

УЧЕБНЫЕ РУКОВОДСТВА ДЛЯ ВЫСШЕЙ ШКОЛЫ

Н. Р. БРИЛИНГ

ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ

★

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

Проф. Н. Р. БРИЛИНГ

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

★

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ
ДОПОЛНЕННОЕ

*Научно-технической секцией Государственного Ученого Совета
рекомендовано в качестве руководства для высших
технических учебных заведений*



ЛИТ
ИИЛ
ИИЛ № 22894

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1957 ★ ЛЕНИНГРАД

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Главлит № 74545.

Гиз № 16880.

Тираж 4000 экз.

Типография Госиздата „Красный Пролетарий“. Москва, Пименовская ул., д. № 16.

НБ
УДУНТ
(ФНТ)

ПРЕДИСЛОВИЕ К ПЕРВОМУ ИЗДАНИЮ

Предлагаемое руководство предназначается, главным образом, для студентов вузов, как основной курс для изучения этой отрасли знания. Анализ основной теории двигателей внутреннего сгорания лишь постольку опирается на высшую математику, поскольку этот метод позволяет сократить изложение основных положений. Параллельно те же положения иллюстрированы графическим методом, который по своей простоте и наглядности дает возможность лучше понять и усвоить основные положения теории. Вместе с тем наглядный графический метод делает в известной части этот труд доступным пониманию лиц, не знакомых с высшим анализом.

Курс разбит на две части: теорию и конструкцию двигателей, и составлен исключительно для стационарных установок. В первой части последовательно разбираются отдельные фазы рабочего процесса как для идеальной, так и для действительной машины с указанием поправочных коэффициентов, которыми необходимо задаваться при расчете. Изложение как идеальных, так и действительных циклов проведено при постоянных и переменных теплоемкостях из тех соображений, что, хотя принятие при расчете теплоемкостей постоянными, как это также проведено в труде Гюльднера, противоречит всем последним изысканиям в этой области и не соответствует рабочему процессу двигателей, тем не менее ценность такого упрощенного изложения не теряется, так как оно позволяет наглядно выявить те параметры, которые главным образом обуславливают экономику машин. Расчет рабочего процесса в дальнейшем весь проведен при переменных теплоемкостях, как в координатах давлений и объемов, так и температур и энтропий.

При расчете продувки двухтактных машин применен графоаналитический метод, составленный на основании общей теории истечения с учетом методов расчета, предложенных Шюле и Креглевским. В конце первой части приведены тепловой расчет двигателя и методы его регулирования. Весь первый отдел обильно пояснен примерами, облегчающими усвоение теоретических основ и их практическое применение при расчете двигателей. Предлагаемый труд составлен на основании литературных данных и личных опытов и исследований, проведенных мною как в лабораторной обстановке, так и на практических установках.

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

Вторая часть — конструкция двигателей — включает основные типы машин как русских, так и заграничных заводов, работающих по различным циклам на газообразных и жидких топливах. В курсе сохранены также некоторые устаревшие конструкции, имеющие принципиальный интерес по своей оригинальности. Ввиду окончания составления этой книги в первой половине 1923 г., последние заграничные конструкции бескомпрессорных дизелей, осмотренные мною за границей в 1923 г., в настоящий труд не вошли. Умышленно неосвещенными остаются динамика двигателей и расчет их на крепость. Все эти сведения имеются у Гюльднера. Параллельно с описанием конструкций двигателей приведены результаты их практических испытаний, каковые взяты как по литературным данным, так и по личным исследованиям ряда установок.

При составлении и корректуре предлагаемого труда ценную помощь оказали мне инженер Г. Г. Калиш и инженер С. И. Алексеев, которым приношу здесь свою благодарность.

Н. БРИЛИНГ

Москва, 1924 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ

Первое издание предлагаемого курса составлялось в то время, когда после длительного перерыва, связанного с мировой и гражданской войнами, к нам только начала доходить заграничная техническая литература. В связи с этим достижения современного заграничного двигателестроения лишь в слабой степени смогли найти отражение в первом издании. Этот пробел в настоящем издании по возможности восполнен использованием богатого материала, опубликованного в иностранных технических журналах последних трех лет.

Бескомпрессорным двигателям Д и з е л я, конструктивное завершение которых привело к широкому их распространению, уделено должное внимание. В то время как в первом издании могли быть описаны лишь первые попытки создания подобных машин, в настоящем издании представлены основные уже вполне созревшие их модели.

Примеры конструкций компрессорных, калоризаторных и газовых машин дополнены наиболее характерными новыми конструкциями.

Ряд параграфов книги написан заново, а в главе IV введен новый параграф — заполнение рабочей смесью цилиндра двухтактного двигателя.

Последняя глава курса полностью переработана и введена в главу „Основные детали двигателей и их расчет“, в которой приведены расчеты основных деталей двигателей, придерживаясь в общих чертах методов, данных Гюльднером.

УДКУ
(ДНТ)

Весь текст тщательно просмотрен, замеченные неясности изложения уточнены. Некоторый устаревший материал выпущен.

Как и при составлении данного курса, в подготовке к печати настоящего издания и корректировании большая доля работы выпала на моих постоянных помощников — инженеров Г. Г. Калиш и С. И. Алексева, которым приношу здесь свою благодарность.

ПРОФЕССОР *Н. БРИЛИНГ*

Ноябрь 1926 г.

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие к первому изданию	3
Предисловие ко второму изданию	4
Краткий исторический обзор	7

ЧАСТЬ ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ.

Глава I. Термохимия и термодинамика.

§ 1. Топливо и реакции сгорания	21
Основной состав	—
Химические реакции .	23
Теплотворная способность топлива .	28
Характеристические постоянные	33
Теплотворная способность рабочих смесей	34
§ 2. Теплоемкость	38
§ 3. Процесс сгорания	41
§ 4. Переменные теплоемкости	48
Показатель адиабаты .	—
Энтропия	49
Уравнение адиабаты	50
политропы	52
§ 5. Построение политропы	54

Глава II. Теоретические циклы двигателей внутреннего сгорания.

§ 1. Общие положения четырехтактных и двухтактных циклов	58
§ 2. Цикл Отто при постоянных теплоемкостях .	60
Термический коэффициент полезного действия	61
Рабочие органы	63
Исследование формулы . . .	64
§ 3. Цикл Дизеля при постоянных теплоемкостях .	66
Термический коэффициент полезного действия	67
Рабочие органы	68
Исследование формулы	69
§ 4. Цикл Гемфри .	—
Цикл Гемфри со сгоранием при постоянном объеме	70
Исследование η_c этого цикла .	71
Цикл Гемфри со сгоранием при постоянном давлении .	73
§ 5. Смешанный цикл (Сабатэ)	74
§ 5. Термический коэффициент полезного действия .	75
Исследование формулы η_c	76

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

§ 6. Цикл со сгоранием при постоянной температуре	78
Определение коэффициента полезного действия	—
Исследование формулы η_t .	79
§ 7. Цикл без предварительного сжатия	80
Определение коэффициента полезного действия	—
Исследование формулы η_t .	81
§ 8. Цикл Отто при переменных теплоемкостях	83
§ 9. Цикл Дизеля при переменных теплоемкостях.	84
§ 10. Сравнение циклов при постоянной и переменной теплоемкостях	85
§ 11. Термодинамическое сравнение циклов со сгоранием по $v = \text{const}$, $p = \text{const}$. и $T = \text{const}$.	87

Глава III. Тепловые диаграммы.

§ 1. Перенос рабочей диаграммы в тепловую	91
§ 2. Построение изобары, изоплеры и политропы в тепловой диаграмме при постоянных теплоемкостях	93
§ 3. Построение изобары, изоплеры и политропы в тепловой диаграмме при переменных теплоемкостях	95
§ 4. Сравнение термического использования циклов при постоянной и переменной теплоемкостях	97
§ 5. Перенос циклов Отто и Дизеля в тепловую диаграмму	98
§ 6. Сравнение коэффициентов полезного действия циклов в тепловой диаграмме.	101

Глава IV. Действительные рабочие циклы двигателей внутреннего сгорания.

§ 1. Период всасывания четырехтактного двигателя	104
Определение основных элементов процесса всасывания	—
Влияние фаз распределения на коэффициент подачи.	111
§ 2. Заполнение рабочей смесью цилиндра двухтактных двигателей.	—
§ 3. Период сжатия	114
§ 4. Период сгорания	115
Пределы воспламеняемости рабочей смеси	—
Диссоциация	118
Скорость сгорания	119
Коэффициент выделения тепла	125
§ 5. Период расширения.	127
§ 6. Период уравнивания давлений и выхлопа.	128
Влияние числа оборотов	—
сопротивления трубопроводов	129
§ 7. Продувка двухтактных двигателей	130
Период выхлопа	133
1. Выхлоп соответств. критической скорости	—
2. Выхлоп ниже критической скорости	134
Период продувки.	130
Пример расчета продувки	140

Глава V. Теплоиспользование в двигателях внутреннего сгорания.

§ 1. Схема теплораспределения	144
§ 2. Коэффициенты полезного действия	145

НБ
УДУНТ
(ДИП)

§ 3. Влияние степени сжатия и состава смеси на баланс тепла	146
§ 4. Потери тепла в различные периоды рабочего цикла.	149
Рабочие диаграммы	150
Тепловые диаграммы	151
§ 5. Теплопередача	152
§ 6. Влияние состава смеси и степени сжатия на потери.	153
Глава VI. Расчет двигателя.	
§ 1. Расчет по рабочему воздуху и среднему давлению	155
§ 2. Расход топлива	157
§ 3. Тепловой расчет двигателя	159
§ 4. Определение термического использования нефтяных двигателей при переменных теплоемкостях.	166
§ 5. Примеры теплового расчета	172
Расчет газового двигателя	—
Расчет двигателя Дизеля	176
Расчет двухтактного нефтяного двигателя	182
Глава VII. Регулирование.	
§ 1. Общие соображения	186
§ 2. Количественное регулирование	187
§ 3. Качественное и смешанное регулирование	189
§ 4. Сравнение различных методов регулирования	190
§ 5. Конструктивное выполнение регулирования газовых двигателей.	193
Количественное регулирование:	
Регулирование завода Кертинг	—
Лютер	194
„ Дейтц	196
Нюрнбергского завода	199
Герлицкого завода	—
завода Вестингауз	201
Винтертурского завода	—
Качественное регулирование:	
Регулирование Нюрнбергского завода	204
„ завода Тиссен	—
Смешанное регулирование:	
Регулирование Рейнгардта.	205
Гельмана	207
Месса.	208
ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.	
Классификация двигателей.	213
Глава VIII. Газовые двигатели.	
§ 1. Четырехтактные двигатели	213
Двигатель завода Лютер	—
Дейтц	216

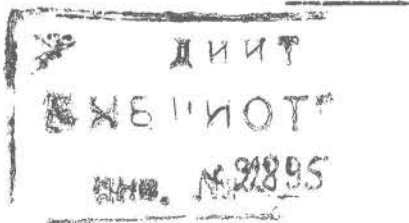
НБ
УДУНТ
(ДНТ)

Двигатель Нюрнбергского завода	216
Гюльднер	219
Винтертурского завода	221
завода Вестингауз.	222
§ 2. Двухтактные двигатели	—
Двигатель Миц и Вейс	—
Охельхейзера	225
завода Кертинг	226
§ 3. Современные четырехтактные газовые двигатели с продувкой и наддувкой . . .	227
Газовый двигатель завода Ehrhardt & Sehmer	—
Тиссен	228
М. А. Н.	229
Глава IX. Двигатели жидкого топлива, работающие по циклу Отто.	
§ 1. Общие соображения	230
§ 2. Конструкция двигателей жидкого топлива.	—
Двигатели Горнсби	231
Аванс	232
Болиндер	237
Свидерского	240
Русь.	—
Гамма	245
Мунктель.	249
Перкун	252
Капитена	253
Глава X. Двигатели Дизель.	
§ 1. Основные положения конструкции двигателей Дизель.	255
§ 2. Двигатели Дизель с пневматическим распыливанием	271
А. Четырехтактные двигатели	—
I. Вертикальные	—
Двигатель Дизель-Поляр.	—
Винтертурского завода	—
Гёрлицкого завода	274
завода Франко Този	276
Быстроходный двигатель завода М. А. Н.	279
Тихоходный судовый двигатель завода М. А. Н.	281
II. Горизонтальные двигатели.	283
Двигатель Винтертурского завода	—
Дизель с открытыми форсунками (Литценмейера, Кертинг)	284
двойного действия Пражского завода	291
тандем двойного действия Аугсбургского завода	293
Б. Двухтактные двигатели	294
I. Двухтактные двигатели простого действия	—
Двигатель завода Зульцер	—
Крупп	299
Нобель.	—
II. Двухтактные двигатели двойного действия	303
Двигатели заводов М. А. Н. и Крупп	—

§ 3. Бескомпрессорные двигатели Дизель	306
Двигатель Аусбургского завода	—
Двигатель завода Дейтц	307
„ „ „De la Vergne“	313
Двухтактный двигатель Юнкерс	317
§ 4. Двигатели, работающие по смешанному циклу	318
Двигатель Бронса.	—
„ „ Сабатэ	—
§ 5. Двигатели, обходящие патент Дизеля	321
Двигатели Тринклера	—
Газельвандера	322

Глава XI. Основные детали двигателей, и их расчет.

§ 1. Станины и рамы	324
Станины вертикальных двигателей.	—
Картерные станины	—
А-образные или двугогие станины	325
Рамы горизонтальных двигателей	327
Коренные подшипники.	329
§ 2. Цилиндры	330
§ 3. Цилиндровые крышки и головки	338
§ 4. Поршни	341
§ 5. Шатуны	348
§ 6. Коренные валы	351
Расчет шеек коленчатого вала на смятие и нагрев	355
Валы одноцилиндровых двигателей без выносного подшипника	359
Валы одноцилиндровых двигателей с выносным подшипником	364
Многоколенчатые валы	—
§ 7. Определение момента инерции маховика	—
§ 8. Клапаны	368
§ 9. Форсунки	373
§ 10. Уплотнения кривошипной камеры в двухтактных двигателях с кривошипно-камерной продувкой..	374



НБ
УДУИТ
(ДИИТ)

КРАТКИЙ ИСТОРИЧЕСКИЙ ОБЗОР

Первым новатором, наметившим принцип сжигания топлива непосредственно в рабочем цилиндре, можно назвать английского инженера Джона Барбера, который в 1791 году изобрел двигатель, работающий смесью воздуха с газом, добываемым перегонкой угля, дров и масла.

Далее, Лебон в 1801 году изобрел двигатель двойного действия, работающий светильным газом; своей работой он обеспечил будущность за двигателем. Лебон впервые применил для воспламенения рабочей смеси электрический запал, что сыграло важную роль в развитии двигателей внутреннего сгорания.

В 1815 году Самуил Броун первый применил охлаждение цилиндров.

У всех вышеуказанных двигателей запал рабочей смеси происходил на $\frac{1}{3}$ хода поршня от крайнего мертвого положения, и заслуга Вельмана Райта в 1833 году заключалась в том, что он впервые применил к своему двигателю запал в мертвом положении.

В 1838 году Вильям Барнет впервые применил сжатие, подготавливая газ и воздух отдельными насосами, а Деград в 1858 году предложил производить сжатие смеси в самом цилиндре двигателя непосредственно рабочим поршнем, а не особыми насосами, как практиковалось раньше.

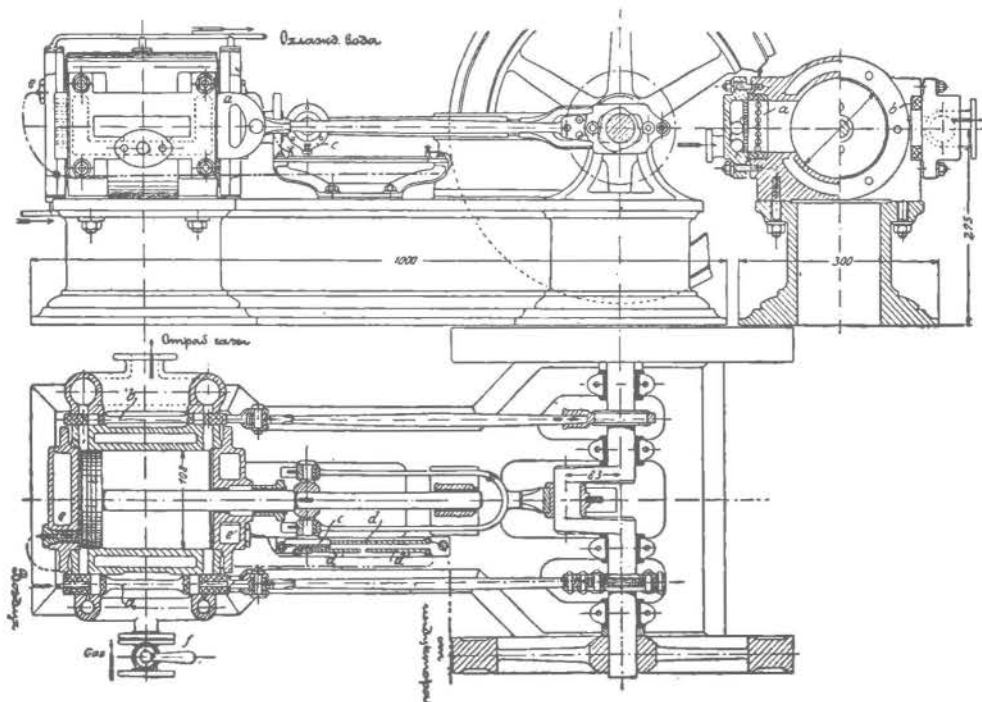
Все вышеуказанные двигатели не представляют большого интереса для конструктора, так как они не нашли практического применения; история же развития двигателей начинается собственно с 1860 года.

Но уже из этой краткой исторической справки выступают те главные принципы, которые должны были впоследствии послужить основанием для рационального теплового двигателя, а именно: предварительное сжатие рабочей смеси, воспламенение ее в мертвом положении, охлаждение цилиндра водой.

В 1860 году французскому механику Ленуару удалось построить практически пригодную машину мощностью до 12 л. с., нашедшую себе впоследствии применение (фиг. 1). Двигатель этот работал без сжатия; на половине хода поршень присасывал рабочую смесь, после чего она воспламенялась, доводя давление вспышки до 4 атм и имея в конце

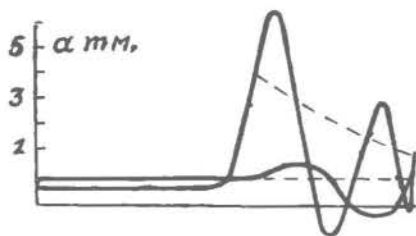
НБ
УДУНТ
(ДНТ)

расширения избыточное давление 0,5 атм. Двигатель этот имел также ряд недостатков: ненадежный запал, неравномерный ход, вследствие регулирования вручную и высокой температуры отходящих газов, столь сильно



Фиг. 1. Двигатель Ленуара.

перегревавших впускной золотник, что двигатель зачастую при большой нагрузке, проработав короткое время, садился и по снятии нагрузки



Фиг. 2.

с трудом преодолевал собственное трение; кроме того, он требовал большое количество смазочного материала и охлаждающей воды.

На фиг. 2 показана рабочая диаграмма двигателя Ленуара. Как видно из этой диаграммы, объем сгорания очень велик, и высокие температуры, действующие на большую

поверхность, вызывают указанный большой расход охлаждающей воды. Кривая расширения идет значительно ниже адиабаты с показателем $n=4$. Результаты испытаний двигателя Ленуара приведены в таблице 1. Среднее эффективное давление, как видно из таблицы, не превышает в лучшем случае $0,47 \text{ кг/см}^2$. Это и составляет характерный недостаток этого двигателя, служа причиной его малой литровой мощности. Подобный двигатель большой мощности выходит очень громоздким. Экономич-

УДКУН
(ДНН)

ность этого двигателя выражается цифрой 4,65%, что не превосходит экономичности паровой машины того времени. Однако вследствие дешевизны в сравнении с паровой установкой этот двигатель нашел себе сбыт в мелких производствах, где расход топлива не является чувствительным фактором.

ТАБЛИЦА 1

Испытание двигателя Ленуара

СЕРИИ ОПЫТОВ	1	2	3	4	5	6
ПРОИЗВЕДЕННЫ	Tresca				Ind.-Ges. Mühlhau- sen Els	Auscher
Диаметр цилиндра (в мм)	300		160	180	180	260
Ход поршня (в мм)	300		300	100	300	480
Число оборотов в минуту	47		81	130	—	—
Эффективная мощность (в л. с.)	1,85	1,42	1,02	0,57	1,0	2,82
Расход газа на 1 л. с. в час (в м ³)	2,71	3,43	2,88	3,48	2,98	—
Содержание газа в смеси (в %)	8,3	—	—	10	10	—
Давление вспышки (в атм)	6,0	6,0	6,0	4,87	5,0	—
Тепло, унесенное охлаждающей водой, на 1 л. с. в час (в кал)	—	17 600	17 100	11 000	12 000	—
Расход смазочного масла в час (в кг)	0,5	—	0,4	—	1,0	—
p_0 (в кг/см ²)	0,425	0,33	0,47	0,39	—	—
η_0 (в %)	4,65	3,67	4,36	3,62	4,23	—

Неудачные стороны конструкции Ленуара старался обойти Гюгон, выступивший в 1864 году со своим двигателем, в котором ненадежный электрический запал заменен был газовым пламенем, для понижения же температуры при вспышке, а вместе с тем и в конце расширения, впрыскивалась в смесь вода. В двигателе Гюгона впускной и выпускной золотники удачно соединены в один.

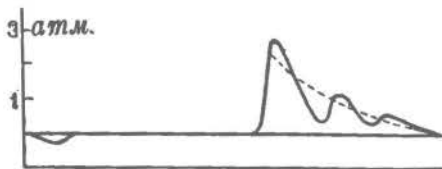
Но всеми этими мерами экономичность двигателя не удалось поднять: лишь 5% располагаемого тепла могло быть обращено в механическую работу.

На фиг. 3 приведена диаграмма двигателя Бишопа, последний отличается от двигателя Ленуара только отсутствием охлаждения и дез-

УДКУНЬ
(ДИП)

аксиальным расположением кривошипного механизма. Кривая расширения идет также значительно ниже адиабаты.

В 1862 году кельнский купец Отто, основываясь на трудах своих предшественников, пришел к той мысли, что правильное использование работы возможно при сжатии смеси перед запалом, при зажигании ее в мертвом положении кривошипа и при выполнении всасывания, сжатия и выталкивания в одном рабочем пространстве. Таким образом он пришел к тому принципу работы, который впоследствии лег в основу моторостроения.

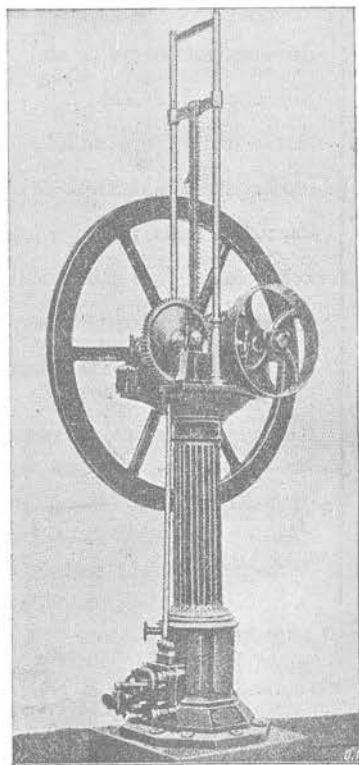


Фиг. 3.

Но большие практические трудности, главным образом стуки во время работы, помешали Отто осуществить в полной мере свои идеи. Забросив на время свой двигатель, Отто вместе с Лангеном всецело занялся новым принципом рабочей схемы, получившим название принципа „атмосферной машины“, появившейся в свет в 1864 году (фиг. 4).

Работа этой машины заключается в следующем: впущенная на 0,1 хода в цилиндр и подожженная затем смесь подымает давление в рабочей камере до 4 атм и гонит поршень с большой быстротой вверх; давление падает во время расширения, и вследствие инерции движущихся частей к концу рабочего хода под поршнем образуется разрежение. Под внешним давлением атмосферы и влиянием собственного веса поршень начинает опускаться и производит внешнюю работу. Передача работы от поршня на коренной вал осуществляется при помощи зубчатой рейки i (фиг. 5), соединенной с поршнем, которая при опускании поршня производит вращение зубчатого колеса o влево; последнее помощью шариковой муфты передает давление валу a ; при движении же поршня вверх зубчатое колесо вращается вправо, и шариковая муфта выключена.

Первоначальная критика неблагоприятно отнеслась к атмосферной машине: большой шум от быстро движущейся рейки производил невыгодное впечатление. Однако термические исследования показали ее преимущество перед сконструированными до нее двигателями: ее экономичность дости-

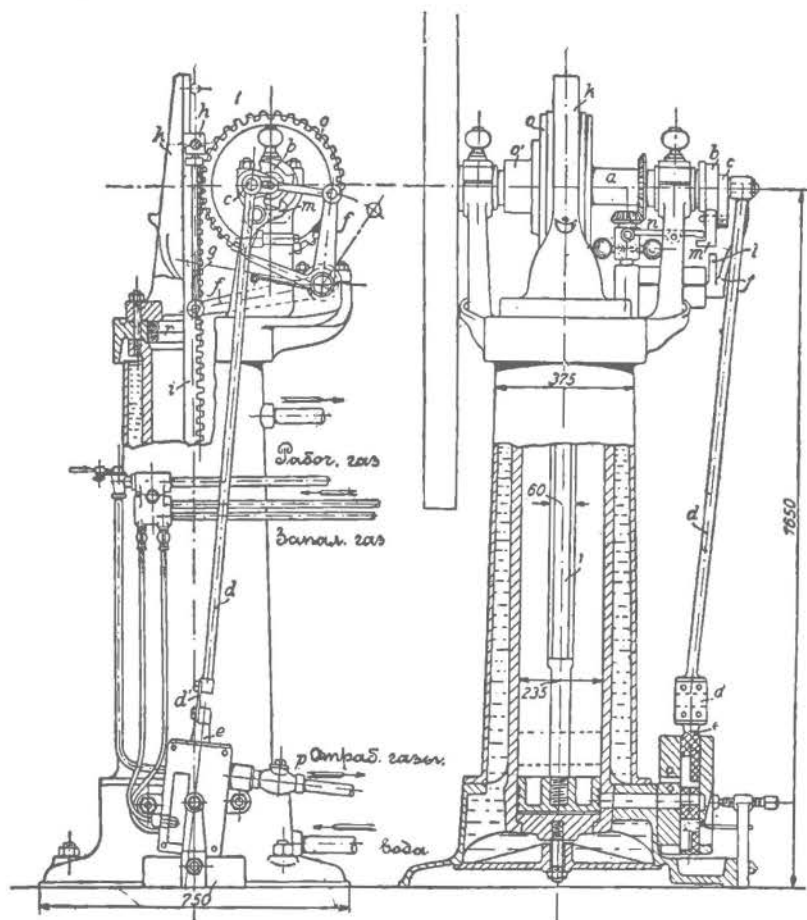


Фиг. 4. Внешний вид атмосферной машины Отто.

УДМУТ
(ДИТ)

гала 14—15⁰/₀, тогда как прежние двигатели давали лишь 4—5⁰/₀. Среднее эффективное давление все же и у нее не превосходило 0,46 атм для малых мощностей. Машина не получила распространения вследствие своей относительной громоздкости и дороговизны. Цифровые данные испытаний атмосферной машины приведены в таблице 2.

Мощность машины так мала, что измерялась даже не в л. с., а в килограммах. Кратко описанный выше процесс работы атмосферной машины



Фиг. 5. Атмосферная машина Отто.

виден на диаграмме (фиг. 6). Заполнение смесью идет на $\frac{1}{10}$ хода поршня до точки *b*, дальше—линии сгорания *bc* и расширения *cf*, во время которых поршень стремительно подымается сначала под влиянием давления в цилиндре, а в конце хода—по инерции, образуя с середины хода разрежение в цилиндре. Выталкивание продуктов сгорания начинается тогда, когда давление при опускании поршня становится вновь выше атмосферного. При подъеме поршня теплоотдача небольшая; при обратном же

ТАБЛИЦА 2

Испытание атмосферной машины Отто

С Е Р И И О П Ы Т О В	1	2	3	4	5	6	7	
Число оборотов вала в минуту . .	106	90	75	60	40	75	75	
Число двойных ходов поршня в минуту	42	37	34	29	20	13	29	
Эффективная мощность {	кг-м	47,7	44,5	40,1	35,5	26,4	13,4	13,4
		л. с.	0,635	0,59	0,54	0,47	0,35	0,18
Расход газа вместе с запал. в час.	0,546	0,51	0,453	0,382	0,283	0,212	0,233	
Расход газа на 1 л. с. в час (в м ³).	0,835	0,83	0,81	0,757	0,742	0,993	1,39	
Содержание газа в смеси (в %)	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	8,6	
p_e (в кг/см ²)	0,395	0,415	0,416	0,425	0,46	0,35	0,16	
η_e (в %)	13,7	13,8	14,2	15,2	15,4	11,6	8,25	

ходе, ввиду малой скорости поршня и, следовательно, большой продолжительности теплообмена, внешнее охлаждение сильное.

В 1875 году Жиль (Gilles) построил новый двигатель (фиг. 7), соединив в нем непосредственность действия с принципом атмосферной машины Отто-Лангена.

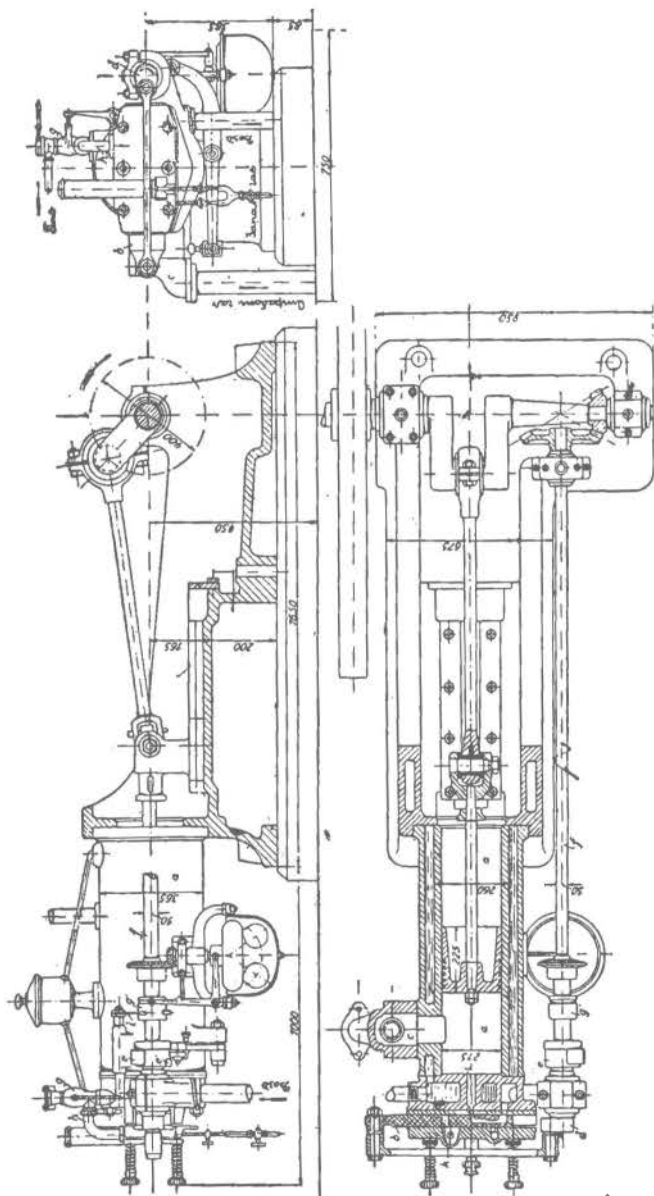
В этом двигателе имеется два поршня: один *c*, связанный с кривошипом коренного вала, и другой *a*—свободный. Между этими поршнями через золотник *e* вводится горючая смесь. После воспламенения смеси запальником давление сильно повышается, поршни быстро разгоняются в разные стороны, при чем нижний поршень передает непосредственно давление вспышки на кривошипный вал, а верхний поршень, дойдя до своего крайнего положения, входит своим торцом в особую втулку *f*



Фиг. 6.

и удерживается от удара в крышку цилиндра образовавшейся пневматической подушкой, что предохраняет от стуков. Этот поршень схватывается зажимами *g* и на некоторое время остается в покое. В это время нижний поршень, дойдя до своего мертвого положения, благодаря образовавшемуся между поршнями разрежению, гонится атмосферой вверх, производя полезную работу. В конце его подъема особым приспособлением поршень

двигатель дает уже более покойный ход и то же теплоиспользование, что и первый двигатель Отто, но при большем среднем индикаторном давлении, т.е. при меньших размерах для той же мощности. Он



Фиг. 8. Четырехтактный двигатель Отто.

является прототипом современных четырехтактных двигателей (фиг. 8). Выпуск отработанных газов производится в нем уже клапаном, выпуск же смеси газа с воздухом — скользящим золотником, который впоследствии был тоже заменен клапаном. Оба они получают свое движение от

распределительного вала, число оборотов которого вдвое меньше числа оборотов главного вала, через посредство кривошипа *d* и некруглой шайбы *e*. Когда поршень выходит из мертвого положения, через золотник *b* начинается всасывание одного только воздуха, который оттесняет остаточные газы; затем открывается газовый клапан *g*, и начинается всасывание газозоодушнoй смеси. В конце всасывающего хода золотник перекрывает впускной канал *i*, и при обратном ходе поршня рабочая смесь сжимается, открывается запальный канал, и смесь воспламеняется. Получившееся рабочее давление гонит поршень обратно, и расширение газов производит внешнюю работу. За следующий ход поршня выпускной клапан *c* открывается, и газы выталкиваются из цилиндра.

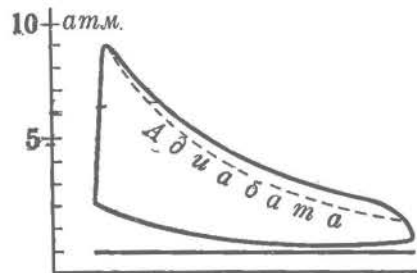
Регулируется двигатель тем, что при возрастании числа оборотов рычажок *l* не попадает на кулачок муфты *g'*, связанной с регулятором, и не открывает газовый клапан *g*; в цилиндр подается лишь один воздух, и вспышка не происходит. Таким образом, регулирование у этого двигателя — „пропусками“.

Основной конструктивный недостаток двигателя Ленуара — сильно нагревающийся золотник — не вполне устранен в этой первой модели 4-тактного двигателя Отто: клапан применен только при выхлопе, впуск же управляется золотником.

На фиг. 9 дана диаграмма работы нового двигателя Отто. Как видно из нее, линия расширения идет выше адиабаты ($n_2 = 1,3$), считая для адиабаты (при $c = const.$) $k = 1,41$, что указывает на приток тепла в этот период, именно — на догорание. Отто даже добивался этого догорания, предполагая, что таким путем он может избежать стуков в машине. Догорание, по его словам, достигалось послойным расположением воздуха и газа, которое обуславливало недостаточно интенсивное перемешивание газа с воздухом до сгорания, и оно частью переносилось на период расширения. Благодаря этому давление во время вспышки не так быстро возрастало, и этим будто бы парализовались стуки.

Параллельно конструктивному совершенствованию двигателей увеличивалась и их мощность. С 4-сильных двигателей типа 1877 года рыночные модели завода Отто-Дейтц дошли до 100-сильных в конце 80-х годов и с 1895 года, когда началось приспособление двигателя Отто к работе на доменном газе, пошли столь быстрым темпом вперед, что достигли мощностей до 1000 и более сил.

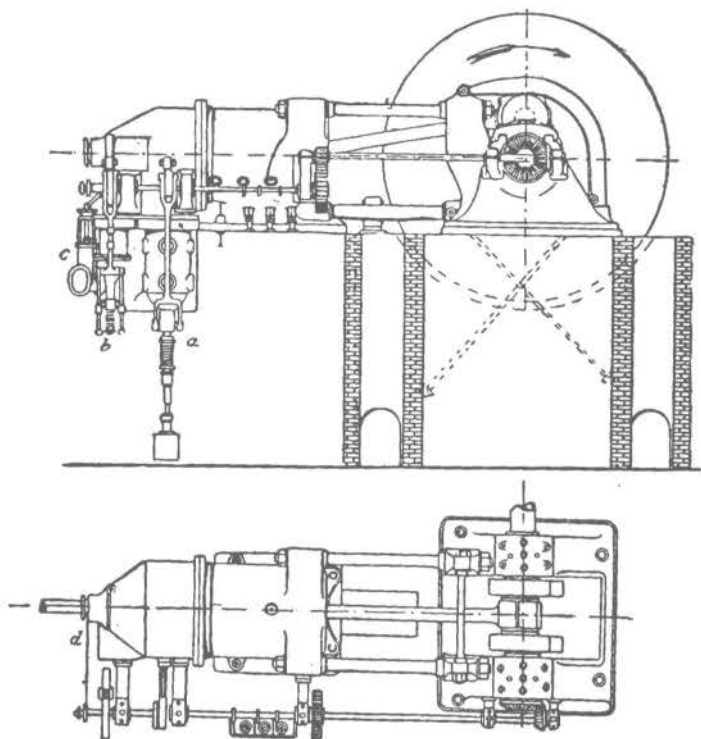
Рост мощности двигателей вызвал настоятельную потребность в дешевом газе, что побудило завод Крослей (в 1889 году), а затем и Отто-Дейтц взяться за конструктивную разработку газогенератора.



Фиг. 9.

Таким образом Отто, а затем завод Отто-Дейтц, создали ту дешевую двигательную силу, которая и поныне по своей экономичности стоит вне конкуренции. Последователям Отто осталось лишь развить и усовершенствовать его идею.

Особый интерес возбудил в 1900 году на Парижской выставке двигатель „Симплекс“ (Simplex) (фиг. 10), построенный обществом Коккериль; двигатель этот был соединен с воздуходувной машиной. 1000-сильный двигатель был осуществлен в одном цилиндре диаметра



Фиг. 10. Двигатель „Симплекс“.

1 300 мм и хода 1 400 мм; давление на поршневый шток в момент вспышки достигало 350 000 кг, т.-е. около 22 000 пудов. В самых больших паровых машинах конструктору никогда не приходилось иметь дело с такими большими усилиями; но с этого момента конструкторов двигателей внутреннего сгорания больше не пугают величины единичной мощности; теперь зачастую встречаются двигатели мощностью до 5 000 сил в одном агрегате.

Так как газовые машины часто вынуждены работать на электрическое освещение, где равномерность хода машины является главным и необходимым условием, то понятно стремление перейти от четырехтактного с двухтактному циклу, идея которого принадлежит Клерку, а техническое разрешение конструктивных трудностей—заводам Белье, Оуэль-

УДМУТ
(ДИП)

хейзер и Кертинг. Бесспорно, этому типу двигателей принадлежит будущее, особенно для больших мощностей, для которых важно получить компактный, легкий двигатель. Уже и теперь двухтактные двигатели конкурируют с четырехтактными и не уступают им в отношении экономического использования тепла.

Одновременно с газовыми двигателями развивались также двигатели жидкого топлива; последние имели то преимущество перед первыми, что стоимость их, ввиду отсутствия газогенератора, была гораздо меньше. Но, вследствие дороговизны топлива и несколько худшего его теплоиспользования для более дешевых сортов жидкого топлива, как керосин и нефть, двигатели эти получили распространение лишь в виде мелких единиц.

Лишь с изобретением в 1893 году двигателя Дизеля начинается широкое распространение применения жидкого топлива в двигателях внутреннего сгорания. Правда, надежда Дизеля на осуществление процесса сгорания по изотерме, как того требует цикл Карно, не оправдалась. Практика, наоборот, показала, что экономичность его двигателя возрастала с приближением линии сгорания не к изотерме, а к линии постоянного давления (изобаре). Также не оправдалась надежда Дизеля на возможность достичь удовлетворительной работы двигателя без применения охлаждения цилиндра, ибо сгорание, как указано выше, происходило не по изотерме, а по изобаре, при которой температура сильно повышается, и охлаждение является неизбежным.

22834
Вся конструктивная разработка двигателя Дизеля происходила на заводах—машиностроительном в Аугсбурге и Круппа, где выяснилась необходимость перейти от изотермы к изобаре. Уже первый 35-сильный двигатель, построенный заводом Круппа в 1898 году, по испытанию проф. Шретера, дал расход керосина на эффективный силочас в 240 г, т.-е. вдвое меньше, чем в двигателях быстрого сгорания того времени; в современных же двигателях Дизеля этот расход доходит до 180 г.

Попытки создания дешевого, экономичного двигателя, вместе с желанием увеличить его надежность в эксплуатации и упростить уход за ним, в результате упорной работы привели к осуществлению цикла Дизеля без помощи распыливания топлива сжатым воздухом. Эти бескомпрессорные дизели показывают расход топлива, понижающийся до 165—170 г на силочас при полной нагрузке, и в этом отношении превосходят компрессорные машины. Условия должного протекания процесса сгорания ставят в настоящее время предел цилиндровой мощности, и в серийном изготовлении доходят лишь до 80—100 сил в цилиндре. Отсутствие компрессора, кроме того, дает для этого класса двигателей меньший вес на силу и удешевляет производство их.

Для малых мощностей и условий, требующих в первую очередь простоты конструкции и ухода, при низкой покупной стоимости, широкое

распространение нашли двухтактные двигатели жидкого топлива, работающие по циклу Отто. Расход топлива для подобного типа машин доведен до 240 г на силочас, что дает им определенные преимущества перед компрессорными дизелями в установках до 100 л. с., как более дешевых в производстве и эксплуатации с учетом всех факторов, ее составляющих, как-то: меньшая затрата первоначального капитала, меньшая квалификация обслуживающего персонала и т. д.

В начальной фазе развития двигателей, работающих на жидком топливе, имели распространение для стационарных установок машины, работающие на высокосортном, поддающемся карбюрированию топливе—бензине; однако, благодаря высокой стоимости последнего, они были вытеснены в этой области применения двигателями, более дешевыми в эксплуатации. Зато специфические особенности этих машин дали им возможность развиться в особую отрасль моторостроения и найти самое широкое распространение, особенно для транспорта—в виде моторов для автомобилей, аэропланов и тракторов. Данный род двигателей, как не применяющийся в стационарных установках, не включен в настоящий курс и является предметом рассмотрения отдельных руководств.

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

ЧАСТЬ ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ТЕРМОХИМИЯ И ТЕРМОДИНАМИКА

§ 1. ТОПЛИВО И РЕАКЦИИ СГОРАНИЯ

Прежде чем перейти к изложению рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания, необходимо сказать несколько слов о применяемом в них топливе. Топливо это бывает трех родов: газообразное, жидкое и твердое. Жидкое топливо при введении в двигатель перед сгоранием испаряется или распыливается в мелкий туман; твердое топливо путем разложения и частичного сгорания предварительно обращается в горючий газ, который вводится в цилиндр двигателя; продуктами сгорания всякого рода топлива являются также газы. Поэтому все двигатели внутреннего сгорания можно рассматривать как двигатели, работающие на газообразном топливе.

Основной состав. Основными химическими элементами, тепло сгорания которых используется в двигателях внутреннего сгорания, являются углерод и водород. В то время как водород, как газ легко поддающийся окислению и выделяющий при сгорании большое количество тепла, может быть в механической смеси с другими газами непосредственно использован в двигателе, углерод, как относительно инертный элемент, лишь в соединении с водородом, кислородом при неполном сгорании или с тем и другим вместе приобретает ценные и необходимые свойства топлива для двигателей внутреннего сгорания, заключающиеся в его способности к химической реакции, к испарению и к диффузии.

Из громадного количества химических соединений углерода с водородом широкое распространение как топливо для двигателей получили следующие группы:

1) группа *ароматиков* вида $C_n H_{2n-6}$, относящаяся к циклическим соединениям:

- 1) бензол $C_6 H_6$
- 2) толуол $C_7 H_8$
- 3) ксилол $C_8 H_{10}$

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

2) группа *олефинов* вида $C_n H_{2n}$:

- 1) этилен $C_2 H_4$
- 2) пропилен $C_3 H_6$
- 3) бутилен $C_4 H_8$ и т. д.;

3) группа *нафтенов* $C_n H_{2n}$, имеющая ту же химическую формулу, что и группа олефинов, но отличающаяся строением молекулы. Из соединений этой группы значение имеют:

- 1) пентаметилен $C_5 H_{10}$
- 2) гексаметилен $C_6 H_{12}$ и т. д.;

4) группа *парафинов* вида $C_n H_{2n+2}$ —предельные углеводороды:

- | | |
|------------------------|-------------------------------------|
| 1) метан CH_4 | 6) гексан $C_6 H_{14}$ |
| 2) этан $C_2 H_6$ | 7) гептан $C_7 H_{16}$ |
| 3) пропан $C_3 H_8$ | 8) октан $C_8 H_{18}$ |
| 4) бутан $C_4 H_{10}$ | 9) тридекан $C_{13} H_{28}$ и т. д. |
| 5) пентан $C_5 H_{12}$ | |

В группах олефинов, нафтенов и парафинов первые соединения рядов являются при атмосферном давлении и нормальной температуре газами, в то время как последующие с увеличением их атомности через жидкости переходят к твердым телам. Таким образом первые соединения рядов, например метан, этан, этилен, встречаются в газообразном топливе, тогда как в жидких топливах встречаются более высокоатомные их гомологи, как-то: гексан, октан и т. д.

Во всех этих группах в случае жидких топлив химические формулы дают на каждый атом углерода два и более атома водорода, обеспечивая химическую устойчивость. Ряд ароматиков $C_n H_{2n-6}$ как кольцевой и поэтому весьма устойчивый в химическом смысле, также не имеет склонности к окислению и выделению смол.

Большинство непредельных углеводородов, слабо оводороженных, непосредственно в двигателях применяться не могут, так как неустойчивые соединения легко дают смолы, оседающие на рабочих органах двигателей, и лишь в специальных конструкциях форсунок с пневматическим распыливанием они нашли себе за последнее время применение при сжигании совместно с предельными углеводородами. Подобными же мероприятиями достигнуто благоприятное сжигание и смол в высоких температурах, вызванных предварительным сжиганием предельных углеводородов (обычной нефти).

Кроме соединений углерода с водородом, весьма ценным топливом является соединение углерода с кислородом при неполном его окислении в виде окиси углерода (CO). К числу соединений, содержащих углерод, водород и кислород и находящихся применение как топливо, относятся спирты (например метиловый $CH_4 O$ и этиловый $C_2 H_6 O$).

УДУРН
(ДНП)

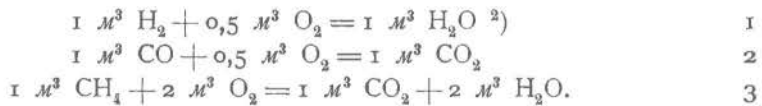
Большинство жидких топлив составлены как смесь различных углеводородов разных точек кипения и потому не могут быть выражены простыми химическими формулами. Для таких топлив химическим анализом определяется процентное содержание по весу всех входящих в него элементов. Так, например, керосин, близко подходя по среднему химическому составу к тридекану ($C_{13}H_{28}$), относящемуся к ряду парафинов, имеет в своем составе и более легкие погоны нефти, и лишь химическим анализом представляется возможным установить его точный состав по весу.

Так, по исследованию химической лаборатории Московского Высшего Технического Училища, имеем состав:

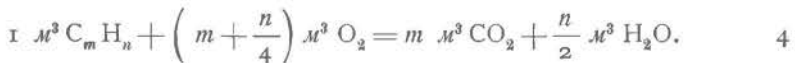
	С	Н	О
Керосин	86,32	13,24	0,44
Нефть	85,9	13,03	1,07
Бензин	85,43	14,57	0,0

Химические реакции. Обратимся теперь к определению теоретически необходимого количества воздуха для полного сгорания топлива в двигателе. Процесс горения всякого топлива сводится к окислению его составных частей, и продуктами полного сгорания являются: углекислота (CO_2) и водяные пары (H_2O) ¹⁾. При этом замечается, что объемы газов, вступающих в реакцию, до и после сгорания не остаются постоянными.

Примерами этого могут служить следующие реакции сгорания:



Вообще, если имеется углеводородистое соединение вида $C_m H_n$, то для полного сгорания 1 м³ его требуется $\left(m + \frac{n}{4}\right)$ м³ кислорода, при чем реакция происходит по формуле:



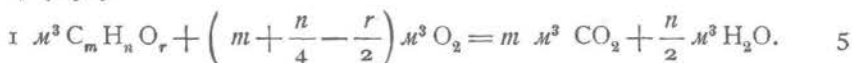
¹⁾ Инертный азот остается без изменений.

²⁾ По закону Авогадро: единица объемов всех газов при одних и тех же давлении (плотности) и температуре заключает одинаковое число молекул, откуда вытекает, что объем молекулы есть постоянная величина для всех газообразных тел.

На основании этого для газообразных топлив счет в килограмм-молекулах равносильен счету в м³.

Н. П. УДУНД
(ДНТ)

В случае, если в самом топливе содержится кислород (O_2) в количестве r атомов, то для полного сгорания 1 M^3 подобного топлива будем иметь формулу:



Зная количество теоретически необходимого кислорода, легко вычислить и теоретически необходимое количество воздуха:

$$L_0 = \frac{\left(m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2} \right)}{0,21} M^3, \quad 6$$

де 0,21—доля содержания кислорода в воздухе по объему. Точнее брать цифру 0,209.

До реакции смесь горючего с воздухом может содержать количество последнего L , большее теоретически необходимого. Отношение

$$\alpha = \frac{L}{L_0}$$

называется коэффициентом избытка воздуха.

Разницу в объемах газов (ΔV) до и после сгорания легко получить, вычитая из объема газов после сгорания объем их до сгорания.

Из формулы 5

$$\Delta V = \left(m + \frac{n}{2} \right) M^3 - \left[1 + \left(m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2} \right) \right] M^3 = - \left(1 - \frac{n}{4} - \frac{r}{2} \right) M^3. \quad 7$$

В случае, если $r=0$, то

$$\Delta V = - \left(1 - \frac{n}{4} \right) M^3. \quad 7a$$

Отсюда видно, что изменение объемов не зависит от количества атомов углерода (m), входящих в состав данного соединения, а зависит лишь от числа атомов водорода (n) и кислорода (r).

Для газа, не содержащего кислорода,

если 1) $n=4$, то $\Delta V=0$,—нет изменения объема;

„ 2) $n<4$, то $\Delta V<0$,—есть сокращение объема;

„ 3) $n>4$, то $\Delta V>0$,—есть увеличение объема.

Для жидкого топлива—бензина (C_7H_{16}), нефти ($C_{13}H_{26}$), находящегося в испаренном, газообразном состоянии, получаем увеличение объема.

Все полученные формулы действительны при одних и тех же температурах и давлениях до и после сгорания.

Если считать, что топливо вида $C_m H_n O_r$ до сгорания находится в жидком (или распыленном) состоянии, то, пренебрегая его объемом, получим реакции сгорания в виде:

УДУНЬ
(ДУНЬ)

1. В весовых долях (в кг на кг топлива):

$$C_m H_n O_r + \left(m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2} \right) O_2 = m CO_2 + \frac{n}{2} H_2 O,$$

$$(12m + n + 16r) \text{ кг } C_m H_n O_r + 32 \left(m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2} \right) \text{ кг } O_2 =$$

$$= 44m \text{ кг } CO_2 + 9n \text{ кг } H_2 O, \quad 8$$

или, относя к 1 кг топлива,

$$1 \text{ кг } C_m H_n O_r + 32 \frac{m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}}{12m + n + 16r} \text{ кг } O_2 = \frac{44m}{12m + n + 16r} \text{ кг } CO_2 +$$

$$+ \frac{9n}{12m + n + 16r} \text{ кг } H_2 O. \quad 9$$

Отсюда теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива получим:

$$l_o = \frac{32}{0,23} \frac{m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}}{12m + n + 16r} = 139 \frac{m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}}{12m + n + 16r} \text{ кг} \quad 10$$

2. В кг-мол. на 1 кг топлива:

$$(12m + n + 16r) \text{ кг } C_m H_n O_r + \left(m + n - \frac{r}{2} \right) \text{ кг-мол. } O_2 =$$

$$= m \text{ кг-мол. } CO_2 + \frac{n}{2} \text{ кг-мол. } H_2 O, \quad 11$$

$$1 \text{ кг } C_m H_n O_r + \frac{m + n - \frac{r}{2}}{12m + n + 16r} \text{ кг-мол. } O_2 =$$

$$= \frac{m}{12m + n + 16r} \text{ кг-мол. } CO_2 + \frac{n}{2(12m + n + 16r)} \text{ кг-мол. } H_2 O. \quad 12$$

Теоретически необходимое количество воздуха

$$L_o'' = \frac{1}{0,21} \frac{m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}}{12m + n + 16r} \text{ кг-мол.} \quad 13$$

Изменение числа кг-мол. при сгорании определится как разность

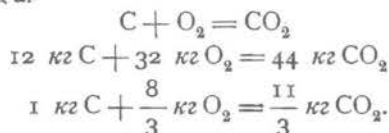
$$\Delta M = \frac{m}{12m + n + 16r} + \frac{n}{2(12m + n + 16r)} - \frac{m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}}{12m + n + 16r} =$$

$$= \frac{\frac{n}{4} + \frac{r}{2}}{12m + n + 16r} \text{ кг-мол.}$$

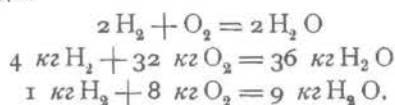
НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Если топливо дано по своему элементарному химическому анализу, то количество необходимого для полного его сжигания воздуха удобно вначале определить в весовых, а затем перевести в нормальные объемные единицы. Принимая во внимание атомные веса отдельных элементов, получаем следующие соотношения при сгорании:

Для углерода:



Для водорода:



Вообще, когда нужно определить количество воздуха, необходимого для сгорания 1 кг топлива, состоящего из $C \text{ кг}$ углерода, $H \text{ кг}$ водорода, $S \text{ кг}$ серы и $O \text{ кг}$ кислорода, то количество это может быть определено из формулы:

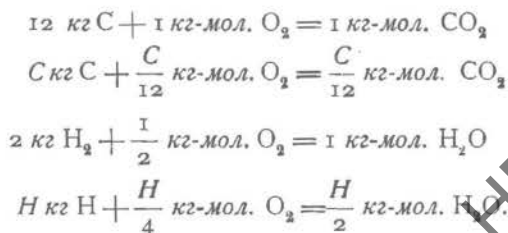
$$l_0 = \frac{\frac{8}{3} C + 8 H + S - O}{0,23} \text{ кг воздуха,} \quad 15$$

где $0,23$ — доля содержания кислорода в воздухе по весу (точнее $0,231$):

Зная удельный вес воздуха при 15°C и давлении $737,4 \text{ мм Hg}$ — $\gamma_0 = 1,188 \text{ кг/м}^3$, получаем объем теоретически необходимого количества воздуха для топлива данного состава в м^3 при нормальных условиях:

$$L'_0 = \frac{\frac{8}{3} C + 8 H + S - O}{0,274} \text{ м}^3 \text{ (при } 15^\circ \text{C и } 737,4 \text{ мм Hg).} \quad 16$$

Если для этого случая вести счет в кг-мол.^1 , то реакции сгорания представятся в следующем виде:



¹⁾ Пренебрегая содержанием серы (S) в топливе.

НИИ
УДУНТ
(ДИТ)

Так как в самом топливе содержится O кг кислорода, соответствующих $\frac{O}{32}$ кг-мол., то теоретически необходимое количество кислорода для сжигания 1 кг топлива будет

$$\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}$$

и соответственно воздуха

$$L_0'' = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ кг-мол.} \quad 17$$

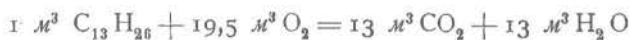
Изменение числа кг-мол. при сгорании получим как разность

$$\Delta M = \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{2} \right) - \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \text{ кг-мол.} \quad 18$$

Пример. Подсчет теоретически необходимого количества воздуха для нефти.

Химический состав нефти может быть принят $C_{13}H_{26}$. Для полного сгорания 1 м³ паров нефти необходимо $\left(m + \frac{n}{4} \right) \text{ м}^3 \text{ O}_2$; для нашего случая эта величина составит $13 + \frac{26}{4} = 19,5 \text{ м}^3 \text{ O}_2$.

Тогда



$$L_0 = \frac{19,5}{0,21} = 92,9 \text{ м}^3;$$

по формуле 10

$$l_0 = 139 \frac{13 + \frac{26}{4}}{12,13 + 26} = 139 \frac{19,5}{182} = 14,9 \text{ кг.}$$

Весовое процентное содержание каждого из составных элементов данного состава нефти выразится:

$$C = \frac{12 \times 13}{182} = 0,857; \quad H = \frac{1 \times 26}{182} = 0,143.$$

Подсчитывая для этого состава теоретически необходимое количество воздуха по формуле

$$l_0 = \frac{8}{3} \frac{C + 8H}{0,23},$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

получим:

$$l_0 = \frac{\frac{8}{3} \cdot 0,857 + 8 \cdot 0,143}{0,23} = 14,9 \text{ кг}$$

или, переводя в м^3 ,

$$L_0' = \frac{14,9}{1,188} = 12,5 \text{ м}^3.$$

Та же величина в кг-мол. будет равняться

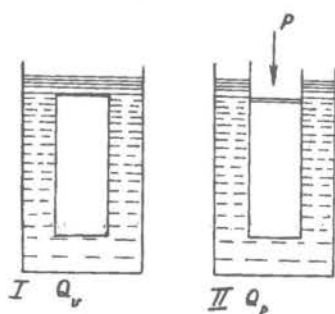
$$L_0'' = \frac{\frac{0,857}{12} + \frac{0,143}{4}}{0,21} = 0,51 \text{ кг-мол.}$$

Изменение числа кг-мол. при сгорании

$$\Delta M = \frac{H}{4} = \frac{0,143}{4} = 0,0358.$$

Теплотворная способность топлива. Теплотворной способностью топлива (H) называется количество единиц тепла (калорий), выделяемое при полном сгорании его единицы (объемной или весовой) и определяемое калориметром Юнкерса или бомбой Крекера, т.е. при постоянном давлении или при постоянном объеме.

Если производить сжигание $1 \text{ м}^3 \text{ CO}$ в сосуде I (фиг. 11) так, чтобы объем сгорания оставался без изменения, а в сосуде II так, чтобы поршень свободно перемещался под влиянием меняющегося объема сгорающих газов,



Фиг. 11.

с сохранением одинакового давления, в том и другом случае приводя температуру продуктов сгорания к первоначальной и измеряя количество тепла, переданное через стенки воде, то во втором случае к теплу, выделенному из топлива, прибавится тепло от механической работы поршня.

Если за теплотворную способность считать тепло, выделившееся через стенки и замеренное по количеству охлаждающей воды и повышению ее температуры, то в случае реакций, дающих изменение объ-

ема, в двух данных случаях получатся разные цифры.

Ввиду того, что при сгорании окиси углерода (CO) получается сокращение объема, работа поршня даст добавочное количество тепла, и $Q_p > Q_v$.

При сгорании газов, дающих увеличение объема, $Q_p < Q_v$; для газов же, не изменяющих своего объема (например метан — CH_4), $Q_p = Q_v$.

Разницу в определяемых теплотворных способностях топлива, при постоянном объеме и постоянном давлении, можно учесть, исходя из первого принципа термодинамики.

Имеем: $dQ = dU + A dL$. . . (Q — сообщаемое тепло; U — внутренняя энергия; L — внешняя работа; A — термический эквивалент работы).

При постоянном объеме все тепло идет на изменение внутренней энергии, т. е. после интегрирования $Q_v = U'' - U'$.

При постоянном давлении часть тепла идет на совершение внешней работы:

$$Q_p = U'' - U' + AL = Q_v + AL \quad 19$$

(знак при AL следует понимать в алгебраическом смысле).

Величину AL подсчитываем, предполагая $p = 1 \text{ атм}$; для нашего случая

$$AL = \frac{10\,000 \Delta V}{427} = 23,4 \Delta V \text{ кал.} \quad 20$$

ПРИМЕР.

а) $1 \text{ м}^3 \text{ CO}$ дает при сгорании сокращение объема $\Delta V = 0,5 \text{ м}^3$. Отсюда

$$AL = 23,4 \times 0,5 \approx 12 \text{ кал.}$$

При теплотворной способности CO (H_u), равной 2800 кал , видим, что разница между Q_p и Q_v не превышает $0,5\%$.

б) $1 \text{ м}^3 \text{ H}_2$ при своем сгорании дает сокращение объема $\Delta V = 1,5 \text{ м}^3$ (весь пар конденсируется в воду). Отсюда

$$AL = 23,4 \times 1,5 = 35 \text{ кал,}$$

что по отношению к теплотворной способности водорода ($H = 2800 \text{ кал}$) составляет $1,5\%$.

Из этих примеров видно, что разница между величинами Q_p и Q_v незначительна, и в дальнейшем мы ею будем пренебрегать.

В двигателях внутреннего сгорания нельзя использовать всего тепла, выделяемого топливом, из-за высоких температур отходящих газов, ибо часть его теряется в виде скрытой теплоты парообразования, затраченной на испарение воды, образующейся при горении.

В зависимости от этого отличают высшую теплотворную способность — без вычета этой затраты тепла — и низшую, или рабочую, учитывающую эту потерю.

Ввиду того, что температуры отходящих газов в двигателях внутреннего сгорания высоки, и, следовательно, вода, находящаяся в продуктах сгорания, уходит в виде пара, унося с собой скрытую теплоту парообразования, то на практике приходится считаться только с низшей теплотворной способностью.

УДУИИ
(ДИИТ)

Для тех родов топлива, которые не содержат водорода, разницы между высшей и низшей теплотворными способностями не существует; для топлив же, содержащих водород, эта разница растет вместе с количеством входящего в топливо водорода.

Теплотворную способность, отнесенную к весовым единицам, будем обозначать через h , при чем низшую теплотворную способность — через h_u . Те же величины, отнесенные к 1 м^3 , в дальнейшем будем обозначать через H и H_u .

Для водорода, находящегося в газообразном состоянии, высшая теплотворная способность, отнесенная к 1 кг ,

$$h = 34\,100 \text{ кал.}$$

При сгорании 1 кг водорода получаем 9 кг воды.

