при работе ее с малой нагрузкой разогрев мазутной аппаратуры должен производиться паром или из посторонней котельной или (при ее отсутствии) из котла, специально установленного



Фиг. 179. Поперечный разрез электростанции с газогенераторными двигателями

9 — вытяжная труба; *10* и *11* — мостовые краны на 1 *т*; *14* — подъемная таль для топлива

для этой цели на дизельной станции. От этого же котла могут производиться разогрев мазута в цистернах при его сливе и разогрев его в хранилищах.

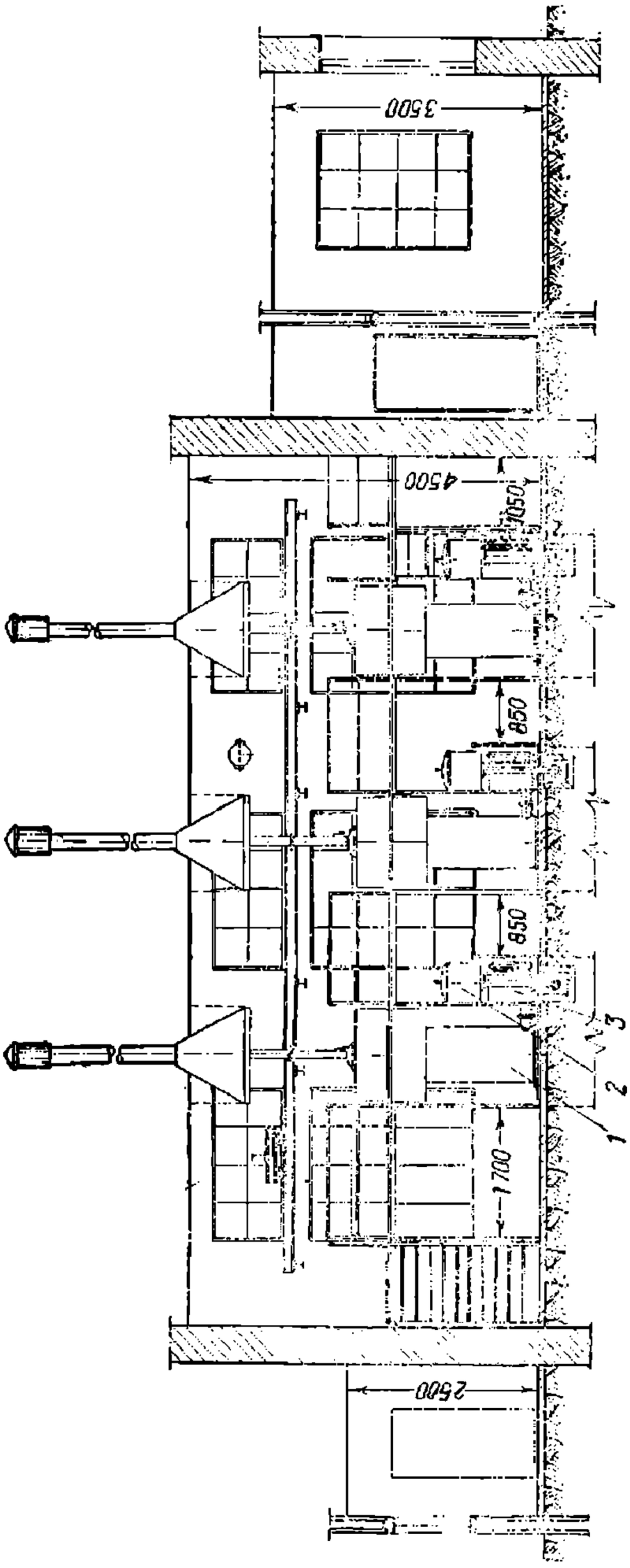
Электростанции с газовыми двигателями. Компоновка электростанций с газовыми двигателями, работающими на постороннем газе, например на отходящих газах металлургического производства, ничем не отличается от компоновки дизельных станций, за исключением отсутствия на газовых станциях мазутно-нефтяного хозяйства.

На станциях с газовыми двигателями, работающими от собственных генераторов, имеется специальное отдельное помещение, в котором расположены газогенераторы и вспомогательная аппаратура для очистки газа перед поступлением его в двигатель.

Пример компоновки газогенераторной электростанции небольшой мощности с тремя двигателями по 75 *ЛС* типа МГ-17 изготовления

НТБ ДПУЖТ

Челябинского тракторного завода изображен на фиг. 178 — 180. Газогенераторы этой станции работают на дровяном топливе. Очи-



Фиг. 180. Продольный разрез электростанции с газогенераторными двигателями
1 — газогенератор; *2* — сухой очиститель; *3* — мокрый очиститель

стка газа производится в мокрых и сухих газоочистителях. Компоновка станции весьма проста и ясна из ее плана и разрезов.

НТБ ДНУЖТ

РАЗДЕЛ V

ОСНОВНЫЕ УКАЗАНИЯ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

ГЛАВА 29

ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ ОРГАНИЗАЦИИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

§ 1. Безаварийность работы установки

Аварии в энергохозяйстве являются крупнейшим злом для хозяйства страны не только потому, что они связаны с нарушением нормальной работы самих энергоустановок и с порчей их оборудования; они могут угрожать жизни и здоровью обслуживающего персонала, вызывать простой и перебои в работе и порчу продукции промышленных предприятий, получающих энергию от этих установок. При этом убытки общего народного хозяйства обычно во много раз превышают убытки самих энергоустановок.

Основными условиями безаварийной работы являются:

1. Точное выполнение «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей».

2. Систематическое поднятие общей грамотности и квалификации обслуживающего персонала. Основным источником неполадок и аварий является плохая работа людей. За редкими исключениями аварии происходят вследствие технической безграмотности или халатности персонала, эксплуатирующего оборудование, его ремонтирующего и изготовляющего. Успешность борьбы за полностью безаварийную работу может быть обеспечена только дальнейшим развитием стахановского движения и повседневной упорной работой с людьми. Задача заключается в том, чтобы не только обучить и получить работника нужной квалификации, но и воспитать работника с развитым чувством бдительности и технической сноровки, который мог бы предотвращать аварии, а не только их ликвидировать. Для этого необходимы организация как общеобразовательных курсов, так и курсов мастеров-стахановцев, перестройка заработной платы в зависимости от без-

НТБ ДНУЖТ

аварийной работы и повседневное внедрение высокой производственной трудовой дисциплины.

3. Детальное знание как руководящим, так и обслуживающим персоналом свойств и качеств основных агрегатов и их вспомогательного оборудования и тех условий работы, для которых оборудование сконструировано. Для этого должны иметься технические паспорта оборудования, составленные на основе технических условий и договоров на его поставку, проверенных при приемных и эксплуатационных испытаниях.

В случае невозможности получения этих материалов от заводов-поставщиков персоналом станции должны быть произведены испытания оборудования и установлены те параметры работы, при которых оно может работать надежно и бесперебойно. Отсутствие у персонала сведений, например, о мощности установленных котлов и двигателей, о допустимых параметрах пара, о нормальном числе оборотов насосов и вентиляторов и их производительности и т. п., встречающееся на некоторых установках, является совершенно недопустимым и может быть причиной серьезных нарушений нормальной работы оборудования.

4. Наличие детально разработанных инструкций по обслуживанию оборудования как в нормальных условиях (пуск, остановка, обслуживание во время работы), так и при характерных нарушениях нормальной работы.

Инструкции должны быть вывешены на рабочих местах (с соответствующими схемами и эскизами оборудования) и, кроме того, розданы на руки обслуживающему персоналу для изучения в свободное от дежурства время.

Инструкции должны быть составлены непременно по рабочему месту. Например, кроме общей инструкции заводского типа по пуску двигателя или котла, в которой обычно указывается последовательность операций без указания, кто именно их выполняет, необходимо иметь отдельные инструкции для каждого стоящего на вахте дежурного с точным указанием именно его функций в различных случаях.

В эти инструкции должны быть внесены указания по технике безопасности и пожарной безопасности, касающиеся данного рабочего места. Все вентили и задвижки в инструкциях и на схемах должны быть занумерованы и соответствующая нестирающаяся нумерация должна иметься и на самом оборудовании.