Считая скрытую теплоту испарения $r \cong 600 \text{ кал/кг}$, получаем из высшей теплотворной способности рабочую (низшую):

$$h_u = h - 9r; \quad 21$$

$h_u = 34\,100 - 9 \cdot 600 = 34\,100 - 5\,400 = 28\,700$. Низшая теплотворная способность водорода, находящегося в химическом соединении с углеродом, по Менделееву,

$$h_u = 24\,600 \text{ кал/кг.}$$

Если отнести эти величины к 1 м^3 при 15°C и 1 технич. атм, то для газообразного состояния

$$H = 2\,800 \text{ кал/м}^3$$

и

$$H_u = 2\,360 \text{ кал/м}^3,$$

что можно показать на примере сгорания:



$$\text{Удельный вес } \gamma_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\mu}{24,4} = \frac{18}{24,4}.$$

$$\text{Теплота испарения } 1 \text{ м}^3 r = 597 \cdot \frac{18}{24,4} = 440 \text{ кал.}$$

$$H = 2\,800 \text{ кал, } r = 440 \text{ кал, } H_u = 2\,800 - 440 = 2\,360 \text{ кал.}$$

На эту величину в 440 кал и отличается высшая теплотворная способность 1 м^3 водорода от низшей.

Для метана высшая теплотворная способность $H = 8\,700 \text{ кал}$ (1 м^3 , 15°C , $737,4 \text{ мм Hg}$).

При сгорании 1 м^3 метана образуется $2 \text{ м}^3 \text{ H}_2\text{O}$, т.е. $r = 880 \text{ кал}$,

и

$$H_u = 7\,820 \text{ кал.}$$

Рассмотрим то количество тепла, которое выделяется различными родами топлива при их сгорании.

УДКУНЬ
(ДИП)

Положим, что мы имеем соединение C_nH_n , находящееся в газообразном состоянии:

1 кг-мол. его весит $12n + 1n = 13n$ кг,

1 кг С развивает 8140 кал,

1 кг H_2 развивает 28700 кал.

Отсюда теплотворная способность (h_u) одного кг рассматриваемого топлива

$$h_u = \frac{(12 \cdot 8140 + 1 \cdot 28700)n}{13n} = 9722 \text{ кал/кг.} \quad 22$$

Из этой формулы видно, что теплотворная способность 1 кг топлива группы C_nH_n не зависит от числа атомов С и Н (так как n в формуле то сокращается). То же можно сказать и о теплотворной способности топлива группы C_nH_{2n} , что видно из следующего:

$$h_u = \frac{12n \times 8140 + 2n \times 28700}{14n} = \frac{(12 \cdot 8140 + 2 \cdot 28700)n}{14n} = 11077 \text{ кал} \quad 23$$

Углеводороды группы парафинов C_nH_{2n+2} дают теплотворную способность

$$h_u = \frac{12n \cdot 8140 + (2n + 2) \cdot 28700}{14n + 2} = \frac{155080n + 57400}{14n + 2},$$

зависящую от числа атомов углерода n .

Например для октана (C_8H_{18})

$$h_u = \frac{155080 \cdot 8 + 57400}{114} = 11400.$$

Если же принять при определении теплотворной способности h_u жидкого топлива теплотворную способность водорода равной 24600, то h_u получится равным 10491 кал для группы C_nH_{2n} .

Характеристические постоянные. Характеристическую постоянную после сгорания можно найти из изменения объемов до и после сгорания.

Имеем для начального состояния:

$$P_1 V_1 = G_1 R_1 T_1;$$

приведя продукты сгорания к первоначальному давлению P_1 и температуре T_1 , получим после сгорания:

$$P_1 V_2 = G_1 R_2 T_1,$$

откуда путем деления:

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{V_2}{V_1},$$

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

или, принимая во внимание

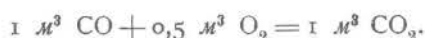
$$V_2 = V_1 + \Delta V,$$

имеем:

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{V_1 + \Delta V}{V_1} = 1 + \frac{\Delta V}{V_1} = \beta, \text{ или } R_2 = \beta R_1. \quad 24$$

Если объем после сгорания увеличивается, то ΔV берется со знаком +, если уменьшается, то со знаком —.

ПРИМЕР. Пусть 1 м³ окиси углерода сгорает в воздухе:



Теоретически необходимое количество воздуха

$$L_0 = \frac{0,5}{0,21} \text{ м}^3 = 2,38 \text{ м}^3.$$

Сокращение объема

$$\Delta V = -0,5 \text{ м}^3;$$

$$\begin{aligned} R_2 &= R_1 \left(1 - \frac{0,5}{2,38 + 1} \right) = R_1 \left(1 - \frac{0,5}{3,38} \right) = \\ &= R_1 (1 - 0,148) = 0,852 R_1; \beta = 0,852. \end{aligned}$$

Средний химический состав наиболее употребительных родов газообразных топлив, их теплотворная способность, а также теоретически необходимое для их сгорания количество воздуха,—приведены в таблицах 3, 4, 5 и 6.

Как видно из приведенных таблиц, главными составными частями этих газов являются: окись углерода CO, метан CH₄, водород H₂, углекислота CO₂ и в большом количестве инертный азот N₂.

Наибольшей теплотворной способностью H_u из этих газов обладает светильный газ, для которого она равна 5066 кал/м³ при 0° С и 760 мм Нг. Далее в этом отношении следует силовой газ из антрацита—H_u = 1298 кал/м³, затем силовой газ из кокса—H_u = 1190 кал/м³ и, наконец, доменный газ—H_u = 910 кал/м³, при тех же условиях.

Таблица 7 дает в калориях высшие и низшие теплотворные способности составных частей газообразного топлива, их молекулярные веса, плотности, теоретически необходимые количества кислорода и воздуха и, наконец, изменения объема при сгорании.

Основные величины для сгорания жидких топлив дает таблица 8.

Теплотворная способность рабочих смесей. Так как в двигателе засасывается и к моменту воспламенения находится не чистое топливо, а смесь его с воздухом, обеспечивающим полное его сгорание, практически на

УДМУТ
(ДИП)

ТАБЛИЦА 3¹⁾

Средние величины для светильного газа

Состав светильного газа	1 м ³ газа содержит		Н _и в кал	Теоретически необходимое количество воздуха	
	м ³	кг		м ³	кг
Водород H ₂	0,485	0,0435	1 246,5	1,145	1,480
Болотный газ CH ₄	0,350	0,2504	2 980,0	3,285	4,260
Окись углерода CO	0,070	0,0876	213,5	0,165	0,212
Тяжелые углеводороды . C _n H _{2n}	0,045	0,0563	626,0	0,639	0,820
Углекислота CO ₂	0,020	0,0393	—	—	—
Кислород O ₂	0,0025	0,0036	—	0,012	0,015
Азот N ₂	0,0275	0,0345	—	—	—
Отнесенные к 1 м ³ свет. газа	1,0000	0,5152	5066,0	5,222	6,757

ТАБЛИЦА 4¹⁾

Средние величины для силового газа из антрацита

Состав силового газа	1 м ³ газа содержит		Н _и в кал	Теоретически необходимое количество воздуха	
	м ³	кг		м ³	кг
Водород H ₂	0,242	0,022	622	0,572	0,739
Болотный газ CH ₄	0,020	0,014	170	0,188	0,243
Окись углерода CO	0,166	0,208	506	0,390	0,506
Углекислота CO ₂	0,113	0,222	—	—	—
Азот N ₂	0,459	0,576	—	—	—
По отношению к 1 м ³ сил. газа	1,000	1,042	1 298	1,250	1,488

1) Объемы исчислены при 0°С и 760 мм Нг.

Двигатели внутреннего сгорания

НЕ
УДУНТ
(ДП)

ТАБЛИЦА 5¹⁾

Средние величины для силового газа из кокса

Состав силового газа	1 м ³ газа содержит		H _v в кал	Теоретически необходимое количество воздуха	
	м ³	кг		м ³	кг
Водород H ₂	0,070	0,006	180	0,165	0,214
Болотный газ CH ₄	0,020	0,014	170	0,188	0,243
Окись углерода CO	0,276	0,346	840	0,649	0,837
Углекислота CO ₂	0,048	0,095	—	—	—
Азот N ₂	0,586	0,736	—	—	—
По отношению к 1 м ³ сил. газа	1,000	1,197	1 190	1,002	1,294

ТАБЛИЦА 6¹⁾

Средние величины для доменного газа

Состав доменного газа	1 м ³ газа содержит		H _v в кал	Теоретически необходимое количество воздуха	
	м ³	кг		м ³	кг
Водород H ₂	0,030	0,003	77	0,071	0,092
Болотный газ CH ₄	0,005	0,004	42	0,005	0,006
Окись углерода CO	0,260	0,326	791	0,611	0,799
Водяной пар H ₂ O	0,050	0,041	—	—	—
Углекислота CO ₂	0,095	0,187	—	—	—
Азот N ₂	0,560	0,704	—	—	—
По отнош. к 1 м ³ доменного газа	1,000	1,265	910	0,687	0,888

1) Объемы исчислены при 0° С и 760 мм Нг.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ТАБЛИЦА 7
Сгорание газов

	Молекулярный вес	Плотность	Теоретически необходимое количество кислорода для сжигания 1 м ³ газа	Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 м ³ газа	Уменьшение объема при сжигании 1 м ³ газа	Колич. воды, образовавшейся при сжигании 1 м ³ газа при 150 С и давлен. 1 атм.	Высшая теплотворная способность 1 кг газа	Низшая теплотворная способность 1 кг газа	Высшая теплотворная способность 1 м ³ газа при 15° С и 1 атм.	Низшая теплотворная способность 1 м ³ газа при 15° С и 1 атм.
	μ	δ	S ₀ м ³	L ₀ м ³	ΔV	W кг	h	h _н	H	H _н
Окись углерода CO	28	0,97	0,5	2,38	0,5	0	2 440	2 440	2 800	2 800
Водород H ₂	2	0,07	0,5	2,38	0,5	0,74	34 100	28 700	2 800	2 360
Метан CH ₄	16	0,554	2	9,52	0	1,47	13 250	11 900	8 700	7 820
Этан C ₂ H ₆	30	1,035	3,5	16,7	-0,5	3,21	12 350	11 300	15 200	13 900
Пропан C ₃ H ₈	44	1,52	5	23,8	-1	2,95	12 000	11 050	21 700	19 950
Бутан C ₄ H ₁₀	58	2,00	6,5	31,0	-1,5	3,69	11 800	10 900	28 100	25 900
Эгилен C ₂ H ₄	28	0,965	3	14,3	0	1,47	12 000	11 250	13 800	12 920
Пропилен C ₃ H ₆	42	1,45	4,5	21,4	-0,5	2,21	11 850	11 100	20 100	18 100
Бутилен C ₄ H ₈	56	1,935	6	28,6	-1	2,95	11 600	10 870	26 000	24 850
Ацетилен C ₂ H ₂	26	0,90	2,5	11,9	0,5	0,74	12 000	11 600	12 800	12 360
Светильный газ	12,58	0,434	1,10	5,21	0,275	0,91	9 960	8 900	5 135	4 595
Водяной газ	15,66	0,55	0,45	2,15	0,45	0,369	3 930	3 580	2 520	2 300
Генераторный газ (силовой) . .	21,25	0,84	0,21	1,00	0,21	0,133	1 180	1 100	1 175	1 095
Доменный газ	28,48	0,98	0,16	0,76	0,16	0,222	768	757	890	885

ТАБЛИЦА 8
Основные величины для сгорания жидких топлив

	Молекулярный вес	Удельный вес при 15° С	Температура кипения	Высшая теплотворная способность для 1 кг	Низшая теплотворная способность для 1 кг	Теоретич. необход. колич. кислорода в м ³ при 15° С и 1 атм для 1 кг	Теоретич. необход. колич. воздуха в м ³ при 15° С и 1 атм для 1 кг	При сгорании 1 кг получается м ³ углекислоты при 15° С и 1 атм	При сгорании 1 кг получается м ³ водяного пара при 15° С и 1 атм	То же в кг	
										С ₀	L ₀
	μ	γ	t _к	h	h _н	S ₀	L ₀	CO ₂	H ₂ O	H ₂ O	H ₂ O
Алкоголь C ₂ H ₆ O	46	0,794	78,3	7 100	6 400	1,59	7,6	1,06	1,59	1,174	
Спирт 95 весов. %	—	0,809	78,5	6 740	6 000	1,51	7,2	1,01	1,58	1,165	
" 90 " "	—	0,823	78,7	6 390	3 650	1,43	6,8	0,956	1,57	1,157	
" 80 " "	—	0,849	79,2	5 680	4 860	1,27	6,1	0,850	1,54	1,139	
Бензол C ₆ H ₆	78	0,885	80,4	10 000	9 590	2,35	11,2	1,88	0,94	0,693	
Нафталин C ₁₀ H ₈ (точка плавления 80°)	128	0,977 (при 80°)	218	9 700	9 370	2,29	10,9	1,91	0,76	0,563	
Пентан C ₅ H ₁₂	72	0,627	37	11 750	10 850	2,71	12,9	1,7	2,03	1,500	
Гексан C ₆ H ₁₄	86	0,658	69	11 550	10 670	2,70	12,85	1,705	1,93	1,465	
Гептан C ₇ H ₁₆	100	0,683	98	11 520	10 660	2,69	12,8	1,71	1,95	1,440	
Бензин	—	0,69—0,71	80—110	10 500—11 200	10 400	2,7	12,8	1,71	1,95	1,440	
Керосин	—	0,79—0,82	200—250	10 500—11 000	9 800—10 200	2,7	12,8	1,73	1,81	1,380	

УДНБ
ДУДУНТ
(ДУНТ)

количество тепла, выделяющегося за один рабочий цикл, оказывает влияние не теплотворная способность самого топлива, а та же величина, отнесенная к единице объема рабочей смеси.

Если на 1 м^3 газа для его сгорания тратится $L \text{ м}^3$ воздуха, то теплотворная способность смеси будет

$$H_g = \frac{H_u}{1 + L}, \quad 25$$

так как тепло 1 м^3 газа будет теперь заключаться уже в $(1 + L) \text{ м}^3$ смеси.

Например, для светильного газа теплотворная способность 1 м^3 смеси будет, считая для 1 атм и 15° С (данные взяты по таблице 7),

$$H_g = \frac{4590}{1 + 5,21} = 739 \text{ кал/м}^3.$$

Если сгорает жидкое топливо, то объемом его в распыленном состоянии можно пренебречь, и выражение для теплотворной способности рабочей смеси принимает вид:

$$H_g = \frac{h_u}{L'}.$$

Так, для нефти, 1 кг которой требует (при 15° С и 1 атм) для своего сгорания $12,5 \text{ м}^3$ воздуха, теплотворная способность 1 м^3 смеси будет при теоретически необходимом количестве воздуха, считая, что нефть находится в жидком, распыленном состоянии:

$$H_g = \frac{h_u}{0 + L'_o} = \frac{10000}{0 + 12,5} = \frac{10000}{12,5} = 800 \text{ кал/м}^3.$$

Ниже даны величины низших теплотворных способностей некоторых смесей, приведенных к 15° С и 1 атм давления при теоретически необходимом количестве воздуха:

Водород	$H_g = \frac{2360}{1 + 2,38} = 698$
Окись углерода	$H_g = \frac{2800}{1 + 2,38} = 828$
Светильный газ	$H_g = \frac{4590}{1 + 5,21} = 739$
Силовой газ	$H_g = \frac{1095}{1 + 1} = 548$
Доменный газ	$H_g = \frac{885}{1 + 0,76} = 503$
Алкоголь	$H_g = \frac{6400}{0 + 7,6} = 842$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

90° спирт	$H_g = \frac{5\ 630}{0 + 6,8} = 827$	
Бензин	$H_g = \frac{10\ 400}{12,8} = 813$	
Бензол	$H_g = \frac{9\ 590}{0 + 11,2} = 856$	
Нефть	$H_g = \frac{10\ 000}{12,5} = 800$	
Водород	$H_g = \frac{24\ 600}{0 + 29,2} = 843$	} в жидком соединении
Углерод	$H_g = \frac{8\ 140}{0 + 9,74} = 835$	

Два рода топлива, из которых одно имеет теплотворную способность больше, чем другое, не всегда дают такое же соотношение и для рабочей смеси.

Если рассмотреть теплотворную способность (H_g) смеси топлив с воздухом, например:

Для нефти	$h_u = 10\ 000$	$H_g = 800$
„ 90° спирта	$h_u = 5\ 630$	$H_g = 827$
„ окиси углерода	$H_u = 2\ 800$	$H_g = 828$
„ светильного газа	$H_u = 4\ 590$	$H_g = 739$

то из этих примеров видно, что иногда топливо более бедное оказывается выгоднее, с точки зрения мощности, развиваемой двигателем, для работы вследствие того, что требует для своего сгорания меньшее количество воздуха. Таким образом мощность двигателей внутреннего сгорания при работе на разных топливах обуславливается не теплотворною способностью самого топлива, а его смеси с воздухом.

§ 2. ТЕПЛОЕМКОСТЬ

До недавнего времени принято было думать, что теплоемкости газов и жидкостей не зависят от температур (t) и давлений (p).

В действительности, как установлено из современных опытов, это предположение неверно не только для газов, но и для жидкостей. Если еще можно допускать постоянство теплоемкостей в пределах низких температур, то никоим образом этого нельзя сказать при переходе к высоким температурам (1 000—2 000°), имеющим место в процессе двигателей внутреннего сгорания.

Малляр (Mallard) и Ле Шателье (Le Chatelier) исследовали зависимость теплоемкостей (c) от температур и выразили ее математически.

Ланген (Langen) и Шребер (Schreiber), подсчитавший результаты опытов Лангена, также установили эту зависимость, но наши цифры Малляра и Ле Шателье несколько преувеличенными.

По подсчетам Шребера средние молекулярные теплоемкости таковы:

теплоемкость при постоянном объеме (c_v):

$$\begin{aligned} \text{Для простых газов } \mu c_v' &= 4,625 + 0,00053 T \\ \text{„ углекислоты } \mu c_v'' &= 6,774 + 0,00189 T \\ \text{„ водяного пара } \mu c_v''' &= 6,855 + 0,00116 T; \end{aligned}$$

теплоемкость при постоянном давлении (c_p):

$$\begin{aligned} \text{Для простых газов } \mu c_p' &= 6,610 + 0,00053 T \\ \text{„ углекислоты } \mu c_p'' &= 8,759 + 0,00189 T \\ \text{„ водяного пара } \mu c_p''' &= 8,840 + 0,00116 T. \end{aligned}$$

Теоретически разницу между c_p и c_v можно вывести следующим образом. Имеем:

$$c_p - c_v = AR, \quad 26$$

где
$$R = \frac{848}{\mu}, \quad A = \frac{1}{427} \text{ кал};$$

$$\mu c_p - \mu c_v = \frac{848}{427} = 1,985 \cong 1,99; \quad 27$$

для 1 м³ при 15° С и 1 атм

$$C_p - C_v = \frac{1,985}{24,4} = 0,0813$$

(24,4 м³—объем 1 кг-мол. газов).

Для 1 кг

$$c_p - c_v = \frac{1,985}{\mu}. \quad 28$$

Зная разность $c_p - c_v$, всегда можно по одной из величин определить другую.

Если бы теплоемкость была величиной постоянной, то количество тепла (Q) при нагревании тела на одно и то же число градусов оставалось бы для всех пределов температур одинаковым, и зависимость Q от t в координатах Q, t выразилась бы прямой линией a (фиг. 12). Теплоемкостью (c) при этом процессе в период нагревания от t_0 до t' будет

$$c = \frac{Q}{t - t_0}.$$

Если же теплоемкость является величиной переменной, то зависимость Q от t выразится не прямой, а некоторой кривой. В данном случае истинная теплоемкость, выражающаяся отношением бесконечно малого приращения тепла ($c' = \frac{\Delta Q}{\Delta t}$), будет отличаться от средней теплоем-

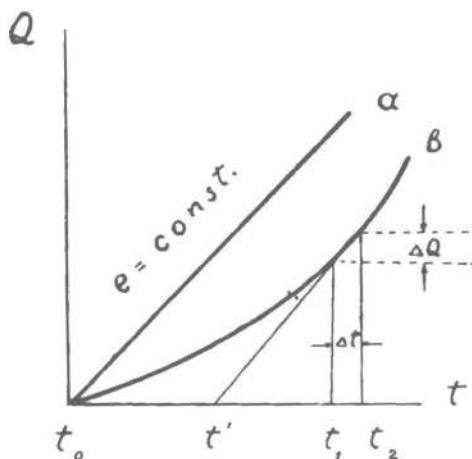
кости (c_m) за весь период изменения температур ($c_m = \frac{Q}{t_1 - t_0}$) и выражается тангенсом угла между касательной к кривой в точке, соответствующей данной температуре и осью абсцисс. С возрастанием тангенса этого угла возрастает и теплоемкость.

(В обоих случаях Q есть сообщенное тепло при нагревании тела от t_0 до t_1 .)

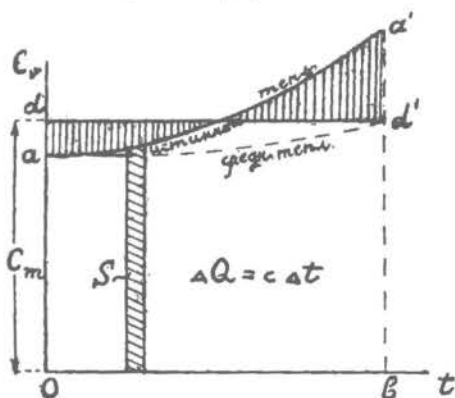
Из фиг. 12 видно, что

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = \frac{Q}{t_1 - t_0}, \text{ или } c' = \frac{Q}{t_1 - t_0}.$$

Сравнивая полученное выражение для истинной теплоемкости (c) с таким же для средней теплоемкости, приходим к заключению, что истинная теплоемкость (c') будет больше средней (c_m), так как зна-



Фиг. 12.



Фиг. 13.

менатель в выражении для истинной теплоемкости меньше знаменателя для средней теплоемкости.

Во всех случаях, когда известен закон изменения теплоемкости, по кривой, выражающей этот закон, можно построить кривую, выражающую закон изменения средней теплоемкости.

Пусть кривая aa' (фиг. 13) выражает закон изменения истинной теплоемкости. Рассматривая заштрихованную элементарную площадь S , видим, что она равна $c \Delta t = \Delta Q$, откуда заключаем, что вся площадь $Oaa'b$ выражает количество тепла, сообщенное за весь период изменения температур. Заменяя площадь $Oaa'b$ равновеликой ей площадью $Odd'b$, найдем, что ордината bd' выражает среднюю теплоемкость за тот же период.

Находя таким путем ряд точек средней теплоемкости, можно построить кривую ad' , выражающую закон ее изменения.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Если же закон изменения теплоемкости взять по Лангену (теплоемкость изменяется по закону прямой $c = a + bt$) (фиг. 14), то средняя теплоемкость c_m выражается тоже прямой, которая строится по предьидущему.

При этом уравнение прямой c_m выразится, как видно из построения:

$$c_m = a + \frac{bt}{2} \quad 28a$$

К тому же выводу можно прийти и аналитическим путем. Имеем: $dQ = c dt$; интегрируя, получим:

$$Q_o^t = \int_0^t c dt, \text{ но } c = a + bt.$$

$$Q_o^t = \int_0^t (a + bt) dt = \left| at + \frac{bt^2}{2} \right|_0^t = \left(a + \frac{bt}{2} \right) t. \quad 29$$

Деля полученное Q на t , найдем выражение для средней теплоемкости, которое оказывается таким же, как мы нашли раньше.

Для подсчета количества тепла в определенных пределах температур удобно пользоваться следующим выражением.

Имеем по прежнему:

$$dQ = c dT,$$

или, если изменение температур происходит от T_1 до T_2 ,

$$Q_{T_1}^{T_2} = a(T_2 - T_1) + \frac{b}{2}(T_2^2 - T_1^2) =$$

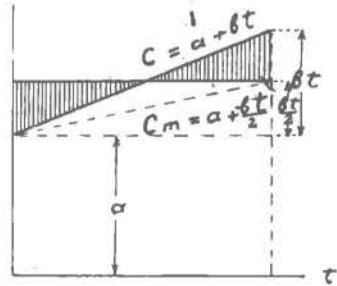
$$= (T_2 - T_1) \left[a + \frac{b}{2}(T_2 + T_1) \right] = (T_2 - T_1) \left[a + b_m(T_2 + T_1) \right], \quad 30$$

где b_m — коэффициент средней теплоемкости.

Зная теплоемкости отдельных составных частей смеси и их количественное содержание в смеси, можно по общим термодинамическим выражениям определить и теплоемкость смеси.

§ 3. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

Теплотворная способность H топлива, определяемая практически по количеству тепла, выделившемуся в воду при его полном сгорании



Фиг. 14.

УДМУНТ
(ДИП)

в бомбе Кречера или в калориметре Юнкерса, всегда меньше полного тепла химической реакции, ибо часть последнего идет на повышение внутренней энергии продуктов сгорания, имеющих иную теплоемкость, чем рабочая смесь. Эта разница, благодаря зависимости теплоемкости от температуры, будет изменяться с температурой, при которой ведется опыт, и будет тем больше, чем выше эта температура.

Такое уменьшение теплотворной способности становится ощутительным лишь при высоких температурах, а потому с достаточной для практики двигателей внутреннего сгорания точностью можно считать величину H_u постоянной.

Указанную разницу между теплом химической реакции и величиной H можно определить как разность внутренних энергий до и после сгорания при $t = 15^\circ \text{C}$ по составу топлива и продуктов сгорания.

Определяя по реакциям сгорания состав продуктов сгорания в *кг-мол.* (на 1 *кг* жидкого топлива или 1 *кг-мол.* газообразного) (например для $\alpha = 1$) и имея теплоемкости составных частей, найдем:

1. Для нефти состава $C = 0,86$, $H = 0,13$, $O = 0,01$ имеем:

$$\begin{aligned} \Delta h &= \frac{C}{12} \mu c_v'' T_0 + \frac{H}{2} \mu c_v''' T_0 + \left(L_0'' + \frac{H}{4} - \frac{C}{12} - \frac{H}{2} \right) \mu c_v' T_0 - L_0'' \mu c_v' T_0 = \\ &= T_0 \left[\frac{C}{12} \mu c_v'' + \frac{H}{2} \mu c_v''' - \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) \mu c_v' \right], \end{aligned}$$

где $\mu c_v'$, $\mu c_v''$ и $\mu c_v'''$ — соответственно молекулярные теплоемкости двухатомных газов, углекислоты и водяных паров.

Подставляя числовые значения, найдем:

$$\Delta h = 288[0,072(6,674 + 0,00189 \cdot 288) + 0,065(6,855 + 0,00116 \cdot 288) - (0,072 + 0,0325)(4,625 + 0,00053 \cdot 288)] = 145^{\text{кал/кг}}$$

Принимая $h_u = 10000^{\text{кал/кг}}$, найдем, что Δh составит $1,45\%$ от h_u .

2. Для светильного газа (табл. 3) имеем:

$$\begin{aligned} \Delta H^{m1} &= (CH_4 + CO + 2C_2H_4 + CO_2) \mu c_v'' T_0 + (H_2 + 2CH_4 + 2C_2H_4) \mu c_v''' T_0 + \\ &+ (1 + L_0 - \frac{3}{2}CO - \frac{3}{2}H_2 - 3CH_4 - 4C_2H_4 - CO_2) \mu c_v' T_0 - (1 + L_0) \mu c_v' T_0 = \\ &= T_0 \left[(CH_4 + CO + 2C_2H_4 + CO_2) \mu c_v'' + (H_2 + 2CH_4 + \right. \\ &\left. + 2C_2H_4) \mu c_v''' - \left(\frac{3}{2}CO + \frac{3}{2}H_2 + 3CH_4 + 4C_2H_4 + CO_2 \right) \mu c_v' \right]. \end{aligned}$$

(См. гл. VI, § 5.)

¹⁾ Индекс „*m*“ означает, что теплотворная способность отнесена к 1 *кг-мол.*

После подстановки найдем:

$$\Delta H^m = 288[0,53(6,774 + 0,00189,288) + 1,275(6,855 + 0,00116,288) - 1,5275(4,625 + 0,00053,288)] = 1553^{кал/кг-мол.}$$

$$\Delta H = \frac{\Delta H^m}{24,4} = \frac{1553}{24,4} = 67,7^{кал/м^3}.$$

Принимая $H_u = 4590$, найдем, что ΔH составит $1,47\%$ от H_u . Отсюда видно, что ошибка при замене тепла реакции теплотворной способностью H не превышает $1,5\%$ и потому в дальнейшем ею можно пренебречь при практических расчетах.

Таким образом, если предположить, что процесс сгорания совершается при постоянном объеме, то все тепло реакции пойдет на приращение внутренней энергии за счет 1) повышения температуры и 2) увеличения суммарной теплоемкости продуктов сгорания по сравнению с рабочей смесью вследствие изменения химического состава при сгорании.

Это может быть выражено уравнением:

$$dQ = dU, \quad 31$$

или, интегрируя, получим:

$$Q = U_2 - U_1 \\ Q + (c_v)'_m T_1 = (c_v)''_m T_2, \quad 32$$

где $(c_v)'_m$ и $(c_v)''_m$ — средние теплоемкости газов до и после сгорания.

Согласно вышеизложенному, с достаточной для практики точностью Q может быть заменено через H .

Далее необходимо отметить, что часть тепла реакции Q , уносимая водяными парами в виде скрытой теплоты парообразования, не должна вводиться в тепловой баланс при сгорании, ибо в выражение внутренней энергии продуктов сгорания $(c_v)''_m T_2$ эта величина не входит. Поэтому в уравнение сгорания должна быть введена низшая теплотворная способность H_u :

$$H_u + (c_v)'_m T_1 = (c_v)''_m T_2. \quad 33$$

Если сгорание протекает при постоянном давлении, то все тепло реакции идет на повышение теплосодержания J .

Из основного уравнения

$$dQ = dJ - Av dp,$$

принимая $dp = 0$, найдем:

$$dQ = dJ,$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

или, интегрируя:

$$Q = J_2 - J_1$$

$$Q + (c_p)'_m T_1 = (c_p)''_m T_2. \quad 34$$

Заменяя Q , согласно вышеизложенному, через H_u , получаем:

$$H_u + (c_p)'_m T_1 = (c_p)''_m T_2. \quad 35$$

Считая средние теплоемкости зависящими от температур по закону:

$$(c_v)_m = a_v + b_m T$$

$$(c_p)_m = a_p + b_m T,$$

уравнения 33 и 35 напишем в виде:

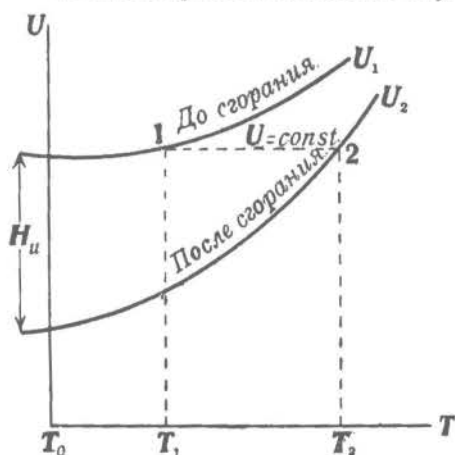
$$H_u + (a'_v + b'_m T_1) T_1 = (a''_v + b''_m T_2) T_2 \quad \dots \text{ для сгорания по } v = \text{const.} \quad 36$$

$$H_u + (a'_p + b'_m T_1) T_1 = (a''_p + b''_m T_2) T_2 \quad \dots \text{ " " " } p = \text{const.} \quad 37$$

Разрешение этих уравнений либо по правилу решения квадратных уравнений либо подстановкой дает возможность определить температуру сгорания T_2 .

Температура сгорания T_2 может быть определена также и графическим путем.

Если изобразить изменение внутренней энергии продуктов сгорания



Фиг. 15.

кривой (U_2) (фиг. 15), затем отложить от нее вверх по оси ординат, соответствующей температуре T_0 (15^0 C), теплотворную способность данного топлива H_u и нанести потом кривую изменений суммы внутренней энергии до сгорания и тепла химической реакции (U_1), то получим две сходящиеся кривые.

Этого и следовало ожидать, так как теплоемкость сгоревшей смеси всегда больше теплоемкости рабочей и сильнее изменяется с температурой, а потому кривая U_2 пойдет круче кривой U_1 . Однако пе-

ресечение кривых U_1 и U_2 не имеет практического значения, так как теоретически оно могло бы наступить лишь при очень высокой температуре, с которой в двигателях внутреннего сгорания встречаться не приходится.

Так как сумма термодинамической и термохимической энергии рабочей смеси остается без изменения за весь период сгорания (1—2), то можно, идя от точки 1 (начало процесса горения) по линии 1—2, параллельной оси абсцисс ($U = \text{const.}$), до точки 2 (конец горения), определить соответствующую этой точке температуру смеси после сгорания.

Построив ряд подобных кривых U_1 и U_2 , легко графическим путем всякий раз заранее определить соответствующую температуру сгорания и теплоемкость.

Если процесс сгорания протекает при постоянном давлении ($p = \text{const.}$), то все тепло идет на повышение теплосодержания (J).

Построив в системе координат J, T кривые изменения 1) теплосодержания рабочего тела после сгорания и 2) суммы теплосодержания до сгорания и тепла химической реакции (подобно фиг. 15), мы можем, идя по линии постоянного теплосодержания, графически определить температуру сгорания в каждом отдельном случае.

Кривые изменений теплосодержания J_1 и J_2 практически никогда не могут встретиться, ибо еще ранее достижения этой высокой температуры, соответствующей точке пересечения кривых J_1 и J_2 , произойдет диссоциация рабочих газов.

Для наглядности приводим ниже диаграмму кривых теплосодержания, полученную для двигателя Дизеля при разных избытках воздуха α , и укажем на примере, как определить по ней температуру после сгорания (фиг. 16).

Слева нанесен ряд эквидистантных кривых для рабочего воздуха при разных значениях α , а справа — расходящийся пучок соответствующих кривых для сгоревших газов.

Предположим, что сжатая перед горением рабочая смесь имеет температуру 600° ; идя от точки, соответствующей этой температуре, например, при $\alpha = 1,6$, по линии постоянного теплосодержания до соответствующей кривой $\alpha = 1,6$ продуктов сгорания и опускаясь по ординате вниз до пересечения с осью абсцисс, получим на ней искомую температуру смеси после сгорания $T_2 = 1880^\circ$ *абс.*

Примечание. Для бедной смеси (например для жидкого топлива) разница теплоемкостей рабочей и сгоревшей смеси мало заметна; при переходе к более богатой смеси эта разница становится более ощутительной.

Имея характеристические уравнения рабочих газов до ($p_1 v_1 = R_1 T_1$) и после ($p_2 v_2 = R_2 T_2$) сгорания, можем для процесса сгорания определить соотношения объемов и давлений:

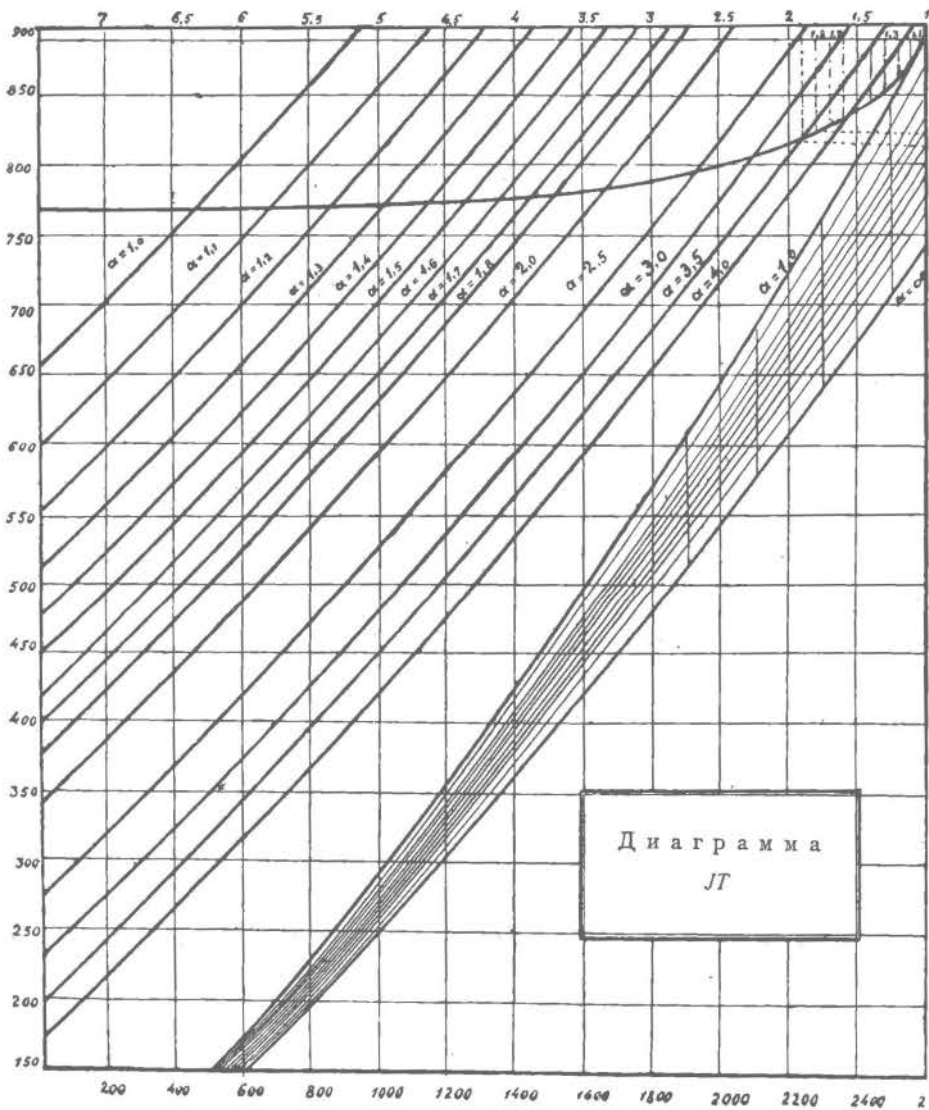
$$1) \quad v = \text{const.} \quad \frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2 R_2}{T_1 R_1},$$

НБ
УДУНТ
(ДНТ) 38

НО
$$\frac{R_2}{R_1} = 1 + \frac{\Delta v}{v_1} \tag{39}$$

ОТСЮДА
$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1} \left(1 + \frac{\Delta v}{v_1} \right) = \beta \frac{T_2}{T_1}; \tag{40}$$

→ Избыток воздуха α.



Фиг. 16.

2) $p = const.$

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2 R_2}{T_1 R_1},$$

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)
→ T
4)

или, по предыдущему,
$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1} \left(1 + \frac{\Delta v}{v_1} \right) = \beta \frac{T_2}{T_1}, \quad 42$$

где Δv — изменение объема от химической реакции.

На основании этих уравнений составлены таблицы 9 и 10 для генераторного и светильного газов, по которым можно, зная начальную температуру T_1 и состав смеси, определить отношение давлений $\frac{p_2}{p_1}$ и, подставив его значение в уравнение 40, определить температуру T_2 после сгорания.

Из сравнения этих таблиц видно, что работа двигателя на светильном газе выгоднее, чем на генераторном. Действительно, при той же начальной температуре (например 500°C) и той же теплотворной способности смеси (700 кал) светильный газ дает более низкую температуру t_2 (2620°C) и большее отношение давлений $\frac{p_2}{p_1}$ (3,59).

Таким образом, рассмотренное ранее влияние теплотворных способностей рабочих смесей не может считаться решающим в смысле максимальной мощности, которую двигатель разовьет на разных их сортах, и лишь с учетом физических свойств этих топлив могут быть выяснены характерные ценные особенности: т.-е. топливо должно при данном соот-

ТАБЛИЦА 9

Конечная температура (t_2) и отношение давлений $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$ при сгорании генераторного газа ($H_u = 1095$) в замкнутом пространстве

$\frac{H_u}{1+L}$ t_1	300	350	400	450	500	550	600	650	700
0	1 315 5,49	1 480 6,00	1 640 6,48	1 790 6,91	1 940 7,30	2 060 7,66	2 180 7,96	2 295 8,28	2 405 8,52
100	1 385 4,19	1 545 4,55	1 700 4,90	1 850 5,21	1 985 5,48	2 115 5,73	2 230 5,95	2 345 6,15	2 455 6,34
200	1 450 3,44	1 610 3,72	1 765 3,98	1 910 4,23	2 040 4,43	2 170 4,62	2 285 4,79	2 395 4,95	2 505 5,08
300	1 520 2,95	1 680 3,18	1 830 3,39	1 970 3,58	2 100 3,75	2 225 3,91	2 310 4,05	2 450 4,17	2 555 4,27
400	1 590 2,62	1 750 2,81	1 895 2,98	2 030 3,14	2 160 3,28	2 280 3,40	2 395 3,51	2 505 3,62	2 605 3,71
500	1 660 2,36	1 815 2,53	1 960 2,67	2 095 2,80	2 220 2,92	2 235 3,02	2 445 3,12	2 555 3,21	2 655 3,30

Верхняя строчка— t_2 . Нижняя строчка—отношение давлений $\frac{p_2}{p_1}$.
 t_1 —начальная температура. H_u — низшая теплотворная способность газа.
 L — количество воздуха.

ТАБЛИЦА 10

Конечная температура (t_2) и отношение давлений $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$ при сгорании светильного газа ($H_u=4590$) в замкнутом пространстве

$t_1 \backslash \frac{H_u}{1+L}$	300	350	400	450	500	550	600	650	700
0	1 290 5,62	1 460 6,22	1 615 6,74	1 760 7,25	1 895 7,71	2 025 9,14	2 145 8,53	2 260 8,91	2 365 9,27
100	1 365 4,31	1 525 4,72	1 675 5,10	1 820 5,46	1 955 5,79	2 080 6,10	2 195 6,38	2 310 6,64	2 415 6,90
200	1 435 3,54	1 595 3,86	1 740 4,16	1 880 4,43	2 015 4,69	2 135 4,92	2 250 5,14	2 360 5,33	2 465 5,54
300	1 505 3,05	1 660 3,30	1 805 3,54	1 945 3,76	2 075 3,97	2 190 4,16	2 305 4,34	2 415 4,50	2 515 4,66
400	1 575 2,70	1 730 2,91	1 870 3,11	2 005 3,29	2 135 3,47	2 250 3,63	2 360 3,78	2 470 3,92	2 570 4,05
500	1 650 2,44	1 800 2,63	1 940 2,79	2 070 2,95	2 195 3,10	2 310 3,23	2 420 3,36	2 525 3,48	2 620 3,59

Верхняя строчка— t_2 . Нижняя строчка—отношение давлений $\frac{p_2}{p_1}$.
 t_1 —начальная температура. H_u —низшая теплотворная способность газа.
 L —количество воздуха.

ношении смеси с воздухом давать возможно высшие давления и низшие температуры,—требования, соответствующие хорошему использованию в двигателе.

§ 4. ОСНОВНЫЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ ТЕПЛОЕМКОСТЯХ

Показатель адиабаты. Отношение $\frac{c_p}{c_v}$, т.е. показатель адиабаты k , для данного процесса при переменной теплоемкости не есть величина постоянная, а зависит от температуры.

Действительно: $k = \frac{c_p}{c_v}$; $c_p - c_v = \frac{1,985}{\mu}$, откуда $c_p = c_v + \frac{1,985}{\mu}$.

Разделив на c_v , получим:

$$k = 1 + \frac{1,985}{c_v \mu} = 1 + \frac{1,985}{a + bT}. \quad 43$$

Пример. Для двухатомных газов будет:

$$k = 1 + \frac{1,985}{4,625 + 0,00106T}, \quad 43'$$

где коэффициент при T взят для истинной теплоемкости.

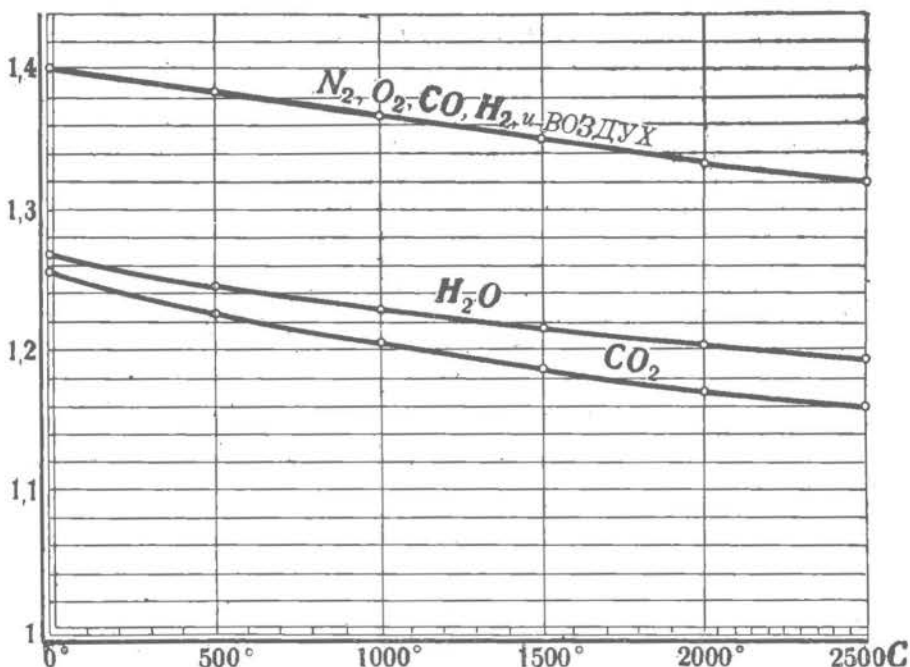
НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Эта зависимость при построении дает некоторую кривую (фиг. 17), но последняя может быть с достаточной степенью точности заменена некоторой прямой, в особенности если ограничиться пределами изменения температур от 500 до 2000° С, с каковыми главным образом приходится работать в двигателях внутреннего сгорания. В этом случае зависимость показателя адиабаты от температуры выразится ур-нием:

$$k = k_0 - rT, \quad 44$$

и для двухатомных газов

$$k = 1,422 - \frac{0,572T}{1000}.$$



Фиг. 17.

Энтропия. Влияние переменных теплоемкостей сказывается также на приращении энтропии (S).

В случае постоянной теплоемкости мы имеем:

$$\frac{dQ}{T} = dS = c_v \frac{dT}{T} + AR \frac{dv}{v}$$

или

$$dS = c_p \frac{dT}{T} - AR \frac{dp}{p}.$$

Если считать c_v и c_p переменными, т.е. $c_v = a_v + bT$ и $c_p = a_p + bT$, получим:

Двигатели внутреннего сгорания

НБ
УДУНТ
(ДНТ)
4

$$dS = a_v \frac{dT}{T} + b dT + AR \frac{dv}{v}$$

и

$$dS = a_p \frac{dT}{T} + b dT - AR \frac{dp}{p}.$$

Интегрируя, будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} S - S_0 &= a_v \ln \frac{T}{T_0} + AR \ln \frac{v}{v_0} + b(T - T_0) \\ S - S_0 &= a_p \ln \frac{T}{T_0} - AR \ln \frac{p}{p_0} + b(T - T_0). \end{aligned} \right\} 45.$$

и

Итак, видим, что приращение энтропии в случае переменной теплоемкости больше, чем в случае постоянной, на величину $b(T - T_0)$.

Это увеличение энтропии не изменит, однако, характера взаимного протекания кривых изоплер и изобар в тепловой диаграмме (фиг. 18). (Так, например, эквидистантность по отношению к оси энтропии изоплер и изобар сохранится.)

Истинная молекулярная теплоемкость двухатомных газов выражается (для μ кг):

$$\begin{aligned} \mu c_v &= 4,625 + 0,00106 T \\ \mu c_p &= 6,610 + 0,00106 T, \end{aligned}$$

и

$$R = \frac{848}{\mu},$$

откуда

$$\mu(S - S_0) = 4,625 \ln \frac{T}{T_0} + 0,00106(T - T_0) + 1,985 \ln \frac{v}{v_0} \quad 46$$

и

$$\mu(S - S_0) = 6,610 \ln \frac{T}{T_0} + 0,00106(T - T_0) - 1,985 \ln \frac{p}{p_0}. \quad 47$$

Уравнение адиабаты. В зависимости от переменной теплоемкости изменяется и уравнение адиабаты:

$$dQ = c_v dT + Ap dv = 0; \quad c_v dT = -Ap dv;$$

но

$$pv = RT; \quad c_v dT = -ART \frac{dv}{v},$$

откуда

$$\frac{dT}{T} = -\frac{AR}{c_v} \frac{dv}{v}.$$

Пользуясь ур-нием

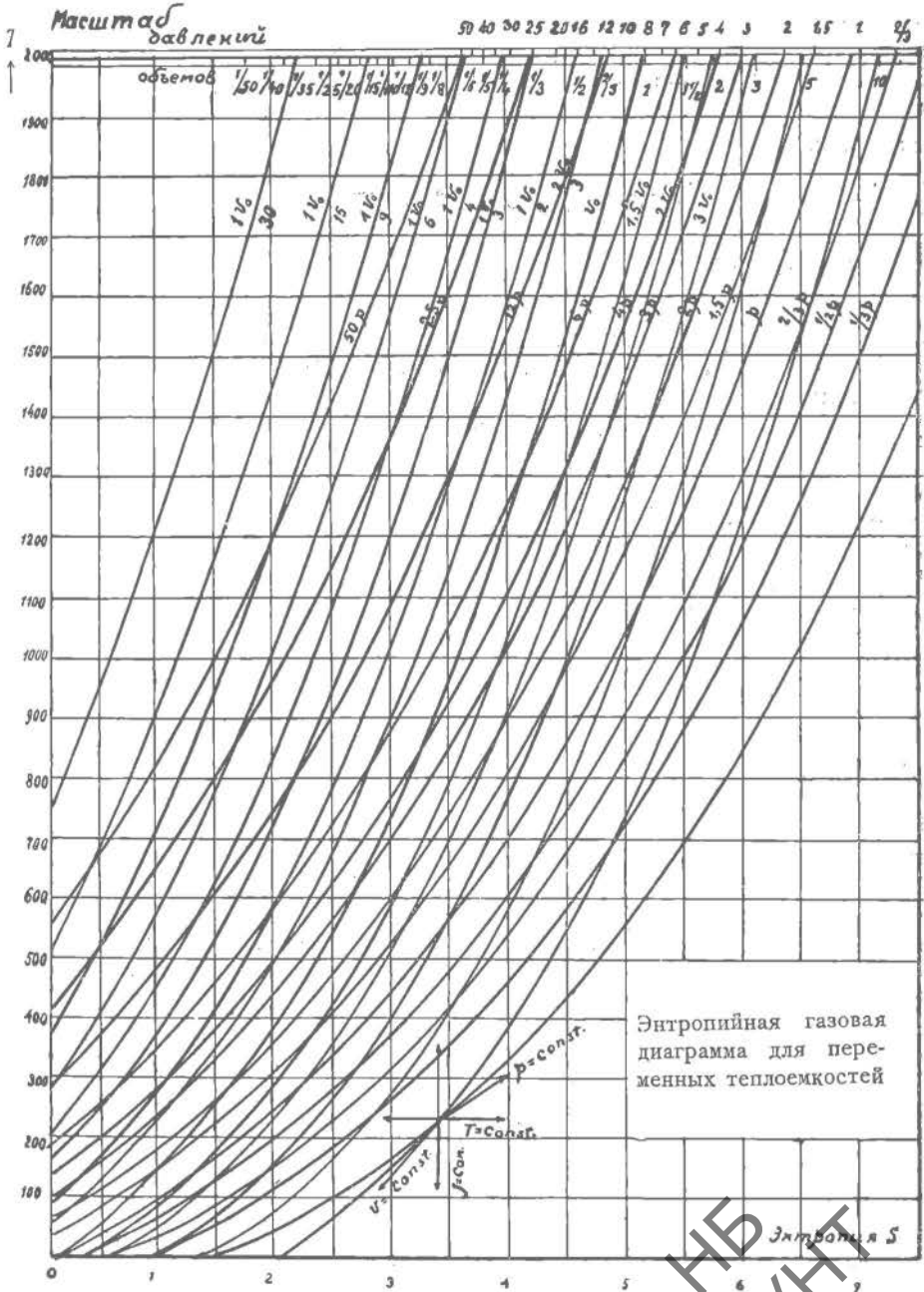
$$\frac{AR}{c_v} = k - 1,$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

получим:

$$\frac{dT}{T} = - (k - 1) \frac{dv}{v}$$

48



Фиг. 18.

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)
4*

Для переменной теплоемкости $k = k_0 - rT$, следовательно:

$$\frac{dT}{T(k_0 - 1 - rT)} = -\frac{dv}{v};$$

заменяя

$$T(k_0 - 1 - rT) \text{ через } \left(\frac{1}{T} + \frac{r}{k_0 - 1 - rT} \right) \frac{1}{k_0 - 1},$$

напишем:

$$\frac{dT}{T} + \frac{r dT}{k_0 - 1 - rT} = -(k_0 - 1) \frac{dv}{v}.$$

Интегрируя:

$$\int \frac{dT}{T} + (k_0 - 1) \int \frac{dv}{v} - \int \frac{d(-rT)}{k_0 - 1 - rT} = 0,$$

получим:

$$\ln \frac{Tv^{k_0-1}}{k_0 - 1 - rT} = \text{const.},$$

следовательно, уравнение

$$\frac{Tv^{k_0-1}}{k_0 - 1 - rT} = \text{const.} \quad 49$$

представляет уравнение адиабаты при переменной теплоемкости в координатах T, v .

Из этого уравнения можем вывести и следующие два уравнения адиабатического процесса для двух состояний газа:

$$1) \quad \frac{v_0}{v} = \left[\frac{T(k_0 - 1 - rT_0)}{T_0(k_0 - 1 - rT)} \right]^{\frac{1}{k_0-1}}; \quad 59$$

$$2) \quad \frac{T_0}{T} = \left(1 - \frac{rT_0}{k_0 - 1} \right) \left(\frac{v}{v_0} \right)^{k_0-1} + \frac{rT_0}{k_0 - 1}. \quad 51$$

По этим двум уравнениям можно всегда, зная начальное состояние газов, определить конечное, и наоборот.

Уравнение политропы. Уравнение политропы при переменных теплоемкостях может быть выведено в той же форме, как уравнение адиабаты.

На основании определения политропы обозначим количество тепла, идущее на повышение внутренней энергии, через ϕQ . Остальное тепло, $(1 - \phi)Q$, идет на совершение внешней работы. Тогда из уравнения, выражающего 1-й принцип термодинамики:

$$dQ = c_v dT + Ap dv,$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

подставляя

$$dQ = \frac{c_v dT}{\phi},$$

получим:

$$\frac{1}{\phi} c_v dT = c_v dT + Ap dv,$$

откуда

$$\left(\frac{1}{\phi} - 1\right) c_v dT = Ap dv = AR \frac{dv}{v} T$$

$$\left(\frac{1}{\phi} - 1\right) \frac{dT}{T} = \frac{AR}{c_v} \frac{dv}{v}.$$

Так как

$$\frac{AR}{c_v} = k - 1 = k_0 - rT - 1,$$

где k_0 и r — постоянные величины, то:

$$\frac{dv}{v} = \left(\frac{1}{\phi} - 1\right) \frac{dT}{(k_0 - rT - 1) T},$$

но

$$\frac{1}{(k_0 - 1 - rT) T} = \frac{1}{k_0 - 1} \left(\frac{1}{T} + \frac{r}{k_0 - 1 - rT} \right).$$

Поэтому

$$\frac{dv}{v} = \frac{1 - \phi}{\phi (k_0 - 1)} \left(\frac{dT}{T} + r \frac{dT}{k_0 - 1 - rT} \right)$$

$$\frac{dT}{T} + r \frac{dT}{k_0 - 1 - rT} = \frac{\phi (k_0 - 1)}{1 - \phi} \frac{dv}{v},$$

или

$$\frac{dT}{T} + r \frac{dT}{k_0 - 1 - rT} + \frac{\phi (k_0 - 1)}{\phi - 1} \frac{dv}{v} = 0.$$

Интегрируя, получим:

$$\ln \frac{T v^{\frac{\phi}{\phi-1} (k_0-1)}}{k_0 - 1 - rT} = \text{const.};$$

следовательно:

$$\frac{T v^{\frac{\phi}{\phi-1} (k_0-1)}}{k_0 - 1 - rT} = \text{const.}^1).$$

Из этого уравнения можно вывести следующие уравнения политропического процесса.

1) Уравнение, выведенное по моему указанию инженер-механиком И. П. Не й-ман (см. „Бюллетень Научного Автомобильного Института“ № 4).

Обозначим в этом уравнении $\frac{\phi}{\phi-1}(k_0-1)$ через $n-1$.

Тогда получим:

$$\frac{Tv^{n-1}}{k_0-1-rT} = const. \quad 51$$

или

$$\frac{pv^n}{k_0-1-rT} = const. \quad 54$$

Так как

$$n = \frac{1-\phi k_0}{1-\phi},$$

то

$$\frac{pv \frac{1-\phi k_0}{1-\phi}}{k_0-1-rT} = const. \quad 55$$

Наконец для двух состояний газа имеем:

$$\frac{T_0}{T} = \left(1 - \frac{rT_0}{k_0-1}\right) \left(\frac{v}{v_0}\right)^{\frac{\phi}{\phi-1}(k_0-1)} + \frac{rT_0}{k_0-1}. \quad 56$$

Уравнение адиабаты получается из данного уравнения политропы при $\frac{\phi}{\phi-1} = 1$. Последнее неопределенное выражение можно определить из основного уравнения адиабаты: $\frac{c_v dT}{A dL} = -1$. Подставляя вместо $c_v dT$ его значение ϕdQ и вместо $A dL$ его значение $(1-\phi) dQ$, получим:

$$\frac{c_v dT}{A dL} = \frac{\phi}{1-\phi} = -1, \text{ откуда } \frac{\phi}{\phi-1} = 1.$$

§ 5. ПОСТРОЕНИЕ ПОЛИТРОПЫ

Зная величину показателя политропы n (при $c = const.$) или имея кривую изменения n (при $c \neq const.$), мы можем графически построить всю кривую, если заданы координаты какой-либо ее точки, по следующим методам.

1.—Метод Брауера при $n = const.$

Даны оси координат p, v , точка A , через которую надлежит провести политропу, и показатель ее n (фиг. 19).

Из начала координат O проводим луч 1 под произвольным углом α к оси объемов v (чем больше $\angle \alpha$, тем дальше будут отстоять друг от друга точки кривой; всего удобнее брать α так, чтобы $\tan \alpha \approx 0,25$). Дру-

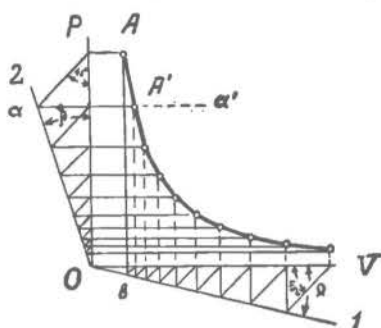
гой луч 2 проводим под $\angle \beta$ к оси давлений p , при чем β определяется из соотношения:

$$1 + \operatorname{tg} \beta = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^n. \quad 57$$

Построение политропы ведем следующим образом.

Из данной точки A проводим горизонталь до пересечения с осью p , из точки пересечения проводим прямую под углом в 45° к оси p до пересечения с лучом 2 в точке a , откуда ведем параллель aa' оси v ; на ней и должна лежать искомая точка A' .

Далее из точки A проводим вертикаль до пересечения с лучом 1 в точке b ; из точки b проводим прямую под углом в 45° к оси v и из точки их пересечения — вертикаль, каковая в пересечении с прямой aa' и даст искомую точку кривой A' .



Фиг. 19.

Построение следующих точек ведется таким же образом. Все построение должно быть выполнено возможно точно, так как все ошибки в следующих точках складываются.

2.—Построение политропы при $n \neq \text{const}$.

Даны оси координат p, v , точка A политропы и кривая $n_1 n_2$ — значений показателя n (фиг. 20).

Пользуясь основным соотношением Брауера:

$$1 + \operatorname{tg} \beta = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^n,$$

видим, что при $n \neq \text{const}$ и β есть величина переменная. Обозначим $1 + \operatorname{tg} \alpha$ через a , при чем при выбранном $\angle \alpha$ a есть величина постоянная, и прологарифмируем это выражение:

$$\lg(1 + \operatorname{tg} \beta) = n \lg a. \quad 58$$

Вычислим $\angle \beta_1$ для значения n_1 (по кривой n) и построим соответствующий луч. Проводим произвольную горизонталь MN , и точку пересечения ее с этим лучом K_1 сносим на горизонталь, проходящую через n_1 . Эту точку K примем за начало кривой $(1 + \operatorname{tg} \beta)$, осью абсцис которой является вертикаль, отстоящая от оси p на расстоянии, равном 1. Если за ось абсцис принять ось p , то искомая кривая есть кривая $\operatorname{tg} \beta$.

Построить эту логарифмику можно по уравнению 58, вычисляя соответствующие углы β ; но этого вычисления можно избежать, зная, что для небольших пределов изменения числа пропорциональны своим логарифмам; тогда логарифмика для этих пределов может быть заменена

n_1 и n_2 кривой n . Соединив эти точки, получим искомую прямую LK , образующую с вертикалью угол γ .

Затем из точки A проводим вертикаль AA_1 , из A_1 — прямую под $\angle 45^\circ$ к оси v . Полученный отрезок B_1B_2 делим пополам и из точки C_2 проводим вертикаль до пересечения с кривой n в точке C_1 , из C_1 ведем горизонталь до пересечения с KL в K_2 и обычным построением находим $\angle \beta$, соответствующий среднему значению n (точка C_1). Зная $\angle \beta$, находим точку B искомой поллитропы по методу Брауера. Построение следующих точек производится таким же порядком.

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

ГЛАВА ВТОРАЯ

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

§ 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ И ДВУХТАКТНЫХ ЦИКЛОВ

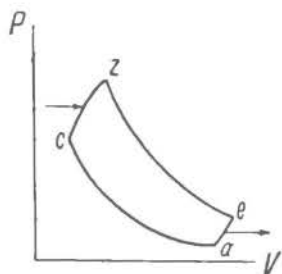
Рабочий цикл современных двигателей внутреннего сгорания осуществляется по такой схеме, которая по своим основным фазам весьма близко подходит к циклу Карно.

Отличие от цикла Карно заключается, главным образом, как в способе сообщения, так и отдачи тепла холодному источнику.

Так, по циклу Карно получение и отдача тепла должны идти по изотермам, так как лишь при равенстве температуры источника с температурой рабочего тела возможно получить обратимый процесс с соответствующим максимальным использованием. Но это отступление практически неизбежно и необходимо, так как в действительности в двигателях внутреннего сгорания мы располагаем источником тепла не с постоянными температурами, а с переменными, и притом повышающимися в зависимости от количества сгоревшей смеси. Правда, сгорание могло бы быть так регулировано, чтобы процесс получения тепла шел при постоянной температуре, то-есть по изотерме, но в таком случае максимальная температура горячего источника соответствовала бы точке *c*, концу сжатия рабочей смеси, что термически невыгодно, так как всякое возможное дальнейшее повышение температуры, раздвигающее потенциалы, между которыми протекает рабочий процесс, должно в конечном счете обеспечить наилучшее превращение тепловой энергии в механическую работу.

Таким образом рабочий цикл двигателей внутреннего сгорания будет состоять из двух произвольных линий, по которым получается тепло (линия *cz*) и отдается тепло (линия *ea*), и двух адиабат: адиабаты сжатия *ac* и адиабаты расширения *ze* (фиг. 21).

Все практически осуществленные циклы отличаются между собой характером протекания линий получения и отдачи тепла, при чем сообщение

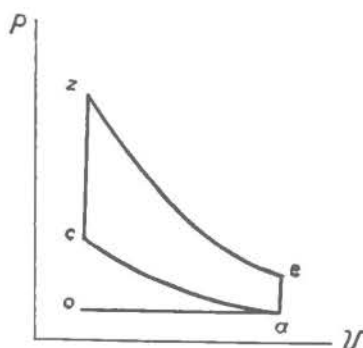


Фиг. 21.

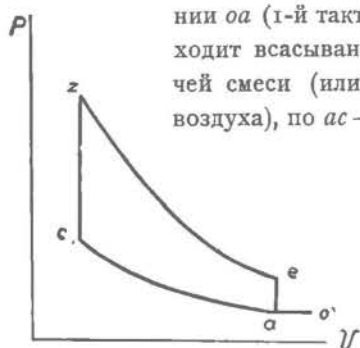
УДМУНТ
(ДНП)

тепла осуществляется или по изоплере (линии постоянного объема), или по изобаре (линии постоянного давления), или, наконец, частью по одной, частью по другой кривой; отдача тепла совершается по $p = const.$ или по $v = const.$

Далее различают циклы четырехтактные и двухтактные. Четырехтактный цикл (фиг. 22 и 24) осуществляется следующим образом: по ли-



Фиг. 22.



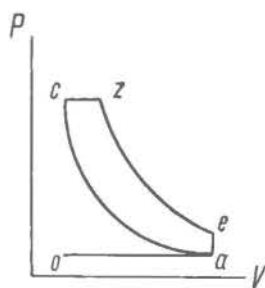
Фиг. 23.

нии oa (1-й такт) происходит всасывание рабочей смеси (или чистого воздуха), по ac — сжатие

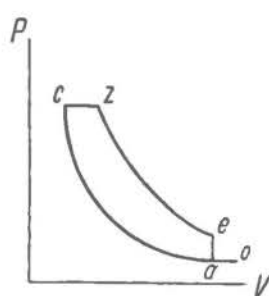
ее (2-й такт); воспламененная в точке c смесь сгорает по линии постоянного объема или давления (cz). По ze происходит расширение сгоревших газов (3-й такт), по ea — уравнивание давлений с выпуском продуктов сгорания и, наконец, по ao (4-й такт) — выталкивание оставшихся продуктов сгорания в атмосферу.

В случае двухтактного цикла (фиг. 23 и 25) линии всасывания и выталкивания (1-й и 4-й такты) отпадают и заменяются линией продувки ao .

В дальнейшем для простоты сделаем предположение, что рабочий процесс осуществляется по обратимому циклу; в таком случае можно принять, что по линии cz происходит не сгорание, а простое сообщение тепла извне (без изменения химического состава рабочего тела), а по линии ea — не вытекание газов, а отдача тепла холодному источнику.



Фиг. 24.



Фиг. 25.

Такое предположение никаких существенных отклонений от действительного цикла не дает, за исключением линии ea , по которой изменяется количество газов вследствие вытекания, почему состояние рабочего тела по этой кривой не может быть определено из обычного характеристического уравнения.

Далее предположим, что теплоемкости газов постоянны и не зависят от температуры.

Такой упрощенный подход, хотя и дает неточные результаты, однако позволяет наглядно выявить те параметры, которые имеют основное значение и которые в конечном итоге характеризуют экономику машины, и дает возможность сравнения отдельных циклов между собою.

При термодинамическом исследовании теоретического цикла линии всасывания и выталкивания четырехтактного двигателя и линия продувки двухтактного двигателя могут быть исключены из рассмотрения, так как:

- 1) алгебраическая сумма работ газа, соответствующих этим тактам, равна нулю,
- 2) рабочий процесс в этот период протекает с переменным количеством рабочего тела и потому является необратимым.

Прежде чем рассматривать отдельные циклы, осуществляемые в двигателях внутреннего сгорания, введем обозначения и понятия, общие для всех циклов.

Рабочим объемом цилиндра V_h назовем объем, описываемый поршнем между его крайними мертвыми положениями. Объемом пространства сжатия V_c будем считать объем, в котором заключена рабочая смесь при положении поршня во внешней мертвой точке.

Сумму объемов $V_c + V_h$ обозначим через V_a .

Степенью сжатия ϵ назовем отношение объемов в начале и в конце сжатия, т.-е. $\epsilon = \frac{V_a}{V_c}$.

Объем и давление в конце сгорания обозначим соответственно через V_s и p_s .

Степенью увеличения давления при сгорании λ , если таковое имеет место, назовем отношение давлений в конце и начале сгорания, то-есть $\lambda = \frac{p_s}{p_c}$.

Степенью предварительного расширения ρ назовем отношение объемов в конце и начале сгорания, т.-е. $\rho = \frac{V_s}{V_c}$.

Тогда степень расширения δ , представляющая отношение объемов в конце расширения и в конце сгорания, выразится:

$$\delta = \frac{V_e}{V_s}$$

§ 2. ЦИКЛ ОТТО (при $c = \text{const.}$)

Рабочий цикл двигателя быстрого сгорания, работающего по принципу Отто, теоретически осуществляется по схеме, изображенной на фиг. 26, и понятен из общих положений, приведенных в предыдущем параграфе.

Термический коэффициент полезного действия. Определим термический коэффициент полезного действия этого цикла.

Вообще:

$$\eta_{it} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \quad 60$$

где $Q_1 - Q_2$ есть тепло, обращенное в работу, Q_1 — сообщенное тепло, а Q_2 — тепло, отданное холодному источнику.

По первому принципу термодинамики:

$$dQ = dU + Ap dv;$$

но $dU = c_v dT$; если $v = const.$, то $dv = 0$ и тогда

$$dQ = dU = c_v dT.$$

Интегрируя для Q_1 в пределах температур T_c и T_s , а для Q_2 в пределах T_s и T_a , можем написать:

$$Q_1 = c_v (T_s - T_c); \quad Q_2 = c_v (T_s - T_a).$$

Разделив, получим:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{T_s - T_a}{T_s - T_c} = \frac{T_a \left(\frac{T_s}{T_a} - 1 \right)}{T_c \left(\frac{T_s}{T_c} - 1 \right)}. \quad 61$$

Из уравнений адиабат для начального и конечного состояний линий сжатия и расширения имеем:

$$T_a V_a^{k-1} = T_c V_c^{k-1}; \quad T_s V_s^{k-1} = T_a V_a^{k-1}.$$

Приняв во внимание, что $V_a = V_s$ и $V_c = V_s$, и поделив 2-е ур-ние на 1-е, получаем:

$$\frac{T_s}{T_a} = \frac{T_s}{T_c}.$$

Вычитая из обеих частей ур-ния по 1, получаем:

$$\frac{T_s}{T_a} - 1 = \frac{T_s}{T_c} - 1.$$

Сокращая ур-ние 61 на равные части, находим:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{T_a}{T_c}, \quad \text{откуда} \quad \eta_{it} = 1 - \frac{T_a}{T_c}.$$

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

Но из уравнения адиабаты ac

$$\frac{T_a}{T_c} = \left(\frac{V_c}{V_a}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{1-k} = \varepsilon^{1-k} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Окончательно:

$$\eta_{it} = 1 - \varepsilon^{1-k} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

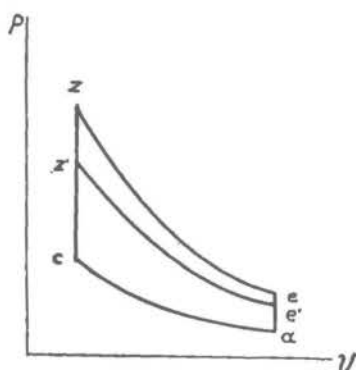
63

Из полученного выражения для η_{it} , выведенного в предположении постоянных теплоемкостей, видно, что термический коэффициент полезного действия зависит исключительно от степени сжатия ε и показателя k , с повышением которых он растет.

Значение ε характеризуется конструктивными особенностями двигателя в зависимости от применяемого топлива, показатель же адиабаты k характеризуется физическими свойствами рабочего тела, осуществляющего данный цикл: для двухатомных газов $k = 1,41$ (1,4), для многоатомных газов k меньше.



Фиг. 26.



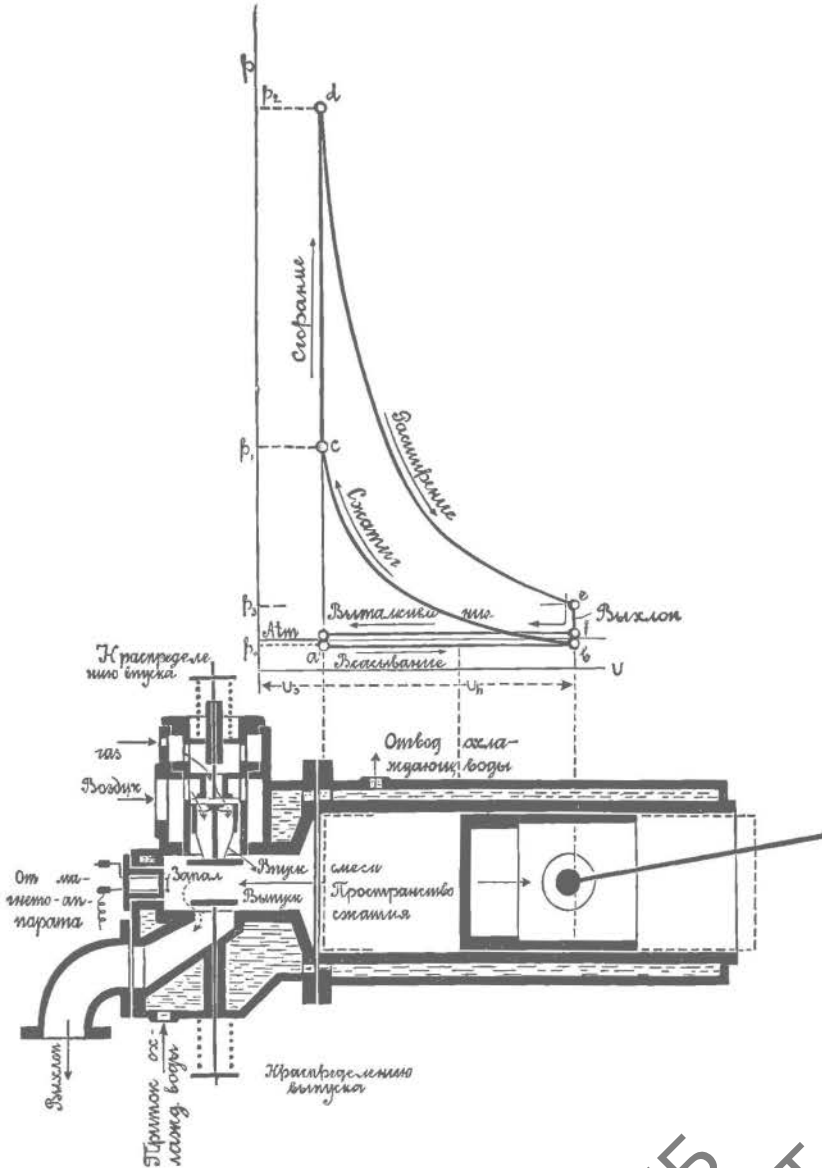
Фиг. 27.

Так, например, для перегретого пара $k = 1,3$, для метана (CH_4) и углекислоты (CO_2) — $k = 1,28$, для этилена (C_2H_4) — $k = 1,25$.

Простая связь термического использования с показателем адиабаты приводит к заключению, что при данной степени сжатия термический коэффициент полезного действия двигателей является функцией физических свойств рабочего тела. Так как термический коэффициент полезного действия зависит лишь от степени сжатия, а не от максимальной температуры вспышки, то с изменением количества сообщаемого тепла Q_1 , что соответствует изменению нагрузки машины, термическая отдача останется постоянной при любом сообщении тепла, т. е. при всех нагрузках двигателя.

На фиг. 27 представлена рабочая диаграмма для полной нагрузки $acde$ и уменьшенной $ac'z'e'$; коэффициент полезного действия для такой полной и регулирующей диаграмм остается без изменения, так как ε и k остались теми же.

Рабочие органы. На фиг. 28 изображена схема рабочих органов двигателя быстрого сгорания (цилиндр, поршень, всасывающий и выхлопной клапаны, запальники и т. д.).



Фиг. 28.

Сверху помещена рабочая диаграмма, отдельные фазы которой при разных положениях поршня легко проследить. Точка *a* соответствует началу всасывания,—поршень в мертвом положении; при переходе поршня в другую мертвую точку *b* верхний (всасывающий) клапан открыт, в точ-

ке b всасывание прекращается,—поршень идет обратно, и всасывающий клапан закрывается; в точке c сжатая смесь или поджигается электрической искрой от разобращения контактов запальника, находящихся под током высокого напряжения, или, в случае жидкого топлива, воспламеняется от высокой температуры сжатия; благодаря вспышке давление поднимается до точки d , и поршень, идя вправо (3-й ход), совершает внешнюю работу. В точке e открывается выхлопной клапан, поршень совершает 4-й ход (влево), во время которого выхлопной клапан открыт, и происходит выталкивание сгоревших газов.

Исследование формулы η_i . Установленная зависимость η_i от ϵ и k показана в таблице II.

ТАБЛИЦА II

Величины η_i для цикла быстрого сгорания (Отто) при различных ϵ и k

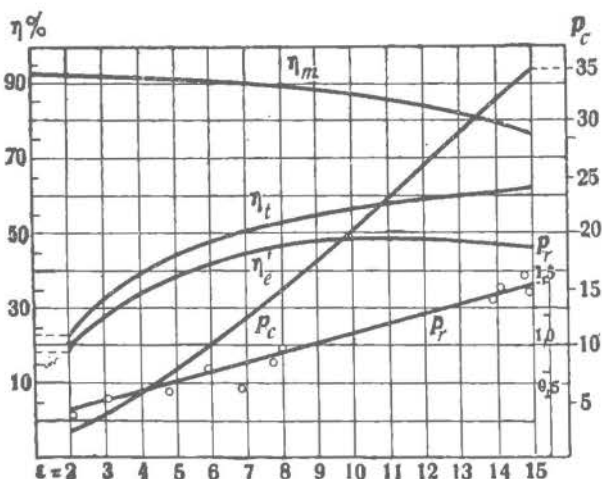
$\epsilon =$ k	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
1,20	0,129	0,167	0,197	0,221	0,242	0,260	0,275	0,301	0,322	0,340	0,356	0,369
1,25	0,159	0,205	0,270	0,269	0,293	0,313	0,331	0,361	0,385	0,405	0,423	0,438
1,30	0,188	0,241	0,281	0,313	0,340	0,363	0,383	0,416	0,442	0,464	0,483	0,499
1,35	0,216	0,274	0,319	0,355	0,384	0,409	0,431	0,466	0,494	0,517	0,537	0,553
1,40	0,248	0,313	0,363	0,402	0,434	0,460	0,483	0,520	0,550	0,574	0,594	0,610

Из нее видно, что с повышением k при одном и том же ϵ термический коэффициент полезного действия (η_i) возрастает.

Такая же зависимость существует между η_i и ϵ при одной и той же величине k .

Несмотря на повышение η_i двигателя с увеличением ϵ , итти далеко в направлении увеличения ϵ не следует.

Наглядно это видно при рассмотрении кривых на фиг. 29.



Фиг. 29.

Значения η_i с возрастанием ϵ непрерывно увеличиваются, но вместе

с увеличением ϵ растут конечное давление сжатия p_c и среднее давление p_r , соответствующее работе трения. Теоретическое среднее давление, развиваемое в рабочей диаграмме, пойдет как на преодоление работы трения, так и на внешнюю отдачу. Коэффициент η_m учитывает относительную потерю, пошедшую на работу трения исполненного механизма, и произведение его на η_i дает теоретически возможную отдачу двигателя (кривая η'_i). Как видно из протекания этой кривой, максимум экономичности лежит в пределах изменения ϵ от 10 до 12, и повышение ϵ свыше этих пределов повлекло бы за собой перерасход топлива.

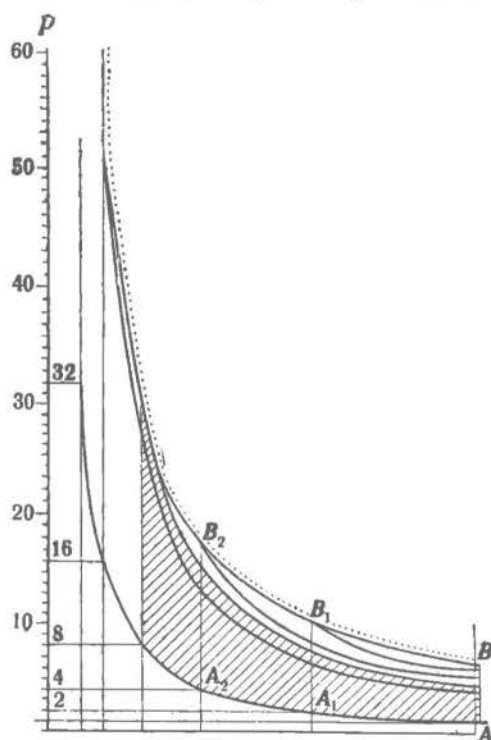
Для реального представления о повышении термического использования с повышением степени сжатия, а следовательно, и большего получения работы при одинаковой затрате тепла,—приведена на фиг. 30, 31 и 32 графическая связь между этими величинами.

На фиг. 30 приведены индикаторные диаграммы цикла Отто, построенные для разных степеней сжатия, причем рабочий объем всякий раз заполнялся одним и тем же составом смеси одинаковой теплотворной способности (например, для приведенного случая—400 кал на 1 м³).

Если взять давление сжатия $p_c = 2$ атм, доведя сжатие до точки A_1 , а затем сообщить смеси 400 кал, то получится рабочая площадь AA_1B_1B . При сжатии $p_c = 4$ атм, соответствующем точке A_2 , рабочая площадь увеличивается и будет равна AA_2B_2B и т. д.

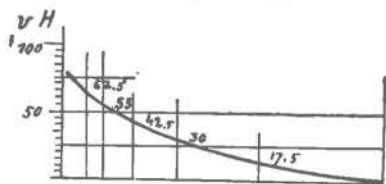
По мере увеличения сжатия давления и температуры выхлопа будут уменьшаться.

Из кривых на фиг. 32 видно, что с повышением сжатия понижается температура выхлопа, что влечет за собою уменьшение потери тепла с отходящими газами; на той же фигуре показана зависимость температуры линии расширения от сжатия. С ростом сжатия при равных объемах, в которых заключены горячие газы, температура последних понижается, что благоприятно влияет в смысле лучшего теплоиспользования в двигателе, уменьшая потерю тепла в окружающую среду.

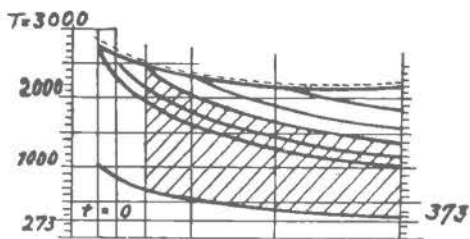


Фиг. 30.

На фиг. 31 показано влияние сжатия и эквивалентной ему величины степени сжатия на экономичность двигателя, изображенное



Фиг. 31.



Фиг. 32.

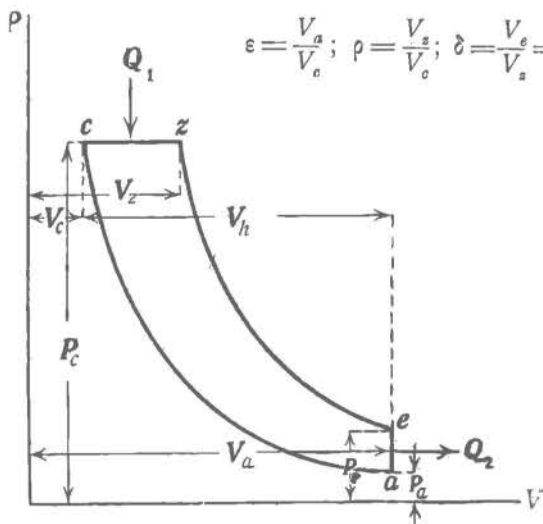
непосредственно в виде кривой коэффициентов полезного действия (коэффициенты полезного действия выражены в %).

Все вышеприведенные соображения находят себе полное подтверждение в практически исполненных моделях.

§ 3. ЦИКЛ ДИЗЕЛЯ (при $c = const.$)

При рассмотрении рабочего цикла двигателя постепенного сгорания (Дизеля) кроме понятия степени сжатия ϵ войдут еще понятия степени предварительного расширения ρ и степени расширения δ . Таким образом будем иметь (фиг. 33):

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c}; \quad \rho = \frac{V_s}{V_c}; \quad \delta = \frac{V_e}{V_s} = \frac{V_a}{V_c} \quad \frac{V_s}{V_c} = \frac{\epsilon}{\rho}.$$



Фиг. 33.

Как видно из диаграммы на фиг. 33, цикл Дизеля отличается от цикла Отто тем, что сгорание совершается не по линии постоянного объема, а по линии постоянного давления.

Самый цикл Дизеля происходит следующим образом: сначала всасывается свежий воздух, сжимается по адиабате ac , при чем температура сильно повышается; затем в точке c в сильно сжатый воздух вдувается жидкое

топливо, распыливаемое воздухом, сжатым в особом компрессоре, происходит воспламенение смеси и сгорание по линии постоянного давления cz . Далее, как и в двигателе быстрого сгорания (Отто), идет адиабатическое расширение по линии ze , выхлоп по линии постоянного объема ea и т. д.

Цикл Дизеля может осуществляться как по четырехтактной, так и по двухтактной схеме.

Степень сжатия в цикле Дизеля должна быть взята значительно выше, чем в цикле Отто, так как в конце сжатия необходимо получить температуру, достаточную для воспламенения вводимого топлива. Ввиду того, что разные сорта топлива имеют разную температуру самовоспламенения, степень сжатия в обычно исполненных моделях меняется от 13 до 18.

Термический коэффициент полезного действия. Определим термический коэффициент полезного действия цикла Дизеля.

Для случая сообщения тепла по линии $p = \text{const.}$ мы имели (глава I, § 3): $dQ = dJ$, где J выражает собою теплосодержание, и $dQ = c_p dT$.

Интегрируя в пределах от T_s до T_c получаем:

$$Q_1 = c_p (T_s - T_c).$$

Согласно § 2: $Q_2 = c_v (T_s - T_a)$.

По общей формуле $\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$.

$$\text{Но } \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{c_v (T_s - T_a)}{c_p (T_s - T_c)} = \frac{T_a \left(\frac{T_s}{T_a} - 1 \right)}{k \gamma_c \left(\frac{T_s}{T_c} - 1 \right)}. \quad 64$$

На основании характеристического уравнения можно написать:

$$\frac{T_s}{T_c} = \frac{V_s}{V_c} = \rho.$$

Из уравнений адиабат ze и ac имеем:

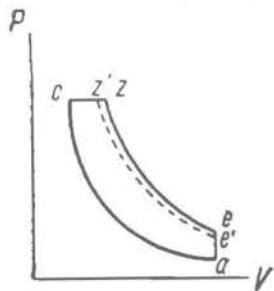
$$T_s = T_z \left(\frac{V_s}{V_z} \right)^{k-1}; T_a = T_c \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^{k-1}$$

$$\frac{T_s}{T_a} = \frac{T_z}{T_c} \left(\frac{V_s}{V_c} \right)^{k-1} = \rho \rho^{k-1} = \rho^k \quad \frac{T_a}{T_c} = \epsilon^{k-1} = \frac{1}{\epsilon^{k-1}}.$$

$$\text{Отсюда } \eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \epsilon^{k-1} (\rho - 1)}. \quad 65$$

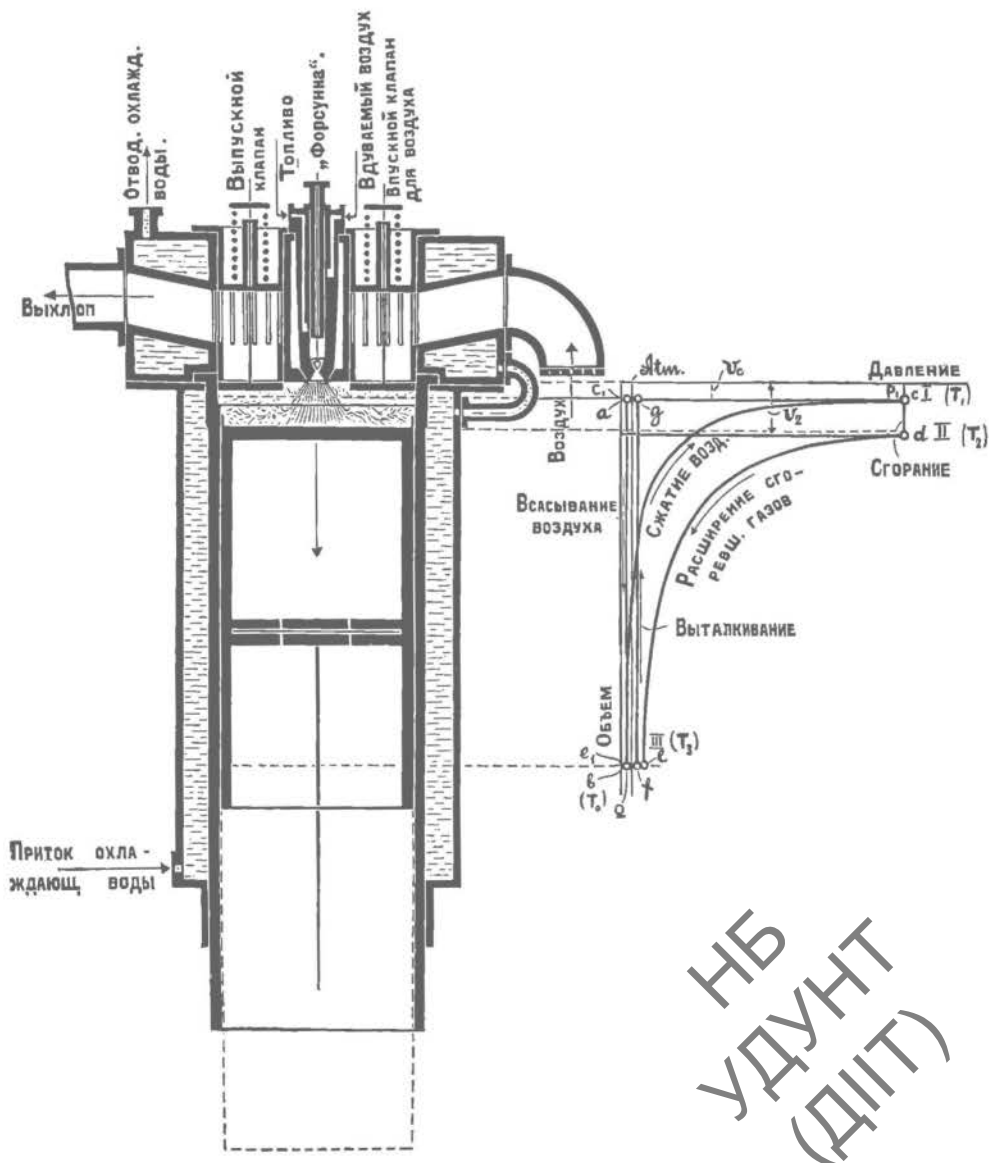
Итак, для двигателя Дизеля термический коэффициент полезного действия зависит, кроме ϵ и k , еще от степени предварительного расширения ρ . Чем больше ρ , тем меньше η_t , и так как ρ увеличивается с ростом нагрузки, то η_t дизеля повышается по мере убывания нагрузки.

Таким образом, если на фиг. 34 $acze$ соответствует полной нагрузке двигателя, то при уменьшении нагрузки уменьшится величина p , и диаграмма примет вид $acz'e'$.



Фиг. 34.

Рабочие органы. Схема рабочих органов двигателя Дизеля видна на фиг. 35. К цилиндру прикреплена крышка, в центре которой монтируется форсунка для топлива и распыливающего его воздуха. По сторонам расположены впускной и выпускной клапаны. Как цилиндр, так и крышка охлаждаются водой.



Фиг. 35.

Соотношение между ходами поршня и фазами рабочей диаграммы можно проследить по чертежу аналогично тому, как это указано для двигателя Отто.

Распыливающий воздух поступает в цилиндр двигателя Дизеля обыкновенно под давлением 38—60 атм в зависимости от нагрузки машины. Давление в конце сжатия достигает обычно 32—36 атм.

Исследование формулы η_i . Зависимость η_i цикла Дизеля от ϵ и ρ приведена в таблице 12.

ТАБЛИЦА 12

Величины η_i для цикла Дизеля при различных ϵ , k и ρ

k	$\rho = \frac{p_{max}}{p_{min}}$ ϵ	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00
		1,30	16	0,535	0,522	0,512	0,499	0,488
1,41	13	0,616	0,602	0,588	0,576	0,564	0,552	0,540

Сравнение этой таблицы с таблицей 11 для двигателя Отто показывает, что одинаковая величина η_i при одном и том же k достигается в двигателе Отто при меньшем сжатии, чем в двигателе Дизеля; последнее указывает на отсутствие термического превосходства цикла Дизеля над циклом Отто. Однако, благодаря тому, что в двигателе Дизеля отдельный выпуск воздуха и топлива дает возможность доходить до значительно больших величин сжатия, цикл его практически оказывается экономичнее.

§ 4. ЦИКЛ ГЕМФРИ

Цикл Гемфри отличается от двух предыдущих циклов Отто и Дизеля тем, что расширение у него доводится до атмосферы, в то время как для первых оно было выше атмосферы. Удлинять расширение для обычного двигателя с нормальным кривошипным механизмом практически невыгодно, так как работа трения двигателей с удлиненным расширением поглощает термические выгоды такого процесса. И лишь тогда, когда Гемфри заменил кривошипный механизм качающимся водяным столбом в обычном трубопроводе, в котором работа трения весьма незначительна, явилась возможность использовать работу продолженного расширения. Если мы обозначим, как и прежде, отношение объемов в начале и в конце сжатия через ϵ (наз. степенью сжатия), а отношение объемов в конце и начале расширения через δ (наз. степенью расширения), то в цикле Отто эти величины равны между собой, в то время как в цикле Гемфри они могут иметь разные значения. В зависимости от того, как идет линия сгорания, различают циклы со

сгоранием при постоянном объеме и циклы со сгоранием при постоянном давлении.

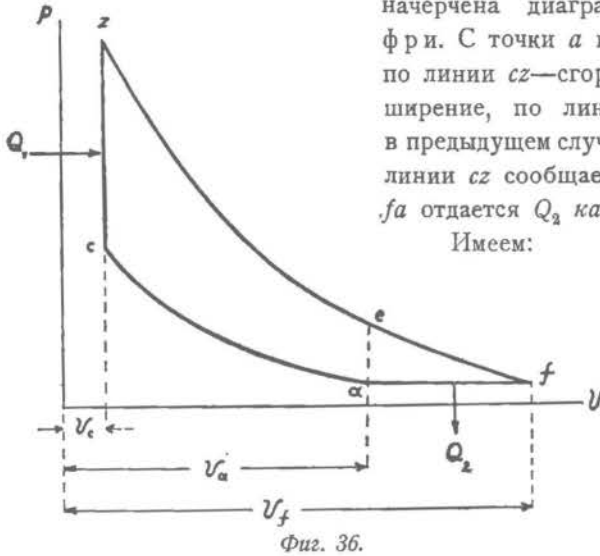
Цикл Гемфри со сгоранием по линии постоянного объема. На фиг. 36 начерчена диаграмма для цикла Гемфри. С точки a идет сжатие до точки c , по линии cz —сгорание, по линии zf —расширение, по линии fa —выхлоп. Как и в предыдущем случае, предположим, что по линии cz сообщается Q_1 кал, а по линии fa отдается Q_2 кал холодному источнику.

Имеем:

$$\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon; \frac{V_f}{V_z} = \frac{V_f}{V_e} = \delta.$$

Термический коэффициент полезного действия равен:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1},$$



где

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= c_v(T_z - T_c) \\ Q_2 &= c_p(T_f - T_a) \end{aligned} \right\}$$

66

Выразим температуры T_c , T_z и T_f через T_a :

$$\left. \begin{aligned} \frac{T_c}{T_a} &= \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1} \\ \frac{T_z}{T_f} &= \left(\frac{V_f}{V_c}\right)^{k-1} = \delta^{k-1} \\ \frac{T_f}{T_a} &= \frac{V_f}{V_a} = \frac{\delta}{\varepsilon} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} T_c &= T_a \varepsilon^{k-1} \\ T_z &= T_f \delta^{k-1} \\ T_f &= T_a \frac{\delta}{\varepsilon} \end{aligned} \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{из двух} \\ \text{последних} \\ \text{уравнений:} \\ T_z = T_a \frac{\delta^k}{\varepsilon} \end{array}$$

подставив эти выражения в ф-лы 66, получаем:

$$Q_1 = c_v T_a \left(\frac{\delta^k}{\varepsilon} - \varepsilon^{k-1} \right) = c_v T_a \left(\frac{\delta^k - \varepsilon^k}{\varepsilon} \right)$$

$$Q_2 = c_p T_a \left(\frac{T_f}{T_a} - 1 \right) = c_p T_a \left(\frac{\delta}{\varepsilon} - 1 \right) = c_p T_a \left(\frac{\delta - \varepsilon}{\varepsilon} \right)$$

откуда термический коэффициент полезного действия

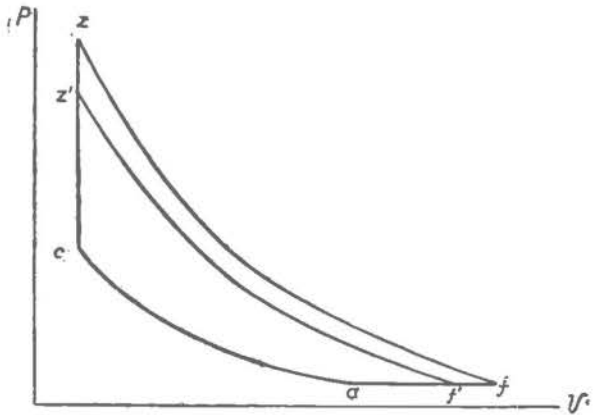
$$\eta_t = 1 - \frac{c_p T_a \left(\frac{\delta - \epsilon}{\epsilon} \right)}{c_v T_a \left(\frac{\delta^k - \epsilon^k}{\epsilon} \right)} = 1 - k \frac{\delta - \epsilon}{\delta^k - \epsilon^k}. \quad 67$$

Исследование η_t этого цикла. Из выражения 67 видно, что коэффициент полезного действия цикла Гемфри зависит от степени сжатия ϵ , степени расширения δ и показателя адиабаты k .

Чем больше эти величины, тем выше термический коэффициент полезного действия машины.

На фиг. 37 начерчены рабочие диаграммы $aczf$ для полной нагрузки и $acz'f'$ для уменьшенной нагрузки.

Как видно из вышеприведенной формулы, термический коэффициент полезного действия для полной диаграммы ввиду большего δ больше, чем для регулирующей диаграммы, и чем сильнее грузить машину, тем высшее термическое использование можно получить.



Фиг. 37.

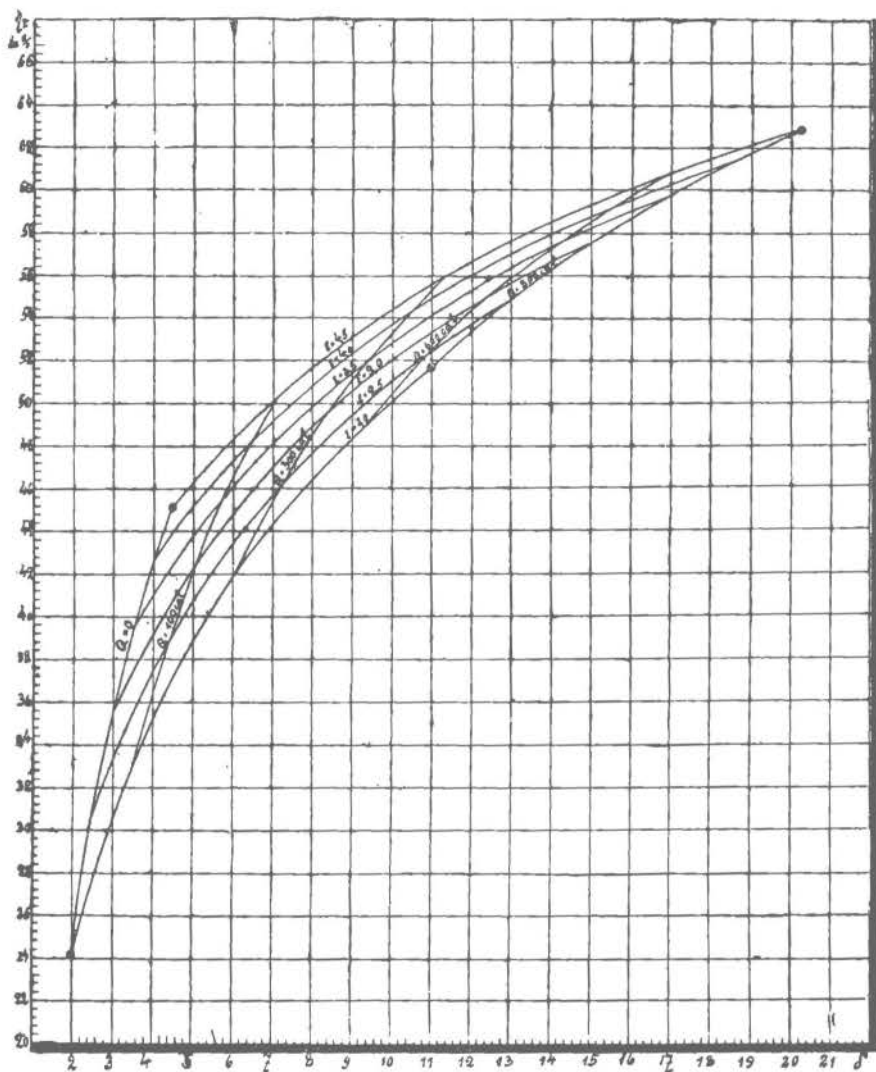
Если в вышеприведенном цикле Гемфри предположим, что степень сжатия и степень расширения будут равны, $\epsilon = \delta$, то мы получим нормальный цикл Отто $acze$ (фиг. 36). Для этого следует в уравнение 67 подставить ϵ вместо δ , но тогда значение термического коэффициента полезного действия получает неопределенное выражение: $\eta_t = 1 - \frac{0}{0}$. Откроем

эту неопределенность, заменив числитель и знаменатель их первыми производными по δ при $\epsilon = const.$: $\eta_t = 1 - k \frac{1}{k\delta^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\delta^{k-1}}$, и, подставив вместо δ равную ему величину ϵ , получим прежнее выражение термического коэффициента полезного действия цикла Отто: $\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$.

На фиг. 38 приведены значения коэффициентов полезного действия в зависимости от изменения δ для разных степеней сжатия ϵ ; кроме того

нанесены кривые η_i для определенных количеств тепла, сообщенных телу за рабочий цикл:

$$Q_1 = C_v T_a \left(\frac{\delta^k - \epsilon^k}{\epsilon} \right)^{1)}.$$



Фиг. 38.

Приняв для воздуха $C_v = 0,203$, $T_a = 300^\circ$, получаем:

$$Q_1 = 60,9 \frac{\delta^k - \epsilon^k}{\epsilon}, \text{ откуда } \delta^k = \frac{Q_1 \epsilon}{60,9} + \epsilon^k$$

Вставляя в это выражение для определенного Q_1 произвольные значения ϵ , получаем соответствующие данные для δ .

1) Отнесено к 1 м³ рабочего тела при 15° С и 1 атм.

Эта диаграмма (на фиг. 38) дает возможность ясно видеть те выгоды, которые имеет цикл Гемфри по сравнению с циклом Отто. При весьма малом сообщении тепла $Q \cong 0$, степень сжатия и степень расширения весьма близки друг к другу и в пределе могут быть приняты равными; тогда кривая на диаграмме при $Q = 0$ характеризует коэффициент полезного действия двигателя, работающего по циклу Отто, в котором η_i зависит от степени сжатия ϵ или равной ему величины δ .

При всяком другом Q , δ будет больше ϵ , и мы получим цикл Гемфри.

Так, например, при $\epsilon = 2$ термический коэффициент полезного действия, который можно получить по циклу Отто, равен $24,2\%$.

При сообщении 100 кал 1 м^3 рабочего тела, что соответствует $\delta = 3,562$, термический коэффициент полезного действия цикла Гемфри получается около 33% .

При дальнейшем увеличении Q до 300 кал , что соответствует $\delta = 6,074$, термический коэффициент полезного действия растет до 42% и т. д. При $Q_1 = 800 \text{ кал}$, для которого $\delta = 11$, термический коэффициент полезного действия $\eta_i = 51,7\%$.

Таким образом, если для двигателя Отто недопустимо с точки зрения хорошего использования тепла работать с малой степенью сжатия, то для двигателя Гемфри столь незначительная степень сжатия не представляет никаких термических невыгод, если только машина будет полностью нагружаема, и лишь при недогрузке могут сказаться отрицательные стороны малого сжатия. Если для двигателя Отто с изменением степени сжатия от 2 до 4 термический коэффициент полезного действия изменился с 24% до, примерно, 43% , т.-е. почти вдвое, то для двигателя Гемфри, работающего с полной нагрузкой, $Q_1 = 800 \text{ кал}$, термический коэффициент полезного действия η_i в тех же пределах изменения ϵ увеличится с $51,7\%$ до 63% , т.-е. всего на 22% от первоначального значения.

Цикл Гемфри со сгоранием по $p = \text{const}$. Имеем (фиг. 39):

$$\eta_i = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

$$Q_1 = c_p (T_s - T_c) = c_p T_c \left(\frac{T_s}{T_c} - 1 \right)$$

$$Q_2 = c_p (T_f - T_a) = c_p T_c \left(\frac{T_f}{T_a} - 1 \right).$$

Так как

$$\frac{T_c}{T_a} = \frac{T_s}{T_f},$$

или

$$\frac{T_c}{T_s} = \frac{T_a}{T_f},$$

то, следовательно,

$$\frac{T_s}{T_c} - 1 = \frac{T_f}{T_a} - 1.$$

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

$$\text{Отсюда} \quad \eta_i = 1 - \frac{c_p T_a \left(\frac{T_f}{T_a} - 1 \right)}{c_p T_c \left(\frac{T_c}{T_a} - 1 \right)} = 1 - \frac{T_c}{T_a};$$

$$\text{но} \quad \frac{T_c}{T_a} = \varepsilon^{k-1},$$

$$\text{и} \quad \eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad 68$$

Таким образом термический коэффициент полезного действия цикла Гемфри со сгоранием по $p = \text{const.}$ выражается так же, как и для цикла Отто, т.е. зависит от степени сжатия и от показателя адиабаты.

Если из точки a провести изоплеру до точки e , то диаграмма $acze$ представляет работу, которую можно получить по циклу Дизеля, площадь же aef дает дополнительную работу за счет продолженного расширения.

Как и в предыдущем случае, эта работа может быть использована на валу лишь в том случае, если работа трения с изменением объема с v_a по v_f будет меньше работы указанной площади, что, однако, не имеет места для нормального кривошипного механизма.

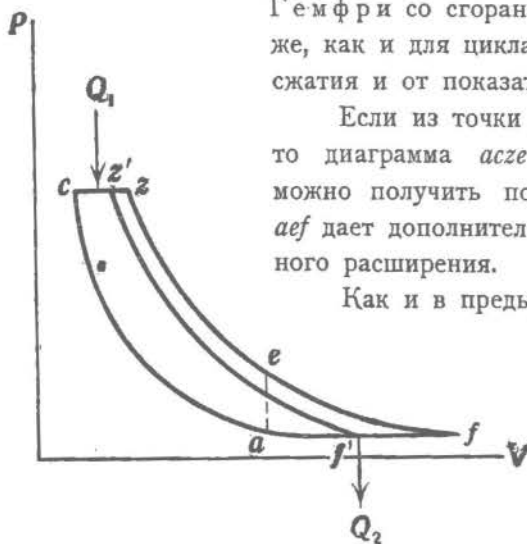
На фиг. 39 представлены диаграммы $aczf$ для полной нагрузки, $acz'f'$ для уменьшенной нагрузки. Коэффициент полезного действия циклов той и другой диаграммы одинаков.

Оба разобранных только что цикла с продолженным расширением могут найти себе применение при осуществлении газовой турбины, для которой нет никаких затруднений вести расширение до атмосферы.

Поэтому если бы удалось побороть все практические затруднения при осуществлении газовой турбины, то термический коэффициент полезного действия, который можно ожидать от такого лопаточного механизма, будет значительно выше против нормального кривошипного механизма.

§ 5. СМЕШАННЫЙ ЦИКЛ (САБАТЭ)

Для достижения более высокого термического использования, с одной стороны (С а б а т э), и упрощения конструкции, с другой стороны (Б р о н с и Б л е к с т о н), ряд заводов стал осуществлять рабочий процесс по сме-



Фиг. 39.

шанному циклу, в котором часть тепла сообщается по линии $v = \text{const.}$ и другая — по линии $p = \text{const.}$

Термический коэффициент полезного действия. На фиг. 40 изображен цикл Сабатэ: ac — адиабата сжатия, по линии cz' сообщено Q_1 кал по $v = \text{const.}$, по линии $z'z$ сообщено Q_2 кал по $p = \text{const.}$, линия ze — адиабата расширения, по линии ea отдано Q_3 кал холодному источнику.

Всего сообщено $(Q_1 + Q_2)$ кал; отсюда термический коэффициент полезного действия

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_3}{Q_1 + Q_2}. \quad 69$$

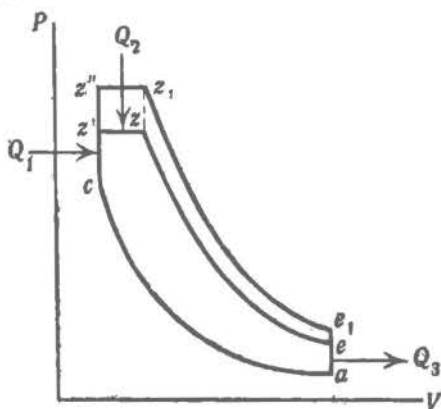
Согласно определениям в § 1 имеем:

$$\frac{V_a}{V_c} = \epsilon; \quad \frac{p_{z'}}{p_c} = \lambda; \quad \frac{V_z}{V_c} = \rho.$$

Выразим тепло через температуры и теплоемкости:

$$\begin{aligned} Q_1 &= c_v (T_{z'} - T_c) \\ Q_2 &= c_p (T_z - T_{z'}) \\ Q_3 &= c_v (T_e - T_a); \end{aligned}$$

вставив эти выражения в уравнение 69, получим:



Фиг. 40.

$$\eta_t = 1 - \frac{T_e - T_a}{T_{z'} - T_c + k(T_z - T_{z'})}. \quad 70$$

Выразим все температуры, входящие в это уравнение, через температуру T_a , пользуясь вышеприведенными обозначениями и уравнением адиабаты:

$$\begin{aligned} T_c &= T_a \epsilon^{k-1} \\ T_{z'} &= \lambda T_c = \lambda \epsilon^{k-1} T_a \\ T_z &= \rho T_{z'} = \rho \lambda \epsilon^{k-1} T_a \\ T_e &= T_z \left(\frac{\rho}{\epsilon}\right)^{k-1} = \rho^k \lambda T_a, \end{aligned}$$

откуда, после подстановки,

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k \lambda - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \quad \eta_t$$

Таким образом, термический коэффициент полезного действия цикла Сабатэ зависит от показателя адиабаты k , степени сжатия ϵ , степени предварительного расширения ρ и степени увеличения давления λ .

Исследование формулы η_c . Если в указанной формуле подставим $\rho=1$, то смешанный цикл превращается в нормальный цикл Отто; если подставим $\lambda=1$, то цикл превращается в нормальный цикл Дизеля. Действительно, произведя указанные подстановки, получаем: для $\rho=1$

$$\eta_{11} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}},$$

термический коэффициент цикла Отто; для $\lambda=1$

$$\eta_{11} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)},$$

термический коэффициент цикла Дизеля.

Для того чтобы выявить влияние отдельных факторов на термический коэффициент полезного действия и их взаимные отношения, необходимо проследить изменение термического коэффициента полезного действия в зависимости от одной лишь переменной, в то время когда другие величины получают какие-нибудь постоянные значения.

Лишь при таком рассмотрении возможно будет достаточно ясно обрисовать влияние каждого отдельного фактора, входящего в выражение 71.

Основной вопрос, который возникает у исследователя,— тот, каким образом должно быть подведено тепло для того, чтобы обеспечить максимальное использование. В цикле Сабатэ это тепло состоит из тепла, сообщенного по $v=const.$ и по $p=const.$

Предположим, что количество тепла $Q_1 + Q_2$ не меняется, а меняется лишь относительное значение этих теплот Q_1 и Q_2 , так что сумма их $Q = Q_1 + Q_2 = const.$, т.е. подведенное тепло остается постоянным.

Имеем:

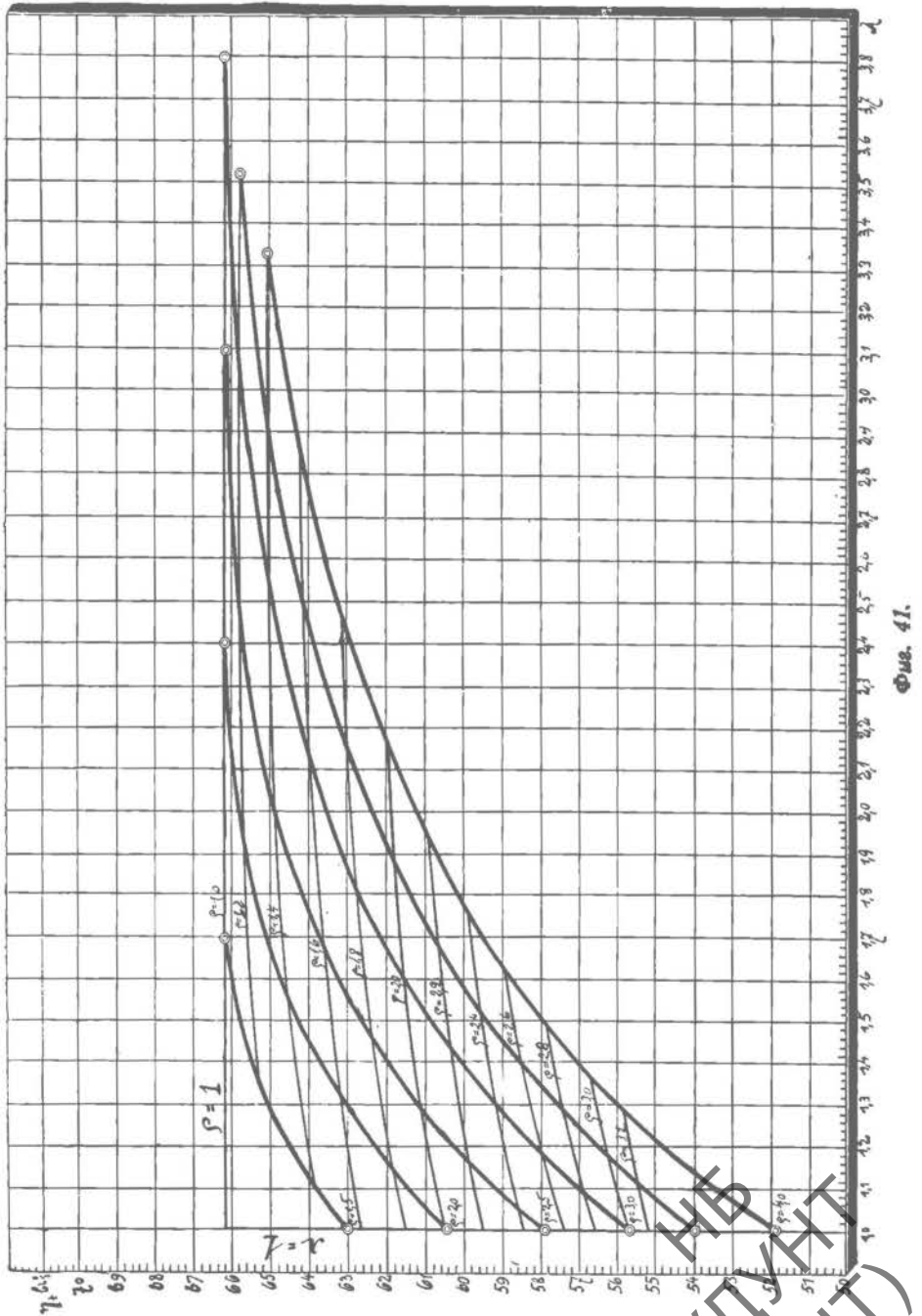
$$\begin{aligned} Q_1 &= c_v (T_{2'} - T_c) = c_v T_c \left(\frac{T_{2'}}{T_c} - 1 \right) = c_v T_c (\lambda - 1) \\ Q_2 &= c_p (T_s - T_{2'}) = c_p T_{2'} \left(\frac{T_s}{T_{2'}} - 1 \right) = c_p T_{2'} (\rho - 1) \\ Q_1 + Q_2 &= c_v T_c (\lambda - 1) + c_p T_{2'} (\rho - 1) = const. \\ \frac{Q_1 + Q_2}{c_v T_c} &= \lambda - 1 + k\lambda (\rho - 1) = const. \end{aligned} \quad 72$$

При постоянной теплоемкости и постоянной степени сжатия c_v и T_c суть величины постоянные, и вся левая часть ур-ния также постоянна.

Полученное выражение в правой части (72) позволяет при постоянном сообщении тепла определить связь между λ и ρ .

Задаваясь разными значениями для λ и определяя соответствующие им значения ρ при данном количестве сообщенного тепла $Q_1 + Q_2$ и под-

ставляя полученные значения в формулу термического коэффициента полезного действия (71), — найдем изменения η_t при вышеуказанных условиях,



Фиг. 41.

изображенные на фиг. 41. Здесь жирные кривые соответствуют термическому использованию при постоянном сообщении тепла в зависимости от изменения ρ и λ , а тонкие кривые — η_t при постоянном ρ в зависимости

от изменения λ и количества сообщенного тепла. Эти кривые построены для степени сжатия $\epsilon = 15$ и $k = 1,4$.

При $\lambda = 1$ получаем значения η_t для разных ρ , соответствующие нормальному циклу Дизеля. При $\rho = 1$ получаем значения η_t для цикла Отто. Таким путем с левой стороны диаграмма ограничена вертикальной прямой $\lambda = 1$, сверху ограничена прямой $\rho = 1$.

При постоянном количестве сообщенного тепла смешанный цикл, по мере удаления от цикла Дизеля и приближения к циклу Отто, повышает коэффициент полезного действия. В пределе, когда все тепло сообщается по $v = const.$, термический коэффициент полезного действия, независимо от количества сообщенного тепла, для всех кривых получится одинаковым.

Если при данной степени предварительного расширения ρ увеличить λ за счет большего сообщения количества тепла, то η_t последнего цикла несколько увеличится. Таким образом, коэффициент полезного действия диаграммы $ac'z'e$ меньше коэффициента полезного действия диаграммы $ac''z_1e_1$ (фиг. 40).

На диаграмме 42 представлены изменения коэффициента полезного действия в зависимости от практических изменений ρ и λ в пределах $\rho = 2,0-3,0$ и $\lambda = 1,0-1,3$, как они имеют место в двигателях, работающих по этому циклу.

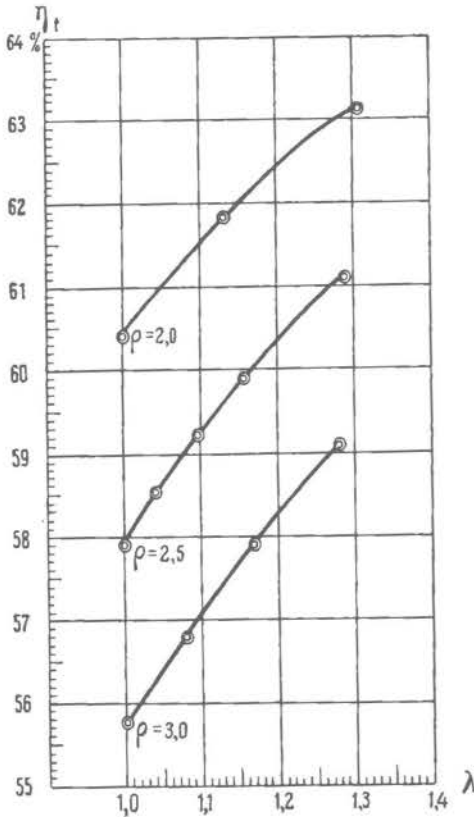
§ 6. ЦИКЛ СО СГОРАНИЕМ по $T = const.$

Определение коэффициента полезного действия. Термический коэффициент полезного действия (фиг. 43)

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

Количество сообщенного тепла по изотерме, эквивалентное работе по этой кривой,

$$Q_1 = Ap_c v_c \ln \frac{p_c}{p_2} = ART_c \ln \frac{V_2}{V_c}$$



Фиг. 42.

или

$$Q_1 = ART_c \ln \rho = (c_p - c_v) T_c \ln \rho.$$

Количество тепла, отданного холодному источнику,

$$Q_2 = c_v (T_e - T_a).$$

Подставляя эти значения в формулу для η_{tt} и сокращая на c_v , получаем:

$$\eta_{tt} = 1 - \frac{T_e - T_a}{(k-1) T_c \ln \rho} = 1 - \frac{\frac{T_e}{T_c} - \frac{T_a}{T_c}}{(k-1) \ln \rho}.$$

Как и для двигателя Дизеля, степень расширения

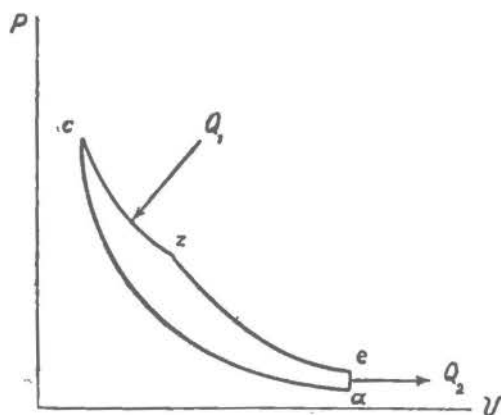
$\delta = \frac{\epsilon}{\rho}$. Выразим связь между температурами через ϵ и δ :

$$T_c = T_a \epsilon^{k-1}; T_c = T_z;$$

$$T_e = \frac{T_z}{\delta^{k-1}} = \frac{T_c}{\delta^{k-1}};$$

отсюда отношения:

$$\frac{T_e}{T_c} = \frac{1}{\delta^{k-1}}; \frac{T_a}{T_c} = \frac{1}{\epsilon^{k-1}}.$$



Фиг. 43.

Подставляя эти выражения, получаем:

$$\eta_{tt} = 1 - \frac{\frac{1}{\delta^{k-1}} - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}}{(k-1) \ln \rho} = 1 - \frac{\frac{\rho^{k-1}}{\epsilon^{k-1}} - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}}{(k-1) \ln \rho}, \text{ или}$$

$$\eta_{tt} = 1 - \frac{\rho^{k-1} - 1}{(k-1) \epsilon^{k-1} \ln \rho}.$$

73

Исследование формулы η_{tt} . Термический коэффициент полезного действия, вычисленный по этой формуле, при одинаковой степени сжатия, по сравнению с циклом Дизеля, дает меньшее значение.

Цифровое сравнение термического использования приведено ниже, здесь же необходимо отметить, что работа, получаемая при сгорании по $T = const.$, ниже, чем для цикла Дизеля, вследствие невозможности сообщения большого количества тепла, и попытки Дизеля создать рациональный тип двигателя с сообщением тепла по принципу Карно, кроме худшего использования, повлекли за собою громоздкость конструкции вследствие малых средних давлений, развиваемых двигателем. Если сооб-

шать тепло за $\frac{1}{2}$ рабочего хода при $\epsilon = 12$, то по $T = const.$ можно сообщить лишь 100 кал на 1 кг рабочего тела, при этом среднее индикаторное давление теоретического цикла—2,3 кг/см², в то время как по циклу Дизеля при том же сообщении тепла $p_i = 2,94$ и может быть при меньших p (по сравнению с $T = const.$) теоретически поднято до 8—9 кг/см². Аналогичные результаты получаются и для других степеней сжатия, что видно из прилагаемой таблицы.

ТАБЛИЦА 13

$Q = 100 \text{ кал}$	$\epsilon = 12,68$		$\epsilon = 16,33$	
	Дизель	$T = const.$	Дизель	$T = const.$
$L \text{ кг-м}$	25 200	20 200	27 600	23 100
p_i	2,94	2,3	3,15	2,63

§ 7. ЦИКЛ БЕЗ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО СЖАТИЯ

Определение коэффициента полезного действия. Термический коэффициент полезного действия цикла (фиг. 44)



Фиг. 44.

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}.$$

$$Q_1 = c_v(T_2 - T_a) = c_v T_a \left(\frac{T_2}{T_a} - 1 \right).$$

Выразим отношение температур через отношение давлений; так как сгорание идет по $v = const.$:

$$\frac{T_2}{T_a} = \frac{p_2}{p_a} = \frac{p_s}{p_e} = \delta^k,$$

где $\delta = \frac{V_s}{V_a}$ — степень расширения.