В инструкции и схемы должны немедленно вноситься все необходимые изменения, выявляющиеся в процессе эксплуатации. Знание персоналом инструкций необходимо периодически контролировать.

5. К самостоятельному дежурству на ответственных должностях (дежурные по станции, по цеху, старшие кочегары, старшие машинисты, машинисты и т. п.) должны допускаться лица, предварительно прошедшие на указанных должностях стаж подежурства под руководством и ответственностью уже опытных дежурных и сдавшие после этого поверочное испытание в комиссии из соответствующих специалистов данного предприятия.

НТБ ДНУЖТ

К исполнению обязанностей кочегаров могут допускаться только лица, имеющие соответствующий диплом, выданный учреждением, ведающим подготовкой кочегаров.

6. Своевременное производство и высококачественное выполнение планово-предупредительных ремонтов и ревизий оборудования и его капитального ремонта.

7. Организация контроля работы оборудования (путем установки необходимых измерительных приборов и сигнализации, указывающей на отклонения от нормального режима работы), а также введение автоматизации процессов (в первую очередь питания котлов и регулирования температуры перегретого пара).

8. Детальное и всестороннее изучение совместно с обслуживающим персоналом причин происшедших аварий и неполадок с оборудованием и всех нарушений нормальной работы установки, а также критическая оценка действий персонала при нарушении нормального режима работы и методов его восстановления.

На основе указанного анализа следует немедленно намечать организационные и технические мероприятия, необходимые для предотвращения аналогичных нарушений нормальной работы в будущем с назначением сроков выполнения и ответственных за него лиц. Сроки выполнения должны контролироваться руководящим персоналом. Происшедшие аварии и неполадки, их причины, выполненные и намеченные противоаварийные мероприятия должны тщательно документироваться.

9. Систематическое ведение подробных вахтенных журналов (по всем основным рабочим местам) и немедленное занесение в них всех отклонений от нормального режима работы оборудования, даже незначительных и не вызвавших в данное время нарушения нормальной работы установки. Наличие таких записей может оказать помощь руководящему персоналу в предупреждении могущих произойти в будущем серьезных неполадок и аварий. Вахтенные журналы должны ежедневно внимательно просматриваться руководящим персоналом.

10. Немедленная реализация всех предложений персонала как организационного, так и технического характера, содействующих упрощению обслуживания и безаварийности работы оборудования.

11. Применение соответствующих смазочных материалов для вращающихся механизмов и тщательный надзор за состоянием смазки при эксплуатации, а также применение прокладочных и набивочных материалов, соответствующих параметрам пара и воды.

§ 2. Экономичность работы

Возможное снижение стоимости отпускаемой энергии является, как и безаварийная работа, основной обязанностью эксплуатационного персонала. Как уже было указано в главе 8, наибольшей и весьма

НТБ ДПУКТ

значительной составляющей стоимости энергии являются расходы на топливо. Поэтому даже небольшое улучшение использования топлива может весьма значительно понизить стоимость отпускаемой энергии; экономия топлива является первоочередной задачей персонала в его борьбе за снижение стоимости энергии.

Применяя прежние обозначения и представив к. п. д. установки нетто в форме

$$\eta_{ст}^{нетто} = \frac{Э_{выр}(1 - k_э) + Q_{отп}}{BQ_р^н} = \frac{BQ_р^н - \Sigma потерь\ тепла}{BQ_р^н},$$

мы видим, что его повышение, а следовательно, и уменьшение удельного расхода топлива могут быть достигнуты уменьшением потерь тепла во всех фазах процесса превращения тепла топлива в полезную энергию и уменьшением самопотребления энергии.

Способы уменьшения самопотребления энергии были подробно рассмотрены в главе 23.

Здесь даются принципиальные указания и рассматриваются основные организационные мероприятия по уменьшению расхода топлива и других основных составляющих стоимости энергии.

Для достижения максимальной экономичности работы установки необходимо следующее.

1. Регулирование графика нагрузки установки в целях возможного его выравнивания способами, указанными в главе 2.

2. Знание экономических характеристик основных агрегатов, как гарантийных, так и фактических, для чего необходимы периодические испытания агрегатов при различных нагрузках и выявление их наивыгоднейших нагрузок. Такие испытания в особенности необходимы после капитальных ремонтов и каких-либо реконструкций оборудования. Следует иметь в виду, что действительная экономичность работы агрегата характеризуется его к. п. д. нетто, но не брутто. Поэтому при определении экономичности агрегатов при различных нагрузках необходимо всегда учитывать расходы энергии на их вспомогательные механизмы. Недоучет этого обстоятельства и оперирование одними к. п. д. брутто часто приводят к неправильным выводам при сравнении экономичности агрегатов. Например, котел с хорошим к. п. д. нетто, но имеющий значительные расходы энергии на дымососы и вентиляторы, может оказаться в действительности менее экономичным, чем котел с худшим к. п. д. нетто, но с меньшим расходом энергии на собственные нужды.

Для каждой величины общей нагрузки станции надо установить не только необходимое количество рабочих агрегатов, но и наивыгоднейшее распределение нагрузки между ними, исходя из их экономических характеристик. Эксплуатационный персонал должен строго придерживаться установленного таким путем наивыгоднейшего режима работы агрегатов. Наивыгоднейшее распределение нагрузки между отдельными агрегатами наиболее целесообразно изображать

НТБ ДНУЖТ

в виде наглядных графиков той или иной формы, вывешиваемых на соответствующих рабочих местах.

Исходя из описанных графиков наивыгоднейшей загрузки агрегатов, их экономических характеристик и предполагаемых суммарных суточных графиков нагрузки установки, следует определять соответствующий перечисленным условиям ее месячный (годовой) к. п. д. и составлять соответствующий месячный (годовой) тепловой баланс в виде таблиц отдельных потерь или в виде потоков тепла (диаграмма Санкея). Этот тепловой баланс будет оптимальным для данных реальных условий работы установки.

Для контроля качества ведения эксплуатации следует периодически (желательно ежемесячно) составлять на основе данных технической отчетности фактические тепловые балансы. Анализ отдельных потерь тепла даст при этом возможность выявлять причины отклонения фактического к. п. д. от оптимального и принимать меры к его повышению.

Необходимо отметить, что оптимальный тепловой баланс установки не является раз навсегда установленной величиной и может изменяться с изменением загрузки станции и при проведении каких-либо рационализаций в процессе производства энергии.

3. Правильная постановка технического контроля и технической отчетности. Основным условием возможности наблюдения за экономичностью работы станции и рационализации ее производственных процессов является правильная расстановка измерительных и контрольных приборов. Для определения за какой-либо период к. п. д. станции в целом и расхода энергии на собственные нужды совершенно необходимо, во-первых, иметь счетчики для определения количества вырабатываемой и отпускаемой электроэнергии, а также расходомеры и термометры на магистралях пара и горячей воды, отпускаемых потребителям, и во-вторых, точно определять количество и теплотворную способность расходуемого топлива. Наличие на станции периодически проверяющихся весов (расходомеров при жидком и газообразном топливе) является первоочередным условием для грамотного контроля экономичности работы.

Для определения теплотворной способности топлива должны быть налажены правильные способы отбора проб (согласно существующим инструкциям) и их калориметрирование. Пользование для расчетов табличными теплотворными способностями недопустимо и может привести к совершенно неверным суждениям о качестве работы станции, в особенности при резких изменениях качества топлива.

Знание к. п. д. всей установки в целом не дает еще возможности судить об экономичности работы ее отдельных элементов и определять те из них, на которые должно быть обращено особое внимание персонала в целях улучшения их работы. Поэтому кроме указанных выше контрольных приборов, необходимы приборы, дающие возможность судить о к. п. д. отдельных цехов (котельного и машинного). Такими приборами являются паромеры или водомеры (питательной воды)

НТБ ДНУЖТ

для измерения количества отпущенного котлами пара и паромеры у машин. На малых установках устанавливаются общие для всего цеха приборы, на средних и крупных — для каждого котла и машины.

Кроме перечисленных основных приборов, у агрегатов должны иметься также и другие приборы для постоянного оперативного контроля обслуживающим персоналом производственных процессов, например сжигания топлива, работы двигателей и конденсационных устройств и возможности их регулирования, без чего невозможна экономичная и бесперебойная работа агрегатов[1].