Подставляя, получаем количество сообщенного тепла:

$$Q_1 = c_v T_a (\delta^k - 1).$$

Количество тепла, отданного холодному источнику,

$$Q_2 = c_p(T_s - T_a) = c_p T_a \left(\frac{T_s}{T_a} - 1 \right);$$

но

$$\frac{T_e}{T_a} = \frac{V_e}{V_a} = \delta, \text{ откуда } Q_2 = c_p T_a (\delta - 1).$$

Подставляя вычисленные количества тепла в ур-ние для η_i , сокращая на T_a и заменяя отношение $\frac{c_p}{c_v}$ через k , получаем окончательно:

$$\eta_i = 1 - \frac{k(\delta - 1)}{\delta^k - 1}. \quad 74$$

Исследование формулы η_i . Как видно из формулы 74, с увеличением показателя адиабаты k и степени расширения δ коэффициент полезного действия двигателя возрастает; степень расширения зависит от нагрузки и растет в прямой зависимости от последней, следовательно коэффициент полезного действия сильно нагруженной машины, соответствующий диаграмме azc , больше коэффициента полезного действия при малой нагрузке, соответствующего диаграмме $az'e'$.

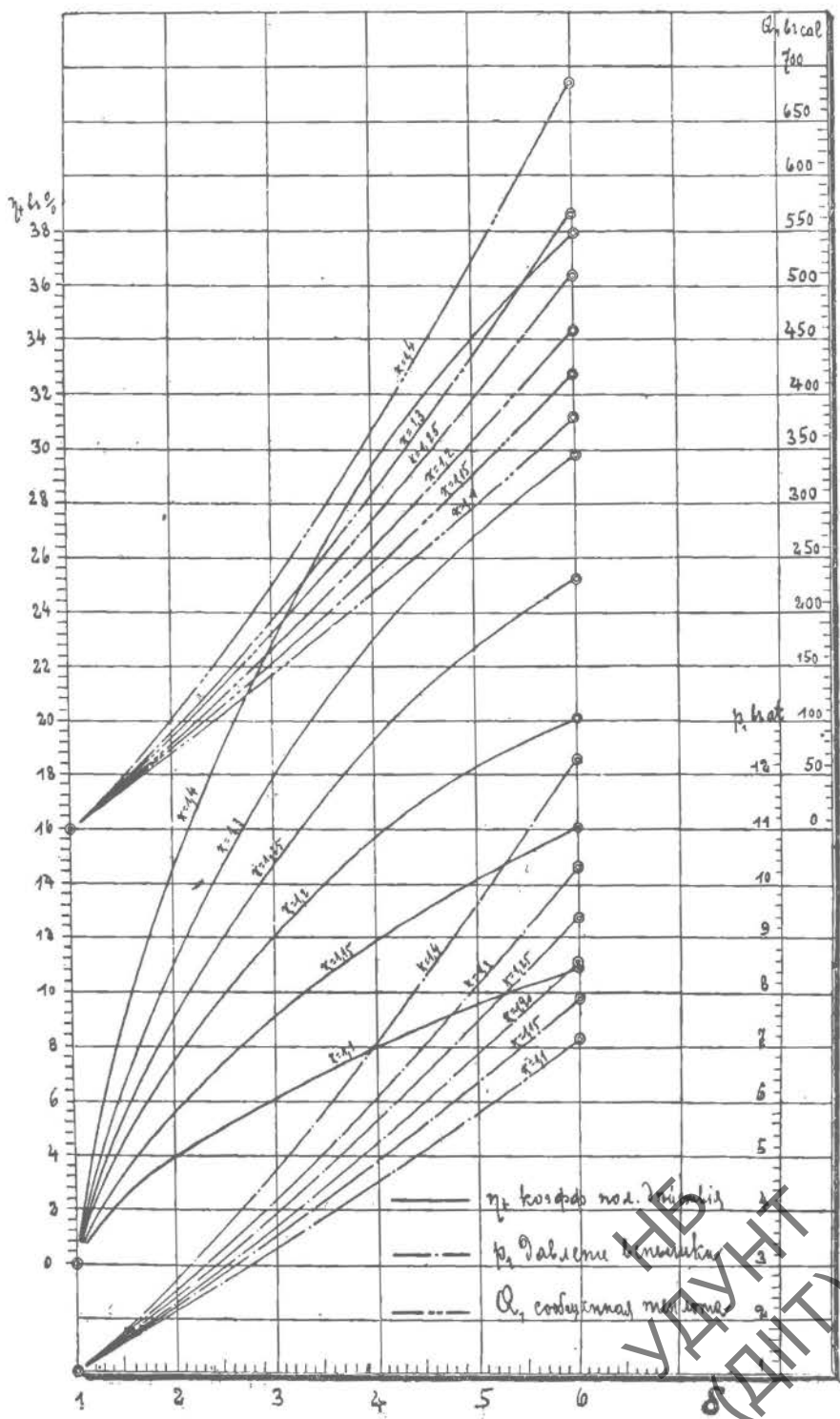
На диаграмме (фиг. 45) приведены термические коэффициенты полезного действия двигателя в зависимости от степени расширения δ и показателя k . Тут же приведены соответствующие значения давлений при вспышке. Как видно, этот цикл при большом сообщении тепла в процессе сгорания может гарантировать термическое использование до 38%.

В первых газовых турбинах Хольцварда, работавших без предварительного сжатия, полностью осуществлялся рабочий процесс вышеуказанного цикла, давая 7% использования тепла, отнесенного к валу машины, т.-е. лучшего использования, чем поршневые двигатели, построенные по типу Ленуара.

Если принять во внимание, что для хорошего образования рабочей смеси необходимо было работать с избытком воздуха и на 1 м³ смеси подводилось 300 кал, то соответствующее $\delta \cong 4$ и $k \cong 1,28$ для сгоревших газов; термический коэффициент полезного действия получится 23%. При низком механическом коэффициенте полезного действия осуществленной газовой турбины вполне объясняется эффективное использование в 7%.

Поршневые двигатели, не могущие по вышеуказанным причинам выгодно осуществлять рабочий процесс по этому циклу и принужденные работать с ограниченным расширением (двигатель Ленуара), имеют еще низшие цифры термического использования, не превышающие 5% превращения тепла в работу, отнесенного к валу машины.

Вышеприведенные формулы для η_i были найдены в предположении постоянства теплоемкостей; величины η_i изменятся, если принять изменяемость теплоемкости.



Фиг. 45.

§ 8. ЦИКЛ ОТТО (при $c \neq const.$)

Даны Q_1 , ϵ и состояние точки a (фиг. 46); рабочий цикл совершается двухатомным газом.

По ур-нию адиабаты при $c \neq const.$:

$$\frac{T_a}{T_c} = \left(1 - \frac{rT_a}{k_0 - 1}\right) \left(\frac{V_c}{V_a}\right)^{k_0 - 1} + \frac{rT_a}{k_0 - 1},$$

или

$$\frac{T_a}{T_c} = \left(1 - \frac{rT_a}{k_0 - 1}\right) \frac{1}{\epsilon^{k_0 - 1}} + \frac{rT_a}{k_0 - 1}, \quad 75$$

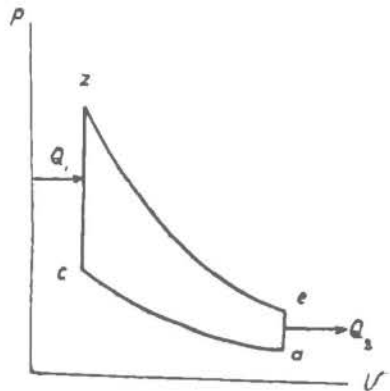
определяем температуру в конце сжатия T_c .

Зная количество сообщенного тепла Q_1 , определяем температуру вспышки T_z по уравнению:

$$Q_1 + (a_v + b_m T_c)T_c = (a_v + b_m T_z)T_z^1, \quad 76$$

при чем все значения Q_1 и $(a_v + b_m T)$ могут быть взяты по отношению либо объемных, либо весовых единиц.

Температуру в точке e определяем по уравнению адиабаты:



Фиг. 46.

$$\frac{T_z}{T_e} = \left(1 - \frac{rT_z}{k_0 - 1}\right) \left(\frac{V_e}{V_z}\right)^{k_0 - 1} + \frac{rT_z}{k_0 - 1},$$

или

$$\frac{T_z}{T_e} = \left(1 - \frac{rT_z}{k_0 - 1}\right) \epsilon^{k_0 - 1} + \frac{rT_z}{k_0 - 1}. \quad 77$$

Зная температуры рабочего цикла, находим термический коэффициент полезного действия:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{[a_v + b_m (T_e + T_z)] (T_e - T_a)}{Q_1}. \quad 78$$

Пример. Определить коэффициент полезного действия при постоянных и переменных теплоемкостях для цикла Отто для степени сжатия $\epsilon = 5$, при сообщении 500 кал тепла на 1 кг рабочего воздуха при начальном состоянии воздуха, соответствующем точке a , 1 атм и 300° абс.

1) b_m относится к средней теплоемкости.

При $c = const.$ $\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{5^{0,41}} = 1 - \frac{1}{1,943} = 0,483.$

При $c \neq const.$ имеем:

для воздуха $k = 1,422 - \frac{0,572}{10\ 000} T$; $k_0 = 1,422$; $r = \frac{0,572}{10\ 000}$;

$$\frac{300}{T_c} = \left(1 - \frac{0,572 \cdot 300}{0,422 \cdot 10\ 000} \right) \frac{1}{5^{0,422}} + \frac{0,572 \cdot 300}{0,422 \cdot 10\ 000};$$

$$\frac{300}{T_c} = 0,5277, \text{ откуда } T_c = 568^{\circ} \text{ абс.}$$

Пишем уравнение сгорания, относя все величины к 1 кг-мол.

Для воздуха ($\mu = 29$) имеем:

$$Q_1 = \mu \cdot 500 = 29 \cdot 500; a_v + b_m T = 4,625 + 0,00053 T;$$

$$500 \cdot 29 + (4,625 + 0,00053 \cdot 568) 568 = (4,625 + 0,00053 T_2) T_2,$$

откуда

$$T_2 = 2830^{\circ} \text{ абс.}$$

Для адиабаты расширения имеем:

$$\frac{2830}{T_s} = \left(1 - \frac{0,572 \cdot 2830}{0,422 \cdot 10\ 000} \right) 5^{0,422} + \frac{0,572 \cdot 2830}{0,422 \cdot 10\ 000}; \frac{2830}{T_s} = 1,599.$$

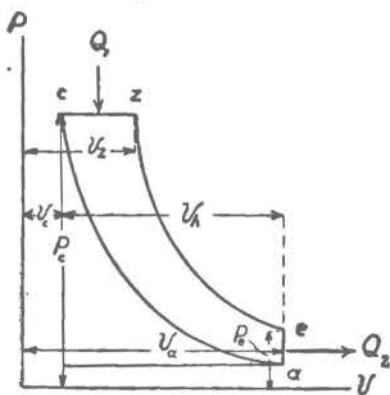
$$T_s = 1770^{\circ} \text{ абс.}$$

$$\eta_i = 1 - \frac{[4,625 + 0,00053(300 + 1770)](1770 - 300)}{29 \cdot 500} = 0,421.$$

§ 9. ЦИКЛ ДИЗЕЛЯ (при $c \neq const.$)

Даны ρ , ϵ и состояние точки a ; цикл совершается двухатомным газом (фиг. 47).

Как и в цикле Отто, определяем последовательно характерные температуры T_c , T_s и T_e из следующих уравнений:



Фиг. 47.

$$\frac{T_a}{T_c} = \left(1 - \frac{rT_a}{k_0 - 1} \right) \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^{k_0 - 1} + \frac{rT_a}{k_0 - 1},$$

или

$$\frac{T_a}{T_c} = \left(1 - \frac{rT_a}{k_0 - 1} \right) \frac{1}{\epsilon^{k_0 - 1}} + \frac{rT_a}{k_0 - 1},$$

$$T_s = \rho T_c. \quad 79$$

$$\frac{T_s}{T_e} = \left(1 - \frac{rT_s}{k_0 - 1} \right) \left(\frac{V_e}{V_s} \right)^{k_0 - 1} + \frac{rT_s}{k_0 - 1}, \text{ или } \frac{T_s}{T_e} = \left(1 - \frac{rT_s}{k_0 - 1} \right) \delta^{k_0 - 1} + \frac{rT_s}{k_0 - 1}.$$

На основании полученных температур термический коэффициент полезного действия двигателя выразится:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{[a_v + b_m(T_c + T_a)](T_c - T_a)}{[a_p + b_m(T_c + T_2)](T_2 - T_c)}. \quad 80$$

Пример. Определить коэффициент полезного действия для цикла Дизеля при постоянных и переменных теплоемкостях, при $\epsilon = 15$, $\rho = 3$ и начальном состоянии воздуха 1 атм и 300° абс.

Имеем:

$$\begin{aligned} \text{при } c = \text{const. } \eta_t &= 1 - \frac{\rho^k - 1}{(\rho - 1)k \cdot \epsilon^{k-1}} = 1 - \frac{3^{1,41} - 1}{2 \cdot 1,41 \cdot 15^{0,41}} = \\ &= 1 - \frac{4,7 - 1}{2 \cdot 1,41 \cdot 3,034} = 0,567; \end{aligned}$$

$$\text{при } c \neq \text{const. для воздуха } k = 1,422 - \frac{0,572}{10000} T;$$

молекулярная средняя теплоемкость:

$$\begin{aligned} a_v + b_m T &= 4,625 + 0,00053 T \\ a_p + b_m T &= 6,610 + 0,00053 T \\ \frac{300}{T_c} &= \left(1 - \frac{0,572 \cdot 300}{0,422 \cdot 10000}\right) \frac{1}{15^{0,422}} + \frac{0,572 \cdot 300}{0,422 \cdot 10000}; \frac{300}{T_c} = 0,3472, \end{aligned}$$

откуда

$$\begin{aligned} T_c &= 864^\circ \text{ абс.} \\ T_s &= \rho T_c = 3 \cdot 864 = 2592^\circ \text{ абс.} \\ \delta &= \frac{\epsilon}{\rho} = \frac{15}{3} = 5. \end{aligned}$$

Для адиабаты расширения имеем:

$$\begin{aligned} \frac{2592}{T_s} &= \left(1 - \frac{0,572 \cdot 2592}{0,422 \cdot 10000}\right) \cdot 5^{0,422} + \frac{0,572 \cdot 2592}{0,422 \cdot 10000}; \frac{2592}{T_s} = 1,631; \\ T_s &= 1588^\circ \text{ абс.} \end{aligned}$$

Таким образом

$$\eta_t = 1 - \frac{[4,625 + 0,00053(1588 + 300)](1588 - 300)}{[6,610 + 0,00053(864 + 2592)](2592 - 864)} = 1 - 0,497 = 0,503.$$

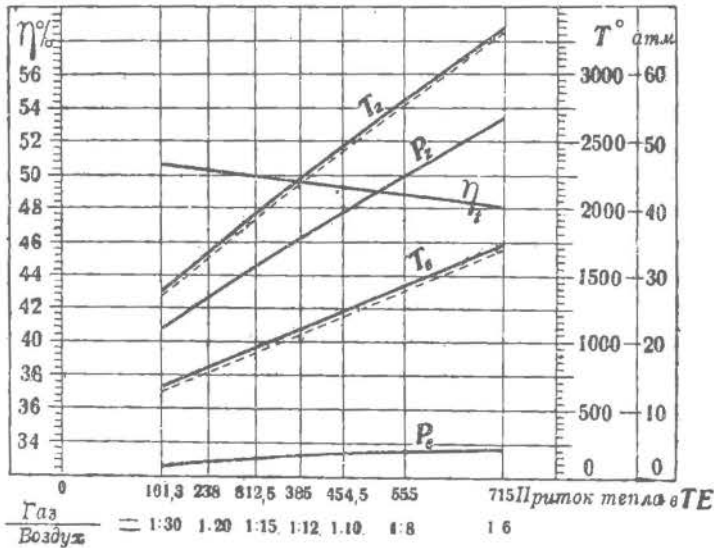
§ 10. СРАВНЕНИЕ ЦИКЛОВ ПРИ ПОСТОЯННОЙ И ПЕРЕМЕННОЙ ТЕПЛОЕМКОСТЯХ

Зависимость величины η_t от состава рабочей смеси при постоянной и переменной теплоемкостях представлена графически на фиг. 48 и 49, при чем фиг. 48 относится к случаю $c = \text{const.}$, а фиг. 49 — к c переменному.

По оси абсцисс отложены величины теплотворных способностей смеси и соответствующие им отношения количества газа к воздуху, а по оси

ординат отложены величины η_p , температур T и давлений p рабочего цикла.

Сравнивая кривые для η_i этих двух диаграмм, видим, что для случая с

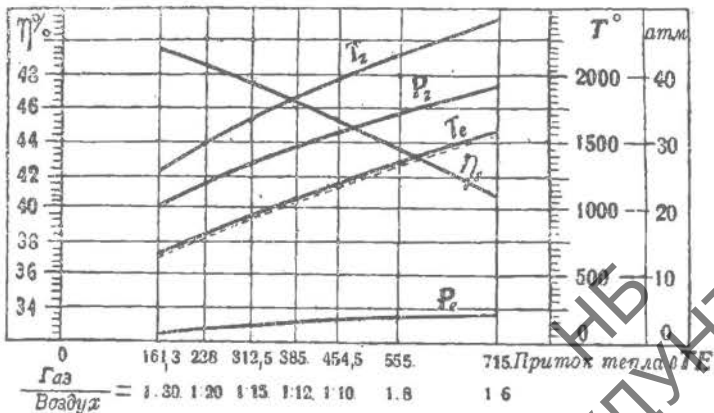


Фиг. 48.

переменного падение η_i по мере обогащения смеси резче, чем при с постоянном.

Для коэффициента смешения $1/30$ (соответствующего 161,3 ккал) η_i для обоих случаев мало разнятся друг от друга (50,5% и 49%), тогда как для смеси богатой ($1/6$) разница эта достигает 7% (48% и 41%).

Из рассмотрения тех же диаграмм, каждой в отдельности, можно проследить зависимость p и T начала и конца расширения от состава смеси.



Фиг. 49.

По мере обогащения смеси p и T соответственно возрастают, вследствие чего увеличивается теплоемкость рабочей смеси, уменьшается k , пони-

жающее термическое использование в двигателе, что видно и из выражений:

$$\eta_{it} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \quad \text{и} \quad \eta_{it} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)\epsilon^{k-1}}.$$

(Отто) (Дизель)

Следовательно, для данного рабочего тела коэффициент η_{it} стоит отчасти в обратной зависимости от температуры.

Таким образом, и здесь подтверждается заключение, что при определенной невыгоднейшей степени сжатия (ϵ) работать с бедной смесью лучше, чем с богатой.

§ 11. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЕ СРАВНЕНИЕ РАБОЧИХ ЦИКЛОВ СО СГОРАНИЕМ: $v = const., p = const., T = const.$

До сих пор мы рассматривали влияние различных факторов на величину η_{it} . Теперь же посмотрим, какой из основных рабочих циклов является наиболее экономичным (фиг. 50). В выражении для η_{it} :

$$\eta_{it} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}},$$

заменяем отношение объемов ϵ отношением соответствующих давлений. Для бесконечно малых циклов, на которые мы можем разбить наши циклы, можно принять за постоянные давления и объемы в начале и в конце получения тепла так же, как в начале и в конце отдачи тепла.

Тогда для каждого из таких элементарных циклов η_{it} будет:

$$\eta_{it} = 1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

(p_2 — давление при отдаче тепла, p_1 — при его получении).

Очевидно, что большее p_1 дает и больший η_{it} . Поэтому, если сравнивать три приведенных здесь термических цикла двигателей внутреннего сгорания при одинаковом давлении сжатия, в которых сгорание происходит при $v = const., p = const.$ и $T = const.$, то наиболее выгодным из них оказывается цикл Отто ($v = const.$), так как в нем с каждым следующим элементарным циклом давление сгорания растет (p_2 — для всех трех циклов постоянно), а следовательно, и экономичность повышается.

Цикл Дизеля ($p = const.$) оказывается менее выгодным ввиду того, что давления сгорания всех элементарных циклов у него остаются постоянными, но в свою очередь он все же экономичнее изотермического цикла, у которого давления сгорания падают и экономичность каждого следующего элементарного цикла понижается.

Если провести такое же сравнение циклов с отдачей тепла при постоянном объеме, а не при постоянном давлении, как это рассмотрено в предыдущем случае, то все элементарные циклы Отто в термическом отношении равноценны. Для двигателей Дизеля, а в особенности для цикла с сообщением тепла по $T = const.$, каждый последующий цикл

ухудшает рабочий процесс, что вполне соответствует раньше выведенной формуле.

Другая картина получилась бы, если вести сравнение при одинаковых максимальных давлениях сгорания. На практике это и имеет решающее значение, так как конструктивные размеры машины диктуются теми максимальными давлениями, которые развиваются в машине. С этой точки зрения двигатель Дизеля, могущий осуществлять рабочий процесс со значительно повышенными степенями сжатия против цикла Отто, имеет все преимущества в сравнении с другими системами.

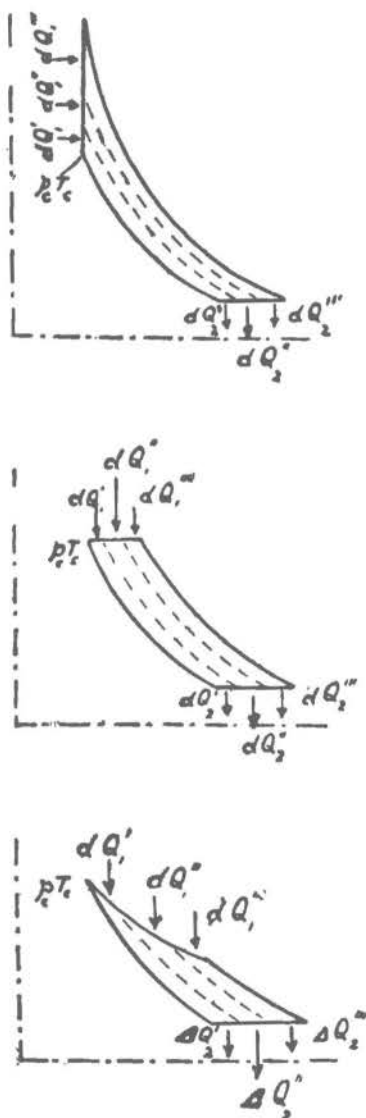
Как из последующего будет ясно, отдача на валу машины стоит в прямой зависимости от среднего полезного давления, развиваемого рабочей диаграммой, и в обратной зависимости от средних давлений в процессе сжатия и расширения. Действительно экономичны будут лишь те машины, которые при практически допустимых давлениях могут развить достаточную рабочую площадь по осуществляемому циклу. Ведение сгорания по $T = const.$, требующее для получения экономичного цикла высоких давлений, дает слишком незначительную рабочую площадь диаграммы, в большей части своей поглощаемой трением самого механизма.

Сравнение термической экономичности основных циклов при одинаковой степени сжатия ϵ и одинаковом наивысшем

давлении дано в таблицах 14 и 15; последняя вычислена для максимального давления в 35, 50 и 100 атм при сообщении в процессе сгорания 100 кал тепла на 1 кг рабочего тела.

1. — Для цикла со сгоранием по $p = const.$ (цикл Дизеля):
давление конца сжатия p_c равно давлению в конце сгорания.

Принимая для всех трех случаев начальную температуру $T_a = 300^\circ$ и



Фиг. 50.

показатель адиабаты $k = 1,4$, находим для $p_{max} = 50 \text{ атм}$ степень сжатия $\epsilon = 16,33$ и степень предварительного расширения $\rho = 1,453$, откуда термический коэффициент полезного действия

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)\epsilon^{k-1}} = 0,646.$$

2. — Для цикла со сгоранием по $T = const.$:

максимальное давление соответствует давлению в конце сжатия $p_c = 50 \text{ атм}$, степень сжатия — та же, что и у предыдущего цикла, $\epsilon = 16,33$. Степень предварительного расширения ρ_1 определим на основании уравнения:

$$Q_1 = ART_e \ln \rho_1 = c_v (k - 1) T_c \ln \rho_1.$$

$\rho_1 = 4,954$, откуда термический коэффициент полезного действия

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho_1^{k-1} - 1}{\epsilon^{k-1} (k - 1) \ln \rho_1} = 0,542.$$

3. — Для цикла со сгоранием по $v = const.$ (цикл Отто):

задаваясь тем же максимальным давлением, соответствующим давлению вспышки $p_s = 50 \text{ атм}$, определяем степень сжатия ϵ на основании двух уравнений:

$$Q_1 = c_v (T_s - T_c) \text{ и } \frac{T_s}{T_c} = \frac{p_s}{p_c},$$

приводимых к виду:

$$Q_1 \epsilon = c_v T_a \left(\frac{p_s}{p_a} - \epsilon^k \right), \quad 81$$

откуда $\epsilon = 10,9$, и термический коэффициент полезного действия

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} = 0,615.$$

Как видно, наивыгоднейшее использование дает сгорание по $p = const.$, затем по $v = const.$, и наименьшая экономия получается при сгорании по $T = const.$

Аналогичные вычисления проделаны для максимального давления в 35 и 100 атм. Результаты остаются те же.

Сравнения при одинаковой степени сжатия для трех типов сгорания приведены при $\epsilon = 6$ и $\epsilon = 10$; η_t вычислены на основании вышеприведенных формул.

При $\epsilon = 10$ и сообщении тепла в 100 кал термический коэффициент полезного действия для цикла Отто получился 0,603, для цикла Дизеля — 0,568 и для цикла со сгоранием по $T = const.$ — 0,398, т. е. наилучшее использование соответствует сообщению тепла по $v = const.$

Те же соотношения получаем для $\epsilon = 6$.

ТАБЛИЦА 14

Сравнительные величины η_t при одинаковой степени сжатия ϵ для различных рабочих циклов

	$\epsilon=6; Q_1=73,7 \text{ кал}$			$\epsilon=10; Q_1=100 \text{ кал}$		
	P_{max}	ρ	η_t	P_{max}	ρ	η_t
Цикл со сгоранием по $v = const.$	21,0	1,0	0,512	44,8	1,0	0,603
$p = const.$	12,3	1,5	0,467	25,18	1,473	0,568
$T = const.$	12,3	5,85	0,289	25,18	7,0	0,398

ТАБЛИЦА 15

Сравнительные величины η_t при одинаковом максимальном давлении для различных рабочих циклов

$Q_1 = 100 \text{ кал/кг}$ раб. тела	$P_{max} = 35 \text{ атм}$			$P_{max} = 50 \text{ атм}$			$P_{max} = 100 \text{ атм}$		
			η_t		ρ	η_t		ρ	η_t
Цикл со сгоранием по $v = const.$	8,15	1,0	0,568	10,9	1,0	0,615	19,3	1,0	0,694
Цикл со сгоранием по $p = const.$	12,68	1,503	0,605	16,33	1,453	0,646	26,79	1,372	0,714
Цикл со сгоранием по $T = const.$	12,68	5,902	0,473	16,33	4,954	0,542	26,79	3,715	0,648

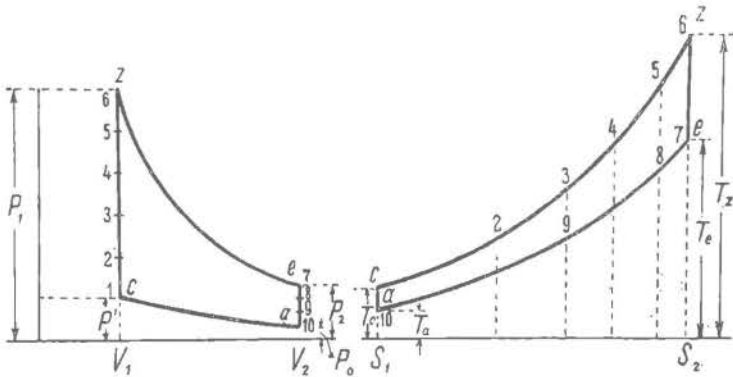
Сопоставляя эти две таблицы, мы видим, что при одинаковом использовании в 60,5% максимальное давление для цикла Дизеля равно 35 атм, а для цикла Отто — 44,8 атм. При практическом осуществлении таких рабочих циклов максимальное давление для цикла Дизеля мало изменится, в то время как для цикла Отто понижение составит от 4 до 5 атм, и практически разница между двумя рабочими циклами, работающими с одинаковым использованием, не превзойдет 5 атм.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ
ТЕПЛОВЫЕ ДИАГРАММЫ

§ 1. ПЕРЕНОС РАБОЧЕЙ ДИАГРАММЫ В ТЕПЛОВУЮ

Наиболее наглядное представление о протекании рабочего цикла в различные его периоды дает тепловая диаграмма, к рассмотрению которой мы и приступим.

Пусть имеем рабочую диаграмму (в координатах p, v) идеального цикла Отто (фиг. 51); при переносе ее в тепловую (TS) диаграмму получим для адиабат ac и ze две прямые ac и ze , параллельные оси орди-



Фиг. 51.

нат (T), а для кривых $v = const.$ — cz и ea — две логарифмические кривые cz и ea (изоплеры).

Чтобы найти способ построения тепловой диаграммы, определим зависимость между энтропией, с одной стороны, давлением и объемом — с другой.

Мы имеем:

$$S = \int \frac{dQ}{T}.$$

Пользуясь уравнениями

$$\begin{cases} dQ = c_v dT + Ap dv \\ pv = RT \\ k = \frac{c_p}{c_v} \text{ и} \\ c_p - c_v = c_v (k - 1) = AR, \end{cases}$$

УДМУТ
(ДМУТ)

получим:

$$S = c_v \int \frac{dT}{T} + AR \int \frac{dv}{v}; S = c_v \ln T + AR \ln v + const.;$$

$$S = c_v \ln \frac{pv}{R} + AR \ln v + const. = c_v \ln pv + AR \ln v - \\ - c_v \ln R + const. = c_v \ln pv + AR \ln v + const._1; \\ S = c_v \ln pv + c_v (k - 1) \ln v + const._1;$$

отсюда

$$S = c_v \ln pv^k + const., \quad 82$$

или, относя c_v и $const.$ к масштабу и переходя к десятичным логарифмам $S = \lg pv^k$, откуда

$$S = \lg p + k \lg v. \quad 83$$

Но $pv = RT$, а потому

$$S = \lg \frac{RT}{v} + k \lg v,$$

или

$$S = \lg R + \lg T + (k - 1) \lg v. \quad 84$$

Имея два состояния газа при разных объемах и одинаковых температурах, получим приращение энтропии:

$$S_1 = \lg R + \lg T + (k - 1) \lg v_1 \\ S_2 = \lg R + \lg T + (k - 1) \lg v_2 \\ S_2 - S_1 = (k - 1) \lg \frac{v_2}{v_1}. \quad 85$$

Как видно из уравнения 85, разница энтропий для двух изоплер не зависит от температуры, что указывает на эквидистантность изоплер в диаграмме TS , считая по оси энтропий.

Таковыми же преобразованиями можно получить зависимость энтропии S от давлений p_1 и p_2 .

Имея выведенные уравнения, нетрудно построить на основании рабочей диаграммы—диаграмму тепловую.

Пусть имеем некоторую кривую AB (фиг. 52) в координатах p, v , для которой мы хотели бы найти S и T в тепловой диаграмме.

Возьмем на этой кривой какую-нибудь точку m и найдем для нее выражение

$$S = \lg p + k \lg v.$$

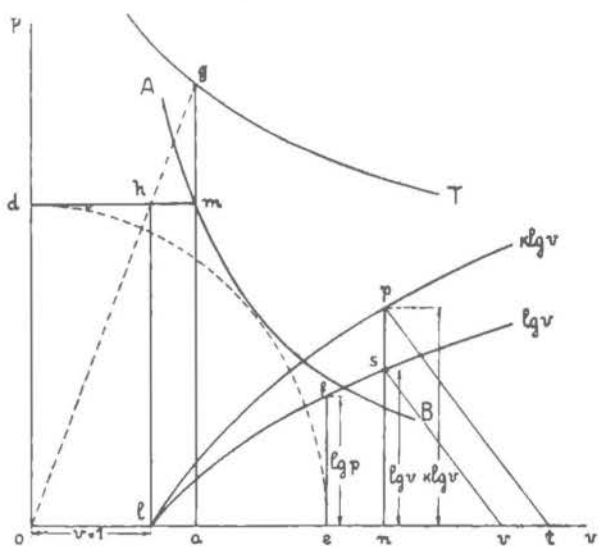
Логарифмическую кривую $\lg v$ строим так: по оси абсцисс откладываем от начала координат $v = 1$; для этого значения v соответствующий логарифм будет равен нулю, и кривая $(\lg v)$ пересечет ось абсцисс в точке l . Беря ряд значений v и откладывая от соответствующих точек оси абсцисс ординаты, равные $\lg v$, получим ряд точек, соединив которые, нанесем кривую $\lg v$. Для того чтобы построить кривую $k \lg v$, поступаем следующим образом: проводим ординату для какой-нибудь точки s ($sn = \lg v$). От точки n откла-

дываем отрезок nv , равный i , и отрезок nt , равный k . Соединив v с s и проведя $tp \parallel sv$, получим точку p , принадлежащую кривой $k \lg v$:

$$pn = \frac{nt \cdot ns}{nv} = k \lg v;$$

ряд таких построений дает нам кривую $k \lg v$. Кривую $\lg p$ можно построить так: из какой-нибудь точки m кривой AB проводим линию \parallel оси абсцисс,

и от точки d пересечения ее с осью ординат засекаем на оси абсцисс радиусом od точку e ; абсцисса oe выражает в данном случае давление p точки m (в масштабе давлений). Рассматривая таким же образом ось абсцисс как ось давлений p , можем считать кривую $\lg v$ как логарифмическую кривую давлений ($\lg p$), но в ином масштабе. Сумма ординат $\lg p + k \lg v$, отложенная в диаграмме TS по оси S , и дает эн-



Фиг. 52.

тропию для любой точки рабочей диаграммы. Остается определить температуру какой-нибудь точки m кривой AB . Для этого из точки l ($ol = i$) восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с линией dm в точке h ; проведя луч oh и продолжив его до пересечения с ординатой точки m , получим ординату ag , которая и будет выражать температуру в определенном масштабе. Действительно: из характеристического уравнения, принимая R за единицу масштаба, имеем $T = pv$, и из треугольников ohl и oga найдем $ag = \frac{hl \cdot oa}{ol} = pv = T$. Найдя таким же путем T для ряда точек кривой AB , получим кривую температур T . Зная T и S , можно любую точку кривой AB перенести в тепловую диаграмму.

§ 2. ПОСТРОЕНИЕ ИЗОБАРЫ, ИЗОПЛЕРЫ И ПОЛИТРОПЫ В ТЕПЛОВОЙ ДИАГРАММЕ ПРИ ПОСТОЯННЫХ ТЕПЛОЕМКОСТЯХ

Перенос в тепловую диаграмму политропических кривых может быть графически осуществлен при помощи изоплеры и изобары. Выведем для этого уравнения S политропы.

Имеем: $p v^x = \text{const.};$

дифференцируя: $p x v^{x-1} dv + v^x dp = 0,$

или $p x dv + v dp = 0.$ 86

Из характеристического уравнения $p v = R T$ имеем:

$$p dv + v dp = R dT. \quad 87$$

Вычитая уравнение 86 из уравнения 87, получим:

$$(1 - x) p dv = R dT. \quad 88$$

По первому принципу термодинамики:

$$dQ = c_v dT + A p dv.$$

Пользуясь уравнением 88:

$$\begin{aligned} dQ &= c_v dT + \frac{AR}{1-x} dT = c_v \left[1 + \frac{AR}{(1-x)c_v} \right] dT, \\ dQ &= c_v \left(1 + \frac{k-1}{1-x} \right) dT = \frac{x-k}{x-1} c_v dT; \end{aligned} \quad 89$$

обозначая $\frac{x-k}{x-1} = \lambda_v$, получим:

$$dQ = \lambda_v c_v dT, \quad 90$$

или, выражая c_v через c_p , получим:

$$dQ = \frac{x-k}{x-1} c_v dT = \frac{x-k}{k(x-1)} c_p dT = \lambda_p c_p dT,$$

где

$$\lambda_p = \frac{x-k}{k(x-1)}.$$

Тогда выражение энтропии

$$S = \int \frac{dQ}{T}$$

для случая политропы примет вид:

$$S = \lambda_v c_v \ln T + \text{const.}$$

$$S = \lambda_p c_p \ln T + \text{const.}$$

Общий же вид выражения энтропии, как мы видели раньше

$$S = c_p [\ln T + (k-1) \ln v] + \text{const.}$$

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

91

92

Откуда имеем частные выражения:

$$S = c_v \ln T + \text{const.} \quad (\text{изоплера}) \quad 93$$

$$S = c_p \ln T + \text{const.} \quad (\text{изобара}) \quad 94$$

Сравнивая эти выражения с выведенными нами выражениями энтропий политропических кривых, видим, что они могут быть легко получены простым умножением энтропии изобары или изоплеры соответственно на λ_p или λ_v .

Таким образом, имея или построив в тепловой диаграмме для данного случая изобару или изоплеру, мы легко можем построить по ним всякую политропу графическим умножением на соответственное λ .

§ 3. ПОСТРОЕНИЕ ИЗОБАРЫ, ИЗОПЛЕРЫ И ПОЛИТРОПЫ В ТЕПЛОВОЙ ДИАГРАММЕ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ ТЕПЛОЕМКОСТЯХ

Если принять величину теплоемкости переменной, то выражение для энтропии принимает несколько иной вид.

$$\text{Имеем:} \quad dQ = c_v dT + Ap dv.$$

При $c \neq \text{const.}$ $c_v = a + bT$. Отсюда

$$dQ = (a + bT) dT + Ap dv.$$

Энтропия

$$S = \int \frac{dQ}{T} = a \int \frac{dT}{T} + b \int dT + AR \int \frac{p dv}{pv} \quad 95$$

$$S = a \left[\ln T + \frac{b}{a} T + \frac{AR}{a} \ln v \right] + \text{const.}$$

Здесь $\frac{AR}{a}$ есть величина постоянная, соответствующая предельному значению теплоемкости c_v при понижении температуры до абсолютного нуля.

При постоянных теплоемкостях значение $\frac{AR}{c_v} = k - 1$.

Аналогичное выражение $\frac{AR}{a}$ при переменных теплоемкостях должно равняться предельному значению показателя адиабаты без единицы ($k_0 - 1$) с понижением температуры также до абсолютного нуля, т.е. $\lim_{T \rightarrow 0} k = k_0$.

Однако, ввиду того, что кривые k заменены прямыми в пределах изменения температур от 500° до 2000° C, значение для предельного k следует относить при построении тепловой диаграммы к температурам в 500° C.

Заменяя $\frac{AR}{a}$ через предельное значение $k_0 - 1$, получим:

$$S = a \left[\ln T + \frac{b}{a} T + (k_0 - 1) \ln v \right] + \text{const.} \quad 96$$

Отсюда для изоплеры и-изобары получим:

$$S = a \left(\ln T + \frac{b}{a} T \right) + const. \text{ (изоплера при } c \neq const.),$$

$$S = ak_0 \left(\ln T + \frac{b}{ak_0} T \right) + const. \text{ (изобара при } c \neq const.).$$

Теперь выведем ур-ние политропы при переменных теплоемкостях. Имеем по уравнению 88:

$$\begin{aligned} (1-x) p dv &= R dT; c_v = a + bT \\ dQ &= c_v dT + Ap dv = (a + bT) dT + Ap dv \\ dQ &= \left(a + bT + \frac{AR}{1-x} \right) dT; k = k_0 - rT \\ dQ &= a \left(1 + \frac{b}{a} T + \frac{AR}{a} \frac{1}{1-x} \right) dT. \end{aligned}$$

Заменяя, согласно предыдущему, $\frac{AR}{a}$ через $k_0 - 1$, получим:

$$dQ = a \left(1 + \frac{b}{a} T + \frac{k_0 - 1}{1-x} \right) dT; dQ = a \left(\frac{x - k_0}{x - 1} + \frac{b}{a} T \right) dT. \quad 97$$

Выражение энтропии примет вид:

$$\begin{aligned} S &= \int \frac{dQ}{T} = a \left(\frac{x - k_0}{x - 1} \ln T + \frac{b}{a} T \right) + const. \\ S &= a \left(\lambda_0 \ln T + \frac{b}{a} T \right) + const. \end{aligned} \quad 98$$

Таким же образом:

$$S = ak_0 \left(\lambda_p \ln T + \frac{b}{ak_0} T \right) + const. \quad 99$$

Сравнивая эти выражения с выражениями, полученными выше для энтропии изоплеры и изобары при переменных теплоемкостях, видим, что построение политропы по изобаре или изоплере делается умножением на λ_p или λ_0 кривой логарифмики температур.

Переходя к дальнейшему преобразованию ур-ния 96, имеем:

$$S = a \left(\ln T v^{k_0 - 1} + \frac{b}{a} T \right) + const.; \text{ но } T v^{k_0 - 1} = p v^k,$$

поэтому

$$S = a \left(\ln p v^k + \frac{b}{a} T \right) + const.$$

Переходя к десятичным логарифмам и относя a к масштабу, получим, что выражение энтропии в этом случае пропорционально:

$$S = \lg p + k_0 \lg v + b' T, \quad 101$$

где
$$b' = \frac{b}{a \ln 10}.$$

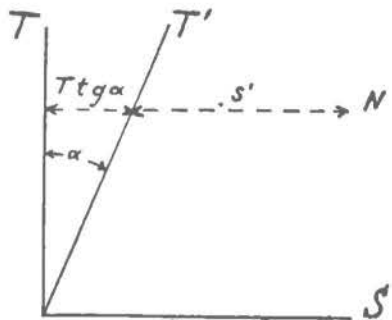
Для постоянной же теплоемкости мы имеем:

$$S = \lg p + k \lg v.$$

Как видим, S для переменной теплоемкости отличается от таковой же для постоянной теплоемкости на величину $b' T$.

Таким образом, чтобы построить тепловую диаграмму при переменных теплоемкостях, нужно, поступая по предыдущему (в случае $c = const.$), строить логарифмические кривые от оси T' (фиг. 53), проведенной к оси T под углом α , тангенс которого равен b' , и считать величины S от оси T .

Определить величину угла α легко. Для двух точек адиабаты получим:



Фиг. 53.

$$S_2 = S_1 \\ S'_1 + T_1 \operatorname{tg} \alpha = S'_2 + T_2 \operatorname{tg} \alpha,$$

откуда
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{S'_2 - S'_1}{T_1 - T_2}.$$
 102

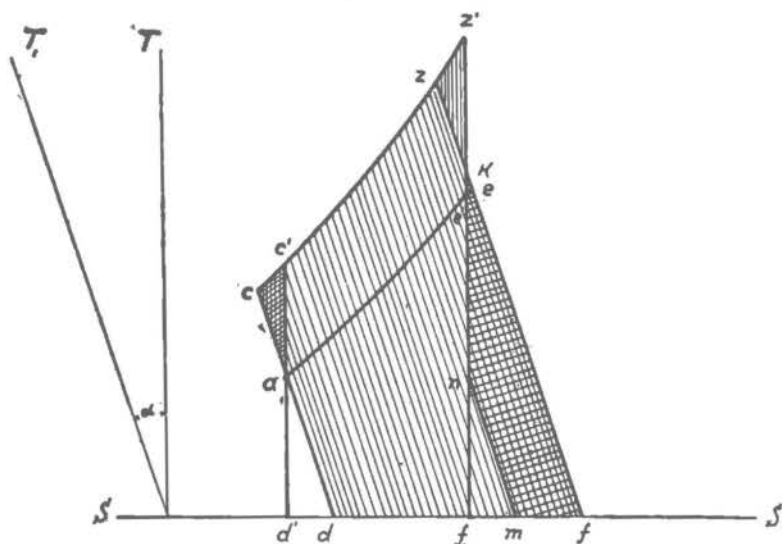
Чем богаче смесь, тем сильнее зависимость c от T и тем больше угол α .

§ 4. СРАВНЕНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЦИКЛОВ ПРИ ПОСТОЯННОЙ И ПЕРЕМЕННОЙ ТЕПЛОЕМКОСТЯХ

На фиг. 54 изображена диаграмма идеального цикла. Отто при переменной теплоемкости. В этом случае адиабаты пройдут по наклонным линиям параллельно оси T_1 . Зная из опыта начальную температуру сжатия, мы из соответствующей ей точки a ведем сжатие по адиабате ac до температуры конца сжатия T_c (точка c). Из точки c идем по изобаре до точки z , определяемой тем условием, чтобы площадь acz соответствовала теплу, выделенному при сгорании. Из точки z спускаемся по адиабате до найденной из уравнения адиабаты температуры конца расширения (точка e),

откуда по изоплере возвращаемся в точку a . Термический коэффициент полезного действия η_t (равный $\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$) выразится в данном случае [отношением

$$\frac{dczf - daef}{dczf} = \frac{acze}{dczf}.$$



Фиг. 54.

При постоянных же теплоемкостях тот же коэффициент выразился бы отношением площадей

$$\frac{ac'z'e'}{d'c'z'f'}.$$

Как видим, условия для коэффициента η_t более благоприятны в случае постоянных теплоемкостей, так как площади, соответствующие полученной работе, одинаковы¹⁾, а площадь, соответствующая теплу, отдаваемому холодному источнику, меньше, чем при переменной теплоемкости, на пл. $mne'ef$.

§ 5. ПЕРЕНОС ЦИКЛОВ ОТТО И ДИЗЕЛЯ В ТЕПЛОВУЮ ДИАГРАММУ

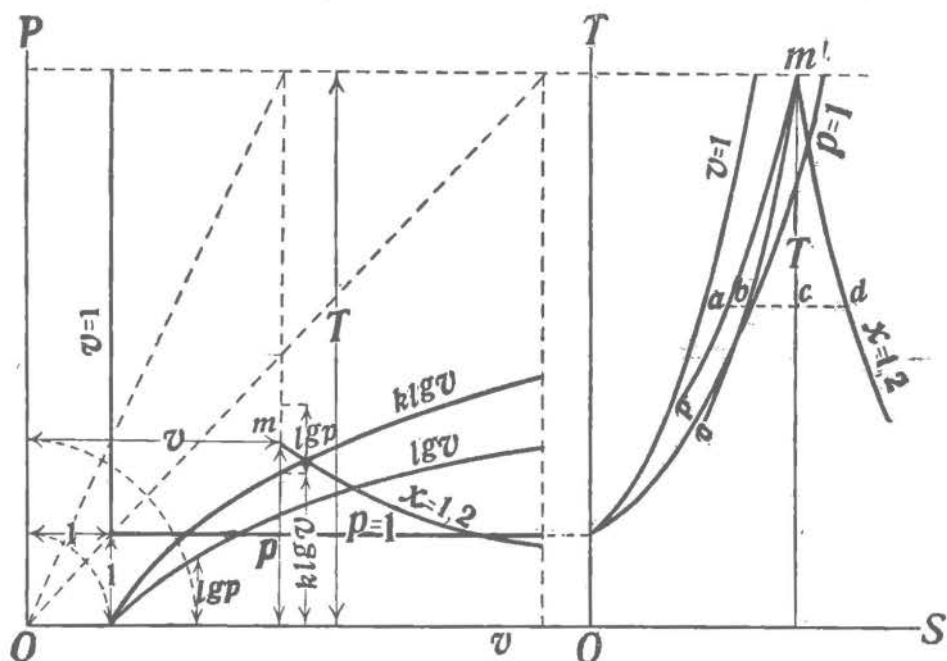
На фиг. 55 сделан перенос из рабочей диаграммы в тепловую, с применением графического метода.

По построенным, как было указано раньше, логарифмическим кривым $\lg v$ и $k \lg v$ находим для точки m энтропию ($\lg p + k \lg v$) и откладываем ее по оси абсцисс; дальше, также по указанному, определяем графически температуру и, проводя через точки, соответствующие s и T точки m , параллели осям координат, получаем в пересечении их искомую точку m'

¹⁾ Пл. $zz'k =$ пл. $acc' +$ пл. $e'ke$, откуда пл. $acze =$ пл. $ac'z'e'$.

тепловой диаграммы. Для кривой $p=1$ построение упрощается тем, что энтропия находится прямо по кривой $k \lg v$, так как $\lg p=0$, а температуры измеряются отрезками ординат между осью абсцисс и лучом, проходящим через начало координат и точку ($p=1$; $v=1$). Для кривой $v=1$ построение еще проще: энтропия берется по кривой $\lg p$ ($k \lg v=0$), а температуры выражаются ординатами давлений.

Кривые $p=1$ и $v=1$ пересекаются в одной точке на ординате T . Эта точка ($p=1$; $v=1$) имеет абсциссу $S=0$ и ординату $T=p=1$.



Фиг. 55.

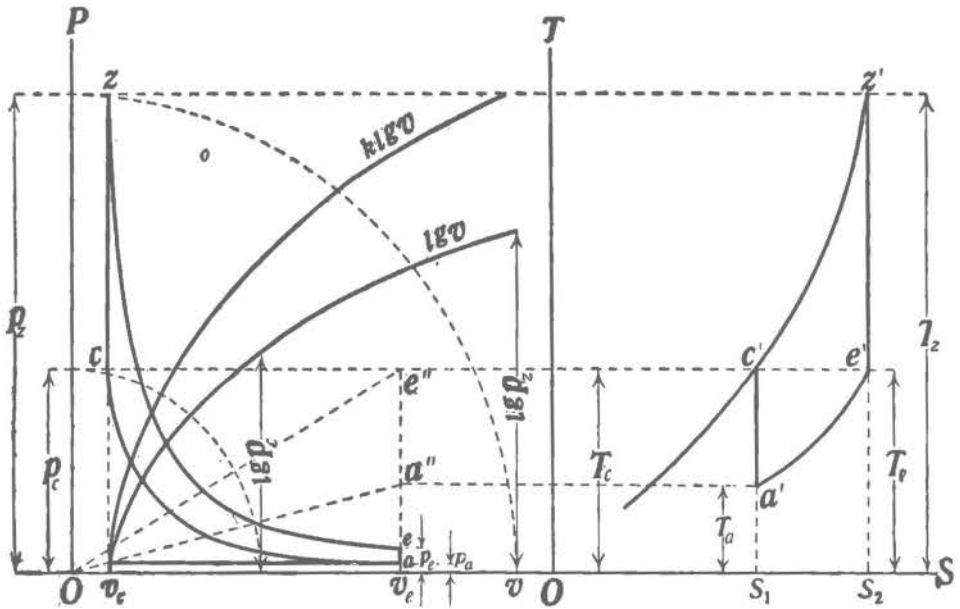
Если построенные кривые $p=1$ и $v=1$ перемножим графически соответственно на λ_v или λ_p , то получим, например, для показателя $x=1,2$, политропическую кривую в диаграмме TS . Это графическое перемножение должно пониматься в том смысле, что за начало координат берется точка m' , через которую надлежит провести политропу, и значения энтропии для изобары и изоплеры по отношению этих осей координат умножаются на соответствующие λ_p и λ_v .

Так, например, для $x=1,2$ ($k=1,4$)

$$\lambda_v = \frac{x-k}{x-1} = \frac{1,2-1,4}{1,2-1} = -1.$$

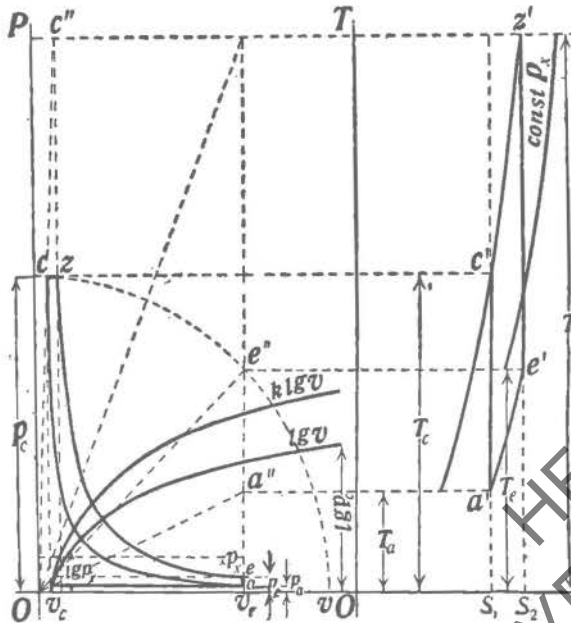
Значит, кривая из точки m' должна быть около оси ординат $m's$ повернута на 180° таким образом, чтобы соответствующие отрезки были равны, например, $cb=cd$. Уклонение ее, считая от точки m' , вправо от адиабаты (параллельной оси ординат) указывает на увеличение

приток тепла, что и соответствует уменьшению показателя с 1,4 на 1,2; уклонение влево—на отдачу тепла.



Фиг. 56.

На фиг. 56 показан перенос рабочей диаграммы Отто в тепловую, сделанный по указанным приемам.



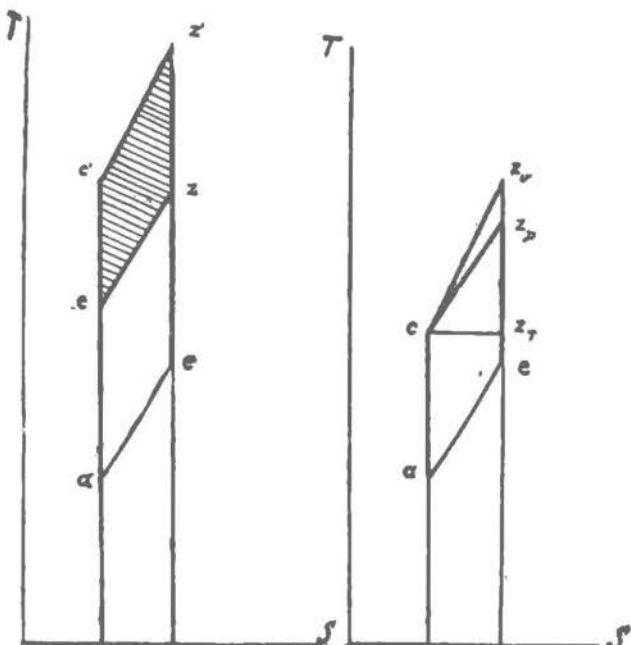
Фиг. 57.

На фиг. 57 дан перенос в тепловую диаграмму рабочей диаграммы Дизеля.

§ 6. СРАВНЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЦИКЛОВ В ТЕПЛОВОЙ ДИАГРАММЕ

Весьма наглядно можно проследить использование тепла в теоретических циклах на тепловой диаграмме.

С повышением степени сжатия коэффициент полезного действия увеличивается, что видно на фиг. 58, где пл. $acze$ соответствует полученной работе при данной степени сжатия. С повышением степени сжатия и соответственно температуры сжатия до точки c' весь избыток тепла $cc'z'z$, введенный в рабочий цикл дополнительно, идет на совершение работы.



Фиг. 58.

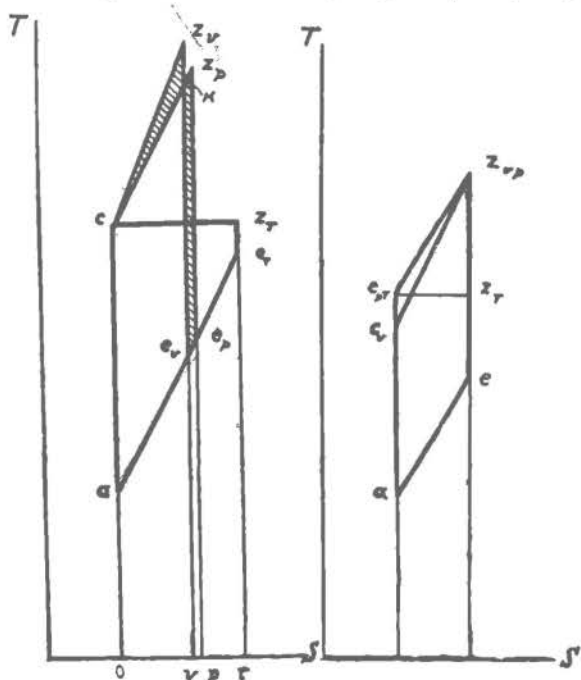
Фиг. 59.

Теоретические циклы, ограниченные двумя адиабатами и изоплерой

отдачи тепла, при разных способах подвода тепла по $p = const., v = const.$ и $T = const.$, дают разные тепловые эффекты в зависимости от параметров.

За основной исходный параметр могут быть взяты либо постоянная степень сжатия, либо максимальное давление.

На фиг. 59 представлены три рабочих цикла с постоянной степенью сжатия при условии, что количество тепла, отданное холодному источнику, для всех трех циклов постоянно.



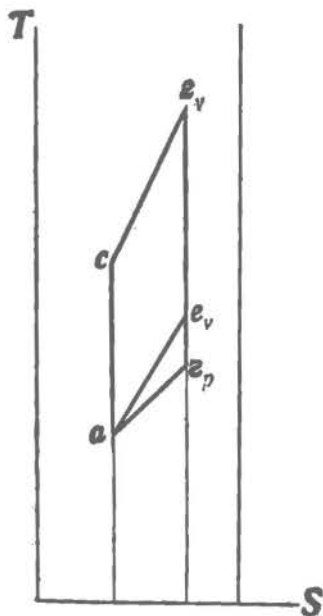
Фиг. 60.

Фиг. 61.

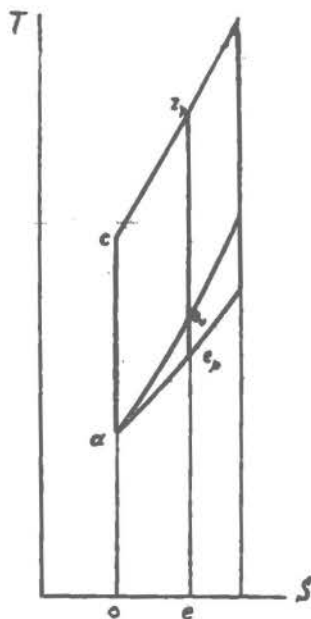
Наибольшему количе-

ству тепла, обращенному в работу, равную площади $acz_v e$, соответствует сгорание по $v = const.$, затем сгорание по $p = const.$, соответствующая пл. $acz_p e$, и наименьшее использование тепла дает сгорание по $T = const.$ (пл. $acz_T e$).

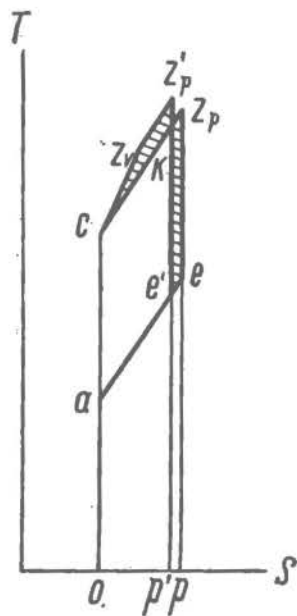
Такое же сравнение этих циклов можно произвести в предположении, что работа при всех трех формах сгорания получится одинаковая. На фиг. 60 пл. $acz_v e_v$ соответствует теплу, обращенному в работу при сгорании по $v = const.$, при этом холодному источнику отдано тепло, соответствующее пл. $oae_v v$. Чтобы получить ту же рабочую площадь по $p = const.$, необходимо увеличить энтропию настолько, чтобы пл. $cz_v k = kz_p e_p e_v$; при этом количество тепла, отданное холодному источнику, будет на пл. $ve_v e_p p$ больше, чем при сгорании по $v = const.$, а следовательно, и термическое использование соответственно упадет. При сгорании по $T = const.$ холод-



Фиг. 62.



Фиг. 63.



Фиг. 64.

ному источнику будет отдано тепло, соответствующее пл. $oae_T t$, большее, чем в предыдущих случаях, при получении той же работы.

Если сравнивать циклы при одинаковом максимальном давлении, предполагая, что количество тепла, отданное холодному источнику, для всех трех рабочих циклов одинаковое, то наибольшее количество тепла, обращенного в работу, обеспечивает сгорание по $p = const.$, затем по $v = const.$, и наихудший результат дает сгорание по $T = const.$, что видно на фиг. 61.

Такое же сравнение можно произвести в предположении постоянства количества тепла, обращенного в работу, при чем результаты получатся те же.

Сравнивая цикл Отто с циклом Гемфри, т. е. с продолженным расширением, видим, что за счет продолженного расширения получается излишек рабочей площади ae_1e_2 при той же затрате тепла (фиг. 62).

При сравнении нормального цикла Дизеля с циклом Дизеля, работающим с продолженным расширением, получается излишек площади ae_1e_2 за счет продолженного расширения при той же затрате тепла, соответствующей пл. oc_1p_1e (фиг. 63). Коэффициент полезного действия цикла, ограниченного двумя изобарами, как видно из диаграммы, не зависит от нагрузки машины. Кроме того, из этой диаграммы видно, что выгодность продолженного расширения увеличивается с ростом нагрузки двигателя.

При сравнении использования тепла по циклу Сабатэ (фиг. 64), у которого сгорание от точки c идет сначала по $v = const.$ до точки z_1 , а затем по $p = const.$ до точки z'_1 , с циклом Дизеля со сгоранием по линии cz_1 , в предположении, что оба цикла должны дать одинаковую рабочую площадь, — энтропия для цикла Дизеля должна быть увеличена настолько, чтобы пл. $cz_1z'_1k$ получилась равной пл. $e'kz_1e$, при этом количество тепла, отданное холодному источнику по смешанному циклу, эквивалентное пл. $oa'e'p'$, меньше количества тепла при сгорании по $p = const.$, равного пл. $oaep$.

Аналогичные сравнения можно было бы произвести в тепловых диаграммах в предположении переменных теплоемкостей. Конечные результаты получились бы те же.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

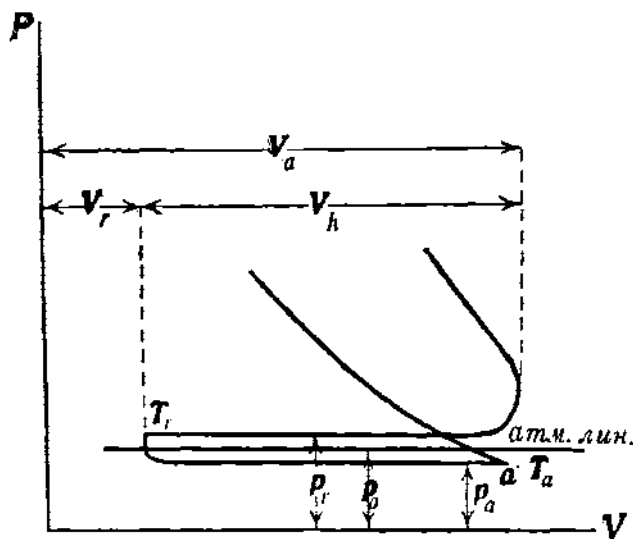
ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ РАБОЧИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Ограничиваясь пока сказанным об идеальном цикле двигателей внутреннего сгорания, переходим к рассмотрению работы действительной машины. Весь действительный рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания состоит из шести периодов: всасывания, сжатия, сгорания, расширения, уравнивания давлений и выталкивания продуктов сгорания. Рассмотрим каждый из этих периодов.

§ 1. ПЕРИОД ВСАСЫВАНИЯ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Определение основных элементов процесса всасывания. Когда кончается выталкивание сгоревших газов, в пространстве сжатия остается часть



Фиг. 65.

их с давлением несколько большим атмосферного. При обратном ходе поршня давление остаточных газов начинает понижаться до атмосферного; затем падение давления продолжается, и начинается всасывание свежей смеси, продолжающееся до тех пор, пока поршень не придет в другую мертвую точку a (фиг. 65). Весь объем цилиндра V_a мы, однако, не в состоянии заполнить свежей смесью ввиду

освобождения поршнем лишь рабочего объема цилиндра V_h , частичного заполнения цилиндра остаточными газами и сопротивления впускных органов. Назовем весовое отношение всосанного количества

УДУПТ
(ДНТ)

рабочей смеси к теоретически возможному, отнесенному к объему V_h в условиях работы, коэффициентом подачи η_v . Следовательно, если объем V_h при давлении p_o и температуре T_o окружающей среды будет заполнен полностью, то коэффициент подачи такого двигателя равен 1.

Обозначим весовое количество остаточных газов через G_r , количество свежепоступившей смеси через G_o и количество газов в точке a через G_a . Предполагая, что в период всасывания не происходит нагрева рабочей смеси от горячих деталей, а имеет место только теплообмен между остаточными газами и свежепоступившей смесью, можно написать следующие уравнения:

$$G_r(T_r - T_o)c' = G_o(T_a - T_o)c'' \quad 103$$

$$G_o + G_r = G_a \quad 104$$

Предполагая, что теплоемкости сгоревших газов c' и свежепоступившей смеси c'' мало отличаются друг от друга и сокращая на это значение, получим после открытия скобок и соединения членов с T_o :

$$T_o(G_r + G_o) = G_r T_r + G_o T_a \quad 105$$

Заменяя соответствующие веса из характеристических уравнений:

$$G_a = \frac{P_a V_a}{R_o T_a}; \quad G_r = \frac{P_r V_r}{R_r T_r}; \quad G_o = \eta_v \frac{P_o V_h}{R_o T_o},$$

подставляя эти значения в уравнение 105 и предполагая равенство характеристических постоянных, получаем после сокращения:

$$P_a V_a = P_r V_r + \eta_v P_o V_h, \quad \text{откуда } \eta_v = \frac{P_a V_a - P_r V_r}{P_o V_h},$$

или, поделив числителя и знаменателя на V_r и приняв во внимание, что $\frac{V_a}{V_r} = \varepsilon$ (степень сжатия) и $\frac{V_h}{V_r} = \frac{V_a - V_r}{V_r} = \varepsilon - 1$, получим:

$$\eta_v = \frac{1}{P_o(\varepsilon - 1)} (\varepsilon P_a - P_r). \quad 106$$

Вводя в скобки выражение $(P_a - P_o)$, преобразуем данное уравнение в

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{1}{P_o(\varepsilon - 1)} (\varepsilon P_a - P_o + P_o - P_r) = \frac{P_a(\varepsilon - 1) + P_o - P_r}{P_o(\varepsilon - 1)} = \\ &= \frac{P_a}{P_o} - \left(\frac{P_r}{P_o} - \frac{P_o}{P_o} \right) \frac{1}{\varepsilon - 1}. \end{aligned} \quad 107$$

Таким образом видим, что, если смесь в процесс всасывания не будет нагреваться о горячие стѣнки рабочих органов, коэффициент подачи не зависит от температуры остаточных газов, а зависит лишь от относительного разрежения во время всасывания, относительного сопротивления во время выхлопа и от степени сжатия.

С повышением степени сжатия коэффициент подачи растет, с увеличением сопротивлений во время всасывания и выталкивания он падает.

Называя коэффициентом остаточных газов γ отношение весового количества остаточных газов к весовому количеству свежесосанной смеси, данную величину определяем:

$$\gamma = \frac{G_r}{G_o};$$

но

$$G_r = \frac{P_r V_r}{R_r T_r} \text{ и } G_o = \eta_v \frac{P_o V_h}{R_o T_o},$$

ввиду чего

$$\gamma = \frac{P_r V_r R_o T_o}{R_r T_r P_o V_h \eta_v}.$$

Считая $R_o = R_r$ и вводя соотношение $\frac{V_h}{V_r} = \varepsilon - 1$, получаем:

$$\gamma = \frac{P_r T_o}{P_o \eta_v T_r (\varepsilon - 1)} = \frac{1}{\eta_v (\varepsilon - 1)} \frac{P_r T_o}{P_o T_r}. \quad 108$$

Подставляя η_v из формулы 106, получаем:

$$\gamma = \frac{P_r T_o}{T_r (\varepsilon P_a - P_r)}. \quad 109$$

Температура смеси в точке a начала сжатия определяется из формулы 104 путем обычной подстановки:

$$G_a = G_o + G_r = G_o + \gamma G_o = G_o (1 + \gamma). \\ \frac{P_a V_a}{R_a T_a} = \frac{P_o V_h \eta_v (1 + \gamma)}{R_o T_o}.$$

Полагая $R_o = R_a$, находим:

$$T_a = \frac{P_o V_h T_o}{P_o \eta_v V_h (1 + \gamma)}.$$

Подставляя из формул 106 и 109 η_v и γ и вводя соотношен

$$\frac{V_h}{V_a} = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon},$$

НБ
УДУНТ
(ДУИТ)

получаем:

$$T_a = \frac{\varepsilon P_a T_o}{\varepsilon P_a - P_r} \frac{T_r - T_o}{T_r} \quad 110$$

Как видим, три основных величины процесса всасывания τ_v , γ и T_a определяются через давления всасывания и выхлопа, условия окружающей среды и температуру остаточных газов.

Если предположить, что смесь в процесс всасывания нагревается о горячие стенки рабочих деталей, то коэффициент подачи будет зависеть, кроме вышеуказанных факторов, также и от относительной величины подогрева.

В данном случае можно связать лишь количества составляющих рабочую смесь газов:

$$G_a = G_o + G_r, \quad 104$$

и выразить количество остаточных газов:

$$\gamma = \frac{G_r}{G_o}.$$

Последнее соотношение даст выражение

$$\gamma = \frac{1}{\eta_v(\varepsilon - 1)} \frac{P_r T_o}{P_o T_r}, \quad 108$$

уже выведенное ранее и действительное и для случая наличия теплообмена через стенки, так как при его выводе не положено условие формулы 103.

Коэффициент подачи определится из нижеприводимой формулы. Выражение 104 дает связь коэффициента подачи τ_v и температуры T_a , могущую быть разрешенной как в отношении одной, так и другой величины. Обычным путем получаем:

$$\frac{P_a V_a}{R_a T_a} = \frac{P_r V_r}{R_r T_r} + \tau_v \frac{P_o V_o}{R_o T_o}. \quad 111$$

Производя сокращение характеристических постоянных ввиду малой их разницы и заменяя отношение объемов по предыдущему через ε и $\varepsilon - 1$, получаем:

$$\tau_v = \left(\varepsilon \frac{P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right) \frac{T_o}{P_o(\varepsilon - 1)};$$

прибавляя и вычитая из выражения в скобках $\frac{P_a}{T_a}$ и вынося $\frac{P_a}{T_a}$ за скобки,

получаем:

$$\begin{aligned}\eta_v &= \left[\frac{P_a}{T_a} (\varepsilon - 1) + \frac{P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right] \frac{T_o}{P_o (\varepsilon - 1)} = \\ &= \frac{P_a}{P_o} \frac{T_o}{T_a} + \left(\frac{P_a}{P_o} \frac{T_o}{T_a} - \frac{P_r}{P_o} \frac{T_o}{T_r} \right) \frac{1}{\varepsilon - 1},\end{aligned}$$

или окончательно:

$$\eta_v = \frac{T_o}{T_a} \left[\frac{P_a}{P_o} - \left(\frac{P_r}{P_o} \frac{T_a}{T_r} - \frac{P_a}{P_o} \right) \frac{1}{\varepsilon - 1} \right]. \quad 112$$

Из этой формулы видно, что при всех прочих равных условиях понижение температуры T_a начала рабочего процесса влечет за собою увеличение коэффициента подачи. Сопоставляя эту формулу с формулой 107, из которой получена была независимость коэффициента подачи от температуры сгоревших газов, приходим к заключению, что отношение температур $\frac{T_a}{T_r}$, обуславливающее коэффициент подачи, зависит лишь от повышения температуры засасываемой смеси вследствие нагрева ее о горячие части двигателя.

Разрешая уравнение 111 относительно T_a , получаем:

$$T_a = \frac{\varepsilon P_a T_o}{\eta_v P_o (\varepsilon - 1) + P_r \frac{T_o}{T_r}}. \quad 113$$

Практически, имея диаграмму, снятую слабой пружиной, дающую P_r и P_a , условия окружающей среды и задаваясь температурой остаточных газов, можем определить температуру T_a' по формуле 110. Затем, учитывая подогрев от стенок и поршня некоторым повышением температуры ΔT_a и подставляя в формулу 112 $T_a = T_a' + \Delta T_a$, определяем коэффициент подачи η_v . Имея последнюю величину, по формуле 108 вычисляем коэффициент остаточных газов γ .

Величину ΔT_a можно брать в пределах 10—25°.

Обратно, если имеется коэффициент подачи исполненных машин в зависимости от конструкции распределительных органов и сопротивлений всасывания и выталкивания, определяем T_a начала рабочего процесса и γ .

Связь температуры остаточных газов и степени сжатия с начальной температурой T_a видна из таблицы 16.

Влияние заранее принятой температуры T_r на начальную температуру T_a весьма незначительно, изменяя ее лишь на несколько градусов в пределах изменения $T_r = 700—1000^\circ$.

Влияние на температуру T_a относительного разрежения во время всасывания, $\frac{P_a}{P_o}$ и относительного противодавления во время выталкивания $\frac{P_r}{P_o}$ видно из таблицы 17.

ТАБЛИЦА 16 1)

Пусть: $T_0 = 290^\circ; \frac{p_a}{p_0} = 0,9$ $\frac{p_r}{p_0} = 1,1;$	Газовая машина $\epsilon = 6$				Дизель $\epsilon = 15$					
	T_r	700	800	900	1000	T_r	700	800	900	1000
	T_a	329	333	337	340	T_a	305	306	307	308

ТАБЛИЦА 17 1)

$T_0 = 290^\circ; T_r = 800^\circ;$ $\epsilon = 15; \frac{p_a}{p_0} = 0,9;$				$T_0 = 290^\circ; T_r = 800^\circ;$ $\epsilon = 15; \frac{p_r}{p_0} = 1,1;$				$T_0 = 290^\circ; T_r = 800^\circ;$ $\epsilon = 15;$ $\frac{p_a}{p_0} = 0,9.$				$T_0 = 290^\circ; T_r = 800^\circ;$ $\epsilon = 15;$ $\frac{p_r}{p_0} = 1,1.$			
$\frac{p_i}{p_0}$	1,1	1,15	1,20	$\frac{p_a}{p_0}$	0,9	0,85	0,8	$\frac{p_r}{p_0}$	1,1	1,15	1,20	$\frac{p_a}{p_0}$	0,9	0,85	0,8
T_a	306	307	308	T_a	306	307	308	τ_v	0,836	0,882	0,879	τ_v	0,836	0,832	0,779

Хотя на коэффициент подачи не влияет состояние окружающей среды мощность, развиваемая двигателем, зависит от давления и температуры, наружного воздуха.

Ввиду возможных изменений барометрического давления в наших условиях с 740 мм ртутного столба до 780 мм на земле и температуры с -20° до $+40^\circ$ — мощность двигателя в этих двух указанных условиях окружающей среды (780 мм, -20° и 740 мм, $+40^\circ$) может измениться на 30%, что видно из подсчета отношения количества засосанной смеси в том и другом случае:

$$\frac{780 \cdot 313}{253 \cdot 740} = 1,303.$$

Поэтому за нормальную мощность двигателя надо принять мощность, соответствующую барометрическому давлению в 760 мм ртутного столба и температуре в $+15^\circ$ С.

Особенно сильное падение мощности получается для авиационных двигателей при больших высотах полета, что видно из таблицы 18.

1) Подсчитано при отсутствии подогрева.

ТАБЛИЦА 18

Мощность двигателей в зависимости от барометрического давления

Высота над землей в метрах	0	200	1 000	2 000
Давление барометра H_g	760	742	674	598
Величина мощности	1	0,975	0,89	0,76

Двигатель, имеющий на земле мощность, равную единице, при подъеме на 2 000 м над уровнем земли теряет 24% своей мощности.

Для различных двигателей коэффициент подачи различен и находится в зависимости от конструкции рабочих органов и от числа оборотов: двигатели с принудительным движением клапанов по сравнению с двигателями с самодействующими клапанами, каковые, однако, в практике за последнее время почти не применяются, дают больший η_p ; точно также двигатели тихоходные по сравнению с двигателями быстроходными имеют больший η_p .

Таблица 19 (из Гюльднера) иллюстрирует эти положения.

Так, например, η_p , доходящий до 0,87—0,90 в тихоходных двигателях с принужденным впуском, падает до 0,80—0,85 при самодействующих клапанах у тех же двигателей.

На той же таблице можно проследить величины давления всасывания p_a и противодавления при выталкивании p_r .

ТАБЛИЦА 19

Опытные данные для p_r , T_r , p_a и η_p ($p = \frac{P}{10\,000}$ атм):		
$p_a = 0,88$ до $0,95$ атм	$\eta_p = 0,87$ до $0,90$	в тихоходных двигателях с управляемым впускным клапаном;
$p_a = 0,83$ $0,90$	$\eta_p = 0,80$ $0,85$	в тихоходных двигателях с самодействующим впускным клапаном;
$p_a = 0,80$ $0,85$	$\eta_p = 0,78$ $0,83$	в быстроходных двигателях с управляемым впускным клапаном.
$p_a = 0,78$ $0,83$	$\eta_p = 0,65$ $0,75$	в быстроходных двигателях с самодействующим впускным клапаном;
$p_a = 0,60$ $0,75$	$\eta_p = 0,50$ $0,65$	в быстроходных автомобильных двигателях с самодействующим впускным клапаном и охлаждением ребрами. (Калоризаторы в двигателях жидкого топлива уменьшают η_p на 3—5%)
$p_r = 1,08$ — $1,15$ атм $T_r = 700$ — 800 абс.	При слишком раннем закрытии выпускного клапана, при слишком длинном или узком газотводе эти величины могут быть значительно больше.	

В указанной таблице интерес представляют главным образом значения p_0 и τ_0 для тихоходных и быстроходных двигателей с управляемыми впускными клапанами, каковыми и снабжены все современные машины.

Цифры, указанные Гюльдером для быстроходных автомобильных двигателей, относятся только к мотоциклетным моторам. Для автомобильных и авиационных двигателей с управляемыми клапанами коэффициент подачи меняется в пределах от 70 до 85% в зависимости от конструкции двигателя. Температура сгоревших газов T_r для автомобильных и авиационных моторов $\infty 1000^\circ$ абс.

Влияние фаз распределения на коэффициент подачи. Теоретически открытие и закрытие впускного клапана должны происходить в крайних мертвых точках. Но, ввиду того, что во внешней мертвой точке в начале всасывания остаточные газы имеют избыток давления против атмосферы, всасывающий клапан должен открываться лишь после мертвой точки с таким опозданием, чтобы давление остаточных газов упало до атмосферного, так как в этом случае отношение давлений $\frac{p_r}{p_0}$ в формуле 107 уменьшится и коэффициент подачи увеличится. Чем быстроходнее двигатель, тем запаздывание открытия клапана больше.

В некоторых случаях выгодно выхлопной и всасывающий клапаны в начале всасывания держать открытыми, используя инерцию выхлопных газов в трубопроводе для отсасывания из камеры сгорания продуктов сгорания и даже подсосывания свежей рабочей смеси, получая таким образом частичную продувку пространства сжатия.

Таким же образом закрытие всасывающего клапана не должно производиться во внутренней мертвой точке, когда засосанная смесь имеет давление ниже атмосферного. Так как скорость поршня около мертвой точки незначительна, то под влиянием атмосферного давления в двигатель может поступить добавочное количество рабочего тела.

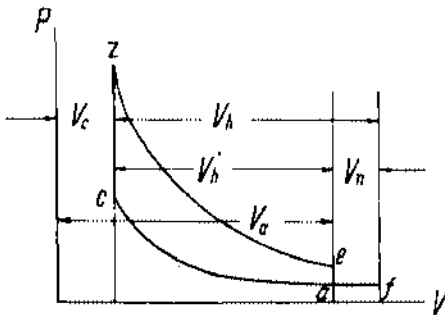
Для тихоходных двигателей закрытие всасывающего клапана производится от 10° до 20° после мертвой точки, в быстроходных автомобильных и авиационных двигателях оно доходит до 50° .

§ 2. ЗАПОЛНЕНИЕ РАБОЧЕЙ СМЕСЬЮ ЦИЛИНДРА ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В двухтактных двигателях процесс заполнения цилиндра свежей смесью производится за счет работы особого продувочного насоса (для мелких двигателей, используя кривошипную камеру), сжимающего рабочую смесь до давления на 0,15—0,35 атм выше давления окружающего воздуха.

Теоретически в точке e по прямой ea (фиг. 66) производится выхлоп газа, после чего через орган, управляющий продувкой, в цилиндр поступает рабочая смесь или воздух по линии af — fa , сжатая продувочным

насосом, и вытесняет через выхлопной орган продукты сгорания; сжатие начинается с точки *a*, в которой закрываются все органы распределения. При выхлопе через щели, управляемые поршнем, точки *e* и *a* лежат



Фиг. 66.

на одной вертикали диаграммы. Таким образом из всего рабочего объема V_h теряется объем V_n , и используется объем V_h' . Обозначая степень сжатия $\epsilon = \frac{V_a}{V_b}$, из чертежа

видим, что из геометрических размеров цилиндра машины может быть введено второе соотношение $\epsilon' = \frac{V_f}{V_c}$, исчисленное по отношению

ко всему ходу. Цикл и отдельные процессы его, естественно, должны просчитываться по величине $\epsilon = \frac{V_a}{V_c}$, с момента закрытия всех распределительных органов.

Связь между этими двумя величинами определяется следующим образом:

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h' + V_c}{V_c}$$

Обозначая $\frac{V_n}{V_h} = \lambda$ (доля потеряннго хода), получаем:

$$V_h' = V_h - V_n = V_h - \lambda V_h = (1 - \lambda) V_h$$

и

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{V_h(1 - \lambda) + V_c}{V_c} = \frac{V_h}{V_c}(1 - \lambda) + 1 = (\epsilon' - 1)(1 - \lambda) + 1 = \\ &= \frac{(\epsilon' - 1)(1 - \lambda) + 1}{\epsilon'} \epsilon' = A\epsilon', \end{aligned}$$

где

$$A = \frac{(\epsilon' - 1)(1 - \lambda) + 1}{\epsilon'}$$

Как и для четырехтактного двигателя, для процесса заполнения цилиндра двухтактной машины могут быть написаны соотношения при условии отсутствия теплообмена со стенками и поршнем машины:

$$G_a = G_o + G_r,$$

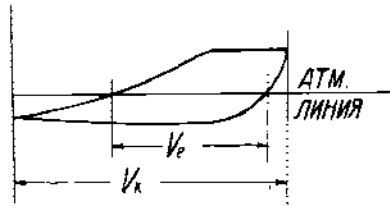
и

$$G_r(T_r - T_a) = G_o(T_a - T_o).$$

Коэффициент же остаточных газов непосредственно определен быть не может, ввиду чего необходимо ввести дополнительную опытную вели-

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

чину. С достаточной для практики точностью по данным индикаторных диаграмм продувочного насоса может быть определен его коэффициент подачи η_k , как отношение отрезков $\frac{V_e}{V_k} = \eta_k$, ввиду отсутствия подогрева засосанного воздуха из-за малых перепадов температур. Имея рабочий объем компрессора V_k (фиг. 67), его коэффициент подачи η_k и считая, что компрессор имеет то же число оборотов, что и двигатель, получаем объем воздуха в условиях окружающей среды, поданный за каждый оборот двигателя через продувочный орган машины:



Фиг. 67.

$$V_e = \eta_k V_k.$$

Учитывая долю рабочего воздуха, потерянную за процесс продувки вместе с продуктами сгорания через выхлопной орган, коэффициентом ψ (коэффициент утечки), получаем объем воздуха в условиях окружающей среды в начале сжатия

$$(1 - \psi) \eta_k V_k$$

и коэффициент подачи двигателя, отнесенный к объему V_h' ,

$$\eta_v = \frac{(1 - \psi) \eta_k V_k}{V_h'} = \frac{(1 - \psi) \eta_k V_k}{V_h (1 - \lambda)}$$

Считая, таким образом, коэффициент подачи известным, формулы 104 и 114 помощью обычных преобразований и соотношений можно привести к виду:

$$G_a = G_o' + G_r$$

$$\frac{P_a V_a}{R_a T_a} = \frac{P_o \eta_v V_h'}{R_o T_o} + \frac{\gamma P_o \eta_v V_h'}{R_o T_o}$$

$$\frac{P_a V_a}{T_a} = (1 + \gamma) \frac{P_o \eta_v V_h'}{T_o}$$

115

$$G_a T_a = G_o T_o + G_r T_r = G_o T_o + \gamma G_o T_r$$

$$P_a V_a = P_o \eta_v V_h' + \gamma \frac{P_o \eta_v V_h'}{T_o} T_r$$

Отсюда определяется γ :

$$\gamma \frac{P_o \eta_v V_h'}{T_o} = P_a V_a - P_o \eta_v V_h'$$

$$\gamma = \frac{P_a V_a - P_o \eta_v V_h'}{P_o \eta_v V_h'} \frac{T_o}{T_r} = \frac{T_o}{T_r} \left[\frac{P_a}{\eta_v P_o} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} - 1 \right]$$

116

Определяя из формулы 115 величину T_a и подставляя из формулы 116 величину γ , получаем:

$$T_a = \frac{T_o P_a V_a}{(1 + \gamma) P_o \eta_v V_h'} = \frac{T_o P_a V_a}{\left[1 + \frac{T_o}{T_r} \left(\frac{P_a \varepsilon}{\eta_v P_o (\varepsilon - 1)} - 1 \right) \right] P_o \eta_v V_h'}$$

$$T_a = \frac{T_r}{1 + \frac{\eta_v P_o (\varepsilon - 1)}{P_a \varepsilon} \left(\frac{T_r}{T_o} - 1 \right)} \quad 117$$

В случае имеющего место теплообмена со стенками цилиндра формулы 114 и 116 силы не имеют, ввиду чего можно подойти к определению основных данных путем, аналогичным указанному выше для четырехтактного цикла: по формуле 117 определяется T_a в предположении отсутствия подогрева; теплообмен оценивается повышением температуры на ΔT_a ; из формулы 115 подстановкой вместо T_a величины $T_a + \Delta T_a = T_a'$ определяется γ :

$$1 + \gamma = \frac{P_a V_a T_o}{T_a' P_o \eta_v V_h'} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a T_o}{\eta_v P_o T_a'}$$

$$\gamma = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{\eta_v P_o} \cdot \frac{T_o}{T_a'} - 1. \quad 118$$

Формулы 116, 117 и 118 действительны и для хода всасывания четырехтактного двигателя и отличаются от вышеприведенных формул 108 и 110 тем, что в них величина P_r элиминирована и введена величина коэффициента подачи η_v .

§ 3. ПЕРИОД СЖАТИЯ

В идеальном случае сжатие должно протекать по адиабате с переменным показателем. В действительном же процессе сжатие идет приблизительно по некоторой политропической кривой с постоянным показателем 1,35, отличающимся от показателя адиабаты и вызывающим тепловые потери по кривой сжатия.

В конце всасывания температура рабочих стенок цилиндра выше температуры воздуха, и воздух получает в начале процесса сжатия приток тепла от последних. Для газовых машин температура в конце сжатия не должна быть выше температуры самовоспламенения смеси, т. е. для обычных сортов газообразного топлива не свыше 400° С; температура же рабочей стенки значительно ниже (около 100°), почему начнется теплоотдача от газов к стенкам, понижая показатель линии сжатия, который с повышением степени сжатия теоретически также падает. Это уменьшение показателя с повышением сжатия, однако, компенсируется тем, что относительная поверхность охлаждения (отнесенная к постоянному весу) сокращается,

и воздух сжимается в камеру сгорания, находясь близко от горячего лучеиспускающего поршня и выпускного клапана, вследствие чего получается дополнительный приток тепла, повышающий показатель кривой сжатия.

Суммируя все эти теоретические и практические влияния на всю линию сжатия, проверенные многочисленными опытами, можно принять показатель линии сжатия соответствующим политропической кривой с постоянными теплоемкостями, и как основные элементы, влияющие на величину этого показателя, следует признать размер машины и скорость рабочего поршня. Чем больше объем цилиндра, тем меньше относительная площадь охлаждения; чем машина быстрее, тем меньше время соприкосновения рабочего тела с холодной стенкой. Оба эти фактора повышают показатель политропы.

Для двигателей Дизеля, работающих с большой степенью сжатия, указанное явление протекает в том же порядке.

Для двигателей, работающих с калоризатором, явление подогрева в конце сжатия идет еще более интенсивно.

Практически показатель политропы линии сжатия колеблется для нормально исполненных моделей от 1,3 до 1,35, достигая иногда и больших значений до 1,4. Вообще же следует отметить, что влияние показателя политропы на развитие рабочей диаграммы весьма незначительно, что видно будет из последующего.

Впрыск воды в процесс сжатия для понижения температуры, конечно, уменьшает показатель, и для простых нефтяных двигателей, работающих с впрыском воды, он колеблется от 1,2 до 1,25 за счет испарения воды.

§ 4. ПЕРИОД СГОРАНИЯ

Пределы воспламеняемости рабочей смеси. Предварительно необходимо сделать некоторые замечания о так называемом „пределе воспламеняемости смеси“.

Не всякая рабочая смесь может воспламеняться: для каждого газа существуют высший и низший пределы воспламеняемости.

Высшим пределом воспламеняемости называется такой предел, при котором дальнейшее обогащение смеси газом служит уже причиной невоспламеняемости ее; низшим пределом воспламеняемости — при котором дальнейшее разбавление смеси воздухом или другим газом также служит причиной невоспламеняемости смеси.

Так, например, воспламеняемость смеси CO с воздухом лежит в пределах между 16 и 75%, ее содержания в воздухе. За пределами этих величин в ту или другую сторону смесь уже не может воспламеняться.

На таблице 20 приведены пределы воспламеняемости для смесей некоторых газов с воздухом. Наиболее широкие пределы имеют окись угле-

ТАБЛИЦА 20

Воспламеняемость чистых смесей горючих газов с воздухом

	Окись угле- рода	Водород	Водяной газ	Ацетилен	Светильный газ	Этилен	Алкоголь 95,1% по об.	Метан	Эфир	Бензол	Цетан	Бензин ¹⁾
Низший предел воспламенения	16,50	9,45	12,40	3,35	7,90	4,70	3,95	6,10	2,75	2,65	2,40	1,50
На 1 объем газа приходится объемов воздуха	5,10	9,60	7,10	28,60	11,70	23,40	24,30	15,40	35,40	36,70	40,70	66,00
Высший предел воспламенения	74,95	66,40	66,75	52,30	19,10	14,60	13,65	12,80	7,70	6,50	4,90	5,9
На 1 объем газа приходится объемов воздуха	0,33	0,51	0,60	0,91	4,24	5,85	6,33	6,81	11,99	14,38	19,41	16,00

ТАБЛИЦА 21

Воспламеняемость загрязненных смесей воздуха с горючими газами

СМЕСЬ ИЗ:	Темп. 15°		100°		200°		300°	
	Низш. предел	высш. предел	Низш. предел	высш. предел	Низш. предел	высш. предел	Низш. предел	высш. предел
Водорода и воздуха	9,5	64,7	9,5	68,2	9,6	72,1	9,6	79,3
Водорода и смеси углекисл. с кисл. (79% CO ₂ + 21% O ₂)	13,1	68,1	11,7	69,1	12,8	65,1	14,1	61,1
Окиси углерода и воздуха	14,3	74,6	13,2	77,2	12,5	80,4	21,0	57,4
Окиси углерода и смеси углекислоты с кислородом	21,9	72,5	20,2	74,8	26,0	70,0	38,2	62,9
Метана и воздуха	6,8	13,0	5,8	12,6	5,8	12,8	5,7	13,0
Метана и смеси кислорода с углекислотой	9,0	11,6	8,7	12,0	8,7	12,4	8,5	12,2
Светильного газа и воздуха	7,0	22,6	7,0	24,7	6,5	20,7	6,5	28,6
Светильного газа и смеси углекисл. с кислородом	8,7	24,2	8,0	26,5	9,1	21,7	9,4	18,0

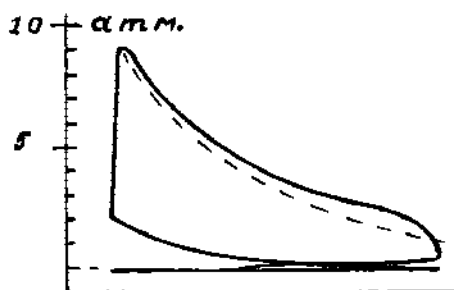
1) По данным Burell и Gauger.

рода (СО) и водород (H_2); наиболее узкие — жидкие топлива. Пределы воспламеняемости меняются в зависимости от того, имеем ли мы смесь рабочих газов с воздухом или с каким-нибудь другим газом. Зависимость эту можно проследить по таблице 21.

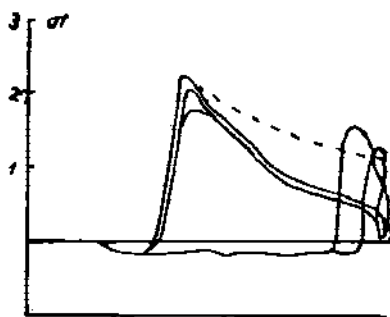
Так, для смеси водорода с воздухом низший и высший пределы воспламеняемости—9,5 и 64,7, а для смеси водорода с углекислотой и кислородом (при том же процентном содержании водорода и кислорода в смеси, как и в смеси с воздухом)—те же пределы воспламеняемости, 13,1 и 68,1.

Таблица 21 дает также зависимость пределов воспламеняемости от температуры смеси: так, для водорода низший предел почти не зависит от температуры, тогда как высший предел воспламеняемости при повышении температуры от 15 до 300 изменяется от 64,7 до 79,3; для метана зависимость имеет противоположный характер, а именно: в то время как высший предел не зависит от температуры, низший меняется довольно значительно с изменением последней.

В двигателях, работающих по принципу Отто, сгорание при некоторых условиях переносится частью на линию расширения, т.е. происходит так называемое догорание (фиг. 68). Отто объяснял это явление



Фиг. 68.



Фиг. 69.

послойным расположением в двигателе газа и воздуха. Слеби (Slaby) в свое время подтвердил эту точку зрения, получив из опытов с двигателем Отто показатель его линии расширения $n = 1,3$ (k для адиабаты принималось им равным 1,4), так что линия расширения в этом случае шла выше адиабаты, что и указывало на приток тепла в этот период, т.е. на догорание.

Из 100% тепла рабочей смеси—56% выделялось по линии сгорания и 44%—по линии расширения.

В подтверждение правильности своего взгляда Слеби ссылался на пример двигателя Ленуара, в котором, по его словам, нет явления догорания, ввиду отсутствия послойного расположения, и линия расширения идет ниже адиабаты по политропе с показателем $n = 4$ (фиг. 69).

Слеби нашел также, что давление вспышки в двигателе Ленуара совпадает с теоретическим, в то время как в двигателе Отто оно меньше

теоретического. Разница эта служит доказательством, что по линии воспламенения происходит сгорание не всей рабочей смеси.

Диссоциация. Некоторые исследователи объясняют явление догорания не послышным расположением, а диссоциацией газов. Так, Клерк (Clerk) говорит, что при высоких температурах происходит разложение газов, на что требуется некоторая затрата тепла; в результате происходит охлаждение рабочих газов, их обратное соединение и сгорание, температура вновь повышается, и явление диссоциации снова повторяется и т. д.

Однако, если бы это было так, то температура сгорания должна была бы оставаться постоянной (вблизи температуры диссоциации), т. е. догорание по линии расширения пошло бы по изотерме с показателем $n=1$. На самом же деле n всегда больше 1, и потому объяснение явления догорания исключительно диссоциацией оказывается несостоятельным.

Как показывают опыты Нернста (таблица 22), диссоциация водяного пара и углекислоты при обычных температурах сгорания в двигателях (1500—2000°) чрезвычайно мала.

Для T от 1500° до 2000° и для парциальных давлений CO_2 и H_2O от 3 до 1,5 атм, обычных для конца сгорания в двигателях, диссоциация H_2O менее 0,5% и диссоциация CO_2 —менее 1,5% в худших случаях.

Из этих данных видно, что диссоциация слишком ничтожна, для того чтобы ею можно было объяснить явление догорания.

ТАБЛИЦА 22

Опыты Нернста

$\frac{p \text{ атм.}}{t}$	10	1,0	0,1	0,01
Диссоциация водяного пара в %				
1000	$1,4 \cdot 10^{-5}$	$3,1 \cdot 10^{-5}$	$7,0 \cdot 10^{-5}$	$1,4 \cdot 10^{-4}$
1500	$1,1 \cdot 10^{-2}$	$2,2 \cdot 10^{-2}$	$4,8 \cdot 10^{-2}$	0,11
2000	0,26	0,56	1,2	2,6
2500	1,0	3,4	7,2	14,7
Диссоциация углекислоты в %				
1000	$9,8 \cdot 10^{-6}$	$2,1 \cdot 10^{-5}$	$4,5 \cdot 10^{-5}$	$9,8 \cdot 10^{-5}$
1500	$1,9 \cdot 10^{-2}$	$4,0 \cdot 10^{-2}$	$8,6 \cdot 10^{-2}$	0,19
2000	0,74	1,6	3,5	7,3
2500	0,2	11,3	25,5	46,0

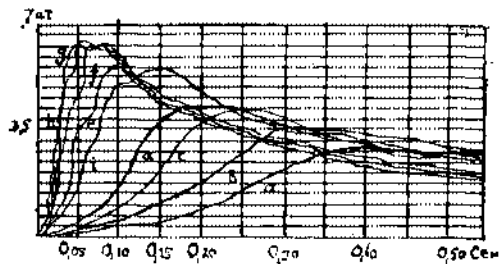
Скорость сгорания. Для того же, чтобы разобраться в истинной причине явления догорания, рассмотрим те условия, которые обеспечивают полноту сгорания и лучшее использование тепла.

Уже выше было указано, что лучшее теплоиспользование может быть достигнуто сгоранием по линии постоянного объема, для чего нужно сжечь все топливо в мертвой точке. Точное выполнение этого требования не может быть достигнуто, так как для сгорания требуется определенное время. Скорость же сгорания, по новейшим исследованиям, зависит от состава рабочей смеси, т. е. от коэффициента α , от хорошего ее перемешивания и, главным образом, от тех вихревых движений, которые вызваны в рабочей смеси, в меньшей степени — от температуры и давления в начале сгорания.

Скорость сгорания различных смесей неодинакова. Опыты Клерка (фиг. 70) вполне подтверждают это положение.

Смесь
Диаграмма газ: воздух
в объемных долях

a	1:14
b	1:13
c	1:12
d	1:11
e	1:9
f	1:7
g	1:6
h	1:5
i	1:4



Фиг. 70.

Опыты свои Клерк производил в цилиндре с диаметром $d = 180$ мм и ходом поршня $s = 250$ мм.

Самопишущий прибор дал кривые, изображенные на фиг. 70.

Эти кривые скорости сгорания даны в зависимости от коэффициента смешения. Как видно, скорость сгорания повышается с переходом от бедных смесей к богатым, достигая своего максимума. Дальнейшее обогащение смеси понижает скорость сгорания. Так, при коэффициенте смешения 1:6 продолжительность сгорания равна 0,05 сек, тогда как при коэффициенте смешения 1:14 она в 10 раз больше (0,5 сек) и при коэффициенте смешения 1:4 достигает 0,15 сек.

Скорость сгорания зависит также от давления сжатия, под которым протекает сгорание. Те же опыты Клерка иллюстрируют это положение. Он получил в своем цилиндре ($d = 180$ мм, $s = 250$ мм) следующие результаты:

Скорость поршня $v = 5$ м/сек	Скорость сгорания	
	Без сжатия	При сжатии $p = 2,5$ атм
Богатая смесь	22 м/сек	18 м/сек
Бедная	7	6,25

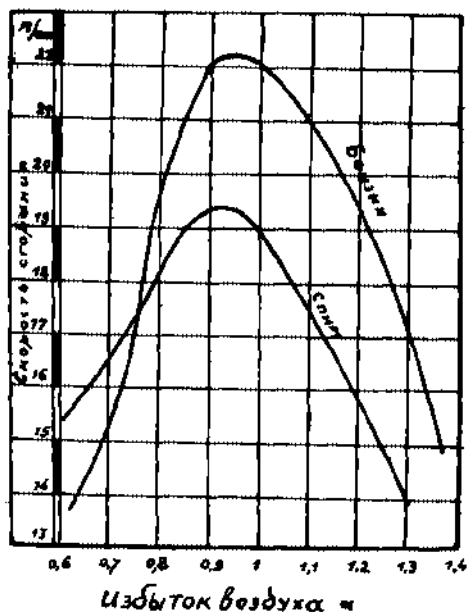
Негель (Nägel) проделал ряд опытов со светильным и генераторным газами, дающих зависимость скорости сгорания от температуры всасывания (или сжатия):

	Скорость сгорания v — при 15°	Скорость сгорания v — при 75°
Светильный газ 16%	3,5 м/сек	3,8 м/сек
Генераторный газ 46,5%	1,95	2,1

Эти цифры указывают на положительное влияние повышения температуры на скорость сгорания.

Итак, хотя нагревание смеси во время всасывания и сжатия способствует лучшему перемешиванию газов, но повышающееся вместе с тем давление мешает газам хорошо диффундировать.

На диаграмме фиг. 71 приведены скорости сгорания бензиновых и спиртовых смесей в зависимости от избытка воздуха α на двигателе „Скрипс“



Фиг. 71.

по опытам лаборатории двигателей внутреннего сгорания Московского Высшего Технического Училища.

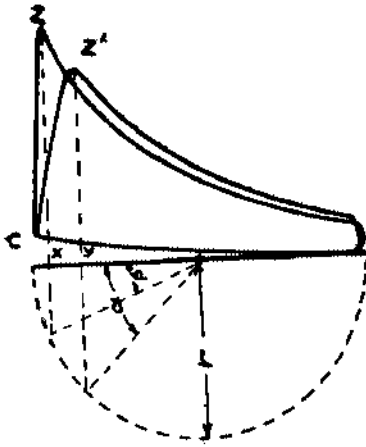
Как видно, максимальная скорость сгорания для таких топлив получается для $\alpha \approx 0,9$ и достигает для бензина 22 м/сек. Как с обеднением, так и с обогащением смеси скорость сгорания сильно падает.

Если сравним цифровые значения скорости сгорания, полученные Клерком, Негелем и лабораторией М. В. Т. У., то бросается в глаза их несоответствие: Клерком и лабораторией М. В. Т. У. получена цифра 22, а Негелем — всего 3 м/сек. Объясняется это тем, что Клерк и лаборатория

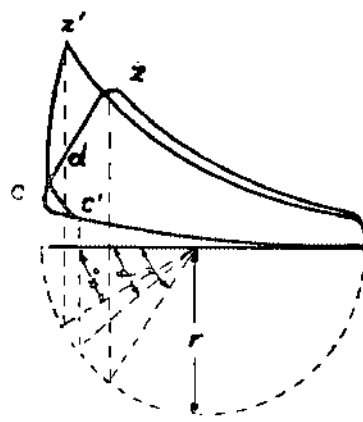
М. В. Т. У. производили свои опыты на работающем двигателе, тогда как Негель — в бомбах.

Если предположить, что в закрытой бомбе газ с воздухом хорошо диффундировали в однородную смесь, то опыты Негеля дают действительную скорость сгорания, когда смесь находится в покое. Эти скорости недостаточны для того, чтобы закончить сгорание даже за один рабочий ход:

Пусть имеем (фиг. 72) нормальную рабочую диаграмму двигателя Отто при числе оборотов n . Если в этом двигателе увеличить число оборотов вдвое, то время, в течение которого произойдет сгорание, соответственно уменьшится вдвое, и при прежнем запале теоретически, не считая влияния вихрей, должна получиться уже иная диаграмма: промежуток времени воспламенения смеси будет соответствовать уже иному углу поворота кривошипа α , и точка наибольшего давления z переместится вправо в точку z' . Для того же, чтобы получить хорошую диаграмму, надо период сгорания отнести к наименьшей скорости поршня, которая соответствует приблизительно одинаковым углам до и после мертвой точки, т.е. необходимо раньше зажечь смесь (предварение запала, фиг. 73), и происходящее с прежней скоростью сгорание закончится уже при меньшем угле кривошипа α_0 , что передвинет точку максимального давления ближе к



Фиг. 72.



Фиг. 73.

мертвой точке. Такое предварение запала не может вызвать значительной потери в рабочей площади, так как нарастание давления идет постепенно в зависимости от захватываемого объема рабочей смеси волной сгорания, и в первый период сгорит незначительное ее количество. Площадь $dz'z$, потерянная за счет позднего зажигания, не компенсируется излишком площади над линией расширения при нормальном запале, и некоторое увеличение давления в конце расширения может вести лишь к перегреву выпускного клапана.

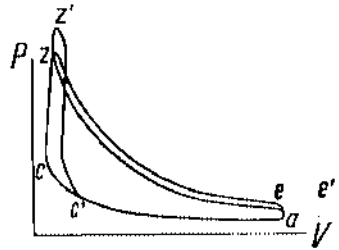
Для легких двигателей, работающих с переменным числом оборотов, скорость сгорания, однако, не увеличивается прямо пропорционально числу оборотов, и с увеличением их необходимо несколько раньше поджигать рабочую смесь против тихих оборотов. В особенности это касается бедных смесей, для которых предварение запала доходит до 45 и более градусов до мертвой точки.

Если рабочую смесь поджечь слишком рано, то все тепло может выделиться до мертвой точки, и развитое высокое давление будет контрить работу машины.

На фиг. 74 пл. $acze$ соответствует нормальному запалу, а пл. $ac'z'e'$ — слишком раннему запалу, — получается наверху характерная петля для подобных ранних запалов, вызывающих стуки и беспокойный ход в двигателе.

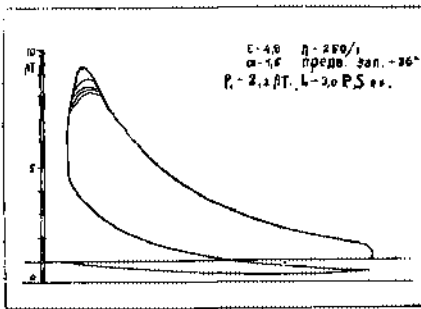
Получить хорошую диаграмму можно, помимо предварения запала, еще уменьшением пространства сжатия, т.е. увеличением степени сжатия ϵ , так как это увеличение уменьшает путь волны сгорания и приближает точку наивысшего давления к мертвому положению поршня.

Влияние предварения запала на скорость сгорания можно проследить на опытах лаборатории Московского Высшего Технического Училища. Результаты этих опытов нанесены в виде ряда диаграмм инженером Пугавко. Опыты производились с двигателем Кертинга на светильном газе.

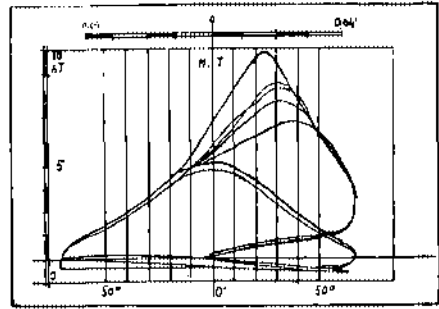


Фиг. 74.

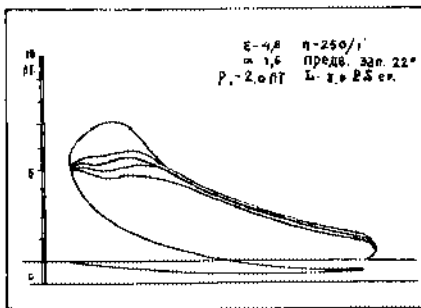
I серия опытов проходила при нагрузке в 3 л.с. (фиг. 75) при одних и тех же $n = 250$ об., $\alpha = 1,6$, $\epsilon = 4,8$. Менялся только угол



3



4



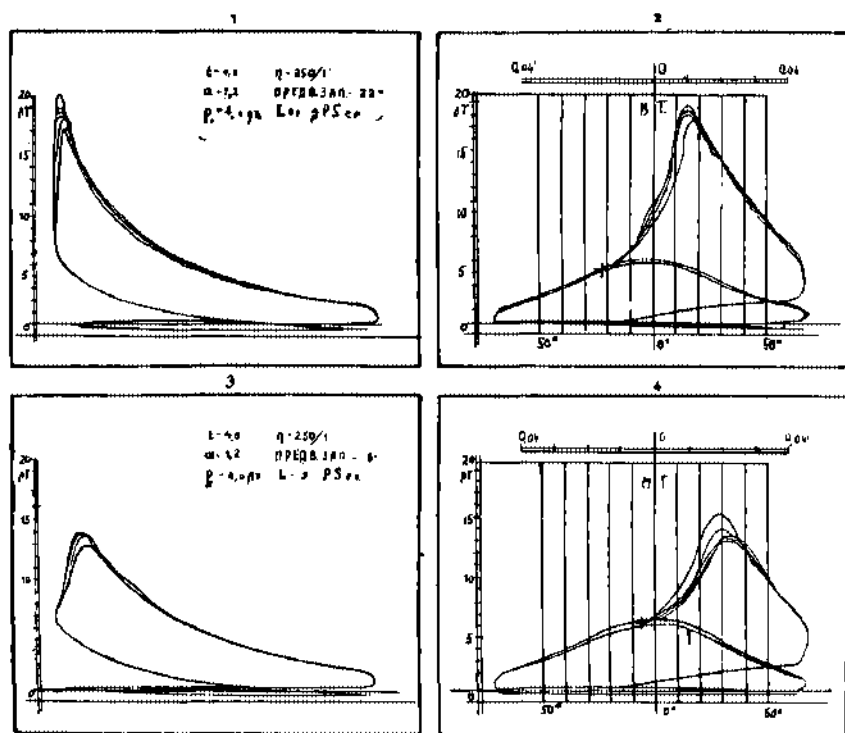
Фиг. 75.

предварения запала (36° и 22°). Как видно из фиг. 75, изменение предварения запала существенно меняет вид самой диаграммы. Скорость сгорания видна на правой диаграмме, сдвинутой по фазе на 90° , при чем движение индикатора пропорционально не ходу поршня, а углу поворота кривошипа. Разница в скоростях сгорания при перестановке за-

пала в этом случае оказывается незначительной, и продолжительность сгорания $\approx 0,055$ сек. Это отчасти объясняется некоторой разницей в средних индикаторных давлениях ($p_i = 2,2$ атм и $p_i = 2$ атм). Однородности диаграмм мешают волны в трубопроводе, которые и отражаются на виде диаграмм.

II серия опытов была проведена при нагрузке в 9 л.с. с более богатой смесью ($\alpha = 1,2$) (фиг. 76). Изменению подвергался опять только запал (22° и 3° до мертвого положения). В соответствии с нашими предыдущими рассуждениями, оказалось, что более богатая смесь имеет и большую скорость сгорания ($0,028$ сек) и требует меньшего предварения запала (всего 3°) для того, чтобы дать хорошую диаграмму.

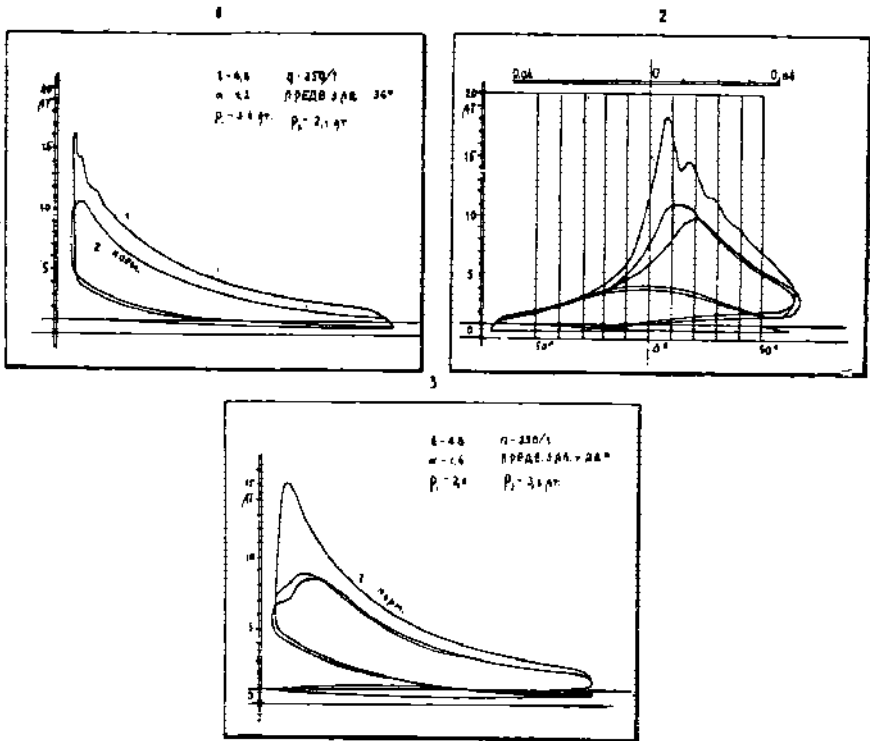
III серия опытов (фиг. 77) имела целью дать зависимость мощности двигателя и скорости сгорания от чистоты смеси.



Фиг. 76.

На этой фигуре сверху даны рабочая диаграмма (слева) и диаграмма, сдвинутая по времени (справа). На левой диаграмме видны две линии расширения, из которых линия 2 соответствует нормальной рабочей диаграмме двигателя Кертинга при обычных условиях его работы. Линия же 1 получилась в результате следующих операций: запал был выключен, были выгнаны оставшиеся газы, после чего цилиндр заполнялся чистой смесью, и тогда запал снова был включен. Как оказалось, среднее индикаторное давление диаграммы 1 значительно выше, чем диаграммы 2

($p_1' = 3,4 \text{ атм}$, $p_1'' = 2,1 \text{ атм}$), что указывает на то, какое важное значение имеет для двигателя чистота рабочей смеси. Отсюда понятно стремление применять в двигателе полную или хотя бы частичную продувку. Влияние загрязнения смеси на скорость сгорания можно видеть по правой верхней сдвинутой диаграмме: время сгорания загрязненной смеси отстает на 0,01 сек по сравнению с чистой смесью. Сравнивая, наконец, левую верхнюю рабочую диаграмму с нижней (фиг. 77), видим, что в случае бедной смеси ($\alpha = 1,6$) загрязнение больше влияет на сгорание, чем в случае более богатой смеси ($\alpha = 1,2$). Разница в среднем индикаторном давлении диаграмм 1 и 2 (т.е. при работе чистой смесью и загрязненной), как видно, больше для случая бедной смеси, чем богатой.



Фиг. 77.

IV серия опытов (фиг. 78) дает зависимость скорости сгорания от числа оборотов двигателя. Результаты этой серии опытов следующие:

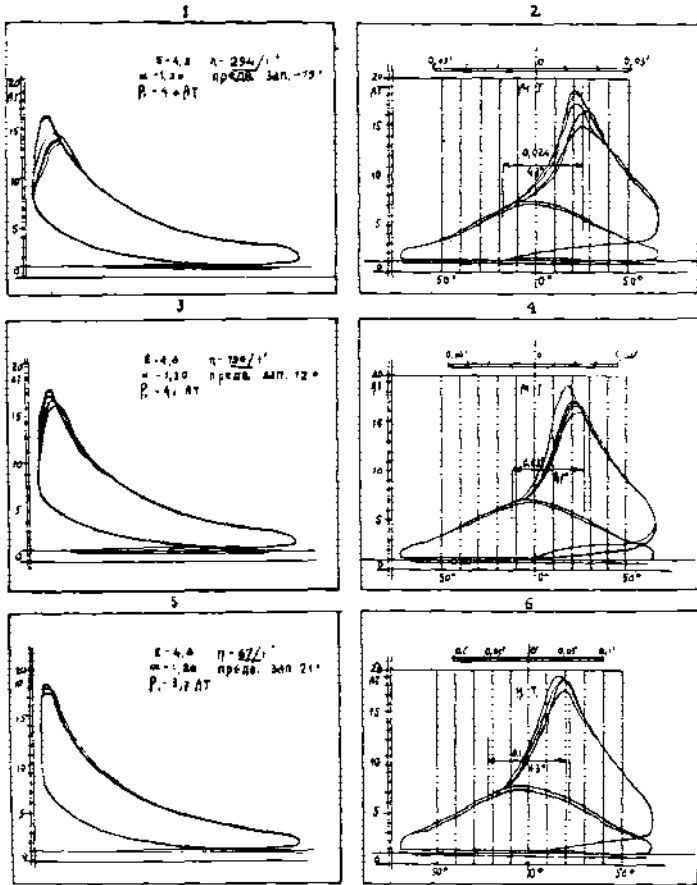
при числе оборотов в минуту 204 100 67
 продолжительность сгорания в секундах была соотв. 0,024 0,035 0,1

Эти опыты вполне подтверждают приведенные выше соображения Кертинга относительно влияния числа оборотов двигателя на скорость сгорания.

Коэффициент выделения тепла. В связи со всеми вышеперечисленными влияниями на линию сгорания из располагаемого тепла лишь часть будет

обращена в полезное давление для двигателя Отто и в соответствующее увеличение объема для двигателя Дизеля. Остальная часть пойдет в охлаждающую воду, часть топлива совершенно не горит, характеризую неполноту сгорания, часть топлива горит в процесс расширения, и некоторое влияние на теоретическое давление и объемы окажет также диссоциация.

Назовем долю от введенного тепла, выявляющуюся как полезное тепло в процесс видимого сгорания, коэффициент выделения тепла ξ .



Фиг. 78.

Тогда при сжигании единицы количества топлива с теплотворной способностью H_u количество тепла, которое выделится в процесс видимого сгорания, будет ξH_u .

Значение ξ зависит от конструкции машины, очертаний камеры сгорания, однородности смеси или способа распыливания топлива и от числа оборотов машины; с повышением степени сжатия убывает потери в охлаждающую воду; совершенство диффузии и распыливания влечет за собой полноту сгорания; увеличение числа оборотов уменьшает теплоотдачу в стенки, но увеличивает фактор догорания. Практически, для хорошо

исполненных моделей коэффициент выделения тепла ξ колеблется в пределах от 0,75 до 0,95. Малое значение ξ явно указывает на догорание в процесс расширения, и при выборе значений для ξ необходимо их связывать с соответствующим значением показателя политропы расширения n_2 : чем меньше ξ , тем меньше n_2 .

Вообще следует отметить, что в большинстве двигателей может иметь место догорание за весь процесс расширения, и недовыделившееся тепло в процесс видимого сгорания отчасти используется в процесс расширения.

Значения ξ для разных типов двигателей можно для предварительного теплового расчета брать по таблице 23.

ТАБЛИЦА 23

Значения коэффициента выделения тепла ξ :

Двигатели Дизеля .	$\xi = 0,82-0,92$
Нефтяные двигатели .	$\xi = 0,75-0,85$
Газовые двигатели .	$\xi = 0,80-0,88$
Быстроходные автомобильные и авиационные двигатели .	$\xi = 0,80-0,97$

§ 5. ПЕРИОД РАСШИРЕНИЯ

Теоретически адиабата линии расширения идет с переменным показателем, увеличивающимся по мере расширения газов в пределах от 1,25 до 1,32 в зависимости от нагрузки. Ввиду теплоотдачи в стенки кривая расширения должна идти круче адиабаты с большим показателем против нее. В свою очередь, догорание компенсирует потерю на охлаждение, приближая действительную линию расширения к адиабатической кривой.

Практически при построении рабочей диаграммы принято рассматривать линию расширения идущей с постоянным показателем, что, однако, не соответствует действительному рабочему процессу, но дает значительное упрощение при сравнительно небольших неточностях.

Для хорошо исполненных моделей n_2 колеблется в пределах 1,28—1,35 в зависимости от выбора коэффициента ξ , но может в неудачно исполненных моделях упасть даже до 1.

По опытам Герберга (Herberg) показатель линии расширения зависит, главным образом, от давления сжатия, что видно из нижеследующего сопоставления:

при давлении сжатия p_c в атм	16	10	8	6	4	3
показат. линии расширения n_2 .	1,285	1,295	1,365	1,385	1,395	1,43

т.е. с повышением сжатия падает показатель линии расширения.

На показатель влияет, хотя не в сильной степени, и величина нагрузки. Герберт производил опыты при разных нагрузках, от больших до холостого хода, и нашел, что показатель при этом менялся в пределах от 1,28 до 1,33; для холостого хода он был равен 1,38. Такая зависимость показателя n_2 от нагрузки понятна: с уменьшением нагрузки уменьшается и количество рабочей смеси, поверхность же охлаждения остается та же самая, так что, несмотря на понижение температуры, относительная теплоотдача как бы увеличивается и показатель возрастает.

На величину показателя линии расширения влияет также и число оборотов двигателя: чем оно больше, тем короче время соприкосновения газов со стенками в период расширения, а значит, и теплоотдача в этот период меньше; следовательно, показатель n_1 уменьшается. Эту зависимость подтверждает и Клерк, который нашел колебания n_2 для разных чисел оборотов в пределах от 1,2 до 1,43.

Выскакивание воды в цилиндр тоже влияет на уменьшение показателя n_2 . Часть тепла тратится на испарение высккиваемой воды, температура понижается, и уменьшается теплоотдача во внешнюю среду, что и вызывает понижение n_2 до 1,2; иногда оно доходит даже до 1. Это бывает при перегрузках, когда часть смеси не успевает сгорать и по линии расширения происходит сильное догорание.

§ 6. ПЕРИОДЫ УРАВНИВАНИЯ ДАВЛЕНИЙ И ВЫХЛОПА

В теоретической диаграмме отдача тепла холодному источнику должна идти по $v = const$. Практически мы принуждены в двигателе удалять отработанные газы, и время удаления их будет зависеть от разности давлений и время-сечения. Поэтому заранее приходится отступать от $v = const$. и начинать процесс выхлопа до мертвой точки, подбирая предварение выхлопа таким образом, чтобы к мертвой точке большая часть рабочего тела была удалена из цилиндра. Ввиду того, что давление в конце расширения при нормальной нагрузке колеблется от 2,5 до 4,5 *атм*, скорость истечения через открытый клапан вначале установится критическая, т. е. равная скорости звуковой волны, и лишь с понижением давления в цилиндре ниже 2 *атм* эта скорость постепенно падает в связи с понижением давлений и может быть вычислена по обычному термодинамическому уравнению:

$$w_c = \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (19)$$

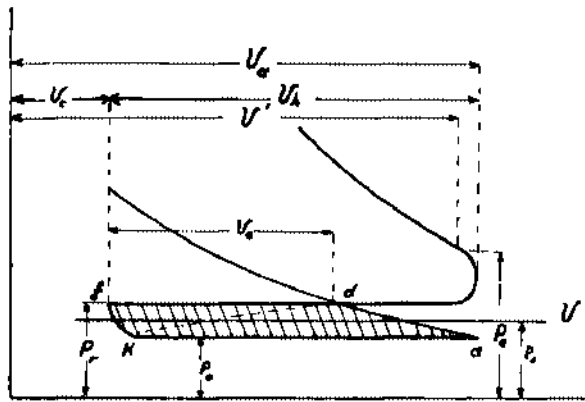
где φ —коэффициент истечения, равный $\approx 0,85$.

Влияние числа оборотов. Чем больше число оборотов и чем меньше размер клапана, тем раньше должен быть открыт выхлопной клапан. Практически предварение выхлопа колеблется в пределах от 55 до 30°.

После выравнивания давлений рабочий поршень выталкивает оставшиеся еще газы из цилиндра.

Пусть имеем нижнюю часть рабочей диаграммы, снятой слабой пружиной (фиг. 79). Процесс выталкивания требует некоторой затраты работы на преодоление избыточного над атмосферным давления p_r , сопротивлений в клапанах и каналах. Эта затрата тем больше, чем больше число оборотов двигателя, так как в этом случае увеличение скорости выталкивания вызывает увеличение противодействия, и для его преодоления необходима и большая работа. Есть, однако, способ уменьшить затрату работы на преодоление сопротивления движения, состоящий в уменьшении давления выталкивания p_r и даже доведении его до величины, меньшей атмосферного.

Влияние сопротивления трубопроводов. С этой целью пользуются длинной выхлопной трубой за выхлопным клапаном. Когда поршень в период выталкивания дойдет приблизительно до середины хода и начнет замедлять свое движение, столб газов, выталкиваемых в выхлопную трубу, благодаря силе инерции, как бы опережает поршень и образует разрежение, действуя как инжектор. Этот способ важен не столько для уменьшения работы выталкивания, сколько для увеличения коэффициента подачи η_v , который зависит от относительного давления остаточных газов, и при сильном понижении давления p_r может оказать на него заметное влияние. Нередко случается, что линия выталкивания несколько раз пересекает атмосферную линию, что объясняется колебаниями газовой волны в выхлопной трубе.



Фиг. 79.