Основным материалом для составления месячных и годовых тепловых балансов всей установки в целом, а на крупных станциях также и отдельных агрегатов являются суточные вахтенные ведомости, в которых дежурный персонал записывает показания приборов у агрегатов через определенные промежутки времени (через 1 час, через $^1/_2$ часа). Показания счетчиков и расходомеров записываются один раз в смену (через 8 час.). Совершенно очевидно, что расстановка измерительных приборов и перечень тех приборов, показания которых следует регулярно записывать, должны быть точно согласованы с требованиями, которые ставит принятая на данной станции степень деталировки отчетного теплового баланса.

Кроме записей показаний приборов, необходимых для составления баланса, показания некоторых приборов записываются в целях более тщательного контроля надежности работы агрегатов (например, температуры подшипников двигателей).

Составление формы суточной вахтенной ведомости, как основного отчетного документа, является весьма ответственной и серьезной задачей, причем необходимо помнить, что перегрузка персонала излишними записями, отвлекающими его от надзора за агрегатами, может принести только вред.

Вахтенные ведомости должны ежедневно просматриваться руководящим персоналом.

Для действенного и оперативного контроля руководящим персоналом работы установки, для возможности быстрого обнаружения нарушения нормальной работы и своевременного принятия соответствующих мер месячная отчетность недостаточна. Кроме нее, должна быть организована промежуточная (ежедневная) отчетность, конечно, в значительно сокращенной форме сравнительно с месячной. Основные показатели работы станции, как, например, количества сожженного топлива, выработанного и отпущенного количества всех видов энергии, добавочной воды, характерные средние температуры некоторых процессов, должны вычисляться за каждые сутки и предъявляться руководящему персоналу ни в коем случае не позже чем на другой день после отчетных суток.

---

[1] Минимум необходимых приборов указан в Правилах технической эксплуатации электрических станций и сетей.

НТБ ДНУЖТ

Осуществление такой срочности составления оперативной отчетности встречает иногда некоторые затруднения, однако она вполне возможна, что показал опыт работы автора на нескольких электростанциях, и руководящий персонал должен добиваться ее всеми имеющимися в распоряжении средствами. Очень полезным мероприятием является также ежедневное нанесение на диаграмму некоторых характерных для различных процессов величин, в результате чего получаются кривые, позволяющие судить об изменении работы агрегатов; например, ежедневное нанесение на диаграмму температур выходящей из конденсатора воды и пара при входе в конденсатор даст две кривые линии, постепенное расхождение которых укажет на загрязнение конденсатора (увеличение температурного напора) ($\Delta t = t_н - t_2^в$).

4. Правильный подбор персонала и рациональная система заработной платы. В качестве технического руководителя теплосиловой установки должно назначаться лицо, вполне ориентирующееся как в области электротехники, так и теплотехники, что особенно важно для паросиловых и газогенераторных установок, эксплуатация которых значительно сложнее в части тепловой, чем в электрической. В крупных установках у технического руководителя должны иметься помощники по тепловой и электрической части. Совершенно очевидно, что такое требование к квалификации технического руководства вызывается не только необходимостью экономичности работы, но и ее бесперебойности.

При подборе вахтенного персонала следует учитывать, что очень часто лица, оказавшиеся малопригодными для выполнения каких-либо определенных обязанностей, оказываются весьма ценными и инициативными работниками на других должностях. Поэтому от руководящего персонала требуется внимательное изучение персонала и тщательный индивидуальный подход к отдельным лицам при назначении на вахтенные, особенно ответственные, должности.

Система назначения окладов персоналу должна стимулировать персонал к повышению своей квалификации, к выполнению более ответственных обязанностей как по линии экономичности работы установки, так и ее надежности.

В частности принципиально неправильной является имеющаяся на некоторых установках тенденция к установлению кочегарам более низких окладов, чем машинистам у двигателей. Экономичность работы всей электростанции и сохранность ее оборудования в значительно большей степени зависят от кочегаров, чем от машинистов, и общая квалификация кочегаров для сознательного ведения процесса горения в топках должна быть во всяком случае не ниже, чем у машинистов.

5. Нормирование удельного расхода топлива и самопотребления энергии и премирование персонала за уменьшение этих расходов против плана. Правильно поставленное премирование персонала за уменьшение этих расходов дает всегда прекрасные ре-

НТБ ДПУЖТ

зультаты в отношении повышения экономичности работы установки. Основные принципы правильного построения премиальной системы состоят в следующем:

а) премиальная система должна быть проста и понятна для рабочего, который должен ясно представлять себе, как отражаются показатели его работы на размере получаемой премии;

б) каждый вахтенный дежурный должен премироваться по тем показателям, на которые он непосредственно может влиять своей работой; например, кочегаров можно премировать за поддержание равномерных давления и температуры пара, за минимальные отклонения содержания CO_2 в уходящих газах от наивыгоднейшего, машинистов двигателей — за минимальное отклонение вакуума от экономического и т. п.; практиковавшееся иногда премирование работников электростанции какого-либо завода за увеличение выпуска заводской продукции принципиально неправильно, так как превращается в систему гарантированного приработка вне зависимости от качества работы персонала и ни в какой степени не может улучшить работу электростанции.

Также нецелесообразно, например, премирование работников электроцеха за уменьшение расхода энергии на собственные нужды, поскольку этот расход зависит почти исключительно от тепломеханического персонала, обслуживающего котлы и двигатели.

Показатели для премирования должны выбираться так, чтобы на каждом участке работы в наиболее резкой форме стимулировалось именно то, что является наиболее важным в работе данного участка, причем приработок каждого рабочего должен находиться в прямой зависимости от его личных достижений;

в) для каждой группы работников должна устанавливаться шкала премирования в процентах от оклада (или в рублях) в зависимости от показателей работы; каждый работник получает премию вне зависимости от результатов работы всего цеха, кроме руководящего цехового персонала, который премируется в зависимости от результатов работы всего цеха; начальник установки и главный инженер должны получать дополнительную оплату за показатели, общие для всей установки, например за снижение себестоимости энергии и повышение к. п. д.

Премиальный приработок работников должен снижаться вплоть до полного лишения премии при наличии неполадок или аварий за отчетный период, происшедших по вине данного работника.

6. Организация социалистического соревнования между сменами по безаварийности и экономичности работы и уменьшению расхода энергии на собственные нужды; это мероприятие требует предварительной организации учета расхода топлива по сменам; результаты соревнования должны учитываться при распределении премиальных сумм между работниками.

7. Вывешивание на рабочих местах плакатов и диаграмм с указанием, какой убыток государству (в рублях) приносит отклонение параметров работы агрегатов от наивыгодней-

НТБ ДНУЖТ

ших, например: «Ухудшение вакуума на $m\%$ приносит убыток в n рублей в час», или «Изменение содержания CO_2 в уходящих газах котлов на $m\%$ приносит убыток в n рублей в час»; как показал опыт, применение таких плакатов в сильной степени повышает внимание персонала, обслуживающего агрегаты.

8. Уменьшение расходов на вахтенный персонал путем рационализации и централизации контроля работы агрегатов и механизации некоторых операций, что дает возможность расширять зону обслуживания рабочих мест и уменьшать количество вахтенного персонала; следует подчеркнуть необходимость очень тщательного подхода к этому вопросу и необходимость в большинстве случаев предварительных рационализаторских мероприятий; при разрешении этого вопроса следует ориентироваться на достижения стахановцев передовых энергетических предприятий и знакомиться с методами их работы.

9. Уменьшение расхода на эксплуатационные материалы, например, смазку, набивку, обтирку, керосин для промывок и т. д., для чего в первую очередь необходимо установить нормы их расхода, отсутствующие на очень многих установках; расход этих материалов может быть введен также в показатели для премирования.

10. Рационализация методов ремонтов и ревизий в целях сокращения их сроков и улучшения качества, что позволит увеличить периоды между ремонтами, уменьшить общие расходы на их производство и повысить надежность работы установки.

Под ревизией понимается периодический внутренний осмотр оборудования, проводимый в плановом порядке с целью установить степень износа деталей, необходимость ремонтов и замены частей и срок следующих осмотров и ремонтов.

Одновременно с ревизией производятся необходимый ремонт и замена изношенных частей.

Возможность сокращения продолжительности ревизии и улучшения качества ремонта в высокой степени зависит от организации их подготовки, которая должна быть начата задолго до выполнения самих работ.

Основным требованием правильной организации подготовки к ревизиям является заблаговременное составление руководящим персоналом ведомости дефектов еще во время работы оборудования. Ведомость дефектов должна содержать запись как непосредственно обнаруженных при работе дефектов оборудования, так и признаков, указывающих на их наличие; она составляется на основе записей в ремонтном и эксплуатационном журналах и дополняется в случае надобности после вскрытия оборудования в начале ревизии.

Кроме ведомости дефектов должна составляться за период от предыдущей ревизии ведомость отклонений техниче-

НТБ ДНУЖТ

ских показателей от нормы, например, ухудшений вакуума, изменений температуры перегретого пара, изменений температуры масла.

Наличие указанных ведомостей дает возможность заранее определить, на что при ревизии должно быть обращено особое внимание, и заготовить необходимые материалы и запасные части. При определении объема работ необходимо учитывать только те элементы оборудования, которые не могут быть остановлены и вскрыты при работе основного агрегата. Все остальные элементы оборудования должны вскрываться и ремонтироваться или при пониженных нагрузках или при кратковременных остановках агрегатов, допускаемых графиком нагрузки станка. Таким оборудованием являются, например, различные насосы и вентиляторы (при наличии двух на агрегат), масляные холодильники (при нескольких корпусах) и т. п.

Все необходимые для ревизии и ремонта материалы, инструмент и запасные части должны быть полностью заготовлены до начала ревизии.

Рабочие места должны быть подготовлены так, чтобы было удобно производить ремонт и чистку отдельных деталей и исключалось хождение за инструментом и материалами. Инструмент должен быть подобран, отремонтирован и размещен у рабочих мест. На ремонтной площадке должно быть заранее планировано размещение различных деталей оборудования и расставлены необходимые козла и брусья. Рабочие площадки должны быть хорошо освещены. Должны быть заготовлены переносные лестницы, подвесные люльки и разборные леса для ремонта трубопроводов и арматуры и все необходимые такелажные приспособления: блоки, тросы, канаты и цепи, заранее отремонтированные и проверенные.

Вся работа по ревизии и ремонту документируется в виде акта, равно как и приемка его в эксплуатацию после окончания работ.

ГЛАВА 30

ОСНОВНЫЕ УКАЗАНИЯ ПО РАЦИОНАЛИЗАЦИИ РАБОТЫ ОТДЕЛЬНЫХ ЦЕХОВ[1]

§ 1. Склады топлива и топливоподача

Основными мероприятиями по топливному хозяйству являются следующие:

а) организация взвешивания топлива, как поступающего на склад, так и сжигаемого в котельной; приемка и

---

[1] Указания по обслуживанию основных агрегатов и их отдельных элементов, их пуску и остановке и о мероприятиях для их бесперебойной работы содержатся в курсах, посвященных специально котлам и тепловым двигателям.

В настоящей главе даются лишь принципиальные указания по организации технологического процесса отдельных цехов, обязательные к выполнению при грамотном ведении эксплуатации.

НТБ ДНУЖТ

приходование твердого топлива на складе только по весу, указанному в сопроводительных документах, всегда без исключения приводит к нехватке топлива на складе сравнительно с книжными записями, в особенности при дальних перевозках топлива; сверка наличия топлива на складе с книжными записями должна производиться регулярно и не реже одного раза в квартал;

б) систематический контроль соответствия качества поступающего на склад топлива договорным условиям на его поставку путем регулярного калориметрирования проб топлива и немедленное предъявление рекламаций поставщикам топлива при обнаружении нарушения договоров; контроль качества топлива совершенно необходим для возможности правильного определения к.п.д. станции;

в) при мазутном отоплении необходим тщательный учет количества спускаемого из хранилищ отстоя, так как иначе всегда будут иметься расхождения фактического запаса мазута с его книжным остатком;

г) организация своевременной разгрузки (или слива) топлива во избежание штрафов за простои вагонов под разгрузкой, для чего прежде всего должен иметься достаточный фронт разгрузки;

д) выполнение всех мероприятий по организации складов и по уменьшению потерь топлива, перечисленных в главе 24.

§ 2. Котельный цех

Для экономичности котельный установки необходимо выполнение следующих основных условий:

а) систематическое поддержание избытка воздуха в топке, соответствующего наивыгоднейшим условиям сжигания топлива, т. е. работа котлов при таком содержании CO_2 в газах, при котором имеет место минимум суммы потерь тепла с уходящими газами и потерь его от химического недожога топлива ($Q_2 + Q_3$); наивыгоднейшее содержание CO_2 определяется путем испытания котлов при разных нагрузках; при этом необходимо иметь в виду, что поддержание среднего содержания CO_2 на уровне наивыгоднейшего не вполне характеризует качество ведения процесса горения, так как при удовлетворительном среднем содержании CO_2 могут иметь место частые и значительные его отклонения от средней величины, вызывающие неустойчивость и неэкономичность процесса; поэтому премировать кочегаров следует не только по среднему содержанию CO_2, но и за минимум отклонений его от средней величины, для чего необходимо наличие самопишущих газоанализаторов и обработка их записей;

б) борьба с присосами воздуха в газоходах котельного агрегата, увеличивающими потерю тепла с уходящими газами и перегружающими дымососные установки (см. главу 23); контроль плотности газоходов должен производиться путем периодического регулярного определения содержания CO_2 в различных точках газового тракта;

НТБ ДНУЖТ

в) регулярный анализ золы и шлаков на содержание несгоревшего углерода и борьба с этими потерями тепла; применение острого дутья в топки может дать в этом направлении весьма положительные результаты;

г) поддержание равномерных давления и температуры пара;

д) равномерное и непрерывное питание котлов, облегчающее создание устойчивости процесса горения в топке; периодическое питание, как правило, не должно иметь места; в средних и крупных котельных установках обязательно автоматическое питание котлов;

е) систематическая обдувка поверхностей нагрева во избежание ухудшения теплопередачи и увеличения сопротивления газоходов (см. главу 23);

ж) поддержание хорошего качества котловой воды путем предварительной химической обработки питательной воды и установления правильного режима продувки котлов во избежание образования накипи на внутренних поверхностях котлов, ухудшающей теплопередачу и могущей вызвать прогары экранных и кипятильных труб и другие аварии с оборудованием;

з) наличие и поддержание в исправности изоляции элементов тепломеханического оборудования: днищ барабанов котлов, паропроводов и питательных линий, включая фланцы и арматуру, питательных баков, деаэраторов, коробов горячего воздуха и пр.

Изоляция котельных днищ имеет не только экономическое значение (уменьшение тепловых потерь), но и предупреждает расстройство заклепочных швов, которыми вклепаны днища (в случае клепаных барабанов);

и) исправное состояние конденсационных горшков и дренажных линий, сбор и возврат в систему питания чистых дренажных вод.

Машинный цех

Основными мероприятиями, обеспечивающими экономичность работы паровых двигателей, являются следующие:

а) поддержание гарантийных параметров пара; б) поддержание экономического вакуума и чистоты конденсаторов; в) изоляция корпусов турбин, паропроводов и теплообменных аппаратов и г) поддержание чистоты лопаточного аппарата турбин.

1. Поддержание параметров пара при входе в машину во всяком случае не ниже указанных заводом при поставке оборудования является обязательным, поскольку снижение давления и в особенности температуры пара увеличивает его удельный расход. Если качество и состояние котельных агрегатов допускают повышение параметров пара, то следует согласовать с заводом, поставлявшим двигатели, возможность их работы

НТБ ДПУКТ

при повышенных параметрах, что кроме увеличения экономичности может дать также и увеличение мощности двигателей.

2. Для поддержания экономического вакуума необходимо систематическое регулирование количества подаваемой в конденсатор воды (борьба с излишним количеством охлаждающей воды, главным образом в зимнее время).