В этом случае закрытие выхлопного клапана может произойти и в мертвой точке. В случае же наличия в конце выхлопа избытка давления выхлопных газов над атмосферным выхлопной клапан должен быть закрыт после мертвой точки, чтобы дать возможность выгнать части сгоревших газов в атмосферу.

При наличии прямого, длинного выхлопного трубопровода выхлопной клапан может быть закрыт даже после открытия всасывающего клапана, что дает возможность воспользоваться инерцией движущегося столба для подсосывания свежей рабочей смеси и более интенсивного удаления из пространства сгорания остаточных газов. Подобные мероприятия могут резко увеличить коэффициент подачи и мощность, развиваемую двигателем.

Вообще же следует отметить, что фазы распределения тем дальше отстоят от мертвых точек, чем больше машина делает оборотов.

Площадь adf_k эквивалентна той работе, которая затрачивается двигателем на всасывание и выталкивание рабочего тела. Она повышается с увеличением числа оборотов машины и зависит от сопротивления трубопроводов и клапанов. В быстроходных двигателях для уменьшения этой потери сильно развиты всасывающие и выхлопные клапаны.

§ 7. ПРОДУВКА ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В двигателях внутреннего сгорания, в частности в двухтактных, давление сгоревших газов в конце расширения равно от 2 до 5 атм. В момент открытия выхлопных окон сгоревшие газы с постоянной скоростью, равной скорости звуковой волны (соответственно показателю k и температуре), устремляются через выхлопные окна в атмосферу, при чем с понижением давления в цилиндре ниже критического скорость истечения будет постепенно падать.

Обозначим давление внутри цилиндра через p_i , давление в выхлопном трубопроводе через p_a ; тогда с падением давления в цилиндре наступит критическое отношение давлений:

$$\left(\frac{p_i}{p_a}\right)_{kp} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad 120$$

Для двухатомных газов ($k = 1,4$) это отношение равно 1,89.

Если начальное давление в цилиндре больше давления, соответствующего критическому значению, то-есть

$$p_0 > \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} p_a$$

то секундный вытекающий вес определяется из выражения:

$$G_{сек} = \mu \phi_{max} f \sqrt{\frac{p_i}{\sigma_i}} \kappa z,$$

где f — площадь поперечного сечения окон, μ — коэффициент истечения, а ϕ_{max} — постоянная величина, независимая от начального давления:

$$\phi_{max} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2gk}{k+1}}. \quad 121$$

Если

$$p_0 < \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} p_a$$

то

$$G_{сек} = \mu f \phi \sqrt{\frac{p_i}{\sigma_i}},$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

где

$$\psi = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad 122$$

и, следовательно, количество вытекающего газа зависит от постоянно падающего отношения давлений $\frac{p_i}{p_a}$.

Таким образом, за время dt вытекает

$$dG = \mu \psi f \sqrt{\frac{p_i}{v_i}} dt. \quad 123$$

Предполагая, что процесс идет по закону политропы (с показателем $m = 1,25-1,35$), и обозначая через p_o и v_o давление и удельный объем в начале рассматриваемого процесса, при p_i и v_i меняющихся по времени, имеем:

$$p_i v_i^m = p_o v_o^m$$

$$\frac{p_i}{v_i} = \frac{p_i}{v_o} \left(\frac{p_i}{p_o} \right)^{\frac{1}{m}} = \frac{p_o}{v_o} \left(\frac{p_i}{p_o} \right)^{1 + \frac{1}{m}}$$

откуда

$$dG = \mu \psi f \sqrt{\frac{p_o}{v_o} \left(\frac{p_i}{p_o} \right)^{\frac{1}{2} + \frac{1}{2m}}} dt. \quad 124$$

Обозначим через G_o начальный вес газа, через G_i — оставшееся количество газа в цилиндре (или ресивере) после истечения в течение t сек; тогда вытекшее количество будет $G = (G_o - G_i)$ кг.

Но

$$G_o = \frac{V_o}{v_o} \text{ и } G_i = \frac{V_i}{v_i},$$

отсюда

$$G = \frac{V_o}{v_o} - \frac{V_i}{v_i}.$$

Дифференцируем это выражение:

$$dG = -d \frac{V_i}{v_i} = -\frac{1}{v_o} d \left[\left(\frac{p_i}{p_o} \right)^{\frac{1}{m}} V_i \right].$$

Приравнявая это выражение выражению 124, находим:

$$\begin{aligned} \mu \psi f \sqrt{\frac{p_o}{v_o} \left(\frac{p_i}{p_o} \right)^{\frac{1}{2} + \frac{1}{2m}}} dt &= -\frac{1}{v_o} d \left[\left(\frac{p_i}{p_o} \right)^{\frac{1}{m}} V_i \right] \\ \frac{d \left[\left(\frac{p_i}{p_o} \right)^{\frac{1}{m}} V_i \right]}{dt} &= -\mu \psi f \sqrt{\frac{p_o}{v_o} \left(\frac{p_i}{p_o} \right)^{\frac{1}{2} + \frac{1}{2m}}} \end{aligned}$$

После вычисления дифференциала и деления на $V_i \left(\frac{p_i}{p_o}\right)^{\frac{1}{m}}$ получаем:

$$\frac{1}{m} \frac{1}{p_i} d\left(\frac{p_i}{p_o}\right) = -\frac{\mu \phi f}{V_i} \sqrt{p_o v_o} \left(\frac{p_i}{p_o}\right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} dt - \frac{dV_i}{V_i} \quad 125$$

В этом выражении переменными являются $\frac{p_i}{p_o}$, V_i , f , ϕ и t . Интеграл его не может быть взят аналитическим путем.

Если пренебречь изменением объема цилиндра в процесс выхлопа и продувки, то $V_i = const. = V$ и последний член $\frac{dV_i}{V_i} = 0$; уравнение может быть написано:

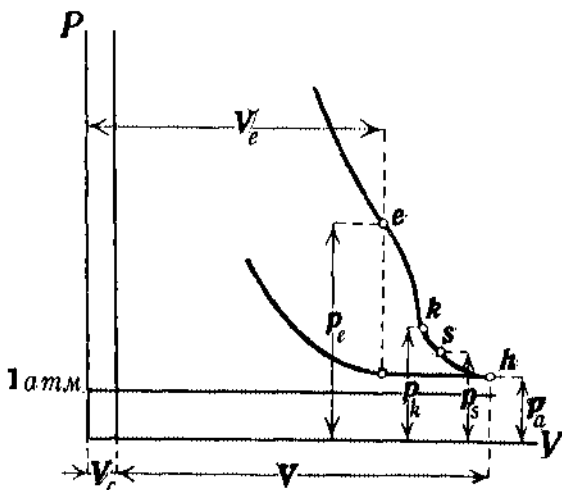
$$\frac{1}{m} \left(\frac{p_i}{p_o}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d\left(\frac{p_i}{p_o}\right) = -\frac{\mu \phi f}{V} \sqrt{p_o v_o} dt,$$

отсюда

$$f dt = -\frac{1}{m} \frac{V}{\mu \sqrt{p_o v_o}} \frac{1}{\phi} \left(\frac{p_i}{p_o}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d\left(\frac{p_i}{p_o}\right).$$

Интегрируя, получим:

$$\int f dt = -\frac{1}{m} \frac{V}{\mu} \frac{1}{\sqrt{p_o v_o}} \int_{p_o}^{p_a} \frac{\left(\frac{p_i}{p_o}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}}}{\phi} d\left(\frac{p_i}{p_o}\right). \quad 126$$



Фиг. 80.

$\int f dt$ дает необходимое время-сечение для выхлопа и продувки цилиндра.

Очищение цилиндра от сгоревших газов идет по трем законам истечения (фиг. 80).

1.—В момент, когда выхлопные окна открываются (точка e), устанавливается критическая постоянная скорость истечения вплоть до критического давления (т. k), и коэффициент ϕ в этот период истечения

(кривая ek) принимает постоянное значение $\phi_{маз}$, равное для среднего состава продуктов сгорания (при $k = 1,3$) — 2,09.

2.—Затем, начиная с критического давления, в пределах низких давлений истечения (участок ks) скорости вытекания постепенно падают в зависимости от падения давления в цилиндре.

3.—В тот момент, когда давление в цилиндре упадет до давления в ресивере или в продувочно-кривошипной камере p_s (точка s), — открываются продувочные окна, и сгоревшие газы в цилиндре, с одной стороны вытесняемые продувочным воздухом, с другой, под влиянием разности давлений в цилиндре и выхлопном трубопроводе, выталкиваются через выхлопные окна.

Период выхлопа. 1-й период (соответств. критической скорости). Для определения необходимого время-сечения в первый период выхлопа, т. е. при $\phi = const.$, ур-ние 126 можно непосредственно проинтегрировать, при чем интегрирование будем производить в пределах изменения давления p_i от p_o до p_k .

$$\int f dt = -\frac{1}{m} \frac{V}{\mu \phi_{max}} \frac{1}{\sqrt{p_o v_o}} \frac{1}{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2} + 1} \left(\frac{p_i}{p_o}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2} + 1} + const. =$$

$$= -\frac{2}{m-1} \frac{V}{\mu \phi_{max}} \frac{1}{\sqrt{p_o v_o}} \left(\frac{p_i}{p_o}\right)^{-\frac{1}{2} \frac{m-1}{m}} + const.$$

Вставляя значения пределов, получим:

$$\int_{t_o}^{t_k} f dt = -\frac{2}{m-1} \frac{V}{\mu \phi_{max}} \frac{1}{\sqrt{p_o v_o}} \left\{ \left[\left(\frac{p_o}{p_a}\right) \left(\frac{p_a}{p_k}\right) \right]^{\frac{m-1}{2m}} - 1 \right\}, \quad 127$$

где

$$p_k = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} p_a.$$

Ввиду того, что k в пределах истечения меняется для продуктов сгорания при полной нагрузке от 1,3 до 1,32, а показатель истечения m по практическим данным меняется от 1,25 до 1,35 и точное его значение экспериментально не найдено, примем $k = m = 1,3$; принимая коэффициент истечения $\mu = 0,825$, получим после подстановки:

$$\int_{t_o}^{t_k} f dt = 3,87 \frac{V}{\sqrt{p_o v_o}} \left\{ 0,932 \left(\frac{p_o}{p_a}\right)^{0,115} - 1 \right\}. \quad 128$$

Заменим помощью характеристического ур-ния:

$$p_o v_o = RT_o.$$

T_0 и p_0 соответствуют температуре и давлению конца расширения и согласно принятой терминологии, могут быть заменены через T_c и p_c .

Принимая, как среднее значение, $R = 29,2$, $p_a = 1$ и понимая под V рабочий объем цилиндра (вместе с выхлопными окнами за счет объема пространства сжатия), получаем окончательную формулу для определения время-сечения до критического давления:

$$\int_{t_0}^{t_k} f dt = 0,717 \frac{V}{\sqrt{T_0}} \left(0,932 p_c^{0,115} - 1 \right). \quad 129$$

2-й период (выхлоп ниже критической скорости). Аналитическое решение интеграла для области низких давлений, ввиду переменности ψ , невозможно, и решать его приходится графически. Для этой цели видоизменим несколько уравнение 126 таким образом, чтобы подынтегральное выражение вместо отношения $\frac{p_i}{p_0}$ было представлено как функция отношения $\frac{p_a}{p_i}$.

Имеем:

$$\frac{p_i}{p_0} = \frac{p_i p_a}{p_0 p_a} = \left(\frac{p_a}{p_i} \right)^{-1} \frac{p_a}{p_0}. \quad 130$$

Продифференцируем:

$$d \left(\frac{p_i}{p_0} \right) = - \left(\frac{p_a}{p_i} \right)^{-2} \frac{p_a}{p_0} d \left(\frac{p_a}{p_i} \right) \quad 131$$

Возведем в степень $\left(\frac{1}{2m} - \frac{3}{2} \right)$ обе части уравнения 130 и помножим на уравнение 131 и на $\frac{1}{\psi}$:

$$\frac{1}{\psi} \left(\frac{p_i}{p_0} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d \left(\frac{p_i}{p_0} \right) = - \frac{1}{\psi} \left(\frac{p_a}{p_0} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} \left(\frac{p_a}{p_i} \right)^{-\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} d \left(\frac{p_a}{p_i} \right). \quad 132$$

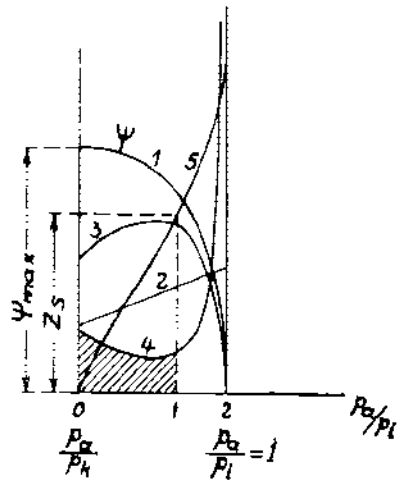
После подстановки уравнение 126 принимает вид:

$$\int f dt = \frac{1}{m} \frac{V}{\mu} \frac{1}{\sqrt{p_0 v_0}} \left(\frac{p_0}{p_a} \right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} \int_{p_0}^{p_a} \frac{1}{\left(\frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} \psi} d \left(\frac{p_a}{p_i} \right). \quad 133$$

Графическое интегрирование правой части этого уравнения произведем в пределах изменения p_i от p_k до p_c (где p_c — давление продувочного воз-

духа). На фигуре 81 представлены последовательные определения подынтегрального выражения в пределах изменения давления от p_k до p_a ;

По оси абсцисс отложены значения отношения $\frac{p_a}{p_i}$, а по оси ординат — соответствующие значения ψ (кривая 1). Возводя последовательно отношения $\frac{p_a}{p_i}$ в степень $\frac{1}{2m} + \frac{1}{2}$, беря для выхлопа $m = 1,3$, т.е. в степень 0,885, получим кривую 2. Произведение кривых 1 и 2 даст кривую 3 и обратное ее значение — кривую 4. Площадь под кривой 4 в определенных пределах изменения отношения $\frac{p_a}{p_i}$ дает искомый интеграл



Фиг. 81.

$$\int \frac{1}{\left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{\frac{1}{2m} + \frac{1}{2}} \psi} d\left(\frac{p_a}{p_i}\right),$$

линейное выражение, которое представлено кривой 5.

Таким образом при изменении отношения давлений от $\frac{p_a}{p_k}$ (точка 0) до $\frac{p_a}{p_i}$ (точка 1) ордината кривой 5 — Z_s и представит искомый интеграл в ур-нии 133:

$$\int_{t_k}^{t_s} dt = \frac{1}{m} \frac{V}{\mu} \frac{1}{\sqrt{p_k v_k}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}\right) Z_s. \quad 134$$

Принимая, как и выше, $k = m = 1,3$ и $\mu = 0,825$, найдем:

$$\int_{t_k}^{t_s} f dt = \frac{\sqrt{2(m+1)}}{2m} \frac{V}{\mu} \frac{1}{\sqrt{p_k v_k}} Z_s = 0,825 \frac{V}{0,825 \sqrt{p_k v_k}} Z_s,$$

$$\int_{t_k}^{t_s} f dt = \frac{V}{\sqrt{p_k v_k}} Z_s = 0,185 \frac{V}{\sqrt{T_k}} Z_s, \quad 135$$

где

$$T_k = T_e \left(\frac{p_k}{p_e}\right)^{\frac{m-1}{m}} = \frac{T_e}{p_e^{\frac{m-1}{m}}} \left[p_a \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \right]^{\frac{m-1}{m}} = T_e \left(\frac{p_a}{p_e}\right)^{\frac{m-1}{m}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k(m-1)}{(k-1)m}}$$

Принимая $k = m = 1,3$, получим:

$$T_k = 1,15 T_e \left(\frac{p_a}{p_e} \right)^{0,231}$$

Подставляя это выражение в формулу 135, найдем:

$$\int_{t_k}^{t_s} f dt = 0,173 \frac{V}{\sqrt{T_e}} \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{0,115} Z_s. \quad 136$$

Если принять, как и выше, $p_a = 1$, то

$$\int_{t_k}^{t_s} f dt = 0,173 \frac{V}{\sqrt{T_e}} p_e^{0,115} Z_s. \quad 137$$

Суммарное время-сечение за период выхлопа до начала продувки получим:

$$\int_{t_0}^{t_k} f dt + \int_{t_k}^{t_s} f dt = 0,173 \frac{V}{\sqrt{T_e}} \left[(3,86 + Z_s) p_e^{0,115} - 4,14 \right]. \quad 138$$

Все величины, входящие в эту формулу, известны из основной рабочей диаграммы, а Z_s определяется графически в зависимости от отношения давлений $\frac{p_a}{p_e}$ (для отношения $\frac{p_a}{p_s}$) по диаграмме фиг. 82.

Период продувки. В момент открытия продувочных окон давление в цилиндре равно давлению в ресивере p_s , и продувка цилиндра идет от продувочных окон к выхлопным, преодолевая сопротивление обоих этих окон.

Ввиду того, что выхлопные окна в начале продувки имеют значительно большее сечение против продувочных, уравнивание давлений в цилиндре пойдет быстрее, чем подача свежего воздуха в рабочий цилиндр через продувочные окна.

Предполагая для всего процесса продувки постоянное противодействие в рабочем цилиндре p_s и постоянное давление в ресивере p_s , определим необходимое время-сечение продувочных окон.

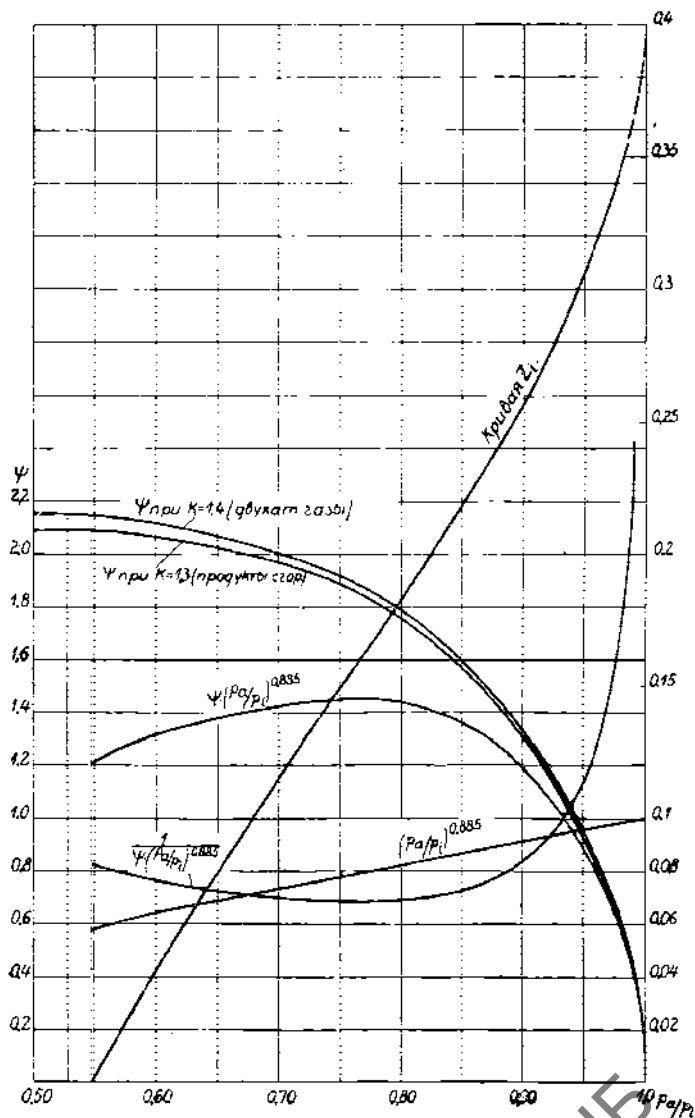
Количество воздуха, вытекающее за время dt ,

$$dG = \mu \phi f \sqrt{\frac{p_s}{\sigma_s}} dt, \quad f dt = \frac{dG}{\mu \phi \sqrt{\frac{p_s}{\sigma_s}}};$$

$$\int f dt = \frac{G}{\mu \phi \sqrt{\frac{p_s}{\sigma_s}}}.$$

Выражение 139 включает два неизвестных: 1) время-сечение $\int f dt$ и 2) величину ψ , зависящую от давления в цилиндре p_2 .

Для щелевой продувки, задаваясь началом открытия выхлопных окон и определяя начало открытия продувочных окон, тем самым получаем время-сечение для продувки и для всего выхлопа.



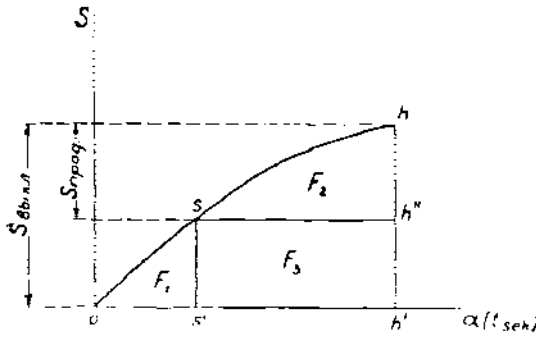
Фиг. 82.

Определение время-сечения для продувки и выхлопа произведем графически, зная диаметр и ход поршня и отношение длины шатуна к радиусу кривошипа.

Для этой цели построим кривую зависимости хода поршня от угла поворота кривошипа с момента открытия выхлопных щелей (фиг. 83).

По оси абсцисс откладываем угол поворота кривошипа α , а по оси ординат—соответствующий ему ход поршня S (от начала открытия выхлопных щелей), построенный по точкам.

Полученная интегральная площадь ohh' разбивается на 3 площади F_1 , F_2 и F_3 , где F_1 соответствует время-сечению предварения выхлопа до уравнивания давления с ресивером, $2(F_2 + F_3)$ —время-сечению выхлопа за период продувки (учитывая обратный ход поршня), $2 F_2$ —время-сечению продувки.



Фиг. 83.

Определяя масштабы диаграммы, находим необходимое время-сечение продувки по указанной площади.

Из ур-ния 139 определяем значение ϕ :

$$\phi = \frac{G}{\mu \sqrt{p_s} A_1}, \quad 140$$

где $A_1 = \int f dt$ (время-сечение продувки).

В этой формуле по фиг. 83 известно время-сечение, состояние продувочного воздуха в ресивере и его количество, которое для машин с отдельным продувочным насосом берется с избытком в 35—80% против рабочего объема цилиндра: $\phi = 1,35—1,80$.

У двигателей с кривошипно-камерной продувкой $\phi = 0,8—0,6$.

Имеем:

$$G = \frac{V}{v_s} \phi,$$

но

$$T_o v_o^{n-1} = T_s v_s^{n-1}; \quad v_o = v_s \left(\frac{T_o}{T_s} \right)^{\frac{1}{n-1}};$$

$$G = \frac{V \phi}{v_s \left(\frac{T_o}{T_s} \right)^{\frac{1}{n-1}}}. \quad 141$$

Принимая показатель сжатия в компрессоре $n = 1,3$, получаем:

$$G = \frac{V \phi}{v_s} \left(\frac{T_o}{T_s} \right)^{3,33} \quad 142$$

Подставляя в ур-ние 140, находим:

$$\phi = \frac{1}{A_1} \frac{V \phi}{\mu \sqrt{p_s} v_s} \left(\frac{T_o}{T_s} \right)^{3,33} = \frac{1}{A_1} \frac{V \phi}{\mu \sqrt{R T_s}} \left(\frac{T_o}{T_s} \right)^{3,33} \quad 143$$

Принимая, как и прежде, $T_0 = 288^{\circ}$ абс., $\mu = 0,825$ и $R = 29,2$, получаем окончательно:

$$\phi = \frac{0,224}{A_1} \frac{V\varphi}{\sqrt{T_s}} \left(\frac{288}{T_s} \right)^{3,33} \quad 144$$

В этой формуле температура T_s определяется в зависимости от давления продувочного воздуха p_s по нижеследующей таблице 24.

ТАБЛИЦА 24

p_s	1,15	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
T_s	301	305	314	323	331	339	347	354

Определив из формулы 144 величину ϕ , находим по фиг. 82 соответствующее отношение давлений $\frac{p_a}{p_s}$ (при $k = 1,4$ для воздуха), а по заданному p_s — величину p_a .

Теперь проверим, достаточно ли располагаемое время-сечение для выхлопа в период продувки двигателя при известном отношении давления цилиндра p_z к давлению в выхлопном трубопроводе p_a .

На основании предыдущих рассуждений можно написать аналогичное выражение и для конца выхлопа, т.е., предполагая, что выхлоп идет при отношении давлений p_a к p_z в цилиндре; при этом время-сечение выхлопных окон, соответствующее площади $2(F_2 - F_3)$, не должно быть меньше необходимого при указанном отношении давлений, т.е.

$$\int f dt \cong \frac{G}{\mu \phi \sqrt{\frac{p_a}{p_s} v_s}} \quad 145$$

Подставляя вместо G его значение $G = \frac{V}{v_s} \varphi$, получим:

$$\int f dt \cong \frac{V\varphi}{\mu \phi \sqrt{p_a} v_s} = \frac{V\varphi}{\mu \phi \sqrt{R} \sqrt{T_s}}$$

но

$$T_s = T_0 \left(\frac{p_a}{p_s} \right)^{\frac{m-1}{m}}; \text{ при } m = 1,3 \quad T_s = T_0 \left(\frac{p_a}{p_s} \right)^{0,231}$$

$$\int f dt \cong \frac{V\varphi}{\mu \phi \sqrt{R}} \frac{1}{\sqrt{T_0}} \left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{0,115} \quad 146$$

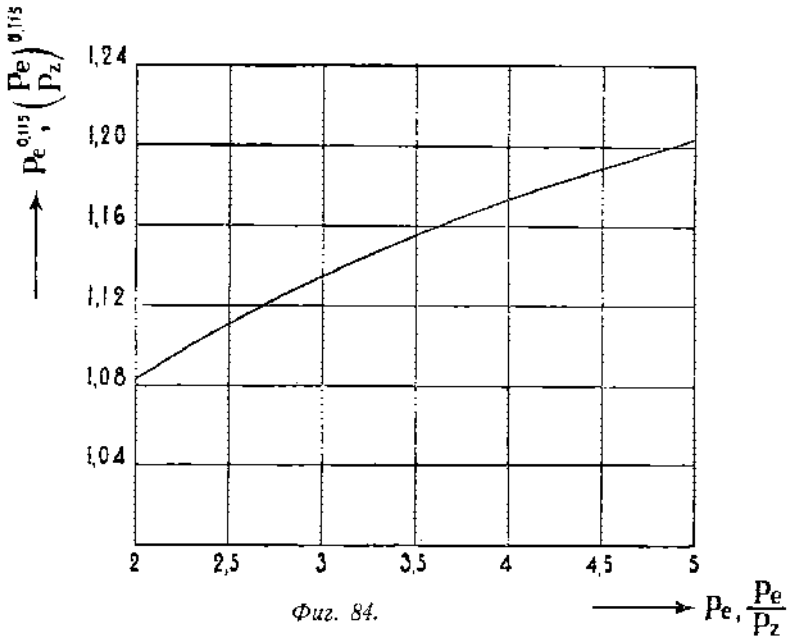
или, принимая $\mu = 0,825$, $R = 29,2$:

$$\int f dt \cong 0,224 \frac{V\varphi}{\phi \sqrt{T_0}} \left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{0,115} \quad 147$$

Здесь ϕ берется по фиг. 82 для отношения давлений $\frac{p_a}{p_z}$ и $k = 1,3$, все остальные величины известны.

Если это условие будет удовлетворено, то выхлопные окна будут достаточны.

В случае же, если время-сечение для выхлопа в период продувки получится с большим избытком против необходимого по формуле 147, — необходимо пересчитать продувку, задаваясь новым моментом открытия выхлопных окон. В случае кривошипно-камерной продувки давление продувки p_s должно быть принято как среднее значение изменения давления от начала до конца продувки. Практически, при максимальном давлении продувочного воздуха в кривошипной камере 1,3 атм абс., расчет ведется на среднее значение $p_s = 1,2$. Количество продувочного воздуха



Фиг. 84.

подсчитывается по коэффициенту подачи насоса, и значение коэффициента ϕ в этом случае меньше единицы.

На диаграмме фиг. 84 дана кривая значений $p_e^{0.115}$ и $\left(\frac{p_e}{p_z}\right)^{0.115}$ в формулах 138 и 147.

Пример. Рассчитать продувку двухтактного двигателя Дизеля по следующим данным:

$$D = 320 \text{ мм}; S = 350 \text{ мм}; n = 350 \text{ об./мин.}$$

длина выхлопных щелей $S_{\text{выкл.}} = 77 \text{ мм}$ (или 22% от полного хода поршня), число выхлопных щелей 7; ширина каждой щели 35 мм.

Определим рабочий объем цилиндра:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{\pi \cdot 0,32^2}{4} \cdot 0,35 = 0,02815 \text{ м}^3.$$

Общая ширина выхлопных щелей $B = 35,7 = 245 \text{ мм}$.

Принимаем для конца расширения (в момент открытия выхлопных щелей) $p_c = 3,5 \text{ атм абс.}$, $T_c = 1000^\circ \text{ абс.}$

Задаваясь давлением продувочного воздуха $p_s = 1,2 \text{ атм абс.}$, по диаграмме фиг. 82 для $\frac{p_c}{p_s} = \frac{3,5}{1,2} = 0,833$ найдем:

$$Z_s = 0,2065.$$

По формуле 138 определяем необходимое время-сечение для периода выхлопа (до открытия продувочных щелей):

$$\begin{aligned} \int_{t_0}^{t_k} f dt + \int_{t_k}^{t_s} f dt &= 0,173 \frac{V}{\sqrt{T_c}} \left[(3,86 + Z_s) p_c^{0,115} - 4,14 \right] = \\ &= \frac{0,173 \cdot 0,02815}{31,6} \left[(3,86 + 0,2065) 3,5^{0,115} - 4,14 \right] = \\ &= \frac{0,173 \cdot 0,02815 \cdot 0,56}{31,6} = \frac{86,4}{10^3} \text{ м}^3 \text{ сек} = 86,4 \text{ мм}^2 \text{ сек}. \end{aligned}$$

Далее строим диаграмму хода поршня (с момента открытия выхлопных щелей) в зависимости от угла поворота кривошипа α для отношения радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = 1/3$ (фиг. 85)¹⁾.

Масштаб площадей диаграммы определится следующим образом:

ось абсцисс — 1 мм — 0,5° угла поворота кривошипа
ординат — 1 мм — 1 мм хода поршня.

Так как углу поворота $\alpha = 1^\circ$ соответствует время $\frac{1}{6n} \text{ сек} = \frac{1}{6 \cdot 350} = \frac{1}{2100} \text{ сек}$, а ходу поршня в 1 мм соответствует площадь открытия окон: 1. $B = 245 \text{ мм}^2$, то имеем далее:

$$\begin{aligned} 1 \text{ мм} &= \frac{0,5}{2100} = \frac{1}{4200} \text{ сек} \\ 1 \text{ мм} &= 245 \text{ мм}^2. \end{aligned}$$

Отсюда 1 мм² площади диаграммы — $\frac{245}{4200} = \frac{1}{17,15} \text{ мм}^2 \text{ сек}$.

1) Диаграмма против природы уменьшена на 1/3.

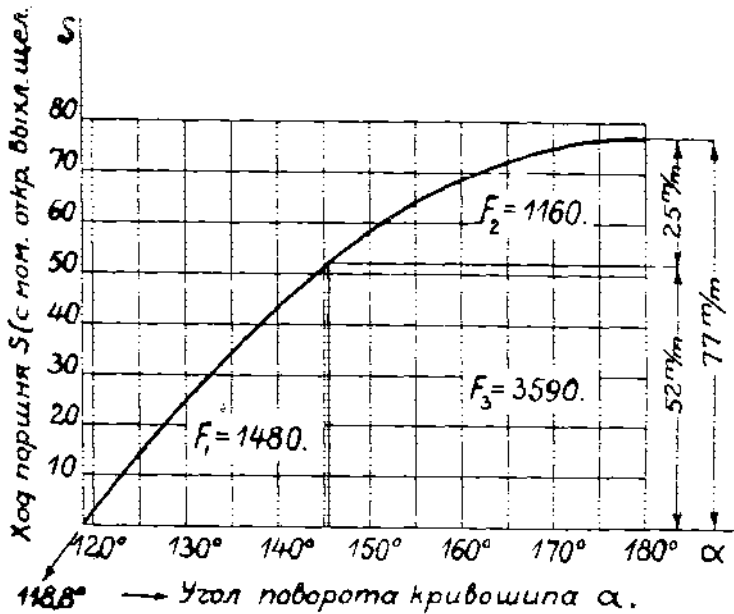
или

$$1 \text{ мм}^2 \text{ сек} \rightarrow 17,15 \text{ мм}^2.$$

Полученному выше время-сечению первого периода выхлопа будет соответствовать площадь диаграммы

$$F_1 = 17,15 \cdot 86,4 = 1480 \text{ мм}^2.$$

Эта величина площади дает на диаграмме фиг. 85 ординату в 52 мм. Следовательно, 52 мм есть длина открытия выхлопных щелей до начала продувки; отсюда длина продувочных щелей $S_{пр.} = 77 - 52 = 25 \text{ мм}$, что как раз соответствует выполненному размеру в рассматриваемом двигателе.



Фиг. 85.

Для периода продувки имеем:

$$2 F_2 = 2320 \text{ мм}^2.$$

Принимая ширину продувочных щелей ту же, что и выхлопных, найдем располагаемое время-сечение:

$$A_1' = \frac{2320}{17,15} = 135,2 \text{ мм}^2 \text{ сек} = \frac{135,2}{10^6} \text{ м}^2 \text{ сек}$$

Но так как в этом двигателе продувка идет через два ряда щелей (см. фиг. 245), при чем верхние щели (размером $27 \times 245 \text{ мм}^2$) за все

время продувки открыты полностью ¹⁾, то соответствующее им время-сечение (за период продувки) будет:

$$A_1'' = 2.27.245 \frac{69}{4.200} = 217 \text{ мм}^2 \text{ сек} = \frac{217}{10^6} \text{ м}^2 \text{ сек.}$$

Отсюда суммарное время-сечение для продувки

$$A_1 = A_1' + A_1'' = \frac{135,2}{10^6} + \frac{217}{10^6} = \frac{352,2}{10^6} \text{ м}^2 \text{ сек.}$$

По формуле 144 определяем соответствующее ψ :

$$\psi = \frac{0,224}{A_1} \frac{V\varphi}{\sqrt{T_s}} \left(\frac{288}{T_s} \right)^{3,33}$$

Из таблицы 24 для $p_s = 1,2$ имеем $T_s = 305^{\circ} \text{ abs.}$, принимаем $\varphi = 1,8$ (для рассматриваемого типа двигателей). Тогда

$$\psi = \frac{0,224 \cdot 10^6}{352,2} \frac{0,02815 \cdot 1,8}{\sqrt{305}} \left(\frac{288}{305} \right)^{3,33} = \frac{0,224 \cdot 10^6 \cdot 0,02815 \cdot 1,8}{352,2 \cdot 17,47 \cdot 1,214} = 1,52.$$

По фиг. 82 находим соответствующее этому ψ (при $k = 1,4$) отношение $\frac{p_2}{p_s} = 0,863$. Отсюда $p_2 = 1,2 \cdot 0,863 \cong 1,04 \text{ атм.}$

Для выхлопа в период продувки (см. фиг. 85) имеем:

$$2 (F_2 - F_3) = 9500 \text{ мм}^2.$$

Отсюда

$$\int f dt = \frac{9500}{17,15} = 553 \text{ мм}^2 \text{ сек} = \frac{553}{10^6} \text{ м}^2 \text{ сек.}$$

Проверим по формуле 147, достаточно ли это время-сечение:

$$\int f dt \cong 0,224 \frac{V\varphi}{\psi \sqrt{T_s}} \left(\frac{p_2}{p_s} \right)^{0,115}$$

Для $\frac{p_2}{p_s} = \frac{1}{1,04} = 0,962$ и $k = 1,3$ по фиг. 82 имеем: $\psi = 0,81$.

$$\int f dt \cong 0,224 \frac{0,02815 \cdot 1,8}{0,81 \cdot 31,6} \left(\frac{3,5}{1,04} \right)^{0,115}$$

$$\int f dt \cong \frac{510}{10^6} \text{ м}^2 \text{ сек.}$$

Так как располагаемое время-сечение $\int f dt = \frac{553}{10^6} \text{ м}^2 \text{ сек}$, то это условие удовлетворено, и время-сечение для выхлопа достаточно.

¹⁾ Не учитывая время-сечение открытия клапана.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ТЕПЛОИСПОЛЬЗОВАНИЕ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

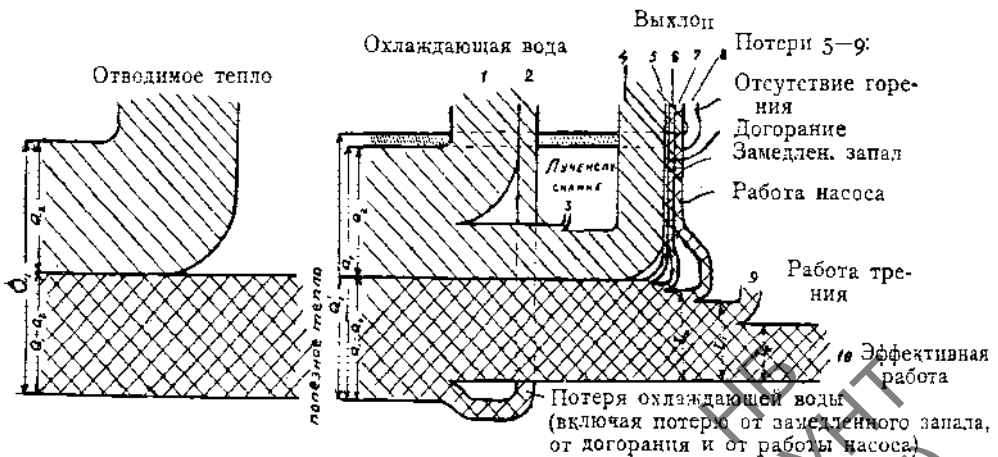
§ 1. СХЕМА ТЕПЛОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Обратимся к рассмотрению того, как используется двигателем располагаемое количество тепла, введенное топливом, и как оцениваются потери тепла в отдельные периоды рабочего цикла.

На фиг. 86 графически представлено распределение тепла в идеальной машине (слева) и в действительной машине (справа).

Из всего располагаемого количества тепла Q_1 идеальная машина использует лишь $Q_1 - Q_2$, где Q_2 является потерей. Это использованное идеальной машиной тепло соответствует термическому коэффициенту η_t .

В действительной машине имеются еще другие потери, распределение которых показано на правой диаграмме. Как видно, большинство этих потерь



Фиг. 86.

вследствие охлаждения двигателя водой относится за счет тепла, подлежащего отдаче холодному источнику (потеря 1), и лишь часть тепла уходит в воду за счет возможного термического использования. Такое распределение тепла в действительной машине хотя и влечет за собой

некоторые термические потери, но имеет ту выгоду, что не все тепло Q_2 , подлежащее отдаче холодному источнику, направляется в выхлоп, а лишь часть его (потеря 4), предохраняя этим выхлопные органы от чрезмерного перегрева.

Таким образом, соответствующая идеальной машине потеря тепла Q_2 , отданного холодному источнику, распадается в действительной машине на 3 главные части:

1-я потеря—в охлаждающую воду (30—35%¹⁾), 3-я потеря—в охлаждающую среду, 4-я потеря—отходящими газами.

Но, кроме этих потерь, в действительной машине имеются еще следующие: 8-я потеря—от неполноты горения; 6-я—от догорания; 5-я—от замедленной вспышки; 7-я потеря—вследствие работы насосов и, наконец, 9-я—от работы трения, которая в большей части передается охлаждающей цилиндр воде и частью уходит в окружающую среду. Оставшаяся таким образом часть тепла то обращается в полезную работу двигателя.

При такой схеме теплораспределения является, естественно, вопрос, нельзя ли использовать хоть частью то тепло, которое двигатель теряет в охлаждающую воду и которое в небольших двигателях доходит до 40% от всего располагаемого тепла. Однако та доля этой потери, которая является потерей действительной машины (а не идеальной), как мы увидим далее, столь незначительна, что все попытки, направленные на ее уменьшение, не привели к желаемым результатам.

Иначе обстоит дело с потерей от неполноты сгорания, которая может быть доведена до минимума хорошей конструкцией двигателя; на эту-то потерю и должно быть, главным образом, обращено внимание конструктора.

§ 2. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

В зависимости от распределения тепла в двигателе отличают следующие коэффициенты полезного действия.

1. — Термическим коэффициентом полезного действия η_t называется отношение тепла, обращенного в работу, AL , к затраченному теплу Q_1 —в идеальной машине, т.е. работающей без потерь. Вычисление его приведено было выше.

2. — Отношение тепла, соответствующего действительной работе газов в цилиндре, учитывающей действительные потери в рабочем цикле (индикаторная работа L_i), ко всему затраченному теплу называется индикаторным коэффициентом полезного действия η_i .

1) К этой потере следует еще в действительной машине отнести и 2-ю потерю—от работы трения поршня, отдающей тепло через стенки цилиндра в охлаждающую воду

3.—Отношение индикаторного коэффициента полезного действия к термическому называется относительным коэффициентом полезного действия или степенью использования:

$$\eta_{ig} = \frac{\eta_i}{\eta_t} = \frac{L_i}{L_t} \quad 148$$

Этот коэффициент, таким образом, учитывает потери работы газов действительной машины по отношению к идеальной.

4.—Работе L_i газов противодействует трение двигателя L_r , и действительная работа, полученная на валу машины, $L_e = L_i - L_r$.

Отношение количества тепла, обращенного в действительную работу на валу машины, к затраченному теплу называется действительным или эффективным коэффициентом полезного действия:

$$\eta_e = \frac{AL_e}{Q_1} \quad 149$$

5.—Отношение эффективного коэффициента полезного действия или эффективной работы к индикаторному коэффициенту полезного действия или индикаторной работе называется механическим коэффициентом полезного действия:

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{L_e}{L_i} \quad 150$$

Механический коэффициент полезного действия, таким образом, характеризует относительную работу трения механизма.

Итак, связь между указанными коэффициентами полезного действия, характеризующими рабочий процесс действительной машины, следующая:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = \eta_t \cdot \eta_g \cdot \eta_m \quad 151$$

§ 3. ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ И СОСТАВА СМЕСИ НА БАЛАНС ТЕПЛА

Таблица 25 дает на примере генераторного газа ($\alpha = 1,5$) распределение тепла (в %) в двигателе в зависимости от степени сжатия ϵ .

ТАБЛИЦА 25

	q_e	q_{ic}	q_g	Остаток
3,63	21,5	50,4	22,7	5,4
4,58	24,0	49,9	21,6	4,5
6,58	27,9	48,5	18,3	5,3
8,16	29,3	45,6	19,3	5,8

Как видно из нее, чем больше ϵ , т. е. чем больше давление сжатия, тем больше тепла обращается в полезную работу (q_e). Потеря тепла в воду (q_w) с увеличением ϵ несколько убывает, так же как и потеря в выхлоп (q_g). Остаточный член, включающий потерю от неполноты сгорания и в окружающую среду, остается почти без изменения, что указывает на достаточную точность приведенных опытов.

Таблица 26 дает распределение тепла в двигателе в зависимости от коэффициента избытка воздуха α при определенной степени сжатия ($\epsilon = 8,16$):

ТАБЛИЦА 26

α	q_e	q_w	q_g	Остаток
1,1	23,7	41,1	14,7	20,5 1)
1,3	26,5	47,9	16,5	9,1
1,7	29,3	43,3	19,3	8,0
1,9	29,7	41,1	19,9	9,0
2,2	30,0	38,5	21,7	9,8

Как видно, работа с бедной смесью ($\alpha = 2,2$) дает лучшие результаты в смысле количества обращенного в работу тепла ($q_e = 30\%$), что и подтверждает сделанные нами раньше выводы относительно выгоды бедной смеси. Потеря в воду при переходе к более бедным смесям убывает, потери же в выхлоп несколько растут; последнее обстоятельство объясняется тем, что при той же нагрузке количество отходящих газов относительно больше у бедной смеси, чем у богатой.

Таблицы 27 и 28 показывают, что максимум работы двигателя полу

ТАБЛИЦА 27 ($\epsilon = 3,63$)

	q_e	q_w	q_g	Остаток
1,0	18,1	38,9	17,4	25,3
1,2	21,0	46,9	19,9	12,2
1,5	21,9	50,6	22,7	5,4
1,9	23,2	44,4	26,9	8,5
2,0	18,8	39,6	29,0	12,6

1) Этот скачок указывает на то, что в случае очень богатой смеси часть ϵ (иногда 16—17%) совершенно не участвует в процессе горения.

ТАБЛИЦА 28 ($\epsilon = 8,16$)

	q_e	q_m	q_g	Остаток
1,33	27,8	48,3	17,2	6,4
1,56	29,1	45,9	18,6	6,4
1,88	30,5	41,1	20,4	7,9
2,21	30,4	37,1	22,4	10,1
2,58	29,6	36,1	25,1	9,2

чается при вполне определенном составе рабочей смеси и что при отклонении в ту или другую сторону от этой величины полезная работа убывает.

Так, на таблице 27 максимум q_e — при $\alpha = 1,5$, а на таблице 28 — при $\alpha = 1,88$. Разные значения наиболее выгодного α в обоих приведенных примерах объясняются различными ϵ (3,63 и 8,16).

Таким образом видим, что для наиболее выгодного использования тепла в двигателе необходим определенный состав смеси, дающий наиболее полное сгорание.

Вопрос об удачном подборе состава рабочей смеси особенно важен при выборе системы регулирования двигателя.

Степень сжатия, как мы только что видели, влияет на количество индикаторной работы двигателя (L_i), а следовательно, и на индикаторный коэффициент полезного действия (η_i). Однако с увеличением степени сжатия повышается одновременно и коэффициент полезного действия идеальной машины (η_i), а также растет количество теоретически возможной работы (L_t). Поэтому степень теплоиспользования определенного двигателя

$$\eta_{ig} = \frac{L_i}{L_t} = \frac{\eta_{it}}{\eta_{it}}$$

остается приблизительно постоянной.

Таблица 29, составленная по опытам Негеля, иллюстрирует это.

ТАБЛИЦА 29

P_c	η_e	η_i	η_g
5,87	0,352	0,23	0,65
8,21	0,40	0,264	0,66
13,5	0,483	0,306	0,634
18,4	0,507	0,328	0,647

Как видим, повышение давления сжатия с 5,87 атм до 18,4 атм дало повышение η_i от 0,35 до 0,50; индикаторный коэффициент полезного действия, полученный непосредственно из опытов, поднялся с 0,23 до 0,328.

Относительный же коэффициент полезного действия $\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_{ie}}$ останется приблизительно постоянным, колеблясь в пределах 64—66%.

§ 4. ПОТЕРИ ТЕПЛА В РАЗНЫЕ ПЕРИОДЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

Меркс, а до него Мейер, подсчитали потери тепла в отдельные периоды рабочего цикла двигателя, чтобы дать возможность судить об отклонениях от нормального цикла и, по возможности, их избежать.

Меркс нашел для двигателя ($D = 18,8$ мм и $S = 320$ мм) на светильном газе при составе смеси 7,45 м³ воздуха на 1 м³ газа и $\epsilon = 6,867$ следующие значения:

$$\left. \begin{array}{l} \eta_{ie} = 0,4206 \\ \eta_i = 0,3200 \end{array} \right\} \eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_{ie}} = 0,76.$$

Таким образом, разность между теоретическим и действительным индикаторным коэффициентами полезного действия составляет $\eta_{ie} - \eta_i = 0,4206 - 0,32 = 0,1$, т.-е. потеря составляет 10%, считая от располагаемого тепла.

Эта потеря, вообще говоря, еще может быть использована, оставшая же часть потери в охлаждающую воду ($\approx 30\%$) является неизбежной потерей.

Меркс нашел из ряда опытов, что эта потеря (10%) распределяется следующим образом (таблица 30) по отдельным периодам:

ТАБЛИЦА 30

	Потеря в %	
	от тепла, могу- щего быть ис- пользованным	от всего рас- полагаемого тепла
Потеря тепла при сжатии	0,07	0,03
в период видимого сгорания	18,0	7,57
в период расширения	6,7	2,82
от предварения выхлопа	0,3	0,13
Всего	24,93	10,5

Общая сумма потерь, таким образом, $\cong 24\%$, остальное же количество тепла $\cong 76\%$ является использованным. Это согласуется с полученной выше цифрой степени использования:

$$\eta_p = \frac{\tau_{i1}}{\tau_{i2}} = 0,76.$$

Если мы отнесем потери не к теоретически возможному использованию тепла, а ко всему абсолютно располагаемому теплу, то, как видно из второй графы таблицы 30, сумма потерь составляет всего $\cong 10,5\%$, что опять-таки согласуется с полученной выше разностью $\tau_{i1} - \tau_{i2} = 0,1$. Из этого ясно, что потеря в окружающую среду не так велика, как могло показаться раньше.

То тепло, которое теряется в охлаждающую воду, в его большей части должно отдаваться и в идеальном цикле, и лишь сравнительно ничтожная доля этой потери—потеря во время расширения (составляющая в данном случае $2,82\%$)—является потерей действительного рабочего цикла. Желание уменьшить эту потерю дает мало ощутительные результаты, ибо, если уменьшить охлаждение в этот период,

то это скажется на увеличении потери от выхлопа: менее охлажденные газы унесут с собой и больше тепла. Следовательно, улучшить теплоиспользование двигателя можно бы в данном случае выбором более соответствующей степени сжатия ϵ и лучшим составом рабочей смеси.



Фиг. 87.

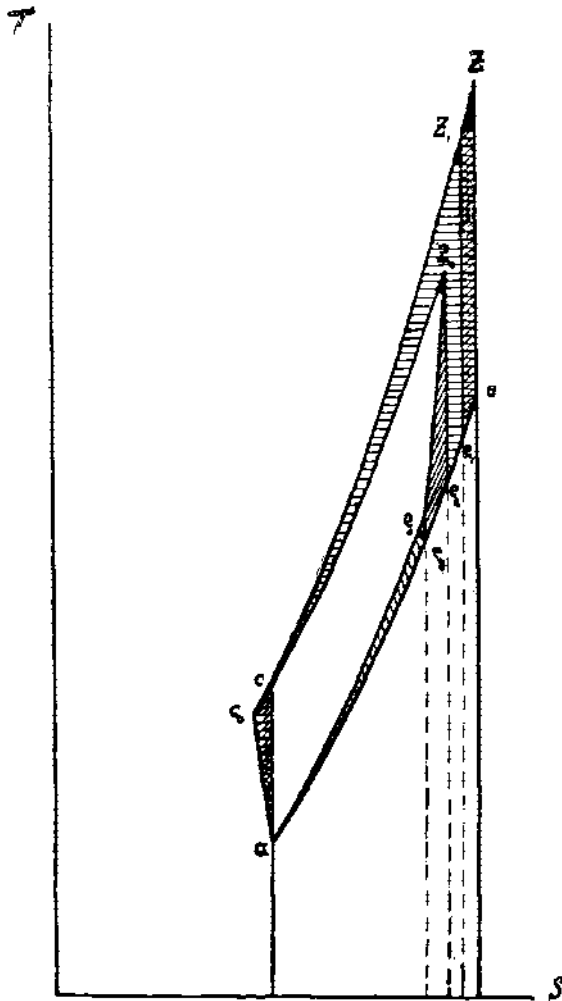
Рабочие диаграммы. Потери тепла в разные фазы рабочего цикла можно проследить в рабочей индикаторной диаграмме применением метода исследования частичного идеального цикла по нижеприводимой схеме.

Этот метод заключается в том, что действительная рабочая диаграмма по своим отдельным фазам сравнивается с идеальной диаграммой, включая в рассмотрение последовательно каждую потерю.

На диаграмме фиг. 87 площадь ac_0ce соответствует идеальной машине, работающей без потерь; пл. $ac_0z_1e_1a$ — действительной рабочей индикаторной диаграмме.

Включим в идеальный рабочий цикл потерю от неадиабатичности сжатия; из точки c_0 поведем далее процесс по идеальному циклу. Вследствие уменьшения давления вспышки в частичной идеальной машине теперь достигнем точки z_1 . Из точки z_1 по адиабате идем до точки e_1 ; из e_1 — по изоплере до точки a . Разность площадей ($z_1z_1e_1a - ac_0ce$) составит потерю от неадиабатичности сжатия.

Теперь прибавим к рассмотренной потере потерю в период видимого сгорания: из точки c_0 идем по действительному циклу до точки z_0 , конца видимого сгорания, и из z_0 по адиабате до e_2 и затем по изоплере до



Фиг. 88.

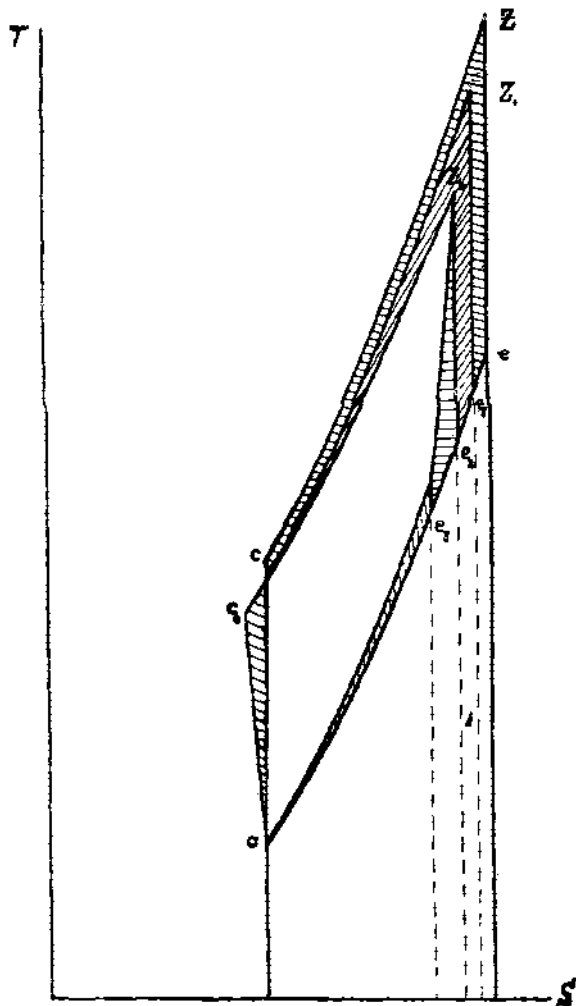
точки a . Заштрихованная пл. $c_0 z_1 e_1 z_2 c_0$ соответствует потере в процесс видимого сгорания.

Включим 3-ю потерю—в период расширения, идя по действительной кривой расширения $z_0 e_0$ и из e_0 по адиабате $e_0 e_2$ и затем по изоплере до точки a . Пл. $z_0 e_2 e_3$ соответствует потере тепла в период расширения; наконец, пл. $e_0 e_2 a$ — потере от предварения выхлопа.

Тепловые диаграммы. Подобное же рассмотрение потерь в различные фазы рабочего цикла проведено графически на фиг. 88 и 89 в тепловой диаграмме для двигателей быстрого (фиг. 88) и постепенного (фиг. 89)

сгорания. Для ясности соответственные точки в рабочей и тепловой диаграммах обозначены одинаковыми буквами.

Такое графическое исследование, однако, не может дать количества тепла, действительно ушедшего в воду в рабочей машине за отдельные



Фиг. 89.

фазы, так как по линии расширения безусловно имеет место догорание, всецело отнесенное при таком рассмотрении к потере в процесс видимого сгорания. В машинах, имеющих незначительное догорание, подобный метод может дать ясное представление о теплоотдаче в стенки в разные периоды рабочего цикла.

§ 5. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

На фиг. 90 графически изображено распределение потерь в окружающую среду по разным периодам, сделанное Мейером.

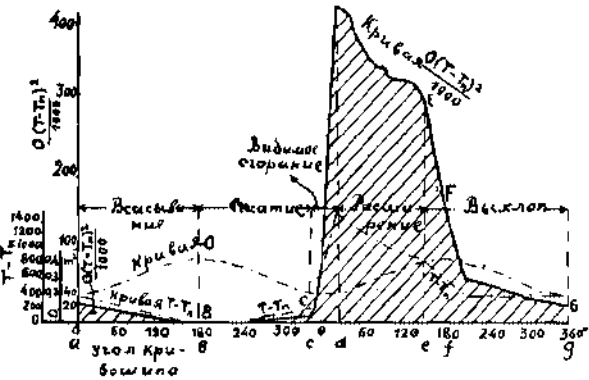
Заштрихованные площади изображают потери, вычисленные по приближительной формуле:

$$Q = \frac{O(T - T_w)^2}{1000}, \quad 152$$

которую можно подсчитать всякий раз, если известны поверхность охлаждения (O) и температуры газов и стенок в рассматриваемый период.

Как видим, в период сжатия потеря незначительна; в период сгорания она больше и достигает максимума в период расширения.

Цифры, соответствующие опытам Мейера, не совсем сходятся с цифрами Меркса, вследствие указанного догорания в период расширения. Суммы же потерь за весь рабочий цикл в обоих исследованиях близко совпадают.



Фиг. 90.

§ 6. ВЛИЯНИЕ СОСТАВА СМЕСИ И СТЕПЕНИ СЖАТИЯ НА ПОТЕРИ

В таблице 31 приведены результаты опытов Мейера зависимости потери от неполного сгорания от ϵ и от коэффициента избытка воздуха α . Регулирование в данном случае качественное. С переходом к более бедным смесям (α больше) потеря от неполноты сгорания растет как при $\epsilon = 4,98$, так и при $\epsilon = 3,84$. Это не находится в противоречии с на-

ТАБЛИЦА 31
Светильный газ

N_2	$\epsilon = 4,98$	10,24	10,11	8,15	6,13
Коэффициент смешения		7,89	8,30	10,51	11,43
Избыток воздуха α		1,37	1,43	1,76	2,03
Потеря от неполного сгорания		3,2	3,2	8,8	15,1
N_2	$\epsilon = 3,84$	10,36	8,30	8,24	6,19
Коэффициент смешения		8,88	10,96	8,44	11,11
Избыток воздуха α		1,51	1,01	1,56	1,74
Потеря от неполного сгорания		4,0	1,9	4,7	14,4

ными прежними выводами о выгодности работы с более бедными смесями, так как потеря от неполноты сгорания, как это видно из таблицы ($\epsilon = 3,84$), начинает вновь возрастать лишь с переходом за наимыгоднейший для данного случая состав смеси, т.-е. с переходом к слишком бедным смесям, не обеспечивающим хорошего сгорания.

Таким образом, выгода работы с очень бедными смесями, как видим, умалится ухудшением процесса горения. Парализовать вредное влияние этого можно улучшением конструкций смешивательных приборов.

Из последних опытов, произведенных мною в лаборатории двигателей внутреннего сгорания Московского Высшего Технического Училища, выяснилось, что отдача тепла в стенки при резко меняющихся температурах, каковые имеют место в двигателе, не стоит в прямой пропорциональной зависимости от времени, за которое протекает рабочий процесс. Независимо от числа оборотов машины на стенки цилиндра при данных температурах выделяется постоянное количество тепла, остальное же выделенное тепло от лучеиспускания и непосредственного соприкосновения пропорционально времени соприкосновения.

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

ГЛАВА ШЕСТАЯ

РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

§ 1. РАСЧЕТ ПО РАБОЧЕМУ ВОЗДУХУ И СРЕДНЕМУ ДАВЛЕНИЮ

Расчет двигателя по заданной мощности сводится к определению рабочего объема его цилиндров V_h , а по последнему—диаметра D и хода поршня S .

Исходными параметрами, кроме мощности N_e и числа оборотов коленчатого вала в минуту, служат или количество рабочего воздуха, задаваемое на основании тех опытных данных, которые получены с двигателями данного типа, работающими на данном топливе, или среднее индикаторное давление p_i ; эта величина или выбирается опять-таки на основании опытных данных (см. ниже), или определяется из теплового расчета, впервые предложенного проф. В. И. Гриневецким.

Если двигатель работает на топливе с теплотворной способностью H_u (в кал на 1 м³ газообразного топлива нормального состояния при 15° С и 1 атм) или h_u (в кал на 1 кг жидкого топлива) и на 1 м³ его мы даем L м³ воздуха (при жидком топливе — на 1 кг — L' м³ воздуха нормального состояния), то тепло, выделяемое всей рабочей смесью при полном ее сгорании, будет

$$\frac{H_u}{1+L} V_h.$$

Принимая во внимание, что рабочая смесь, засосанная двигателем, будучи приведена к условиям окружающей среды, займет лишь часть рабочего цилиндра, мы должны в полученное выражение ввести поправку на температуру T_0 и давление P_0 окружающей среды и умножить его на коэффициент подачи η_v . Получим:

$$\frac{288}{T_0} \frac{P_0}{10\,000} \frac{H_u}{1+L} V_h \eta_v.$$

Если двигатель делает n оборотов в минуту, то для случая четырехтактного цикла это выражение надо умножить на $\frac{n}{2}$ (за два оборота —

один рабочий ход), а для двухтактного цикла—умножить на n . На основании этого мощность двигателя выразится:

$$N_e = \frac{H_u}{1+L} V_h \tau_v \frac{288 P_o}{10\,000 T_o} \frac{n}{2} \frac{427}{60.75} \tau_e \text{ л. с.}, \quad 153$$

где τ_e —эффективный коэффициент полезного действия двигателя. Отсюда рабочий объем

$$V_h = \frac{10\,000 \cdot 2.60.75}{288.427} \frac{N_e (1+L)}{H_u \tau_v \tau_e n} \frac{T_o}{P_o} \text{ м}^3.$$

Для четырехтактных двигателей

$$V_h = 732 \frac{T_o}{P_o} \frac{N_e (1+L)}{H_u \tau_v \tau_e n} \text{ м}^3. \quad 154$$

Для двухтактных двигателей

$$V_h = 366 \frac{T_o}{P_o} \frac{N_e (1+L)}{H_u \tau_v \tau_e n} \text{ м}^3. \quad 154'$$

Итак, если известен τ_e для данного типа двигателей, то, задаваясь определенным S , можно из этих формул определить и D . Из полученных формул можно бы сделать вывод, что мощность четырехтактного двигателя при одних и тех же размерах и том же использовании вдвое меньше мощности двигателя двухтактного.

Основные размеры двигателя можно также подсчитать, зная из практики среднее эффективное давление для данного типа двигателей.