3. Чистота поверхностных конденсаторов поддерживается путем проведения регулярных чисток. Если конструкция конденсатора допускает выключение его по половинам, то чистку некоторыми способами возможно производить без остановки агрегата (при сниженной нагрузке).

Существуют следующие способы чистки поверхностных конденсаторов.

Механические способы

а) металлическими щетками из стальной проволоки; во избежание царапин трубок лучше применять щетки из спиральных тел, свитых из стальной проволоки (щетки «Колумбус»);

б) резиновыми пробками и шариками (мягкие осадки), закладываемыми сразу в большое число трубок и прогоняемыми струей воды с давлением 6 — 8 *ати*; этот способ хорош при трубках, развальцованных в трубных досках;

в) очистка повышенной скоростью воды (метод Гюльсмейера); у некоторых конденсаторов (МАН, Бергман, Вумаг) может выключаться часть трубок с водяной стороны и вся вода проходит через меньшее сечение с увеличенной скоростью; такую промывку следует делать часто во избежание появления твердой накипи;

г) пневмо-гидравлический способ; через трубки при помощи специального пистолета прогоняется смесь воздуха и воды под давлением в 3 — 4 *ати*; можно сразу чистить несколько трубок, для чего пистолет должен иметь несколько головок;

д) воздушный способ; при слизистых осадках через конденсатор прогоняют воздух (лучше нагретый); при этом отложения высыхают, трескаются и отлетают от трубок, после чего смываются струей воды (просто циркуляционной водой).

Химические способы

а) при отложениях слизистого илистого, маслянистого и глинистого характера рекомендуется применять чистку каустиком; количество каустика 0,5—7% от количества воды в водяной части; раствор по заполнении им конденсатора нагревается до 50 — 60° (не выше 65°) паром; за счет подогрева получается естественная циркуляция раствора; для большей эффективности нагретый раствор рекомендуется прогонять насосом через специальную циркуляционную линию; после кипячения конденсатор должен быть промыт водой;

НТБ ДНУЖТ

б) при твердых солевых отложениях следует применять или слабый раствор (2 — 3%) соляной кислоты или щелочно-фосфатный способ; по заполнении конденсатора раствором его надо нагревать до 50 — 60°; при этом желательна циркуляция раствора в течение 5 — 6 час. посредством специального насоса.

Хлорирование циркуляционной воды. В качестве профилактического мероприятия против образования отложений в трубках рекомендуется хлорирование циркуляционной воды, при котором уничтожаются растительные микроорганизмы (водоросли), отлагающиеся в виде слизи в трубках конденсаторов и содействующие дальнейшему образованию отложений.

Нормальной дозой хлора по американским данным являются 0,8 — 2,0 весовых части хлора на 1 000 000 частей воды. Для успешности хлорирования вода при входе в конденсатор должна содержать не менее 0,2 — 1,0 частей хлора на 1 000 000 частей воды и после конденсатора 0,05 — 0,1 частей. Хлор вводится периодически (от 4 до 15 мин. каждый час). Для хлорирования необходимо иметь специальную аппаратуру — хлораторы, в которых производятся дозировка хлора и приготовление его первоначального концентрата. При помощи хлорирования иногда удается совершенно освободиться от чисток конденсатора.

В последнее время в СССР были произведены опыты применения вместо хлора хлорной извести, давшие хорошие результаты.

4. Изоляция корпусов турбин имеет значение не только экономическое; отсутствие изоляции или неисправность ее могут вызвать неправильное тепловое расширение всей турбины при неравномерной температуре в различных частях помещения (например, открытые окна, временные стенки) и, кроме того, неправильную работу подшипников при нагреве их неизолированными торцевыми частями корпуса турбины.

5. Наличие и поддержание в исправном состоянии изоляции трубопроводов пара и горячей воды, подогревателей питательной воды, бойлеров и прочих паро-водяных и водо-водяных теплообменных аппаратов (а также котлов-утилизаторов в установках с двигателями внутреннего сгорания) необходимо для уменьшения потерь тепла во внешнюю среду.

6. Занос лопаточного аппарата турбин солями, некоторое количество которых всегда имеется в паре и иногда достигает значительной величины, приводит к постепенному ухудшению экономичности турбины и иногда даже к снижению мощности. До последнего времени очистка лопаток от солей проводилась всегда при открытой турбине механическим способом или промывкой горячим конденсатом, что требовало приурочивания очистки к моменту ревизии турбины и увеличивало продолжительность ревизии; в настоящее время получает распространение очистка лопаточного аппарата без остановки турбины.

Промывка лопаточного аппарата турбин от растворимых отложений может производиться на ходу турбины при сниженной ее на-

НТБ ДНУЖТ

грузке и при нормальном давлении пара, увлажняемом до влажности в 3 — 5%. Промывку турбин следует производить при нагрузках: турбин активных — при $N = (0{,}3 — 0{,}35)N_н$, турбин реактивных — при $N = (0{,}5 — 0{,}55)\,N_н$. Нагрузка турбины при нормальных параметрах пара снижается до N промывки, при которой турбина должна работать не меньше часа. Снижение температуры пара должно производиться со скоростью не более 2° в 3 мин.; если при этом происходит парение фланцев, скорость должна быть снижена.

Для контроля за количеством воды, поступающей для увлажнения пара, и проверки состояния пара на водяной линии, идущей к увлажнителю, следует установить протарированную острую диафрагму и, кроме того, измерять температуру пара не менее чем двумя термометрами (один из них обязательно должен быть проверенным ртутным). Давление пара измеряется обычным путем, количество конденсата — или острой диафрагмой или водомером.

Для промывки ориентировочно требуется около 1 часа работы влажным паром (всего, включая понижение и повышение температуры его, около 6 час.). Для наблюдения за эффективностью промывки производится частый анализ щелочности конденсата, которая сначала увеличивается, а затем уменьшается до нормальной величины, что служит показателем окончания промывки. После окончания промывки температуру пара можно увеличивать со скоростью около 3 — 4° в 3 мин. Увлажнитель пара, рекомендуемый Оргрэс (подробно описан в информационном письме Главэнерго № 30), состоит из трубки, снабженной двумя рядами отверстий, вставляемой в паропровод вертикально. Вода к трубке подводится от питательных насосов. Регулирование количества поступающей в паропровод воды происходит посредством помещенного внутри трубки цилиндрического золотника, который при движении постепенно открывает отверстие.

ГЛАВА 31

ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ОБСЛУЖИВАНИИ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. Общие правила

К обслуживанию агрегатов могут допускаться лица после проверки знания ими правил техники безопасности для данного рабочего места.

В инструкции по обслуживанию рабочих мест должны быть внесены указания по технике безопасности.

Обслуживающий персонал должен быть точно ознакомлен с имеющимися дефектами оборудования.

Освещение рабочих мест, в особенности контрольно-измерительных приборов, должно быть достаточным. Аварийное освещение должно проверяться один раз в смену. На рабочих местах всегда должны находиться вполне исправные и готовые к действию аккумуляторные

НТБ ДНУЖТ

фонари. Пользоваться переносными лампами с напряжением более 24 *в* воспрещается (напряжение для переносных ламп при работах внутри котельных барабанов должно быть не более 12 *в*).

Проходы для обслуживания не должны загромождаться посторонними предметами.

Ограждения лестниц и площадок должны быть прочными. Ступени должны быть плотно закреплены на площадках. Не должно быть открытых неогражденных люков.

Переносные лестницы должны удовлетворять правилам техники безопасности.

На полу не должно быть луж воды или масла.

Фланцевые соединения, особенно вблизи рабочих мест, должны иметь изоляционные чехлы.

На всех рабочих местах в паросиловых установках должны находиться брезентовые костюмы с колпаками и рукавицы.

На оборудовании и трубопроводах, находящихся в ремонте и в резерве, должны быть укреплены соответствующие таблички. Вентили и задвижки, ведущие к трубопроводам, находящимся в ремонте, должны быть при помощи цепи заперты на замки.

Ремонтные рабочие не должны допускаться к работающим агрегатам и к находящимся под давлением трубопроводам.

Рабочие не должны допускаться к ремонту без разрешения дежурного по цеху.

Вахтенному персоналу воспрещается производить самовольно какой бы то ни было ремонт на работающем оборудовании и трубопроводах.

Включение паропроводов должно производиться медленно и осторожно после предварительного дренирования.

Воспрещается подходить к турбинам, машинам, генераторам, моторам и насосам в растегнутой одежде.

Воспрещается стоять в плоскости вращения насосов и вентиляторов без надобности, прикасаться к вращающимся частям оборудования, опираться на рабочие моторы и становиться ногами на подшипники работающих моторов и насосов.

Прочность перекрытий, на которые во время ремонта оборудования устанавливаются его части, должна быть проверена расчетом, и величины грузов допускаемых для установки на перекрытии должны быть известны персоналу. Должны быть вывешены таблицы с указанием весов отдельных частей. Козла и подставки для установки деталей также должны быть проверены расчетом на соответствующие грузы.

Все подъемные приспособления (тали, блоки, домкраты) должны содержаться в исправности и периодически по указанию технического инспектора испытываться посредством поднятия грузов, о чем должны быть сделаны записи в книге подъемных механизмов.

Персоналу должны быть точно известны величины допускаемых нагрузок для всех тросов и канатов. Неисправные тросы и канаты должны немедленно исключаться из числа допущенных к эксплуатации.

НТБ ДНУЖТ

§ 2. Правила по котельным установкам

Наружные, внутренние осмотры и гидравлические испытания котлов должны производиться точно в сроки, требуемые действующими правилами котлонадзора.

Все требования инспекции котлонадзора, внесенные в шнуровые книги котлов, должны выполняться в установленные сроки.

Для предотвращения аварий, связанных с опасностью для персонала, необходимы соблюдение установленных норм качества питательной котловой воды и пара, сроков внутренней очистки, положения установленного уровня воды в котле, а также правильность манометров, пломбировка их контрольными органами, своевременный ремонт водоуказательной арматуры и предохранительных клапанов.

Резервные питательные насосы должны пускаться н е р е ж е одн о г о р а з а в с у т к и.

Перед растопкой котла необходимо удостовериться, что в газо- и воздухопроводах нет людей и посторонних предметов, закрыты спускные и продувочные вентили, водоуказатели и предохранительные клапаны в порядке, заглушки удалены.

Продувать манометры и проверять их установкой на нуль нужно не реже одного раза в смену.

Проверять исправность предохранительных клапанов следует не реже одного раза в смену.

Необходимо наблюдать по манометрам за давлением питательной воды в магистрали.

Случаи, требующие н е м е д л е н н о й о с т а н о в к и к о т л а: а) падение уровня воды при усиленном питании и при невозможности подтянуть уровень закрытием парового крана водомерного стекла; б) разрыв кипятильных и экранных труб; в) повреждение всех водомерных стекол; г) повреждение манометра, если к паровой магистрали приключен только один котел; д) повреждение всех предохранительных клапанов; е) повреждение паропроводов и арматуры, отключение которых невозможно без нарушения работы котла; ж) сильный взрыв в топке или непрекращающиеся хлопки в ней или в газоходах; з) повреждение экономайзерных труб и невозможность отключить эту часть экономайзера с газовой и водяной сторон; и) пожар, угрожающий непосредственно работе котла или обслуживающему персоналу котла.

§ 3. Правила по машинному залу

Подъемный кран должен иметь шнуровую книгу, должен быть разрешен техническим инспектором к работе после испытания грузом, на 25% превышающим вес наиболее тяжелой части оборудования, о чем делается запись в книге. При обнаружении какой-либо неисправности в работе крана, в особенности повреждения тросов и неисправного действия тормозов, работа крана должна быть немедленно прекращена. Правила работы с подъемным краном должны быть подробно изложены в специальной инструкции персоналу.

НТБ ДНУЖТ

Предохранительные выключатели, прекращающие доступ пара в турбину в случае повышения ее числа оборотов (на 8 — 10%), должны регулярно испытываться (не реже одного раза в месяц). Результаты испытаний фиксируются в документах. Для уверенности в действии запорных органов предварительно выключатель приводится в действие от руки. Затем заводится автомат, число оборотов поднимается вновь и повышается сверх нормального, но не более чем на 10%. При несвоевременном действии при пробе автомат должен быть немедленно отрегулирован.

§ 4. Порядок пуска теплосиловых установок в работу после окончания монтажа

Котлы, экономайзеры и питательные приборы котельной установки должны быть изготовлены, смонтированы и снабжены необходимой арматурой в точном соответствии с требованиями действующих правил котлонадзора об устройстве, установке, содержании и освидетельствовании паровых котлов, пароперегревателей и водяных экономайзеров. Помещение котельной установки также должно полностью удовлетворять указанным требованиям. Трубопроводы должны быть выполнены в соответствии с «Правилами устройства, установки, содержания и освидетельствования паропроводов и трубопроводов горячей воды» котлонадзора. Действующие правила котлонадзора должны иметься на каждой котельной установке, и один их экземпляр должен быть вывешен в помещении установки.

После окончания постройки, освидетельствования и испытания отдельных элементов котельной установки согласно действующим правилам вся котельная и машинная установки в целом (включая склады топлива и топливоподачу) перед пуском в работу должны быть предъявлены к осмотру технической инспекции для проверки их соответствия правилам техники безопасности и промышленной санитарии, а также органам ножарной охраны для проверки соблюдения правил пожарной безопасности. Без разрешения указанных выше органов и наличия соответствующих документов теплосиловая установка не может быть пущена в работу.

Предъявлению в указанных целях технической инспекции подлежат также установки с газогенераторными двигателями (включая газогенераторы) и с прочими двигателями внутреннего сгорания.

65347

НТБ ДНУЖТ

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А. С. Александров. Конденсационные устройства паровых двигателей Энергоиздат, 1933.
2. И. П. Антипов и С. С. Ракита. Архитектура электростанций. 1939.
3. Ф. А. Анатолиев. Расчет вспомогательных устройств паровых механизмов. ОНТИ, 1936.
4. «Локомобильные электростанции» (атлас). ОНТИ, 1936.
5. «Энергооборудование СССР» (атлас). Энергоиздат, 1934.
   А. П. Владимиров. Техника работы топливных складов. Трансжелдориздат, 1938.
   Вознесенский. Использование отходящего тепла дизельных установок. Харьков, Оргэнерго, 1936.
8. «Известия, ВТИ» № 9 за 1933 г. статья, К. А. Ракова «Пар высокого давления и перспективы его применения в СССР».
9. Главэнерго. Решения отраслевой конференции 1936 г.
10. Главэнерго. «Руководящие указания по эксплуатации котельных установок». ГОНТИ, 1938.
11. Главэнерго. Руководящие указания по снижению расхода электроэнергии на собственные нужды тепловых электростанций». ГОНТИ, 1939.
12. Главэнерго. «Инструкция по испытанию башенных охладителей (градирен)».
13. Бюллетень МТТ № 4 за 1934 г., статья «Гидрозолоудаление котельных установок».
14. «Советское котлотурбостроение», № 9 за 1939 г., статья Д. П. Гохштейн «Термодинамический анализ регенеративных циклов».
15. А. С. Грамматчиков. Электрооборудование цементных заводов. ОНТИ, 1934.
16. Р. Г Грановский. Котельные установки. Энергоиздат, 1933.
17. Типизация паровых турбин и тепловой схемы крупных электростанций, под ред. А. Г. Горянова. Энергоиздат, 1933.
18. Н. И. Дунаевский. Бинарные циклы. ОНТИ, 1934.
19. А. С. Дорохов. Паровые турбины. ГОНТИ, 1938.
20. Б. А. Завадовский. Производственные паропроводы. ОНТИ, 1934.
21. Р. Г. Зах. Топливное хозяйство крупных электростанций. ОНТИ, 1936.
22. Р. Г. Зах. Пыленидное топливо в котельных установках. ГОНТИ, 1938.
23. Б. Н. Кокин. Транспортирующие установки. Госстройиздат, 1933.
24. И. Н. Кирсанов. Работа и устройство паровых турбин. ГНТИ, 1932.
25. И. Н. Кирсанов. Тепловые аккумуляторы. ОНТИ, 1936.
26. Клингенберг. Построение районных электрических станций. МАКИЗ, 1927.
27. А. М. Комаров и В. В. Лукницкий. Карманный справочник теплотехника электростанций. ГОНТИ, 1939.
28. И. А. Комлев: Технико-экономические вопросы транспорта топлива на электростанциях. ОНТИ, 1937.
29. А. М. Литвин. Техническая термодинамика. ОНТИ, 1938.
30. В. В. Лукницкий. Методика теплового расчета котельных агрегатов. МЭМИИТ, 1938.
31. «Тепло и сила» № 9 за 1927 г. статья В. В. Лукницкого. «Количество воды, необходимое для конденсации на электрических станциях».
    В. А. Макеев. Конденсационные устройства паросиловых установок. Энергоиздат, 1933.
33. Ф. Мюнцингер. Паротехника. ОНТИ, 1936.