По уравнению работы пишем для четырехтактного двигателя:

$$N_e = \frac{P_e V_h n}{2.60.75} = \frac{P_e V_h n}{9\,000} \quad 155$$

или

$$V_h = \frac{9\,000 N_e}{P_e n}. \quad 156$$

Здесь N_e в л. с., P_e в кг/м^2 ; V_h в м^3 .

Для двухтактного двигателя

$$N_e = \frac{P_e V_h n}{4\,500}, \quad 157$$

откуда

$$V_h = \frac{4\,500 N_e}{P_e n}. \quad 158$$

Если V_h выражено в л и P_e в кг/см^2 , то

$$N_e = \frac{P_e V_h n}{900} \text{ л. с. для четырехтактн. двиг.} \quad 159$$

$$N_e = \frac{P_e V_h n}{450} \text{ л. с. для двухтактн. двиг.} \quad 160$$

Обе выведенные формулы для определения основных размеров должны дать одни и те же результаты. Приравнивая уравнения 133 и 156, можем написать:

$$732 \frac{T_o}{P_o} \frac{N_e (1+L)}{H_u \eta_i \eta_e n} = \frac{9000 N_e}{P_e n}.$$

Заменяя здесь P_e через $P_i \tau_{iv}$, получим:

$$0,0813 \frac{T_o}{P_o} \frac{1+L}{H_u \tau_i \tau_m \tau_v} = \frac{1}{P_i \tau_{iv}},$$

откуда

$$\tau_{iv} = 0,0813 \frac{T_o}{P_o} \frac{P_i (1+L)}{H_u \tau_i}. \quad 161$$

Для жидкого топлива, объемом которого для стационарных двигателей обычно пренебрегают, получим:

$$\tau_{iv} = 0,0813 \frac{T_o}{P_o} \frac{P_i L'}{h_u \tau_i} \quad 162$$

(здесь P_i и P_o в кг/см^2).

Из выведенных формул мы видим, что индикаторный коэффициент τ_i зависит при прочих равных условиях от среднего индикаторного давления P_i и чем оно больше, тем двигатель экономичнее. Из выражения для τ_{iv} становится понятным влияние качественного и количественного регулирования на коэффициент полезного действия двигателя: давая смеси больше воздуха, т.е. увеличивая L , мы тем самым понижаем P_i ; произведение же $P_i (1+L)$ остается приблизительно постоянным, и τ_{iv} сохраняет свою величину. При количественном регулировании с изменением P_i меняется коэффициент подачи η_e , и отношение этих значений мало влияет на изменение индикаторного коэффициента полезного действия. Это справедливо, конечно, если отвлечься от влияния регулирования на потери в рабочем цикле.

§ 2. РАСХОД ТОПЛИВА

Обозначая через C_i —расход топлива на индикаторный силочас в кг , имеем:

$$\tau_{iv} = \frac{632}{C_i H_u} \quad 163$$

(632 кал — термический эквивалент силочаса).

Приравнивая это выражение полученному нами выше, пишем:

$$\frac{632}{C_i H_u} = 0,0813 \frac{T_o}{P_o} \frac{P_i (1+L)}{H_u \tau_{iv}}$$

Отсюда:

$$\text{для газообразного топлива: } C_i = \frac{7780 P_o \tau_{iv}}{T_o P_i (1+L)} \quad 164$$

и для жидкого топлива (для стационарных двигателей):

$$C_i = \frac{7780 p_0 T_{iv}}{T_0 p_i L'} \quad 165$$

Как видим, расход топлива тем меньше, чем больше p_i и Гюльденер, повышая среднее индикаторное давление до 7 атм, значительно понижает этим расход топлива в своем двигателе.

Таблица 32 дает величины среднего индикаторного давления для разного типа двигателей при работе разным топливом.

ТАБЛИЦА 32

Опытные данные для двигателей

Принято $\eta_m = 0,80$	p_i кг/см ²	p_0 кг/см ²	Сравнительно с двигателем Дизеля
Двигатели светильного газа	5,0—7,0	4,0—5,6	0,71—1,0
слового	4,5—6,0	3,6—4,8	0,64—0,86
доменного	4,0—5,0	3,2—4,0	0,57—0,71
Бензиновые двигатели	5,0—6,0	4,0—4,8	0,71—0,86
Керосиновые	4,0—5,0	3,2—4,0	0,57—0,71
Двигатели Дизеля с пневмат. распыл.	7,0	5,6	1,0
Бескомпрессорные двиг. Дизеля	5,5—6,5	4,4—5,2	0,79—0,93
Спиртовые двигатели	4,5—5,5	3,6—4,4	0,64—0,79
Легкие 1)	6,0—11,0	4,8—8,8	0,86—1,57
Двухтактные нефтяные двигатели с малым сжатием	2,5	2,0	0,36
Двухтактные нефтяные двигатели с повышенным сжатием и с впрыском воды	3,5	2,8	0,5
Четырехтактные нефтяные двигатели	4,5	3,6	0,64

Из нее видно, что максимум работы для газообразного топлива можно извлечь при работе на светильном газе. Плохие результаты дает нефть, и только двигатель Дизеля в этом отношении составляет исключение, давая $p_i = 7$ атм и соответственно высокий η_i .

1) В легких двигателях, благодаря особенностям конструкции, величина η_m может иметь и более высокое значение, достигая в удачно исполненных моделях современного типа значения 0,9 и тем повышая p_i .

Если p_i неизвестно, а известны расход топлива на индикаторный силов час и состав смеси, то мы можем определить p_i .

Таблица 33 дает цифры расхода топлива для современных конструкций двигателей при разных мощностях. Тут же даны теоретический и практический расходы воздуха при нормальной мощности, а также опытные величины для экономического коэффициента полезного действия (η_e).

Как видно из таблицы, возрастание η_e с увеличением мощности двигателя не так заметно. Наибольший η_e дает двигатель Дизеля, и для больших мощностей он доходит до 34%.

§ 3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

(По Гриневецкому)

Для определения размеров двигателя в предыдущем параграфе мы пользовались практическими величинами или 1) среднего эффективного давления, или 2) эффективного коэффициента полезного действия (или, что то же, расходом топлива на силов час). Эти два значения, в свою очередь, связывают третий важный элемент в расчете двигателей—коэффициент подачи

$$\eta_v = \frac{1}{7780} \frac{T_o}{p_o} C_e p_e (1 + L). \quad 166$$

В тех случаях, когда проектируется новая машина, для которой возможна оценка частных коэффициентов рабочего цикла по аналогии с отдельными деталями уже существующих двигателей, является желательным произвести полный тепловой расчет, выявляющий точную термодинамическую связь основных величин, входящих в расчетное уравнение 166.

Обозначим через L_o —теоретически необходимое количество воздуха (в кг-молях) для сжигания 1 кг-мол. газообразного топлива и через L'_o —то же количество его в кг-мол. для сжигания 1 кг жидкого топлива. Тогда действительное количество воздуха, введенного в рабочий процесс, будет:

для газообразного топлива: $L = L_o a$ кг-мол.;

для жидкого топлива: $L'' = \frac{L}{28,95} = L'_o a$ кг-мол.

(Здесь L выражено в кг на 1 кг жидкого топлива, а 28,95—вес 1 кг-моля воздуха.)

Остаточный коэффициент γ , выраженный через коэффициент подачи η_v , согласно §§ 1 и 2 главы IV, будет:

$$\gamma = \frac{1}{\eta_v (\varepsilon - 1)} \frac{p_r}{p_o} \frac{T_o}{T_r} \quad \text{для четырехтактных двигателей}$$

$$\gamma = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{1}{\eta_v} \frac{p_a}{p_o} \frac{T_o}{T'_a} - 1 \quad \text{для двухтактных двигателей.}$$

ТАБЛИЦА 33

Теплотворная способность, расход воздуха и степень использования топлива для двигателей

Поставленные в скобках единицы в заголовках от 1 до 9 относятся к жидким (и твердым) родам топлива.	1 Рабочая тепло-твор. способн. H_u кал. γ M^3 (кг)	2	3	Расход воздуха		Расход топлива C_e (на э. с. ч. при 737,4 мм H_g и 15°C) при нормальной мощности двигателя N_e ==											
				5 л. с.		10 л. с.		25 л. с.		50 л. с.		100 л. с.		200 л. с. и более			
				$C_e M^3$ (кг)	η_e	$C_e M^3$ (кг)	η_e	$C_e M^3$ (кг)	η_e	$C_e M^3$ (кг)	η_e	$C_e M^3$ (кг)	η_e	$C_e M^3$ (кг)	η_e		
Светильный газ	бедный обыкновенн. богатый	4500	5,0	7,5	0,63	0,22	0,58	0,24	0,54	0,26	0,525	0,27	0,5	0,28	0,485	0,29	
		5000	до	до	0,57	0,22	0,52	0,24	0,48	0,26	0,47	0,27	0,45	0,28	0,435	0,29	
		5500			0,52	0,22	0,48	0,24	0,44	0,26	0,43	0,27	0,42	0,28	0,40	0,29	
Сильвой газ	(отнесено к антрац.) к его газу к его газу брикетам бурого угля) к его газу	6000	6,0	9,0	0,475	0,22	0,44	0,24	0,40	0,26	0,39	0,27	0,4	0,28	0,365	0,29	
		7500	—	—	—	—	0,58	0,15	0,50	0,17	0,45	0,19	0,40	0,21	0,38	0,22	
		1250	0,9	1,1	1,5	—	—	2,7	0,19	2,4	0,21	2,2	0,23	2,1	0,24	2,0	0,26
Сильвой газ	к его газу брикетам бурого угля) к его газу	7000	—	—	—	—	0,65	0,14	0,56	0,16	0,50	0,18	0,45	0,20	0,41	0,22	
		1150	0,85	1,0	1,25	—	—	2,9	0,19	2,6	0,21	2,4	0,23	2,3	0,24	2,2	0,25
		4800	—	—	—	—	—	—	—	0,73	0,18	0,67	0,20	0,63	0,21	0,60	0,22
Доменный газ	Газ коксовых печей	1150	0,9	1,0	1,3	—	—	—	—	2,5	0,22	2,4	0,23	2,3	0,24	2,2	0,25
		950	0,75	0,9	1,0	—	—	—	—	—	—	2,8	0,24	2,65	0,25	2,55	0,26
		4500	5,3	7,0	—	—	—	—	—	—	0,6	0,23	0,55	0,26	0,53	0,27	
Керосин	Сырая нефть (дв. Дизеля)	10200	12,8	16—22	0,55	0,11	0,50	0,12	0,46	0,13	—	—	—	—	—	—	
		10000	12,5	22—25	0,24	0,26	0,22	0,29	0,20	0,32	0,19	0,33	0,185	0,34	0,185	0,34	
		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Сырая нефть (дв. с калориз.)	Бензин	10000	12,5	25—38	0,3	0,21	0,27	0,23	0,26	0,24	0,25	0,25	—	—	—	—	
		10400	12,8	11—15	0,29	0,19	0,26	0,21	0,25	0,23	—	—	—	—	—	—	
		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Сырой спирт 90% по объему		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
		5700	6,0	8—12	0,48	0,23	0,45	0,25	0,43	0,26	—	—	—	—	—	—	

1) Для газогенераторных установок со включением 8—12% полного дневного расхода на растопку и прогорание.

Если принять равенство характеристических постоянных остаточных газов и рабочей смеси, то остаточный коэффициент γ может быть так же определен, как отношение чисел кг-мол. остаточных газов и рабочей смеси.

Принимая во внимание наличие остаточных газов, учитываемых коэффициентом γ , получим число кг-мол. в цилиндре перед началом сгорания:

$$\begin{aligned} \text{для газообразного топлива:} & \quad (1 + L) (1 + \gamma) \text{ кг-мол.}; \\ \text{жидкого} & \quad \frac{l}{28,95} (1 + \gamma) \text{ кг-мол.} \end{aligned}$$

Во время сгорания изменяется число кг-мол. введенной смеси на ΔM , на основании чего коэффициент молекулярного изменения β определяется из выражений:

$$\begin{aligned} \text{для газообразного топлива:} & \quad \beta = 1 + \frac{\Delta M}{(1 + L) (1 + \gamma)}; \quad 167 \\ \text{жидкого} & \quad \beta = 1 + \frac{\Delta M}{\frac{l}{28,95} (1 + \gamma)}. \quad 168 \end{aligned}$$

Напишем отношение числа кг-мол. остаточных газов к числу кг-мол. продуктов сгорания (без остаточных газов):

$$\begin{aligned} \text{для газообразного топлива:} & \quad \frac{(1 + L) \gamma}{1 + L + \Delta M}; \quad 169 \\ \text{жидкого} & \quad \frac{\frac{l}{28,95} \gamma}{\frac{l}{28,95} + \Delta M}. \quad 170 \end{aligned}$$

Из выражений 167 и 168 для β имеем:

$$\begin{aligned} 1 + L + \Delta M &= \beta (1 + L) (1 + \gamma) - (1 + L) \gamma \\ \frac{l}{28,95} + \Delta M &= \beta \frac{l}{28,95} (1 + \gamma) - \frac{l}{28,95} \gamma. \end{aligned}$$

Подставляя эти значения соответственно в выражения 169 и 170, получим:

$$\begin{aligned} \frac{(1 + L) \gamma}{\beta (1 + L) (1 + \gamma) - (1 + L) \gamma} &= \frac{\gamma}{\beta (1 + \gamma) - \gamma} = \frac{\gamma}{\beta - \gamma (1 - \beta)} \\ \frac{\frac{l}{28,95} \gamma}{\beta (1 + \gamma) \frac{l}{28,95} - \gamma \frac{l}{28,95}} &= \frac{\gamma}{\beta (1 + \gamma) - \gamma} = \frac{\gamma}{\beta - \gamma (1 - \beta)}. \end{aligned}$$

Ввиду незначительности γ и близости β к 1 последний член в знаме-

нателе выведенного выражения может быть откинут, и все отношение остаточных газов к сгоревшим, выраженным в *кг-мол.*, можно приравнять $\frac{\gamma}{\beta}$.

Полученное выражение дает возможность упростить уравнение сгорания путем определения числа *кг-молей* остаточных газов как кратного значения от числа *кг-молей* сгоревших газов.

Для составления этого уравнения необходимо определить суммарные теплоемкости свежей рабочей смеси и сгоревших газов, отнеся их к числу *кг-мол.* рабочего тела согласно вышеуказанному. Такой подход позволяет нам последнюю величину выявить как сумму произведений числа *кг-молей* отдельных газов на их молекулярные теплоемкости:

$$c_m = M' \mu c' + M'' \mu c'' + M''' \mu c''' \quad 171$$

В этой формуле M' , M'' и M''' — числа *кг-мол.* простых газов, углекислоты CO_2 и водяных паров H_2O , а $\mu c'$, $\mu c''$ и $\mu c'''$ — соответствующие молекулярные теплоемкости.

Для процесса сгорания при постоянном объеме значения средних теплоемкостей по Гриневецкому следующие:

$$\begin{aligned} \mu c'_v &= 4,625 + 0,00053 T \\ \mu c''_v &= 6,774 + 0,00189 T \\ \mu c'''_v &= 6,855 + 0,00116 T. \end{aligned}$$

Для процесса сгорания при постоянном давлении они увеличатся на величину 1,985.

Из всего введенного в рабочий цикл тепла H_u^m ¹⁾ на 1 *кг-мол.* газообразного топлива или h_u — на 1 *кг* жидкого топлива — за фазу видимого сгорания используется ξH_u^m (ξh_u), где ξ — коэффициент выделения тепла. К этой термохимической энергии должна быть прибавлена термодинамическая энергия в конце сжатия рабочей смеси $(A' + B' T_c) T_c$ и остаточных газов, составляющих долю $\frac{\gamma}{\beta}$ от сгоревших газов: $\frac{\gamma}{\beta} (A'' + B'' T_c) T_c$ ²⁾.

После сгорания теплоемкости остаточных газов и сгоревших газов одинаковы, и необходимо суммарную теплоемкость сгоревших газов отнести ко всей сумме сгоревших газов + остаточные, т.е. увеличить $A'' + B'' T_c$ в $\left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right)$ раз. Тогда уравнение сгорания примет вид:

$$\xi H_u^m + (A' + B' T_c) T_c + \frac{\gamma}{\beta} (A'' + B'' T_c) T_c = \left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right) (A'' + B'' T_c) T_c \quad 172$$

1) $H_u^m = 24,4 H_u$.

2) $A'' + B'' T_c$ — суммарная средняя теплоемкость продуктов сгорания, полученных при сгорании 1 *кг-мол.* газообразного топлива, или 1 *кг* жидкого топлива; $A' + B' T_c$ — та же величина для рабочей смеси.

3) Для жидкого топлива вместо ξH_u^m войдет ξh_u .

В этом уравнении теплоемкости берутся согласно рабочему процессу: для цикла Отто — теплоемкости при постоянном объеме, для цикла Дизеля — при постоянном давлении.

Из ур-ния 172, зная температуру в конце сжатия T_c , определяемую из ур-ния политропы:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}, \quad 173$$

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}, \quad 174$$

находим температуру сгорания T_z .

Для определения давления вспышки p_z для цикла Отто имеем следующее соотношение:

$$p_z = \beta p_c \frac{T_z}{T_c}, \quad 175$$

где β — коэффициент молекулярного изменения, т.е. $\beta = \frac{R_2}{R_1}$.

Для определения степени предварительного расширения ρ для цикла Дизеля имеем соотношение:

$$\rho = \beta \frac{T_z}{T_c}, \quad 176$$

где

$$\beta = \frac{R_2}{R_1} \left(1 + \frac{1}{l} \right), \quad 177$$

при чем R_1 относится к чистому воздуху + остаточные газы, а R_2 — к продуктам сгорания. Поправка $\left(1 + \frac{1}{l} \right)$ у отношения характеристических постоянных обуславливается изменением количества рабочего тела после сгорания на величину введенного l кг топлива.

Наконец, определяем значения в конце политропического расширения:

$$p_e = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}; \quad T_e = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}}, \quad 178$$

где δ — степень расширения (для цикла Отто $\delta = \varepsilon$, а для цикла Дизеля $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$).

На основании полученных давлений и изменений объемов определяются средние теоретические индикаторные давления:

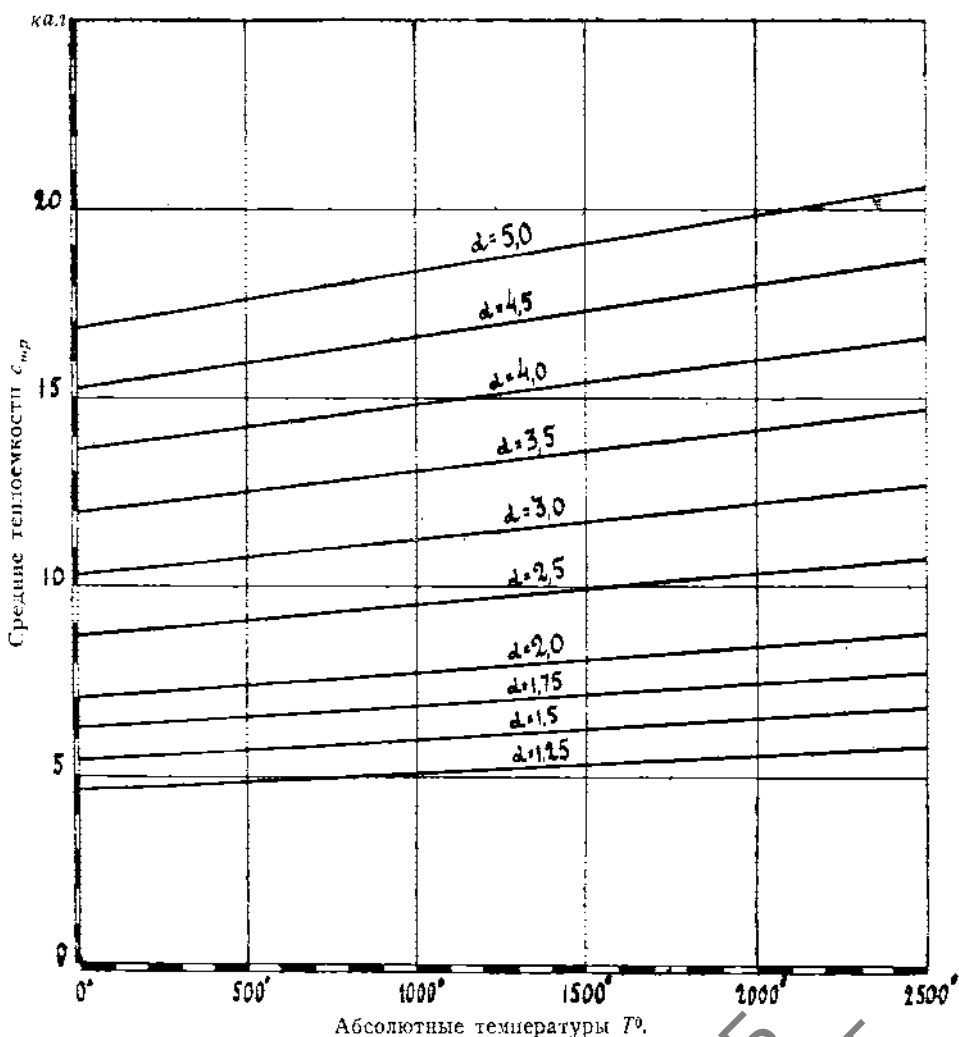
для двигателей быстрого сгорания:

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left\{ \frac{p_z}{p_c} \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right\}; \quad 179$$

для двигателей Дизеля:

$$p_i = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left\{ \rho \frac{n_2 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{n_1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right\}. \quad 180$$

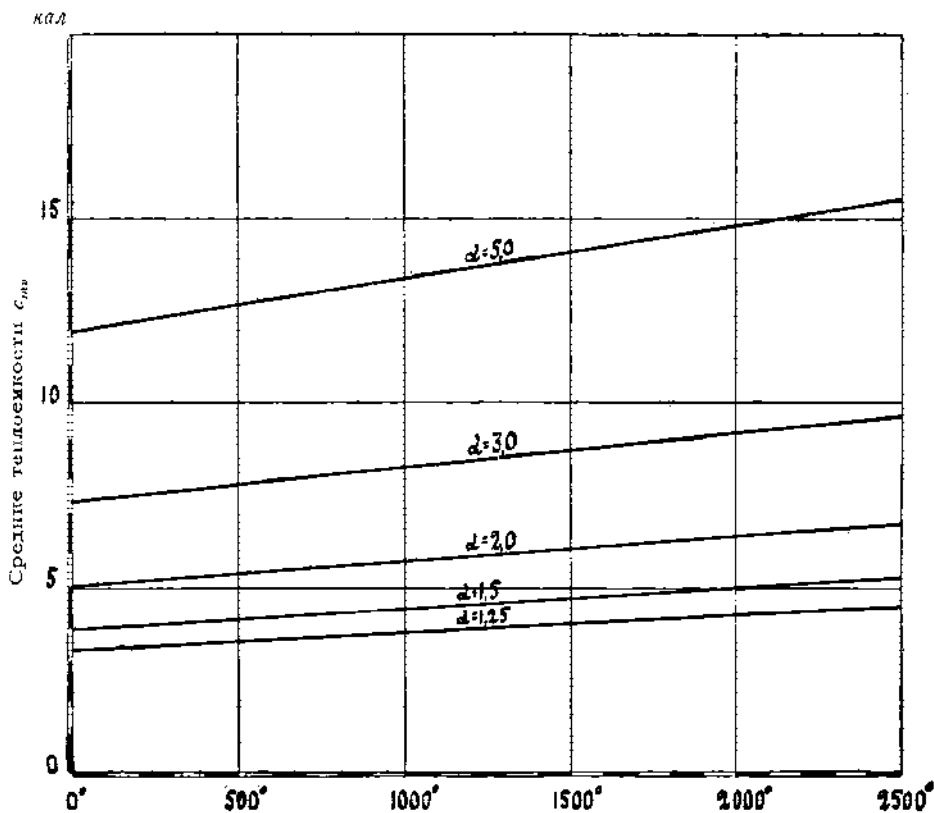
Действительные средние индикаторные давления получают из теоретических путем помножения на поправочный коэффициент μ — полную



диаграммы и за вычетом отрицательной работы на всасывание и выталкивание Δp :

$$p'_i = \mu p_i - \Delta p. \quad 181$$

На основании полученного среднего индикаторного давления можно определить по вышеприведенным формулам индикаторный коэффициент



Абсолютные температуры T^0 .

Фиг. 92.

полезного действия η_i и расход топлива на индикаторную силу в час C_i , а задаваясь механическим коэффициентом полезного действия η_m , — те же значения, отнесенные к работе на валу машины:

$$\left. \begin{aligned} \eta_i &= 0,0813 \frac{T_0 p'_i (1 + L)}{p_0 H_u \gamma_v} \\ C_i &= 7780 \frac{p_0}{T_0 p'_i} \frac{\gamma_v}{(1 + L)} \text{ м}^3/\text{ч. с. ч.} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{для газообразного топлива, где} \\ &H_u \text{ — теплотворная способность} \\ &1 \text{ м}^3 \text{ топлива, при } 1 \text{ атм и } 15^0\text{C.} \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \eta_i &= 0,0813 \frac{T_0 p'_i L'}{p_0 h_u \gamma_v} \\ C_i &= 7780 \frac{p_0}{T_0 p'_i} \frac{\gamma_v}{L'} \text{ кг/ч. с. ч.} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{для жидкого топлива,} \\ &\text{где } L' = 24,4 \text{ и } L'' = 0,843 l. \end{aligned}$$

$$p'_e = p'_i \gamma_m; \gamma_{i2} = \gamma_m \gamma_i; C_e = \frac{C_i}{\gamma_m}$$

Для упрощения теплового расчета приведены диаграммы (фиг. 91 и 92) средних теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объ-

еме для сгоревших газов, отнесенных к 1 кг сгоревшей нефти состава: $C = 0,86$, $H = 0,13$; $O = 0,01$ — в зависимости от температур для разных составов рабочей смеси от $\alpha = 1,25$ до $\alpha = 5,0$.

Вследствие изменения выражений для этих теплоемкостей, в зависимости от α , показатель адиабаты $k = k_0 - rT$ для разных составов сгоревших газов в пределах изменения температур от 500° до 2500° абс., соответствующих действительному рабочему процессу по линиям сгорания и расширения, — меняется согласно нижеприведенным значениям:

$$\begin{aligned} \alpha = 1,25 & \quad k = 1,362 - \frac{0,56}{10\,000} T \\ \alpha = 1,5 & \quad k = 1,375 - \frac{0,58}{10\,000} T \\ \alpha = 2,0 & \quad k = 1,380 - \frac{0,60}{10\,000} T \\ \alpha = 3,0 & \quad k = 1,386 - \frac{0,60}{10\,000} T \\ \alpha = 5,0 & \quad k = 1,40 - \frac{0,60}{10\,000} T. \end{aligned}$$

Значение k для двухатомных газов (воздуха) в пределах изменения температур $T = 300$ — 1000° абс., соответствующих действительным температурам за линию сжатия, равно:

$$k = 1,422 - \frac{0,72}{10\,000} T.$$

§ 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НЕФТЯНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ ТЕПЛОЕМКОСТЯХ

Для определения термического коэффициента полезного действия идеальной машины, работающей с разным составом смеси, учитывая переменность теплоемкостей в зависимости от температуры каждого компонента и изменение химического состава после сгорания, — необходимо произвести вышеуказанный тепловой расчет с учетом остаточных газов, предполагая отсутствие потерь по всем фазам рабочего цикла, т. е. принимая:

$$p_0 = p_r = p_a = 1; \quad r_0 = 1; \quad \xi = 1,$$

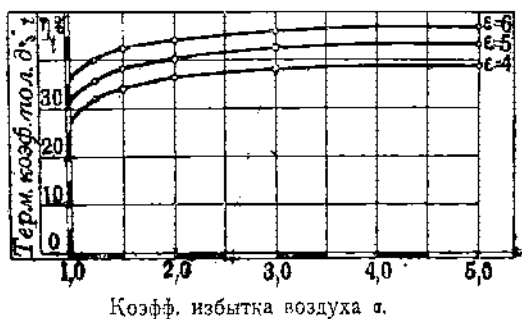
сжатие и расширение — адиабатические с переменным k . По найденным температур T_0 , T_c , T_z и T_1 и теплоемкостей по вышеприведенным формулам (глава I, § 4) определяется термический коэффициент полезного действия η_r .

Как видно из вышеизложенного, для определения η_r необходимо произвести ряд сложных вычислений, и является вопрос, нельзя ли использовать основное уравнение, выведенное при постоянных теплоемкостях,

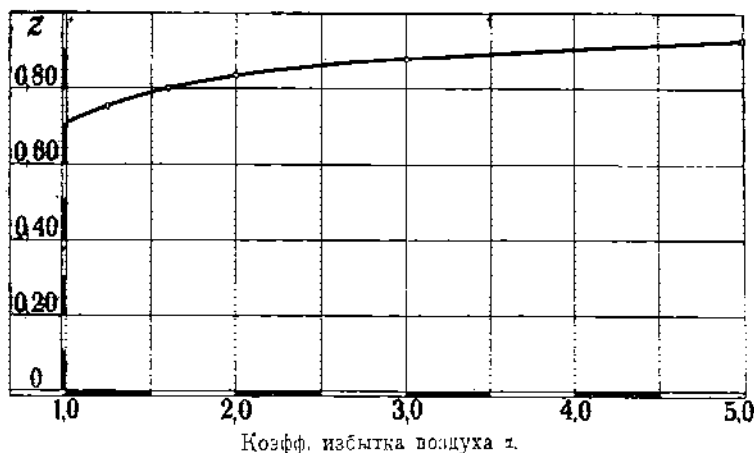
следовательно, и для неизменяющегося состава,— для подсчета η_1 путем введения поправочных коэффициентов при каком-либо из значений, входящих в это уравнение.

Под моим руководством инженером С. И. Алексеевым произведены нижеприводимые изучения возможности построения упрощенных формул для удобного практического пользования ¹⁾.

Рассмотрим сначала цикл Отто для двигателей, работающих на нефти вышеуказанного состава. Его термический коэффициент полезного действия η_{11} , в зависимости от изменения α от 1 до 5 для трех степеней сжатия $\epsilon = 4, 5, 6$, приведен на диаграмме (фиг. 93), вычисленной на основании точного теплового расчета.



Фиг. 93.



Фиг. 94.

Термический коэффициент полезного действия при постоянных теплоемкостях выражался формулой:

$$\eta_{11} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}, \text{ при } k = 1,4.$$

¹⁾ См. Инж.-мех. С. И. Алексеев „Термическое использование нефтяных двигателей при переменных теплоемкостях“. Труды Научного-Автомоторного Института Н. Т. О. ВСНХ № 39, выпуск 5-й 1924 г.

НБ
УДУНТ
(ФИТ) 182

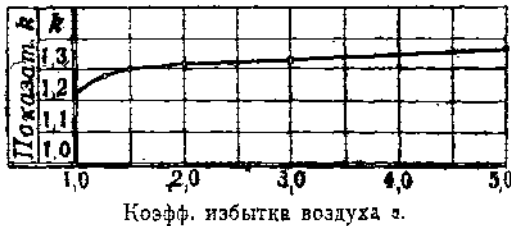
Самое простое решение было бы, если дать поправочный коэффициент z для всего выражения η_{ii} :

$$\eta_{ii} = z \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \right), \quad k = 1,4 \quad (1\text{-й вариант}). \quad 183$$

Графически этот поправочный коэффициент z представлен на диаграмме (фиг. 94) для тех же значений α и ϵ .

Вычисленные η_{ii} по формуле 183 дают точность до второго знака, что практически надо признать достаточным.

Вторым приближенным решением могло бы быть нахождение связи между показателем k и α в зависимости от нагрузки машины, так как такая связь фактически имеет место между этими значениями. На диаграмме (фиг. 95) представлены значения для k в зависимости от изменения α от 1,0 до 5,0 при изменении ϵ от 4 до 6.



Фиг. 95.

Так как кривая k в пределах изменения $\alpha = 1,5—5,0$ может быть принята за прямую, то в этих пределах его изменения

$$k = 1,282 + 0,0165 \alpha. \quad 184$$

Подставляя это выражение в формулу для η_{ii} :

$$\eta_{ii} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}, \quad k = 1,282 + 0,0165 \alpha \quad (2\text{-й вариант}), \quad 184$$

получаем коэффициент полезного действия, выраженный с точностью до второго знака.

Например, для $\epsilon = 5$, $\alpha = 3,0$ значения для η_{ii} :

по точному тепловому расчету	$\eta_{ii} = 0,415$
формуле 183	$\eta_{ii} = 0,417$
184	$\eta_{ii} = 0,414$
182 при $c = const.$	$\eta_{ii} = 0,476$

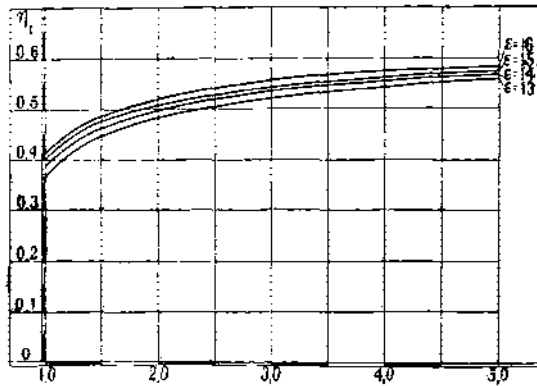
Как видно, приближенные формулы дают достаточную практическую точность, и значения η_{ii} , определенные из теплового расчета и по приближенным формулам, резко отличаются от значений η_{ii} , определенных при постоянных теплоемкостях.

Для двигателей Дизеля для того же состава нефти термический коэффициент полезного действия, вычисленный на основании точного теплового расчета для значений $\epsilon = 13, 14, 15, 16$, в зависимости от α представлен на диаграмме (фиг. 96).

Термический коэффициент полезного действия при постоянных теплоемкостях

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho-1)\epsilon^{k-1}},$$

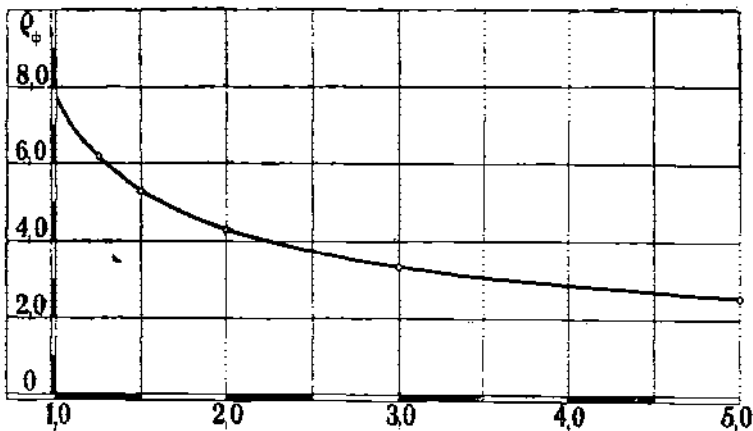
$k = 1,4. \quad 185$



Коефф. избытка воздуха α .

Фиг. 96.

Для вывода упрощенных формул η_{th} , построенных по той же зависимости, возможно одно из значений, входящих в это ур-ние, представить как функцию нагрузки машины, так как эта связь обуславливает влияние как состава, так и температур на использование.



Коефф. избытка воздуха α .

Фиг. 97.

На диаграмме (фиг. 97) представлены те фиктивные значения ρ_{ϕ} , которые необходимо подставить в ур-ние 185, чтобы в пределах изменения $\alpha = 1,0-5,0$ и $\epsilon = 13-16$ получить одинаковые значения для η_{th} с тепловым расчетом.

В пределах действительного изменения ρ от 1,5 до 3,0 фиктивные

ρ_{ϕ} , подлежащие быть подставленными в формулу 185, меняются приблизительно по прямолинейной зависимости по ур-нию:

$$\rho_{\phi} = 2,6\rho - 1,6. \quad 186$$

Подставляя это выражение в формулу 185, получаем:

$$\eta_{it} = 1 - \frac{(2,6\rho - 1,6)^k - 1}{2,6k(\rho - 1)\varepsilon^{k-1}}, \quad k = 1,4 \text{ (1-й вариант)}. \quad 187$$

На диаграмме (фиг. 98) дан термический коэффициент полезного действия η_{it} , определенный по тепловому расчету в зависимости от изменения ρ в пределах от 1,5 до 3,0. Графики для η_{it} в указанных пределах изменения ρ для разных ε получаются близкими к пучку параллельных прямых, могущих быть выраженными ур-нием:



Степень предвар. расширения ρ .

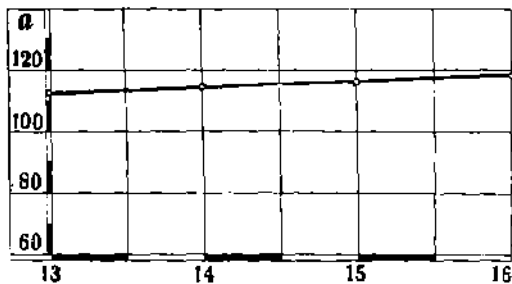
Фиг. 98.

$$\eta_{it} = 0,005a + 0,145 + 0,0965\rho, \quad 188$$

где a в зависимости от степени сжатия ε представлено

на диаграмме (фиг. 99), меняющееся также прямолинейно:

$$a = 91 + 1,7\varepsilon. \quad 189$$



Степень сжатия ε .

Фиг. 99.

Подставляя это выражение в ур-ние 188, получим:

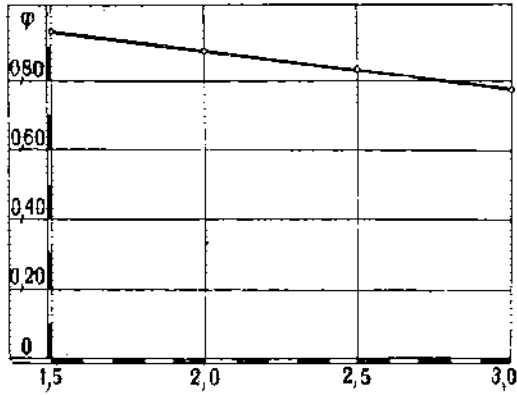
$$\eta_{it} = 0,6 + 0,0085\varepsilon - 0,0965\rho \quad (2\text{-й вариант}). \quad 190$$

Эта формула, крайне упрощенная, без степенной зависимости, позволяет быстро и достаточно точно определить термический коэффициент полезного действия двигателя в указанных пределах изменения ε и ρ .

двигателя в указанных пределах изменения ε и ρ .

Аналогично выводу приближенной формулы для цикла Отто (1-й вариант) представляется возможным и для цикла Дизеля подыскать переменный поправочный коэффициент к теоретической формуле 185 при постоянных теплоемкостях, дающий одинаковые результаты с точным тепловым расчетом.

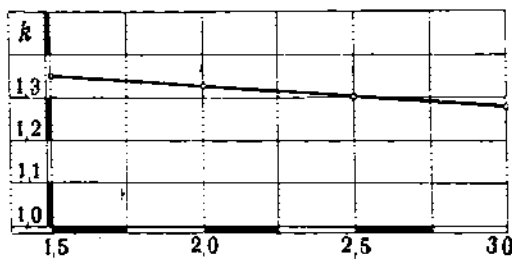
На фиг. 100 представлен этот поправочный коэффициент φ при изменении ρ от 1,5 до 3,0 для значений ϵ от 13 до 16:



$$\varphi = 1,08 - 0,096 \rho \quad 191$$

Степень предвар. расширения ρ .
Фиг. 100.

$$\eta_{ii} = (1,08 - 0,096 \rho) \left[1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)\epsilon^{k-1}} \right] \quad (3\text{-й вариант}). \quad 192$$



Степень предвар. расширения ρ .
Фиг. 101.

На тех же основаниях на диаграмме (фиг. 95) представлены значения для k в зависимости от ρ в уравнении:

$$\eta_{ii} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)\epsilon^{k-1}}, \quad \text{где}$$

$$k = 1,43 - 0,05 \rho \quad (4\text{-й вариант}). \quad 193$$

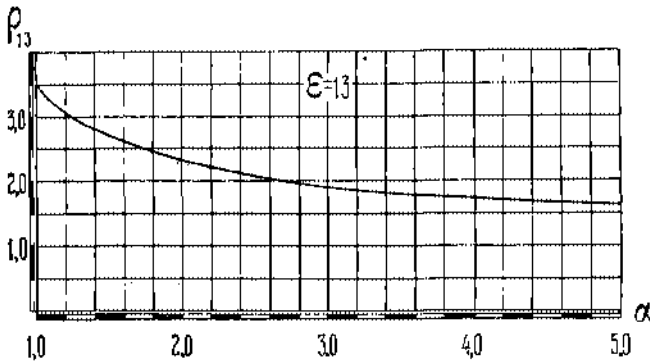
На таблице 34 приведены значения η_{ii} , вычисленные по точному тепловому расчету, по четырем приближенным формулам и при $\epsilon = const.$, $k = 1,4$.

ТАБЛИЦА 34

ϵ	ρ	η_{ii} из тепл. полного расчета	η_{ii} по формуле 187	η_{ii} по формуле 190	η_{ii} по формуле 192	η_{ii} по формуле 193	η_{ii} при $\epsilon = const.$ по ф. 185
13	5,0	1,59	0,557	0,554	0,557	0,557	0,603
15	3,0	1,89	0,542	0,544	0,545	0,547	0,600
16	1,5	2,59	0,487	0,492	0,486	0,487	0,585

Как видим, все 4 варианта дают с точностью до второго знака согласованные результаты с точным тепловым расчетом в указанных пределах изменения ϵ и α (или ρ), соответствующих действительным условиям работы двигателей Дизеля.

Если по условиям работы машины известен коэффициент избытка воздуха α , то величину ρ для теоретического цикла можно определить из следующих соображений.



Фиг. 102.

На фиг. 102 дана кривая изменения ρ в зависимости от α при $\epsilon=13$, полученная вышеприведенным исследованием. Для других значений ϵ кривые имеют аналогичное протекание, причем при определенном α с увеличением ϵ ρ немного падает. Эта связь ρ с α и ϵ может быть выражена приближенным уравнением

$$\rho = 1,025 + \frac{3,88 - 0,07\epsilon}{0,25 + \alpha} \quad 194$$

§ 5. ПРИМЕРЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА

Тепловой расчет газового двигателя, работающего на светильном газе, при нормальной нагрузке ($\alpha=1,4$)

Данные. Цикл Отто		Оцениваем:	
Состав светильного газа:			
$H_2 = 0,485$	} m^3 на $1 m^3$ светил. газа или kg -мол. на $1 kg$ -мол. светильного газа.	$H_u = 4590 \text{ кал}/m^3$	$\rho_r = 0,9$;
$CH_4 = 0,35$		$\alpha = 1,4$; $\epsilon = 6$;	$\rho_r = 1,07$;
$CO = 0,07$		$T_c = 290^\circ \text{ абс.}$;	$T_r = 700^\circ \text{ абс.}$ (т-ра остат. газов);
$C_2H_4 = 0,045$		$\rho_o = 1,0$.	$n_1 = 1,32$; $n_2 = 1,30$;
$CO_2 = 0,02$			$\xi = 0,85$;
$O_2 = 0,0025$			n_1 — показатель линии сжатия;
$N_2 = 0,0275$		n_2 — показатель линии расширения.	
1,0			

Определим теоретически необходимое количество воздуха L_0 для сжигания 1 кг-мол. светильного газа:

$$L_0 = \frac{\frac{H_2}{2} + 2CH_4 + \frac{CO}{2} + 3C_2H_4 - O_2}{0,21} \text{ кг-мол.}$$

Тогда действительное количество воздуха

$$L = \frac{\frac{1}{2}(H_2 + CO) + 2CH_4 + 3C_2H_4 - O_2}{0,21} \alpha \text{ кг-мол. на 1 кг-мол. светиль-}$$

ного газа.

Подставляя, получим:

$$L = \frac{0,5(0,485 + 0,07) + 2 \cdot 0,35 + 3 \cdot 0,045 - 0,0025}{0,21} 1,4 = 7,43 \text{ кг-мол.}$$

Определим числа кг-мол. составных частей сгоревших газов:

M' — двухатомных газов;

M'' — углекислоты CO_2 ;

M''' — водяных паров H_2O и

ΔM — изменение общего числа кг-молей после сгорания.

Из основных реакций сгорания имеем:

$$M'' = CH_4 + CO + 2C_2H_4 + CO_2$$

$$M''' = H_2 + 2CH_4 + 2C_2H_4$$

$$\Delta M = -\frac{H_2}{2} - \frac{CO}{2} = -\frac{1}{2}(CO + H_2)$$

$$M' = 1 + L + \Delta M - (M'' + M''').$$

Подставляя, получим:

$$M'' = 0,35 + 0,07 + 2 \cdot 0,045 + 0,02 = 0,53 \text{ кг-мол.}$$

$$M''' = 0,485 + 2 \cdot 0,35 + 2 \cdot 0,045 = 1,275 \text{ кг-мол.}$$

$$\Delta M = -0,5(0,07 + 0,485) = -0,2775 \text{ кг-мол.}$$

$$M' = 1 + 7,43 - 0,2775 - (0,53 + 1,275) = 6,3475 \text{ кг-мол.}$$

Для суммарной теплоемкости продуктов сгорания, отнесенной к 1 кг-молю светильного газа, имеем:

$$c_{mv} = M' \mu_{v'} + M'' \mu_{v''} + M''' \mu_{v'''};$$

$$c_{mv} = A'' + B'' T = 6,3475 (4,625 + 0,00053 T) + 0,53 (6,774 + 0,00189 T) +$$

$$+ 1,275 (6,855 + 0,00116 T) = 41,7 + 0,00585 T.$$

Для определения теплоемкости свежей рабочей смеси считаем теплоемкость метана CH_4 как двухатомных газов, а теплоемкость тяжелых углеводородов C_2H_4 — как углекислоты CO_2 .

Тогда число *кг-мол.* простых газов (включая CH_4) — 8,365 *кг-мол.*
 CO_2 и C_2H_4 — 0,065

Теплоемкость свежей рабочей смеси, отнесенная к 1 *кг-молю* светильного газа,

$$A' + B'T = 8,365(4,625 + 0,00053T) + 0,065(6,774 + 0,00189T) = 39,09 + 0,004553T.$$

Теплотворная способность 1 *кг-моля* светильного газа

$$H_u^m = 24,4 \quad H_u = 24,4 \cdot 4590 = 112000 \text{ кал/кг-мол.}$$

По формуле

$$T_a' = \frac{\varepsilon p_a T_o}{\varepsilon p_a - p_r} \frac{T_r - T_o}{T_r}$$

определяем температуру начала сжатия без учета нагрева от стенок цилиндра:

$$T_a' = \frac{6 \cdot 0,9 \cdot 290}{6 \cdot 0,9 - 1,07} \frac{700 - 290}{700} = 329^\circ \text{ абс.}$$

Оценивая нагрев от стенок повышением температуры начала сжатия на величину $\Delta T_a = 11^\circ$ получим температуру начала сжатия

$$T_a = 329 + 11 = 340^\circ \text{ абс.}$$

Коэффициент подачи

$$\eta_k = \frac{T_o}{p_o(\varepsilon - 1)} \left(\frac{\varepsilon p_a}{T_a} - \frac{p_r}{T_r} \right) = \frac{290}{1 \cdot 5} \left(6 \frac{0,9}{340} - \frac{1,07}{700} \right) = 0,836.$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{1}{\eta_k(\varepsilon - 1)} \frac{p_r}{p_o} \frac{T_o}{T_r} = \frac{1}{0,836 \cdot 5} \frac{1,07}{1} \frac{290}{700} = 0,1061.$$

Коэффициент молекулярного изменения

$$\beta = 1 + \frac{\Delta M}{(1 + L)(1 + \gamma)} = 1 + \frac{0,2775}{8,43 \cdot 1,1061} = 0,9702; \quad \frac{\gamma}{\beta} = 0,1095.$$

Затем определяем температуру и давление конца сжатия T и p_c :

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}; \quad p_c = p_a \varepsilon^{n_1};$$

$$T_c = 340 \cdot 6^{0,32} = 603^{\circ} \text{ абс.}; \quad p_c = 0,9 \cdot 6^{1,32} = 9,58 \text{ атм абс.}$$

Напишем уравнение сгорания:

$$\xi H_u^m + (A' + B'T_c)T_c + \frac{\gamma}{\beta} (A'' + B''T_c)T_c = \left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right) (A'' + B''T_c) T_2.$$

Подставляя, получим:

$$\begin{aligned} 0,85 \cdot 112000 + (39,09 + 0,004553 \cdot 603)603 + 0,1095 (41,7 + 0,00585 \cdot 603)603 = \\ = 1,1095 (41,7 + 0,00585 T_2) T_2, \\ 111300 = (41,7 + 0,00585 T_2) T_2. \end{aligned}$$

Определение T_2 из этого уравнения ввиду малого значения коэффициента при T_2^2 удобно производить путем двойной подстановки приближенного значения.

Отсюда температура конца сгорания $T_2 = 2070^{\circ} \text{ абс.}$

Давление вспышки:

$$p_2 = \beta p_c \frac{T_2}{T_c}; \quad p_2 = 0,9702 \cdot 9,58 \frac{2070}{603} = 31,9 \text{ атм.}$$

Температура и давление конца расширения:

$$T_e = \frac{T_2}{\varepsilon^{n_2 - 1}}; \quad T_e = \frac{2070}{6^{0,3}} = 1210^{\circ} \text{ абс.}$$

$$p_e = \frac{p_2}{\varepsilon^{n_2}}; \quad p_e = \frac{31,9}{6^{1,3}} = 3,11 \text{ атм.}$$

Среднее индикаторное давление p_i определяется по формуле:

$$\begin{aligned} v_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left\{ \frac{p_c}{p_c} \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right\} \\ v_i = \frac{9,58}{5} \left\{ \frac{31,9}{9,58} \frac{1 - \frac{1}{6^{0,3}}}{0,3} - \frac{1 - \frac{1}{6^{0,32}}}{0,32} \right\} = 6,23 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Оцениваем: $\mu = 0,95$; $\Delta p = 0,15$.

Тогда

$$p_i' = 0,95 \cdot 6,23 - 0,15 = 5,77 \text{ кг/см}^2.$$

Индикаторный коэффициент полезного действия η_i определяется по формуле:

$$\begin{aligned} \eta_i = 0,0813 \frac{T_c}{p_c} \frac{p_i' (1 + L)}{H_u \eta_u} \\ \eta_i = 0,0813 \frac{290}{1,0} \frac{5,77 \cdot 8,43}{4590 \cdot 0,836} = 0,299. \end{aligned}$$

Расход топлива на индикаторный силочас

$$C_i = 7780 \frac{P_o}{T_o} \frac{\eta_e}{p_i(1+L)} \text{ м}^3/\text{и. с. ч.}$$

$$C_i = 7780 \frac{1,0}{290} \frac{0,836}{5,77 \cdot 8,43} = 0,462 \text{ м}^3/\text{и. с. ч. (при } 15^\circ\text{C и } 1 \text{ атм.)}$$

Оценивая $\eta_m = 0,82$, получим:
среднее эффективное давление

$$p_e = \eta_m p_i = 0,82 \cdot 5,77 = 4,73 \text{ кг/см}^2;$$

экономический коэффициент полезного действия

$$\eta_e = \eta_m \eta_i = 0,82 \cdot 0,299 = 0,245;$$

расход топлива на эффективный силочас

$$C_e = \frac{C_i}{\eta_m} = \frac{0,462}{0,82} = 0,563 \text{ м}^3/\text{э. с. ч.}$$

Тепловой расчет двигателя Дизеля при нормальной нагрузке. Пример про- считаем как для пневматического, так и для механического распыливания.

Данные:

Общие.		Механич. распылив.	Пневматич. распылив.
Состав нефти:			
$C = 0,86$	} кг на 1 кг топлива.	$\xi = 0,9.$	$\xi = 0,92.$
$H = 0,13$		$\eta_m = 0,84.$	$\eta_m = 0,78.$
$O = 0,01$			
1,00			
		$\epsilon = 15.$	$\alpha = 1,85.$
		$T_o = 288^\circ \text{ абс.}$	$p_o = 1,03 \text{ атм.}$
		$T_r = 800^\circ \text{ абс.}; \Delta T_a = 17^\circ.$	
		$n_1 = 1,33.$	$n_2 = 1,3.$
		$p_a = (p_o - 0,07) \text{ атм}$	
		$p_r = (p_o + 0,07)$	
		$\mu = 0,95;$	$\Delta p_i = 0,12.$

Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг нефти:

$$L_o = \left\{ \frac{C}{12} + \frac{H - \frac{O}{8}}{4} \right\} \frac{1}{0,21} \text{ кг-мол.}$$

$$L_o = \left(\frac{0,86}{12} + \frac{0,13 - \frac{0,01}{8}}{4} \right) \frac{1}{0,21} = 0,495 \text{ кг-мол.}$$

Действительное количество рабочего воздуха в кг-мол. на 1 кг нефти:

$$L'' = 1,85 \cdot 0,495 = 0,916 \text{ кг-мол./1 кг нефти}$$

То же в кг:

$$L' = 0,916 \cdot 28,95 = 26,5 \text{ кг/1 кг нефти.}$$

Определим числа *кг-мол.* составных частей продуктов сгорания (отнесенные к 1 *кг* нефти) M' , M'' , M''' и изменение числа *кг-молей* ΔM :

$$M'' = \frac{C}{12}; \quad M''' = \frac{H}{2}; \quad \Delta M = \frac{H^1}{4};$$

$$M' = (L' \div \Delta M) - (M'' + M''').$$

Подставляя в эти формулы, находим:

$$M'' = \frac{0,86}{12} = 0,072 \text{ кг-мол.} \quad \Delta M = \frac{0,13}{4} = 0,033 \text{ кг-мол.}$$

$$M''' = \frac{0,13}{2} = 0,065 \text{ кг-мол.} \quad M' = 0,4952 - 0,072 - 0,033 =$$

$$= 0,4952 - 0,105.$$

Для суммарной теплоемкости продуктов сгорания, отнесенной к 1 *кг* нефти, получим:

$$c_{\text{ср}} = M' \mu c_p' + M'' \mu c_p'' + M''' \mu c_p''';$$

$$c_{\text{ср}} = A'' + B''T = (0,4952 - 0,105)(6,610 + 0,00053T) +$$

$$+ 0,072(8,759 + 0,00189T) + 0,065(8,840 + 0,00116T) =$$

$$= (0,512 + 3,27\alpha) + (0,155 + 0,262\alpha) \frac{T}{1000}.$$

При $\alpha = 1,85$

$$c_{\text{ср}} = A'' + B''T = 6,567 + 0,0064T.$$

Далее ведем расчет для механического распыливания.

Так как в процессе сжатия участвует чистый воздух (и остаточные газы), то теплоемкость рабочей смеси, отнесенная к процессу сжатия,

$$A' + B'T = 0,916(6,610 + 0,00053T).$$

На основании вышеизложенного определяем последовательно следующие величины:

$$p_a = 1,03 - 0,07 = 0,96 \text{ атм}$$

$$p_r = 1,03 + 0,07 = 1,10$$

Температура начала сжатия без учета подогрева от стенок и днища поршня

$$T_a' = \frac{\epsilon p_a T_a}{\epsilon p_a - p_r} \frac{T_r - T_a}{T_r} = \frac{15 \cdot 0,96 \cdot 288}{15 \cdot 0,96 - 1,10} \frac{800 - 288}{800} = 303^\circ \text{ абс.}$$

Учитывая подогрев повышением температуры начала сжатия на $\Delta T_a = 17^\circ$, получаем:

$$T_a = T_a' + \Delta T_a = 303 + 17 = 320^\circ \text{ абс.}$$

1) Влиянием кислорода топлива на ΔM , выражающимся величиной $\frac{O}{32}$, пренебрегаем.

Коэффициент подачи

$$\tau_0 = \left(\varepsilon \frac{p_a}{T_u} - \frac{p_r}{T_r} \right) \frac{T_0}{p_0(\varepsilon - 1)} = \left(15 \frac{0,96}{320} - \frac{1,1}{800} \right) \frac{288}{1,03 \cdot 14} = 0,87.$$

Остаточный коэффициент

$$\gamma = \frac{1}{(\varepsilon - 1)\tau_0} \frac{p_r}{p_0} \frac{T_0}{T_r} = \frac{1,1 \cdot 288}{14 \cdot 0,87 \cdot 1,03 \cdot 800} = 0,0316.$$

Коэффициент молекулярного изменения

$$\beta = 1 + \frac{\Delta M}{L''(1 - \gamma)} = 1 + \frac{0,033}{0,916 \cdot 1,0316} = 1,035.$$

$$\frac{\gamma}{\beta} = 0,0306.$$

Температура и давление конца сжатия.

$$T_c = T_u \varepsilon^{\eta_1 - 1} = 320 \cdot 15^{0,33} = 782^0 \text{ абс.}$$

$$p_c = p_a \varepsilon^{\eta_1} = 0,96 \cdot 15^{1,33} = 34,1 \text{ атм.}$$

Уравнение сгорания

$$\xi h_u + (A' + B'T_c)T_c + \frac{\gamma}{\beta}(A'' + B''T_c)T_c = \left(1 + \frac{\gamma}{\beta} \right) (A'' + B''T_c)T_c$$

$$0,9 \cdot 10 \cdot 200 + 0,916(6,610 + 0,00053 \cdot 782)782 + 0,0306(6,567 + 0,00064 \cdot 782)782 =$$

$$= 1,0306(6,567 + 0,00064 T_c)T_c$$

$$13940 = (6,567 + 0,00064 T_c)T_c,$$

откуда

$$T_c = 1805^0 \text{ абс.}$$

Степень предварительного расширения

$$\rho = \beta \frac{T_c}{T_0} = 1,035 \cdot \frac{1805}{782} = 2,39.$$

Степень расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{2,39} = 6,28.$$

Температура и давление в конце расширения

$$T_e = \frac{T_c}{\delta^{\eta_2 - 1}} = \frac{1805}{6,28^{0,3}} = 1040^0 \text{ абс.}$$

$$p_e = \frac{p_c}{\delta^{\eta_2}} = \frac{34,1}{6,28^{1,3}} = 3,13 \text{ атм.}$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

На основании полученных данных среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left\{ \rho \frac{n_2 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{n_1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right\} =$$

$$= \frac{34,1}{14} \left\{ 2,39 \cdot \frac{1,3 - \frac{1}{6,28^{0,3}}}{0,3} - \frac{1,33 - \frac{1}{15^{0,33}}}{0,33} \right\} = 7,25 \text{ атм.}$$

Оценивая $\mu = 0,95$ и $\Delta p_i = 0,12$, находим:

$$p_i' = \mu p_i - \Delta p_i = 0,95 \cdot 7,25 - 0,12 = 6,88 - 0,12 = 6,76 \text{ атм.}$$

Расход воздуха в м^3 на 1 кг нефти

$$L' = 24,4 \quad L'' = 24,4 \cdot 0,916 = 22,4 \text{ м}^3/\text{кг} \text{ (при } 15^\circ \text{ С и } 1 \text{ атм.)}$$

Расход топлива на индикаторный сило-час

$$C_i = 7780 \frac{p_o \eta_c}{T_o p_i' L'} = 7780 \cdot \frac{1,03 \cdot 0,87}{288 \cdot 6,76 \cdot 22,4} = 0,16 \text{ кг/и.с.р.} = 160 \text{ г/и.с.ч.}$$

Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = \frac{632}{C_i h_u} = \frac{632}{0,16 \cdot 10200} = 0,387.$$

Для $\eta_m = 0,84$ получаем:

среднее эффективное давление

$$p_e = \eta_m p_i' = 0,84 \cdot 6,76 = 5,68;$$

расход топлива на эффективный сило-час

$$C_e = \frac{160}{0,84} = 190 \text{ г/э.с.ч.}$$

и экономический коэффициент полезного действия

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,387 \cdot 0,84 = 0,325.$$

В случае пневматического распыливания во время процесса сгорания вводится некоторое количество воздуха. Определяем это количество некоторой долей r от всего воздуха, введенного в цилиндр к концу сгорания, и оцениваем $r = 0,05$. Тогда, имея в виду, что полученное выше из данного избытка воздуха α значение L'' относится ко всему воздуху,

участвующему в процессе сгорания, получаем количество его во время процесса сжатия

$$L_1'' = (1 - r)L'' = 0,95 \cdot 0,916 = 0,870 \text{ кг-мол.}$$

Общее изменение количества кг-мол во время сгорания сложится из вышеуказанного ΔM от реакции сгорания и количества кг-мол распыливающего воздуха:

$$\Delta M' = \Delta M + rL'' = 0,033 + 0,95 \cdot 0,916 = 0,079,$$

и коэффициент молекулярного изменения

$$\beta = 1 + \frac{\Delta M'}{L_1''(1 + \gamma)} = 1 + \frac{0,079}{0,87 \cdot 1,0316} = 1,088.$$

Остаточный коэффициент γ , как зависящий только от $\epsilon, p_r, p_o, \tau_1, T_o$ и T_r , остается без изменения, и

$$\frac{\gamma}{\beta} = \frac{0,0316}{1,088} = 0,029.$$

Температура и давление конца сжатия попрежнему равны:

$$T_c = 782^\circ \text{ абс.}$$

и

$$p_c = 34,1 \text{ атм.}$$

Уравнение сгорания, считая, что распыливающий воздух поступает в цилиндр с температурой T_o , принимает вид:

$$\begin{aligned} \xi h_u + L_1''(a_p + bT_o)T_c + \frac{\gamma}{\beta}(A'' + B''T_o)T_c + rL''(a_p + bT_o)T_c = \\ = \left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right)(A'' + B''T_o)T_c, \end{aligned}$$

где $a + bT$ — средняя молекулярная теплоемкость воздуха.

$$\begin{aligned} 0,92 \cdot 10 \cdot 200 + 0,87(6,61 + 0,00053 \cdot 782)782 + 0,029(6,567 + \\ + 0,00064 \cdot 782)782 + 0,046(6,61 + 0,00053 \cdot 288)288 = 1,029(6,567 + \\ + 0,00064 T_2)T_2; 14160 = (6,567 + 0,00064 T_2)T_2, \end{aligned}$$

откуда

$$T_2 = 1830^\circ \text{ абс.}$$

Степень предварительного расширения

$$\rho = \beta \frac{T_2}{T_c} = 1,088 \cdot \frac{1830}{782} = 2,55.$$

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

Степень расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{2,55} = 5,89.$$

Температура и давление конца расширения:

$$T_2 = \frac{T_1}{\delta^{n_1-1}} = \frac{1830}{5,89^{0,3}} = 1076^\circ \text{ абс.}$$

$$p_2 = \frac{p_1}{\delta^{n_1}} = \frac{34,1}{5,89^{1,3}} = 3,4 \text{ атм.}$$

На основании полученных данных среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{p_2}{\varepsilon - 1} \left\{ \frac{n_2 - \frac{1}{\delta^{n_1-1}}}{n_2 - 1} - \frac{n_1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}}{n_1 - 1} \right\} =$$

$$= \frac{34,1}{14} \left\{ 2,55 \cdot \frac{1,3 - \frac{1}{5,89^{0,3}}}{0,3} - \frac{1,33 - \frac{1}{15^{0,3}}}{0,33} \right\} = 7,94 \text{ кг/см}^2.$$

Оценивая $\mu = 0,95$ и $\Delta p_i = 0,12$, находим:

$$p'_i = \mu p_i - \Delta p_i = 0,95 \cdot 7,94 - 0,12 = 7,42 \text{ кг/см}^2.$$

Объем воздуха, засосанного машиной на 1 кг топлива,

$$L'_1 = 24,4 L''_1 = 24,4 \cdot 0,87 = 21,2 \text{ м}^3.$$

Расход топлива на индикаторный силочас:

$$C_i = 7780 \frac{p_0 \eta_v}{T_0 p'_i L'_1} = 7780 \frac{1,03 \cdot 0,87}{288 \cdot 7,42 \cdot 21,2} = 0,154 \text{ кг/и. с. ч} = 154 \text{ г/и. с. ч.}$$

Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = \frac{632}{C_i h_u} = \frac{632}{0,154 \cdot 10200} = 0,402.$$

Оценивая $\eta_m = 0,78$, получим среднее эффективное давление

$$p_e = \eta_m p'_i = 0,78 \cdot 7,42 = 5,79 \text{ кг/см}^2.$$

Экономический коэффициент полезного действия

$$\eta_e = \eta_{II} \eta_m = 0,402 \cdot 0,78 = 0,314,$$

и расход топлива на эффективный силов-час

$$C_e = \frac{C_i}{\eta_m} = \frac{0,154}{0,78} = 0,195 \text{ кг/э. с. ч.} = 195 \text{ г/э. с. ч.}$$

Для определения термического коэффициента полезного действия η_{II} воспользуемся формулой 190:

$$\eta_{II} = 0,6 + 0,0085 \varepsilon = 0,0965 \rho.$$

Здесь ρ определится по формуле 194:

$$\rho = 1,025 + \frac{3,88 - 0,07\varepsilon}{0,25 + \varepsilon};$$

$$\rho = 1,025 + \frac{3,88 - 0,07 \cdot 15}{0,25 + 1,85} = 2,37.$$

Получаем:

$$\eta_{II} = 0,6 + 0,0085 \cdot 15 = 0,0965 \cdot 2,37 = 0,499.$$

Отсюда относительный коэффициент полезного действия:

$$1) \text{ для механического распыливания } \eta_p = \frac{0,387}{0,499} = 0,775,$$

$$2) \text{ для пневматического распыливания } \eta_p = \frac{0,402}{0,499} = 0,805.$$

Тепловой расчет двухтактного нефтяного двигателя с кривошипнокамерной продувкой при нормальной нагрузке.