НТБ ДНУЖТ

34. В. Пауер. Аккумулирование энергии. Главгуз, 1930.
35. Г. И. Петелин. Регенеративный подогрев питательной воды. ОНТИ, 1932.
36. А. М. Романов. Водоснабжение энергоустановок. ОНТИ, 1936.
37. А. Н. Румянцев. Калькуляция стоимости продукции теплоэлектроцентралей. ОНТИ, 1933.
38. «Сборник статей по вопросам электроэнергетики». МЭИ, 1936 (октябрь-ноябрь).
39. В. В. Сильвестров. Энергетика железнодорожных узлов. Трансжелдориздат, 1933.
40. «Советское котлотурбостроение» за 1937 г. № 8, статья А. А. Соболева. «Современные конструкции золоуловителей и практика их эксплуатации»; за 1937 г. № 11—12, статья Ртутно-водяной цикл в советской энергетике; за 1938 г. № 1, статья И. М. Готтгельфа и Е. Ф. Кирпичева. «Испытание золоуловителей Давидсона на котле КРЭС»; за 1939 г. № 1, статья И. М. Готтгельфа, В. В. Александрова, А. А. Ельцова «Испытание усовершенствованных золоуловителей типа Д-9а на КРЭС»; за 1939 г. № 7, передовая статья «Решить проблему очистки дымовых газов».
41. Б. А. Телешев. Коммутация и электрооборудование электрических станций и подстанций. ОНТИ, 1935.
42. «Теплосиловое хозяйство» за 1939 г. № 3, статья С. Ц. Фаерман «О типовой электростанции мощностью 25 *мгвт*».
43. № 4—5, статья С. Ц. Фаерман «Типовая компановка теплоэлектроцентрали мощностью 25 000 *квт*».
44. Шведлер. Трубопроводы. ОНТИ, 1936.
45. А. К. Шубников, А. В. Наумов, А. Н. Корытов. Топливные склады железных дорог. Трансжелдориздат, 1938.
46. Б. Л. Шнеерсон. Очистка дымовых газов от золы и серы.
47. В. Шюле. Техническая термодинамика, том 1, часть 2, 1934.
48. Э. К. Энглунд. Аккумулирование тепла в паросиловых установках. ОНТИ, 1935.
49. А. М. Эрлих. Паропроводы, их арматура и прочие детали. ОНТИ, 1937.
50. В. А. Эрлих. Электростанции высокого давления Европы и США. ОНТИ, 1938.
51. «Электроэнергетика СССР», т. I. Издание Академии наук.
52. «Энергетическое обозрение», № 9 за 1937 г., статьи К. А. Ракова: «Новые данные о работе циклонных золоуловители Ван-Тонгерена» и «Мокрое золоулавливание».
53. Б. М. Якуб. Тепловые электрические станции, том I. ГОНТИ, 1938.
54. А. С. Ястржембский. Двигатели внутреннего сгорания. Трансжелдориздат, 1934.
55. «Archiv fur Wärmewirtschaft une Dampfkesselwesen», № 4 за 1939 г., статья «Rauchgasentstaubung».

НТБ
ДНУЖТ

ОГЛАВЛЕНИЕ

ТОМ I

Стр

Предисловие 3

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ТЕПЛОСИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ

РАЗДЕЛ I

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТЕЙ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК И КОЭФИЦИЕНТОВ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИХ РЕЖИМ ИХ РАБОТЫ

Глава I

Основные определения, назначение, типы и элементы теплосиловых установок

§ 1. Определение термина «теплосиловые установки»
§ 2. Классификация теплосиловых установок по виду отпускаемой энергии 5
§ 3. Классификация теплосиловых установок по типу двигателей 8
§ 4. Классификация теплосиловых установок по характеру потребителей и месту расположения 11
§ 5. Требования, предъявляемые к теплосиловым установкам 12
§ 6. Основные элементы теплосиловых установок различных типов 14

Глава

Графики нагрузок теплосиловых установок

§ 1. Понятие о суточном графике потребления энергии 17
§ 2. Порядок составления графиков нагрузки потребителей 19
§ 3. Определение мощности теплосиловой установки и составление суточных графиков нагрузки двигателей и котлов на основе графиков потребления. Годовой график нагрузки по ее продолжительности 20
§ 4. Способы удовлетворения графиков электрической и тепловой нагрузок потребителей двигателями различных типов 26

Глава 3

Номенклатура мощностей первичных двигателей и паропроизводительности котлов

§ 1. Номинальная мощность 31
§ 2. Нормальная мощность 32

НТБ ДНУЖТ

Стр.

§ 3. Максимально длительная мощность 32
§ 4. Максимально кратковременная мощность 32
§ 5. Номенклатура мощностей котлов 32
§ 6. Выбор двигателей и котлов для покрытия графиков нагрузки 34
§ 7. Установленная мощность станции 34

Глава 4

Коэфициенты и величины, характеризующие режим работы теплосиловой установки и отдельных ее элементов

§ 1. Средняя нагрузка двигателей и всей теплосиловой установки 35
§ 2. Коэфициент использования установленной мощности 36
§ 3. Коэфициент нагрузки 37
§ 4. Число часов использования установленной мощности и годового максимума 37
§ 5. Коэфициент резерва 38
§ 6. Коэфициент рабочего времени 38
§ 7. Коэфициенты, характеризующие работу котлов теплосиловой установки 40

РАЗДЕЛ II

ЭКОНОМИКА ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Глава 5

Расход тепла двигателями и влияние степени загрузки двигателя на полный и удельный расходы тепла

§ 1 Расход тепла на холостой ход. 43
§ 2. Зависимость расхода тепла двигателей от его нагрузки. 45
§ 3. Тепловая характеристика станции 48
§ 4. Определение годового расхода двигателями пара или топлива. 51

Глава 6

Коэфициенты полезного действия двигателей и всей теплосиловой установки

§ 1. Коэфициенты полезного действия двигателей различных типов 53
§ 2. Общие выражения коэфициентов полезного действия теплосиловых установок 57
§ 3. Коэфициент полезного действия теплосиловой установки в виде функций коэфициентов полезного действия ее отдельных элементов 59
§ 4. Расход пара при комбинированной и раздельной выработке тепла и электроэнергии. 74

Глава 7

Парадные и рабочие расходы пара и топлива

§ 1. Понятие о гарантийных и эксплутационных расходах пара и топлива. 80

НТБ ДНУЖТ

Стр.

§ 2. Факторы, вызывающие увеличение расхода пара сравнительно с его парадным расходом. 82
§ 3. Факторы, вызывающие увеличение расхода топлива сравнительно с его парадным расходом. 84
§ 4. Коммерческий расход топлива и хозяйственный коэфициент установки 86

Глава 8

Коммерческая экономичность теплосиловых установок

§ 1. Схема суммирования годовых денежных расходов 87
§ 2. Коммерческая экономичность теплосиловых установок 94
§ 3. Определение цены пара и электроэнергии при раздельной и комбинированной выработке и стоимости установленного киловатта 110

РАЗДЕЛ III

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В РАЗВИТИИ ОБОРУДОВАНИЯ И ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТЕПЛА В ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВКАХ

Глава 9

Влияние повышения начальных параметров пара на экономичность работы теплосиловых установок

§ 1. Повышение давления и температуры пара 118
§ 2. Промежуточный перегрев пара 123
§ 3. Влияние повышения рабочего давления на основные элементы оборудования и его стоимость. 128
§ 4. Влияние конечных параметров пара на экономичность работы конденсационных машин 130

Глава 10

Регенеративный подогрев питательной воды

§ 1. Физический смысл и назначение регенеративного подогрева питательной воды. 136
§ 2. Термодинамические основы регенерации и графическое изображение регенеративного цикла на диаграмме $T - S$ 137
§ 3. Экономия в расходе тепла при регенеративном подогреве питательной воды 139
§ 4. Зависимость экономии тепла при применении регенерации от давления отбираемого пара. 147
§ 5. Смешивающие и поверхностные подогреватели. 151
§ 6. Экономически наивыгоднейшая температура подогрева питательной воды. 155
§ 7. Подогрев питательной воды другими способами. 159

Глава 11

Бинарные циклы. Ртутно-водяной цикл

§ 1. Отрицательные термодинамические свойства воды как рабочего тела. 162
§ 2. Бинарные циклы (применение двух рабочих тел). 166

НТБ ДНУЖКТ

Глава 12

Стр.

Аккумулирование тепла в паросиловых установках

§ 1. Влияние неравномерности нагрузки на работу котлов и двигателей. 175
§ 2. Аккумулирующая способность котлов. 177
§ 3. Аккумуляторы переменного давления. 180
§ 4. Аккумуляторы постоянного давления. 188
§ 5. Применение аккумуляторов и основные способы их включения в схемы теплосиловых установок. 190

РАЗДЕЛ IV

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СТРОИТЕЛЬСТВА ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Глава 13

Основные пути строительства теплосиловых установок в третьей пятилетке (1938 — 1942 гг.)

§ 1. Мощность и типы станций. 195
§ 2. Параметры работы оборудования. 197
§ 3. Автоматизация работы станций. 197

Глава 14

Выбор топлива при проектировании теплосиловой установки

§ 1. Топливная политика в СССР. 200
§ 2. Топливоиспользование в теплосиловых установках железнодорожного транспорта. 202
§ 3. Выбор топлива при проектировании теплосиловых установок 202

Глава 15

Выбор места постройки теплосиловой установки

Глава 16

Основные свойства двигателей различных типов как элементов теплосиловых установок

§ 1. Паровые поршневые машины. 207
§ 2. Локомобили. 210
§ 3. Двигатели Дизеля. 212
§ 4. Паровые турбины. 214

Глава 17

Основные указания по выбору вариантов энергоснабжения железнодорожных предприятий, числа и мощности агрегатов теплосиловых установок

§ 1. Выбор варианта системы энергоснабжения. 215
§ 2. Выбор оборудования. 217

Глава 18

Тепловые схемы установок и их элементы

§ 1. Понятие о тепловой схеме и основные требования к ее выполнению 223
§ 2. Испарительные и паропреобразовательные установки 224

НТБ ДНУЖТ

Стр.

§ 3. Деаэрация питательной воды. 235
§ 4. Бойлерные установки. 240
§ 5. Использование тепла непрерывной продувки котлов. 246
§ 6. Дроссельно-увлажнительные установки. 248
§ 7. Включение подогревателей регенеративного цикла. 249

Глава 19

Простые тепловые схемы паровых электростанций

§ 1. Расчет тепловой схемы электростанции с паровыми турбинами. 250
§ 2. Тепловые схемы локомобильных электростанций. 260

Глава 20

Использование отходящего тепла в дизельных установках

§ 1. Общие сведения об использовании отходящего тепла 264
§ 2. Схема использования отработавшего тепла. 267
§ 3. Определение коэфициента полезного действия дизельной установки при использовании отходящего тепла. 269

Глава 21

Паропроводы теплосиловых установок

§ 1. Требования, предъявляемые к паропроводам. 272
§ 2. Схемы главных паропроводов (свежего пара). 275
§ 3. Компенсация термических расширений паропровода. 279
§ 4. Дренажные трубопроводы и устройства. 282

Глава 22

Системы питания котлов теплосиловых установок

§ 1. Требования к системам питания котлов. 285
§ 2. Системы питания. 285
§ 3. Нормы для производительности числа и типа привода питательных насосов. 287
§ 4. Мощность, потребная для питательного насоса. 289
§ 5. Допустимая высота всасывания и требуемая величина подпора воды во всасывающем патрубке насосов. 290
§ 6. Схемы питательных трубопроводов. 291
§ 7. Необходимый напор конденсатного насоса. 292

Глава 23

Собственные нужды теплосиловых установок

§ 1. Значение экономичности и бесперебойности работы механизмов собственных нужд. 292
§ 2. Зависимость величины расхода энергии на собственные нужды от типа станции, рода топлива и способа его сжигания. 294

НТБ ДНУЖТ

Стр.

§ 3. Основные мероприятия общего характера для снижения расхода электроэнергии на собственные нужды. 296
§ 4. Мероприятия для снижения расхода энергии на подачу топлива в котельную и топливоприготовление. 297
§ 5. Мероприятия для снижения расхода энергии на тягодутьевые установки. 297
§ 6. Мероприятия для снижения расхода энергии на питательные насосы. 300
§ 7. Мероприятия для снижения расхода энергии на циркуляционные насосы. 301

Глава 24

Топливоснабжение теплосиловых установок

§ 1. Разгрузка подвижного состава и хранение топлива на складах 302
§ 2. Обслуживание топливных складов. 315
§ 3. Подача топлива со склада в котельные небольшой производительности. 322
§ 4. Элементы сложных топливоподач. 324
§ 5. Способы подачи топлива в бункеры котельных, оборудованных механическими или пылеугольными топками. 335
§ 6. Способы подачи торфа в бункеры котельных. 343
§ 7. Типовые устройства топливных складов и топливоподач, разработанные Теплоэлектропроектом 345
§ 8. Склады для жидкого топлива и подача его на станции. 349

Глава 25

Водоснабжение теплосиловых установок

§ 1. Потребное количество воды для теплосиловых установок и требования, предъявляемые к устройствам водоснабжения. 351
§ 2. Классификация систем водоснабжения для конденсации пара и охлаждения двигателей внутреннего сгорания. 355
§ 3. Прямоточное водоснабжение. 356
§ 4. Циркуляционное водоснабжение с охлаждением воды в прудах 357
§ 5. Циркуляционное водоснабжение с охлаждением воды в башенных охладителях (градирнях). 363
§ 6. Циркуляционное водоснабжение с охлаждением воды в бассейнах с разбрызгивающими соплами (насадками). 372
§ 7. Основы экономики технического водоснабжения. 373
§ 8. Основные принципы выбора системы водоснабжения. 376

Глава 26

Золоудаление

§ 1. Требования к системам золоудаления. 378
§ 2. Вагонеточный способ золоудаления. 378
§ 3. Гидравлические способы золоудаления. 379
§ 4. Сравнение систем гидрозолоудаления высокого и низкого давления. 385

НТБ ДНУЖТ

Глава 27

Стр.

Очистка дымовых газов

§ 1. Общие сведения. 385
§ 2. Типы золоуловительных устройств, применяемые на электростанциях СССР 391

Глава 28

Компоновка теплосиловых установок

§ 1. Значение рациональной компоновки и предъявляемые к ней требования. 399
§ 2. Компоновка котельных и машинных помещений и их взаимное положение 400
§ 3. Типовые компоновки теплоцентралей 401
§ 4. Компоновка локомобильных электростанций 412
§ 5. Компоновка электростанций с двигателями внутреннего сгорания 416

РАЗДЕЛ V

ОСНОВНЫЕ УКАЗАНИЯ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Глава 29

Основные задачи организации эксплуатации

§ 1. Безаварийность работы установки 421
§ 2. Экономичность работы 423

Глава 30

Основные указания по рационализации работ отдельных цехов

§ 1. Склады топлива и топливоподача 430
§ 2. Котельный цех 431
§ 3. Машинный зал 432

Глава 31

Основные правила техники безопасности при обслуживании теплосиловых установок

§ 1. Общие правила 435
§ 2. Правила по котельным установкам 437
§ 3. Правила по машинному залу 437
§ 4. Порядок пуска теплосиловых установок и работу после окончания монтажа 438
Список литературы 439

НТБ ДНУЖТ

Сканировала Семенова Л. А.

НТБ
ДНУЖКТ