Данные:

Топливо
нефть состава:
 $C = 0,86$ кг на
 $H = 0,13$ г кг
 $O = 0,01$ топлива.
1,00

$h_u = 10200 \text{ кал/кг.}$
 $\alpha = 2,2; \varepsilon = 5,2.$
 $T_o = 290^\circ \text{ абс; } p_o = 1 \text{ атм.}$

Оцениваем:

$p_o = 1,1 \text{ атм. } T_r = 650^\circ \text{ абс.}$
 $n_1 = 1,25; n_2 = 1,3.$
 $\xi = 0,88. \Delta T_o = 15^\circ.$
 $\eta_k = 0,7; \phi = 0,12; \lambda = 0,2.$
 $w = 1 \text{ кг/кг (выриск. воды}$
в цилиндр).

Формулы сгорания те же, что и в примере расчета цикла двигателя Дизеля, следовательно

$$L'' = 0,495 \text{ кг-мол/кг}$$

$$M'' = 0,072 \text{ кг-мол.}$$

Учитывая впрыскиваемую воду $w = 1$ кг на кг топлива, получаем количество водяных паров и продуктах сгорания

$$M''' = \frac{H}{2} + \frac{w}{18} = 0,065 + 0,0555 = 0,1205 \text{ кг-мол.}$$

Считая, что к концу сжатия вода еще находится в жидком состоянии и парообразование полностью происходит в процесс сгорания

$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{w}{18} = 0,033 + 0,0555 = 0,0885 \text{ кг-мол.}$$

$$L'' = 2L'_0 = 2,2 \cdot 0,495 = 1,09 \text{ кг-мол.}$$

$$M = (L'' + \Delta M) - (M'' + M''') = 0,986 \text{ кг-мол.}$$

Суммарная теплоемкость продуктов сгорания

$$c_{mv} = M' \mu c'_v + M'' \mu c''_v + M''' \mu c'''_v = 0,986 (4,625 + 0,00053 T) + 0,072 (6,774 + 0,00189 T) + 0,1205 (6,855 + 0,00116 T) = 5,874 + 0,000798 T.$$

Коэффициент подачи, отнесенный к полезному ходу поршня,

$$\eta_v = \frac{(1 - \psi) \tau_{ik}}{1 - \lambda} = \frac{0,88 \cdot 0,7}{0,8} = 0,77.$$

Температура начала сжатия при условии отсутствия подогрева

$$T_a = \frac{T_r}{\frac{1 + \eta_v p_0 (\varepsilon - 1)}{p_a \varepsilon} \left(\frac{T_r - T_0}{T_0} \right)} = \frac{650}{1 + \frac{0,77 \cdot 1 \cdot 4,2}{1,1 \cdot 5,2} \frac{360}{290}} = 381^\circ \text{ абс.}$$

Учитывая подогрев $\Delta T_a = 15^\circ$, находим

$$T'_a = T_a + \Delta T_a = 381 + 15 = 396^\circ \text{ абс.}$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{\eta_v p_0} \frac{T_0}{T'_a} - 1 = \frac{5,2}{4,2} \frac{1,1}{0,77 \cdot 1} \frac{290}{396} - 1 = 1,296 - 1 = 0,296.$$

Коэффициент молекулярного изменения

$$\beta = 1 + \frac{\Delta M}{L'' (1 - \gamma)} = 1 + \frac{0,0885}{1,09 \cdot 1,296} = 1,063.$$

Ввиду значительной величины γ и заметного отклонения β от единицы

ницы для отношения числа кг-мол. остаточных газов к числу кг-мол. продуктов сгорания пользуемся выражением:

$$\frac{\gamma}{\beta - \gamma(1 - \beta)} = \frac{0,296}{1,063 + 0,296 \cdot 0,063} = 0,274.$$

Температура и давление конца сжатия равны:

$$T_c = T_a \epsilon^{\eta_1 - 1} = 396 \cdot 5,2^{0,26} = 598^\circ \text{ абс.}$$

$$p_c = p_a \epsilon^{\eta_1} = 1,1 \cdot 5,2^{1,25} = 8,63 \text{ атм.}$$

Уравнение сгорания с учетом тепла на испарение впрыскиваемой воды принимает вид:

$$\begin{aligned} \epsilon h_u - 600 w + (A' + B'T_c) T_c + \frac{\gamma}{\beta - \gamma(1 - \beta)} (A'' + B''T_c) T_c = \\ = \left(1 + \frac{\gamma}{\beta - \gamma(1 - \beta)} \right) (A' + B''T_c) T_c \end{aligned}$$

$$A' + B'T = 1,09(4,625 + 0,00053 T) = 5,04 + 0,000578 T.$$

$$0,88 \cdot 10200 - 600 + (5,04 + 0,000578 \cdot 598) 598 + 0,274(5,874 +$$

$$+ 0,000798 \cdot 598) 598 = 1,274(5,874 + 0,000798 T_2) T_2.$$

$$9925 = (5,874 + 0,000798 T_2) T_2,$$

откуда

$$T_2 = 1416^\circ \text{ абс.}$$

Давление конца сгорания

$$p_2 = p_c \frac{p_2}{p_c} \frac{T_2}{T_c} = 8,63 \cdot 1,063 \cdot \frac{1416}{598} = 21,7 \text{ атм.}$$

Давление и температура конца расширения

$$p_3 = \frac{p_2}{\epsilon^{\eta_2}} = \frac{21,7}{5,2^{1,3}} = 2,54 \text{ атм.}$$

$$T_3 = \frac{T_2}{\epsilon^{\eta_2 - 1}} = \frac{1416}{5,2^{0,3}} = 864^\circ \text{ абс.}$$

На основании полученных данных среднее индикаторное давление

$$\begin{aligned} p_i = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[\frac{p_2}{p_c} \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{\eta_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{\eta_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right] = \\ = \frac{8,63}{4,2} \left[\frac{21,7}{8,63} \frac{1 - \frac{1}{5,2^{0,3}}}{0,3} - \frac{1 - \frac{1}{5,2^{0,25}}}{0,25} \right] = 3,95 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Задаваясь $\mu = 0,95$,

$$p'_i = 0,95 p_i = 0,95 \cdot 3,95 = 3,75 \text{ кг/см}^2.$$

Относя p'_i ко всему ходу поршня, получаем:

$$p''_i = p'_i (1 - \lambda) = 3,75 \cdot 0,8 = 3,0 \text{ кг/см}^2.$$

Эффективное давление, считая $\eta_m = 0,8$, получается:

$$p_e = p''_i \eta_m = 3,0 \cdot 0,8 = 2,4 \text{ кг/см}^2.$$

Расход воздуха в м^3 на 1 кг нефти

$$L' = 24,4 L'' = 24,4 \cdot 1,09 = 26,6 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Расход нефти на индикаторный сило-час

$$C_i = 7780 \cdot \frac{1 \cdot 0,77}{290 \cdot 3,75 \cdot 26,6} = 0,207 \text{ кг/и. с. ч.} = 207 \text{ г/и. с. ч.}$$

Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = \frac{632}{h_u C_i} = \frac{632}{10200 \cdot 0,207} = 0,299.$$

Расход нефти на эффективный сило-час

$$C_e = \frac{C_i}{\eta_m} = \frac{0,207}{0,8} = 0,259 \text{ кг/э. с. ч.} = 259 \text{ г/э. с. ч.}$$

Эффективный коэффициент полезного действия

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,299 \cdot 0,8 = 0,239.$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

РЕГУЛИРОВАНИЕ

§ 1. ОБЩИЕ СООБРАЖЕНИЯ

Задачей регулирования является поддерживать соответствие между мощностью, снимаемой с машины, и количеством тепла топлива, преобразуемым в механическую энергию. В случае если нагрузка машины зависит только от числа оборотов, как это имеет место, например, в машинах морского транспорта, действующих непосредственно на гребной винт, регулирование количества энергии, поступающей в машину в виде химической энергии топлива производится от руки машиниста и тем устанавливается число оборотов и мощность двигателя. Автоматический регулятор в данном случае ограждает машину лишь от чрезмерного увеличения числа оборотов при случайном резком падении нагрузки.

В стационарных установках обычно двигатель работает при постоянном числе оборотов, причем органы регулирования находятся под воздействием автоматического регулятора.

В отношении регулирования двигателя внутреннего сгорания отличаются от паровой машины. В то время как в последней паровой котел, представляющий собой аккумулятор энергии, позволяет подавать в цилиндр большее или меньшее количество рабочего тела независимо от числа оборотов машины, здесь, в двигателях внутреннего сгорания, подобного аккумулятора нет: подготовка горючей смеси происходит в двигателе перед самым сгоранием, ввиду чего регулирование обладает меньшей гибкостью и пределы его более ограничены.

Регулирование двигателей внутреннего сгорания, работающих на газовом или карбюрированном жидком топливе, бывает качественное, количественное и смешанное.

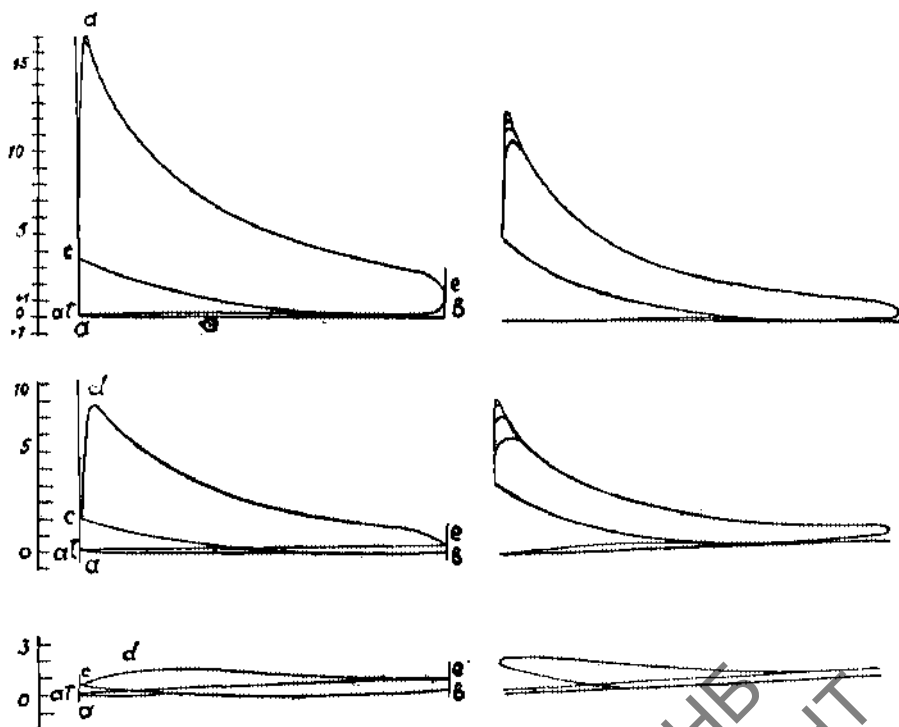
Качественное регулирование состоит в изменении состава рабочей смеси; количественное — в изменении степени наполнения смесью цилиндра при сохранении одного и того же ее состава, и, наконец, регулирование смешанное представляет собою комбинирование качественного и количественного регулирования.

К количественному регулированию можно отнести и регулирование „пропусками“, состоящее в полном прекращении подачи топлива при возрастании числа оборотов двигателя. Этот способ регулирования является с термической стороны наиболее выгодным, ибо неизменяемость состава смеси, выбранного заранее, обеспечивает полноту горения, и рабочая смесь после пропуска не загрязнена остаточными газами. Однако отсутствие вспышек во время пропусков ведет к большой неравномерности хода двигателя, что влечет за собой необходимость больших маховиков. Поэтому регулирование пропусками применяется только в двигателях малой мощности.

§ 2. КОЛИЧЕСТВЕННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Количественное регулирование достигается двумя способами (на фиг. 103 даны рабочие диаграммы, получающиеся при количественном регулировании).

Первый способ состоит в том, что во время всасывания вводится сопротивление в виде дроссельной заслонки во впускном канале, чем до-



Фиг. 103.

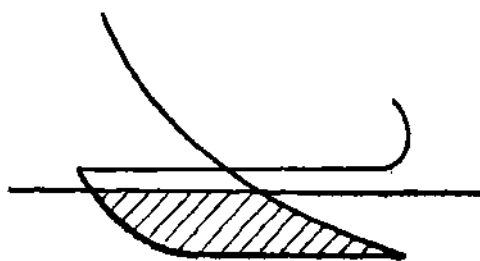
стигается уменьшение количества всосанной смеси; при втором способе сопротивление отсутствует, уменьшение же количества смеси достигается тем, что в определенный момент всасывающего хода газовый и воздушный клапаны закрываются.

1-й способ дает диаграмму фиг. 104.

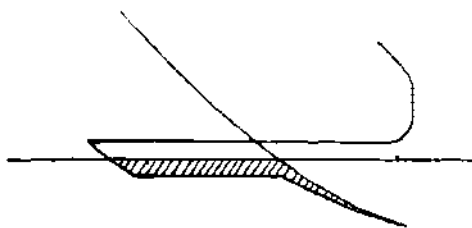
2-й способ дает диаграмму фиг. 105.

Оба способа количественного регулирования при переходе от больших нагрузок к малым ведут к понижению давления сжатия.

Первый способ является более отзывчивым при изменении нагрузки двигателя, так как сопротивление заслонки, а вместе с ней и отрицательная работа (заштрихованная площадь) довольно резко возрастают.

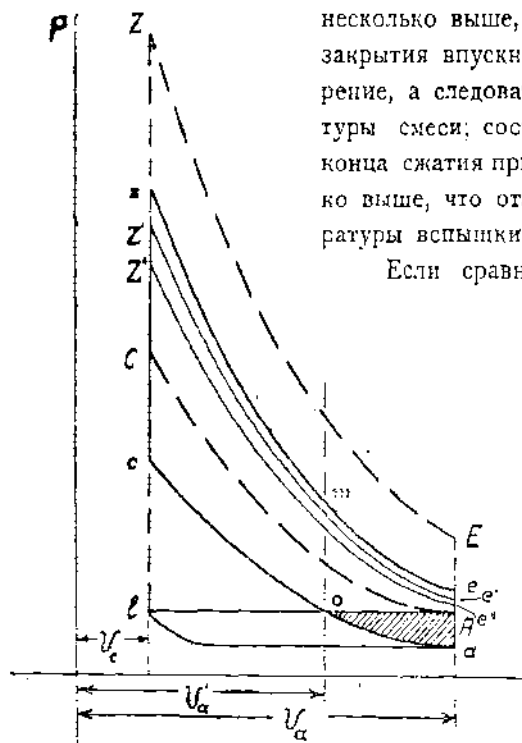


Фиг. 104.



Фиг. 105.

С термодинамической стороны первый способ дает более высокие температуры цикла, так как температура в конце всасывания в этом случае несколько выше, чем во втором, где с момента закрытия впускного клапана происходит расширение, а следовательно, и понижение температуры смеси; соответственно этому температура конца сжатия при первом способе тоже несколько выше, что отзывается на повышении температуры вспышки.



Фиг. 106.

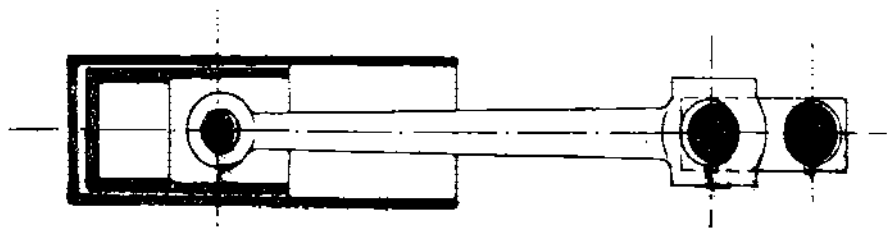
Если сравнить диаграмму при регулировании тем или другим из указанных двух способов с полной нерегулированной диаграммой того же рабочего цикла (например, цикла Отто, фиг. 106), то увидим, что коэффициент полезного действия регулируемой диаграммы получится приблизительно такой же, как у полной; Действительно, пусть имеем полную рабочую диаграмму ACZE (для простоты полагаем, что выталкивание

идет по атмосферной линии); в этой диаграмме давления выталкивания и начала сжатия совпадают. В диаграмме же регулируемой, $acze$,

давление начала сжатия (точка a) ниже давления выталкивания (точка A), так что эта диаграмма не дает замкнутого цикла.

Данное нами раньше выражение термического коэффициента полезного действия $\eta_t = 1 - \varepsilon^{1-k}$ имеет место лишь для замкнутого цикла. Поэтому для сравнения полной и регулируемой диаграмм нужно последнюю взять не целиком, а лишь часть ее—*сгто*, являющуюся циклом замкнутым. Сравнивая эту часть с полной диаграммой $ACZE$, видим, что η_t полной диаграммы больше, ибо у нее больше степень сжатия: для полной диаграммы $\varepsilon = \frac{V_d}{V_c}$, для регулируемой же $\varepsilon = \frac{V'_d}{V'_c}$. Если разбить регулирующую диаграмму на ряд элементарных циклов $zee'Z'$, $Z'e'e''Z''$ и т. д., то видим, что невыгодность регулирующей диаграммы несколько покрывается удлиненным расширением верхних циклов за линией $то$. В конечном счете разницу в коэффициенте полезного действия в сторону невыгодности регулирующей диаграммы дает лишь площадка отрицательной работы $оАа$, но и она целается значительной лишь при малых нагрузках, когда сильное дросселирование увеличивает отрицательную работу.

Недостаток количественного регулирования заключается в том, что при малых нагрузках получается слишком малое давление сжатия, инер-



Фиг. 167.

ционные усилия будут больше давления сжатия, в результате чего кривошипный механизм под влиянием сил инерции будет прижат в конце сжатия к частям вкладышей поршневого болта, шатунной головки и коренного подшипника, как показано на схеме фиг. 107. В момент вспышки, при быстром увеличении давления в цилиндре, рабочее давление будет передаваться на противоположные стороны вкладышей, и, ввиду наличия трех зазоров, эта перемена давления произойдет при большой скорости поршня, что вызовет стуки в кривошипном механизме. Избежать этих стуков при малых нагрузках можно применением более бедных смесей, для чего потребуется при той же нагрузке большее наполнение цилиндра, вследствие чего давление в конце сжатия повысится до величины, большей силы инерции, т. е. частичным переходом к качественному регулированию.

§ 3. КАЧЕСТВЕННОЕ И СМЕШАННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Качественное регулирование по сравнению с количественным обладает тем достоинством, что сжатие при нем остается неизменным. Недо-

статком же его является то, что при малых нагрузках, т. е. при пользовании бедными смесями, можно выйти из пределов воспламеняемости данного топлива и не получить вспышки. Кроме того при качественном регулировании для получения правильной диаграммы приходится для разных нагрузок переставлять запал.

Желание избежать недостатков качественного и количественного регулирования и воспользоваться их достоинствами привело к третьему типу смешанного регулирования, при котором в зависимости от величины нагрузки пользуются то количественным регулированием, то качественным.

Смешанное регулирование выполняется различно. Рейнгагдт, например, в своем регулировании впускает сначала воздух, а затем газовую смесь постоянного состава. Рабочая смесь пропускается предварительно через смешивательный прибор, что обеспечивает хорошую диффузию смеси, подлежащей сжиганию, оставляя заранее всосанный воздух инертным.

Во многих других способах смешанного регулирования при больших нагрузках пользуются регулированием качества смеси, при переходе же к малым нагрузкам—регулированием количества ее.

§ 4. СРАВНЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ.

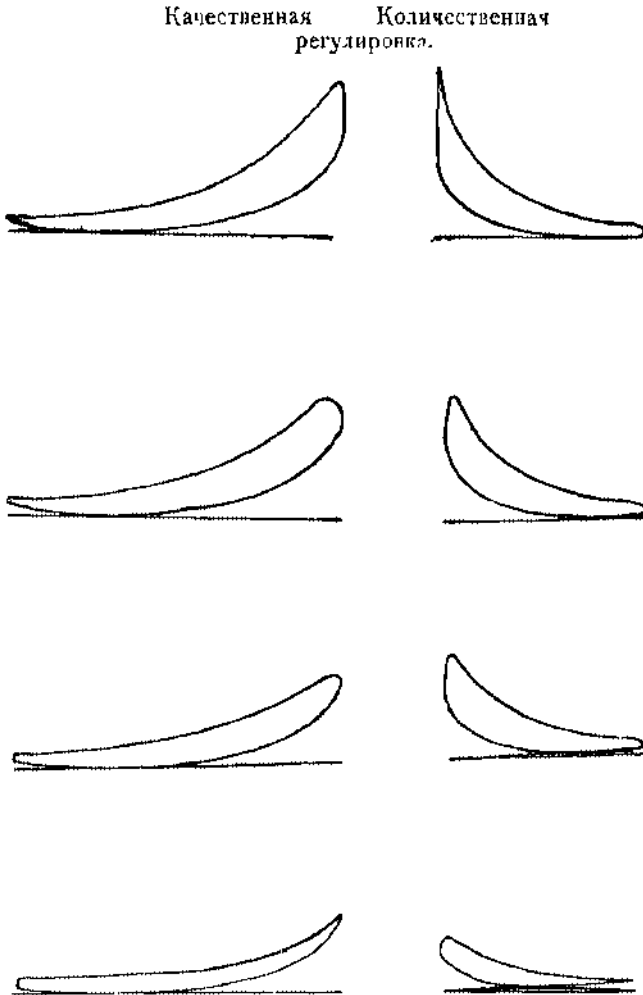
На фиг. 108 даны рабочие диаграммы двигателя при качественном и количественном регулировании. Правые диаграммы относятся к количественному регулированию, левые—к качественному.

Как видно из диаграмм, давление сжатия при количественном регулировании изменяется, при качественном же—остается неизменным.

На фиг. 109 даны схемы регулирования и рабочие диаграммы всех трех типов регулирования. Графически схема качественного регулирования может быть иллюстрирована прямой ab , указывающей, что наполнение рабочего цилиндра при всех нагрузках есть величина постоянная. Для количественного регулирования наполнение возрастает вместе с нагрузкой по линии ca ; в смешанном регулировании при малых нагрузках наполнение возрастает с нагрузкой от холостого хода машины до определенной доли нормальной нагрузки по линии ef , и затем наполнение остается постоянным; состав же рабочей смеси для всех трех типов регулирования характеризуется линиями $a'b'$, $c'd'$ и $ef'g'$. Количество газа, вводимого в рабочий процесс при определенной нагрузке по этим трем типам регулирования, теоретически должно оставаться неизменным, и практические диаграммы в зависимости от вышеперечисленных потерь могут потребовать разное количество тепла на сило-час при малых нагрузках, что видно из указанных схем. Пулктирные линии на рабочих диаграммах показывают приведенные давления инерционных усилий движущихся масс.

Если обратить внимание на диаграммы слева, относящиеся к качественному регулированию, то видим, что при переходе к малым нагрузкам диаграммы показывают замедленное сгорание, что ухудшает индикаторное использование. При холостом же ходе (нижняя диаграмма), при слишком

обедненных смесях работа двигателя становится неустойчивой, получаются диаграммы без воспламенения, и двигатель работает как бы с пропусками, имея, однако, тот недостаток, что при такой работе не используется засосанное топливо. Инерционные усилия при качественном регулиро-

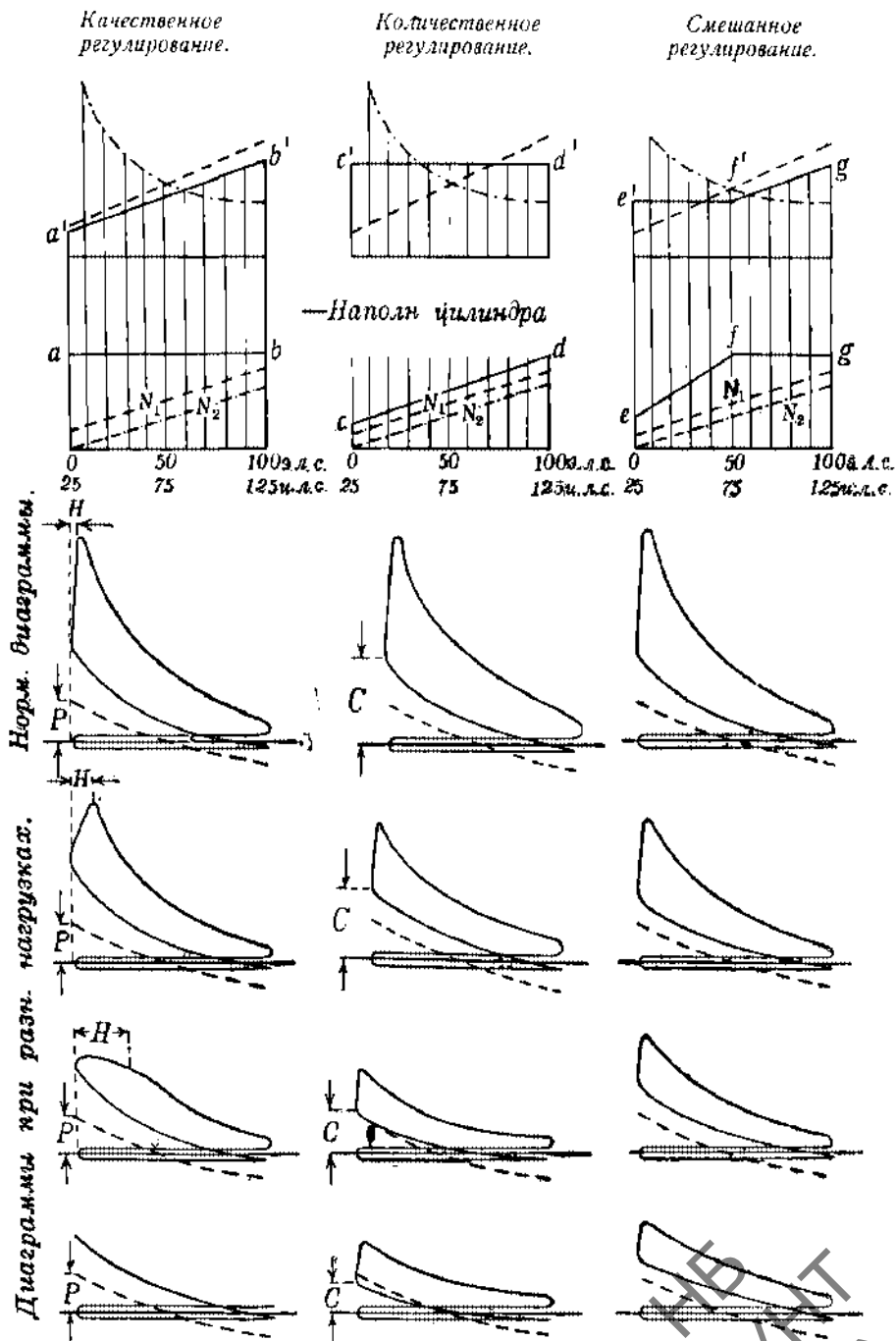


Фиг. 108.

вании все время меньше, чем давление сжатия, которое остается неизменным, и вкладыши кривошипного механизма за все время ходов сжатия и расширения будут прижаты той же частью своих рабочих поверхностей.

Переходя к диаграммам (средним) при количественном регулировании, видим, что давление сжатия с уменьшением нагрузки падает, что в свою очередь вызывает уменьшение давления по линии сгорания. Линия инерционных усилий при малых нагрузках приближается к линии сжатия и даже ее пересекает, что и сказывается в виде стуков во время работы.

Таким образом видим, что с приближением к холостому ходу оба ре-



Фиг. 109.

Условные обозначения в верхнем ряду диаграмм:
 ————— относит. количество газа в смеси;
 - - - - - количество газа;
 - · - · - расход горючего (на л. с. ч.).

НЕ
УДУТ
(ДИТ)

гулирования—качественное и количественное—оказываются неудовлетворительными, что и обуславливает необходимость смешанного регулирования.

Диаграммы смешанного регулирования (правые) показывают, что даже при малых нагрузках рабочие диаграммы получаются достаточно полные с хорошей линией сгорания и, кроме того, инерционные усилия остаются все время меньше давления сжатия.

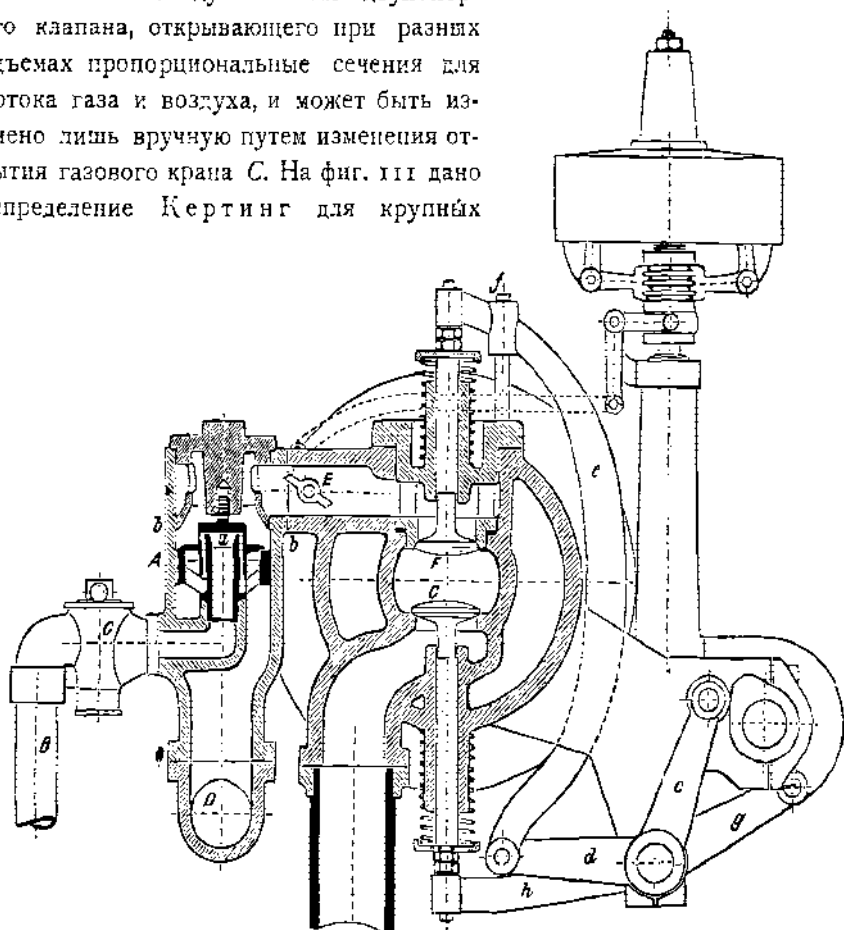
Рассмотренные методы регулирования относятся к двигателям, работающим на газообразном и карбюрированном жидком топливах. При работе же на жидком топливе, при непосредственном впрыске его в цилиндр, применяется либо регулирование пропусками, либо качественное, изменяя количество впрыскиваемого топлива в зависимости от нагрузки; количество же засосанного воздуха остается постоянным. Для двигателей, работающих по циклу Отто, характер линии сгорания не будет меняться от количества впрыскиваемого топлива, так как понятие предела воспламеняемости для подобного рода сгорания отсутствует. Распыленное топливо захватывает как раз то количество воздуха, которое соответствует его химической характеристике. При малых нагрузках будет использована небольшая доля находящегося в цилиндре воздуха, при чем сгорание сосредоточено в зоне распыленного топлива. С увеличением количества впрыскиваемого топлива эта зона расширяется. Те же соображения имеют свою полную силу и для двигателей, работающих по циклу Дизеля, однако, вследствие простой конструкции их форсунок, правильное протекание сгорания по линии $p = const.$ при разных нагрузках может быть достигнуто лишь путем соответствующего изменения давления распыливающего воздуха, при чем при малой нагрузке и холостом ходе диаграммы дают запоздалое сгорание, которое может быть устранено лишь при изменении подъема форсуночной иглы, каковая конструкция не предусмотрена в нормальных типах дизелей, а встречается только в некоторых специально разработанных системах.

§ 5. КОНСТРУКТИВНОЕ ВЫПОЛНЕНИЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Количественное регулирование. Количественное регулирование бр. Кертинг. Одной из типичных конструкций количественного регулирования является конструкция бр. Кертинг.

Как видно из фиг. 110, газ поступает по трубе *B* через ventиль *C* в смешивательную камеру *A*, куда также входит по трубе *D* воздух в направлении перпендикулярном движению газа. Этим устройством достигается хорошее перемешивание. Из смешивательной камеры рабочая смесь поступает в цилиндр двигателя по каналу *E*, в котором помещается дроссельная заслонка, управляемая регулятором. Клапан *G* служит для выпуска газов, клапан *F*— для впуска. Оба клапана— впускной *F* и выпускной *G*— работают от распределительного вала с помощью кулачковых шайб. При увеличении числа оборотов дроссельная заслонка

в канале *E*, уменьшая свободный проход рабочей смеси, изменяет количество ее, поступающее в цилиндр; качество же смеси остается все время неизменяемым ввиду наличия двухпорного клапана, открывающего при разных подъемах пропорциональные сечения для протока газа и воздуха, и может быть изменено лишь вручную путем изменения открытия газового крана *C*. На фиг. 111 дано распределение Кертинг для крупных



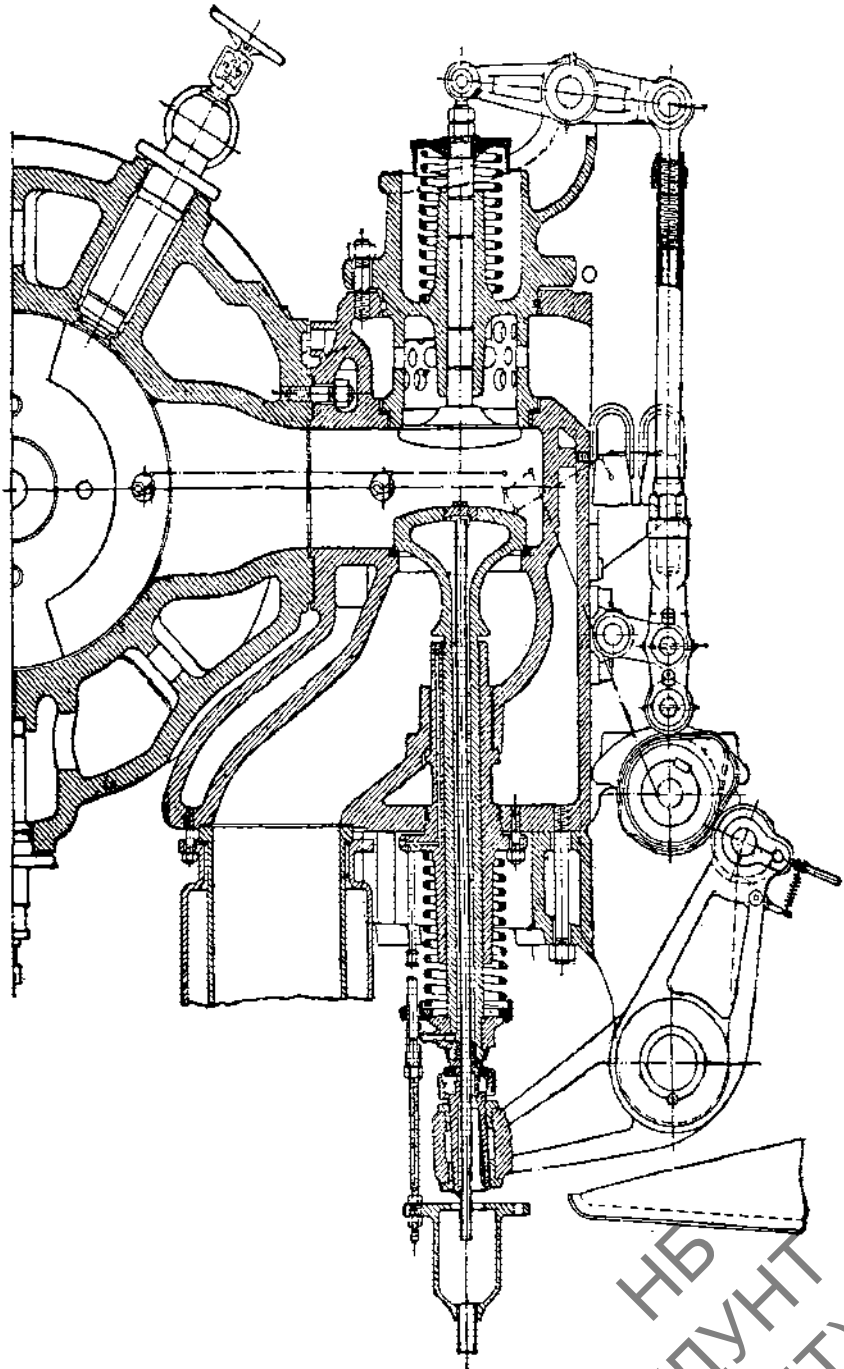
Фиг. 110. Количественное регулирование бр. Кертинг.

двигателей. Здесь применены два запала вместо одного на случай неоднородности смеси, для более быстрого окончания периода сгорания ввиду удлиненной формы камеры сгорания. Иногда для этого делают до 4 запалов. Оба клапана помещены в одной коробке сбоку цилиндра, что значительно облегчает возможность ремонта и ухода. Регулирование производится так же, как и в малых моделях, путем дросселирования смеси.

Количественное регулирование завода Лютер. На фиг. 112 представлена конструкция количественного регулирования завода Лютер.

Поступающий воздух идет по каналу *b*, минуя заслонку *d*, затем, разбитый на отдельные струйки помощью конического насадка *e* с большим количеством мелких отверстий, входит в пространство смешения. Поступающий по трубе *a* газ встречает перпендикулярные струйки воз-

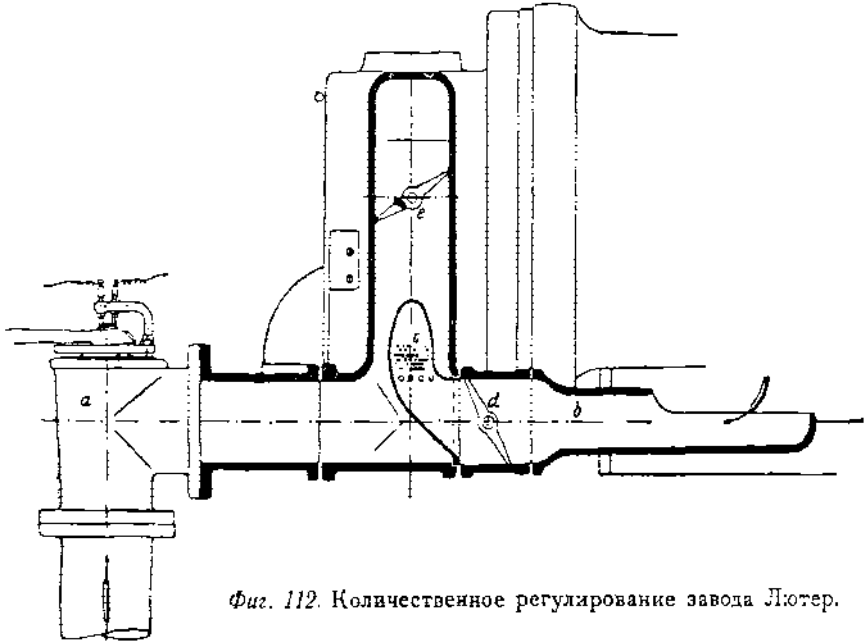
духа, интенсивно перемешивается с ними, и образовавшаяся таким образом смесь направляется через дроссельную заслонку *e* к впускному клапану.



Фиг. III. Распределение двигателя Кертинг.

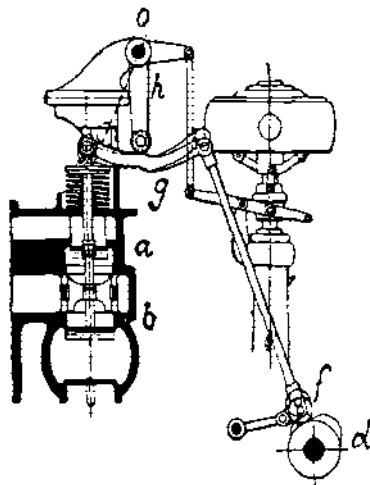
Когда всасывающий ход кончается, и впускной клапан закрывается, то ввиду небольшого разрежения в газовом канале *a* воздух начинает ме-

дленно перетекать из воздушного канала *b* в газовый канал *a* (быстрому перетеканию препятствует большое сопротивление насадка *c*). При следующем всасывающем ходе поршня перетекший воздух увлекается в ци-



Фиг. 112. Количественное регулирование завода Люгер.

линдр, после чего уже всасывается рабочая смесь. Таким образом в этом двигателе без особых приспособлений, как, например, у Рейнгаардта, достигается предварительный впуск чистого воздуха. Органом регулиро-

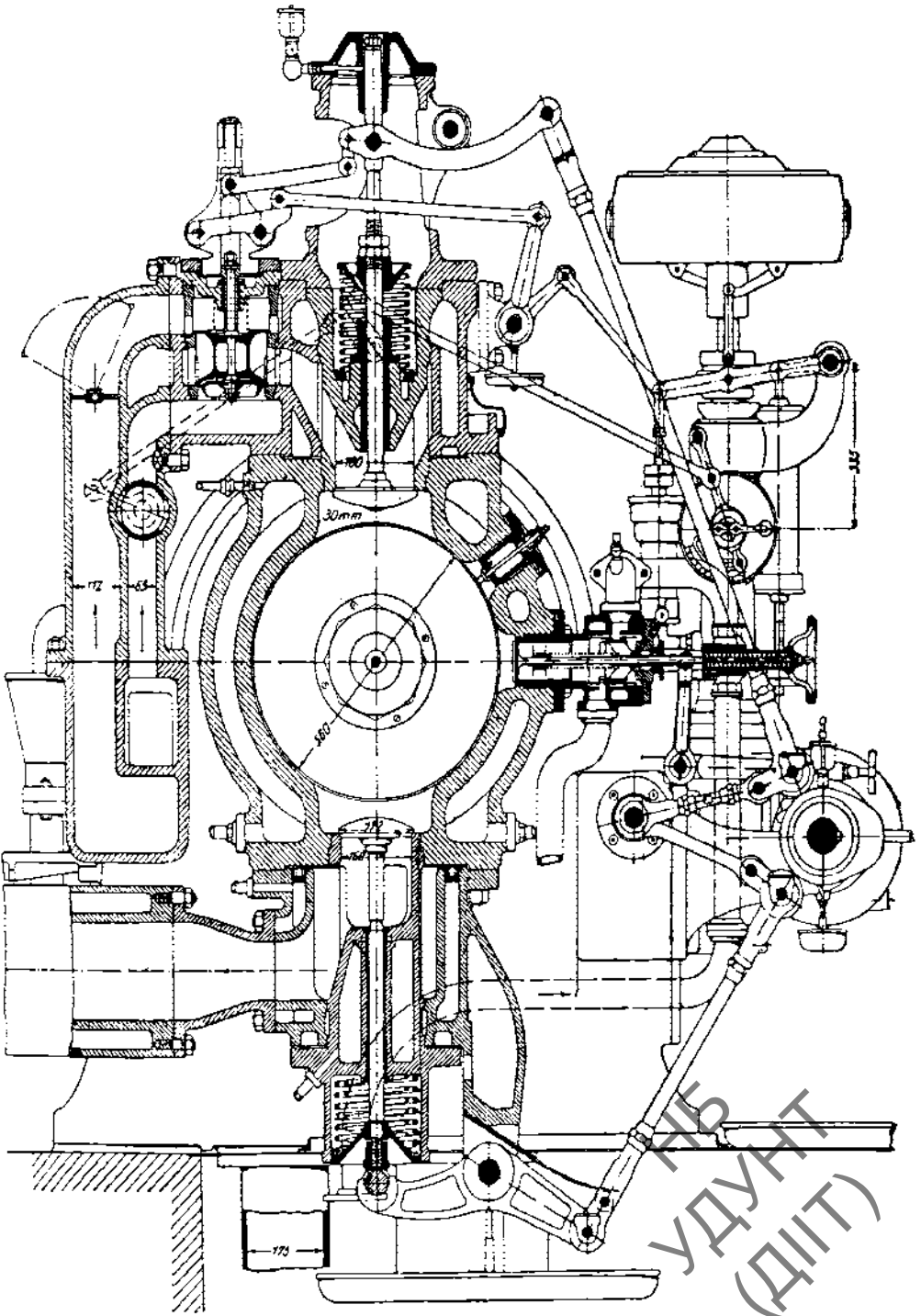


Фиг. 113. Количественное регулирование завода Дейтц.

вания является заслонка *e*, устанавливаемая регулятором согласно нагрузке. При перегрузке двигателя, когда число оборотов падает ниже определенного предела, заслонка *d* в воздушном канале *b*, связанная с регулятором, прикрывает отверстие, тем самым вызывает уменьшение доступа воздуха и несколько обогащает смесь. Подобный способ регулирования возможен, конечно, лишь в газовсасывающих двигателях, когда в газопроводе образуется разрежение; иначе газ при избыточном давлении сможет перстекать в воздушный канал *b*, и в цилиндр при всасывающем ходе вначале будет подаваться лишь один газ.

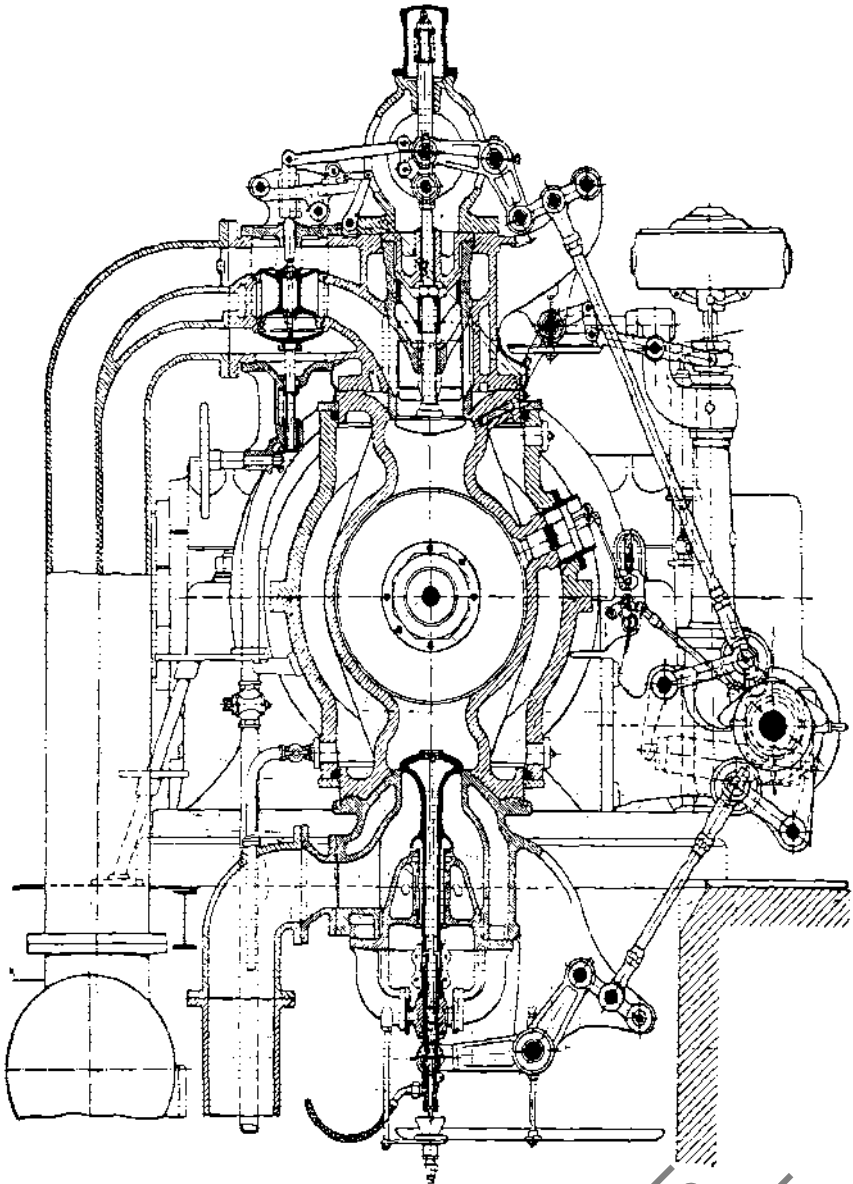
Количественное регулирование завода Дейтц. Типичной конструкцией количественного регулирования является дальше конструкция завода Дейтц.

Как видно из фиг. 113, регулирование происходит следующим образом: кулачок *d* действует на ролик *f*, укрепленный на длинной штанге,



Фиг. 114. Количественное регулирование завода Дейтц для крупных машин.

и через криволинейный рычаг *g* передает движение двухпорному клапану *ab*, управляющему впуском газа и воздуха. При изменении числа оборотов двигателя регулятор посредством системы рычагов поворачивает

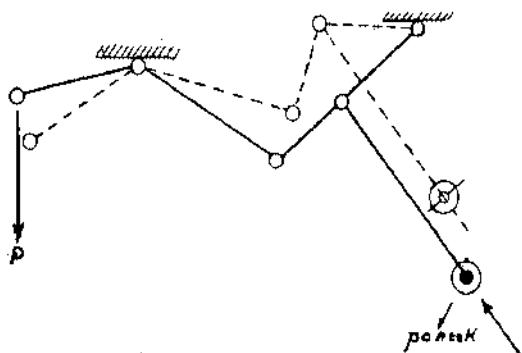


Фиг. 115. Количественное регулирование завода Дейтца с принужденным движением распределения.

коленчатый рычаг *h* вокруг точки *O* с сидящим на нем роликом, меняющим соответственно этому точку опоры рычага *g*, чем и достигается изменение соотношения его плеч и в зависимости от последнего большее или меньшее открытие клапана.

Конструкция эта на практике оказалась очень удачной и в несколько

измененном виде применяется также и для двигателей больших мощностей. Подобная конструкция помещена на фиг. 114. В отличие от только что описанной, смешивательный прибор здесь во избежание перегрева и для более удобного ухода монтирован отдельно. Регулятор действует только на смешивательный прибор; подъем же всасывающего и выхлопного клапанов остается постоянным. Газ и воздух все время, кроме периода всасывания, разобщены. Впуск воздуха начинается несколько ранее открытия газового клапана; воздух, таким образом, обгоняет газ и, как бы окружая его, устраняет возможность преждевременного воспламенения. Для остановки двигателя имеется особое приспособление у регулятора, закрывающее газовый канал. Недостатком этой конструкции, как и вообще количественного регулирования, является необходимость ставить очень сильные пружины на всасывающем и выхлопном клапанах, так как при малых нагрузках, т. е. при малом количестве рабочей смеси, в цилиндре образуется разрежение, доходящее иногда до 0,5 атм, и выхлопной клапан может открыться под влиянием разрежения; сильные пружины в свою очередь вызывают сильные удары клапана о седло и быстрое его изнашивание. В позднейшей конструкции (фиг. 115) завод Дейтц устранил эти недостатки: он сделал принужденными все движения открытия впускного и выхлопного клапанов, достигнув этой управляемости помощью системы ломаных рычагов.

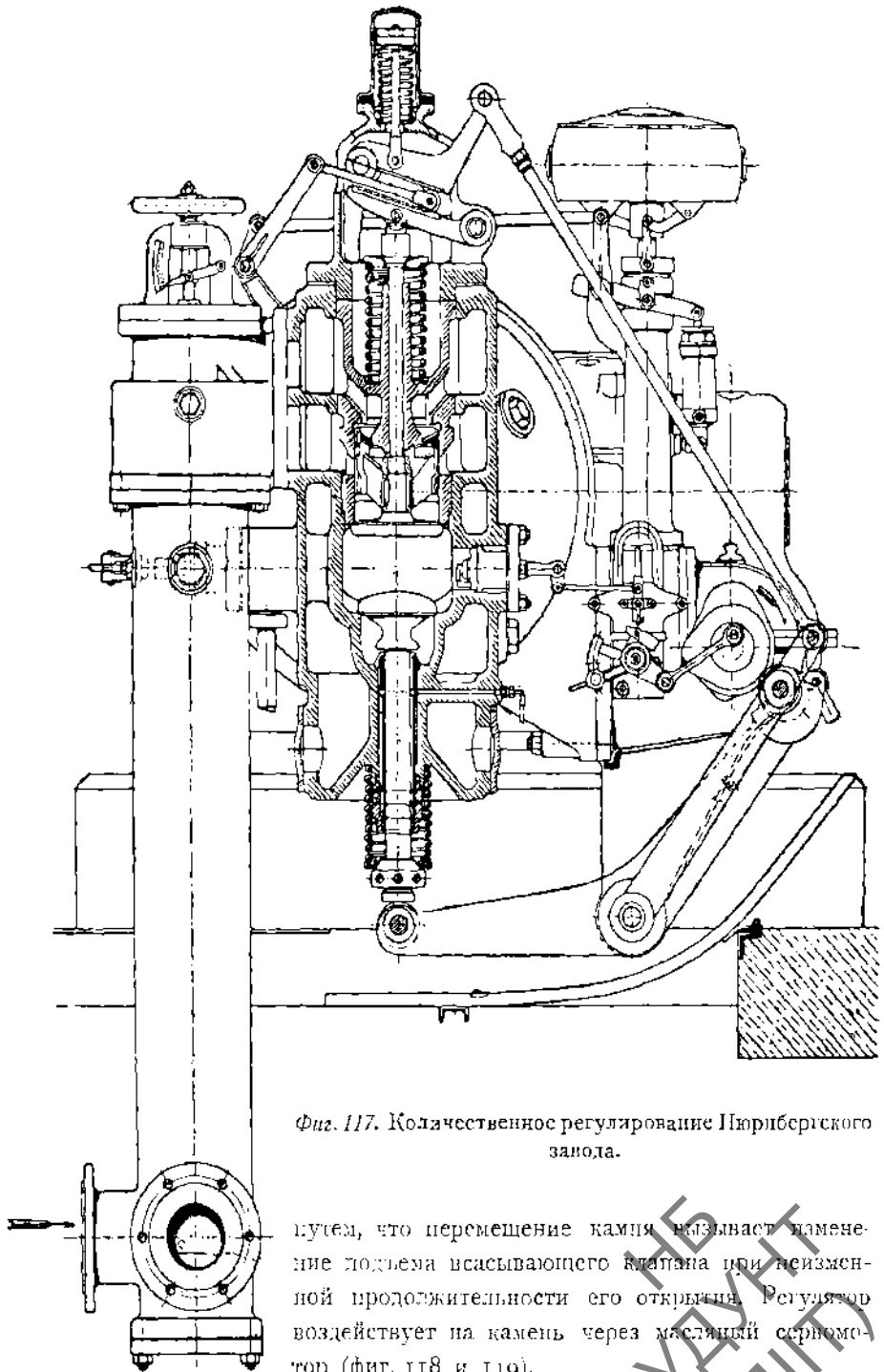


Фиг. 116.

Схематически эти рычаги представлены на фиг. 116. Начальное давление ролика на рычаги, несмотря на большое противодействие от 2 до 4 атм, при начале подъема клапана незначительно вследствие податливости ломающегося рычага, и подъем клапанов происходит плавно.

Количественное регулирование Нюрнбергского завода. Завод Аугсбург-Нюрнберг для двигателей средней мощности применяет количественное регулирование, аналогичное конструкции завода Дейтц, путем изменения подъема всасывающего клапана (фиг. 117). Со всасывающим клапаном связан управляющий золотник, открывающий пропорциональные сечения протоку газа и воздуха. При закрытом клапане золотник полностью перекрывает газовый впускной канал. Регулятор воздействует на камень, изменение положения которого меняет соотношение плеч рычага, передающего движение всасывающему клапану, изменяя тем его подъем.

Количественное регулирование Гёрлицкого машиностроительного завода. Регулирование производится таким



Фиг. 117. Количественное регулирование Нюрнбергского завода.

путем, что перемещение камня вызывает изменение подъема всасывающего клапана при неизменной продолжительности его открытия. Регулятор воздействует на камень через масляный сервомотор (фиг. 118 и 119).

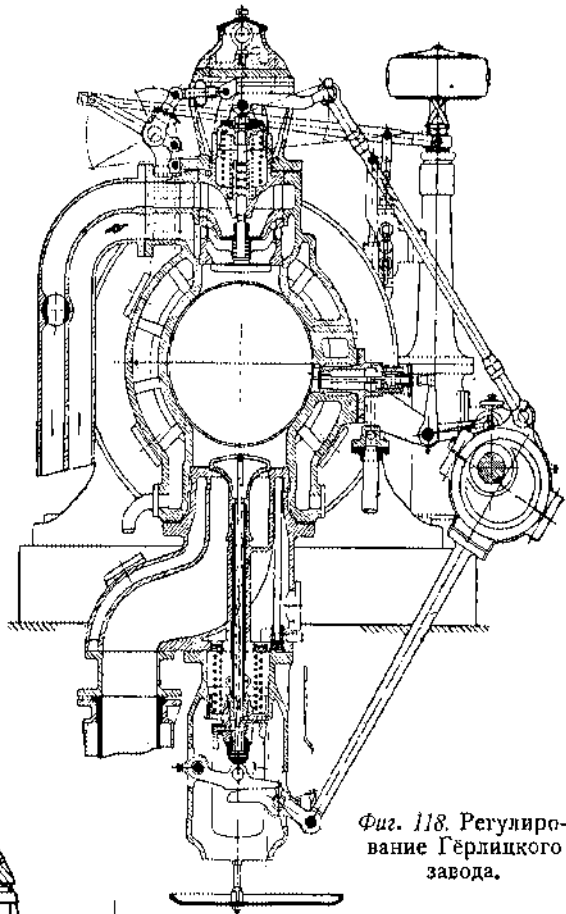
В стержень, передвигающий камень, введена плоская пружина. Во время всасывающего хода перемещение камня невозможно из-за давления пружины клапана. Происходящие за это время перемещения регулирую-

щего механизма воспринимаются пружиной и передаются камню, как только клапан сядет на свое седло.

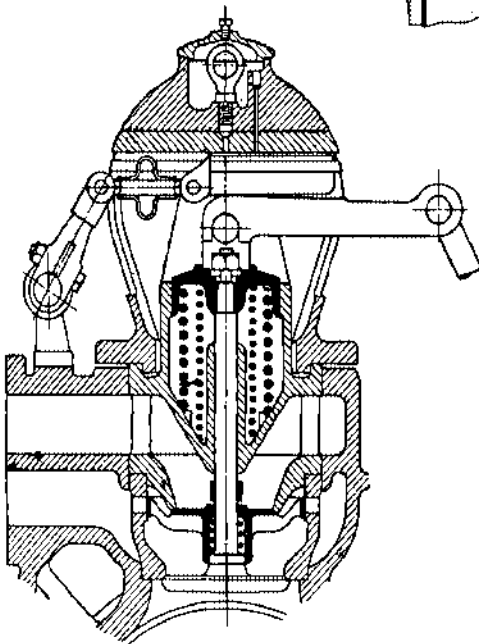
Газовый ventиль и воздушный золотник сидят на шпинделе всасывающего клапана.

Особой формой воздушных каналов достигается обогащение смеси при малых нагрузках.

Количественное регулирование завода Вестингауз (фиг. 120). Смешивательный орган в виде круглого золотника с окнами для воздуха



Фиг. 118. Регулирование Герлицкого завода.



Фиг. 119. Регулирование Герлицкого завода.

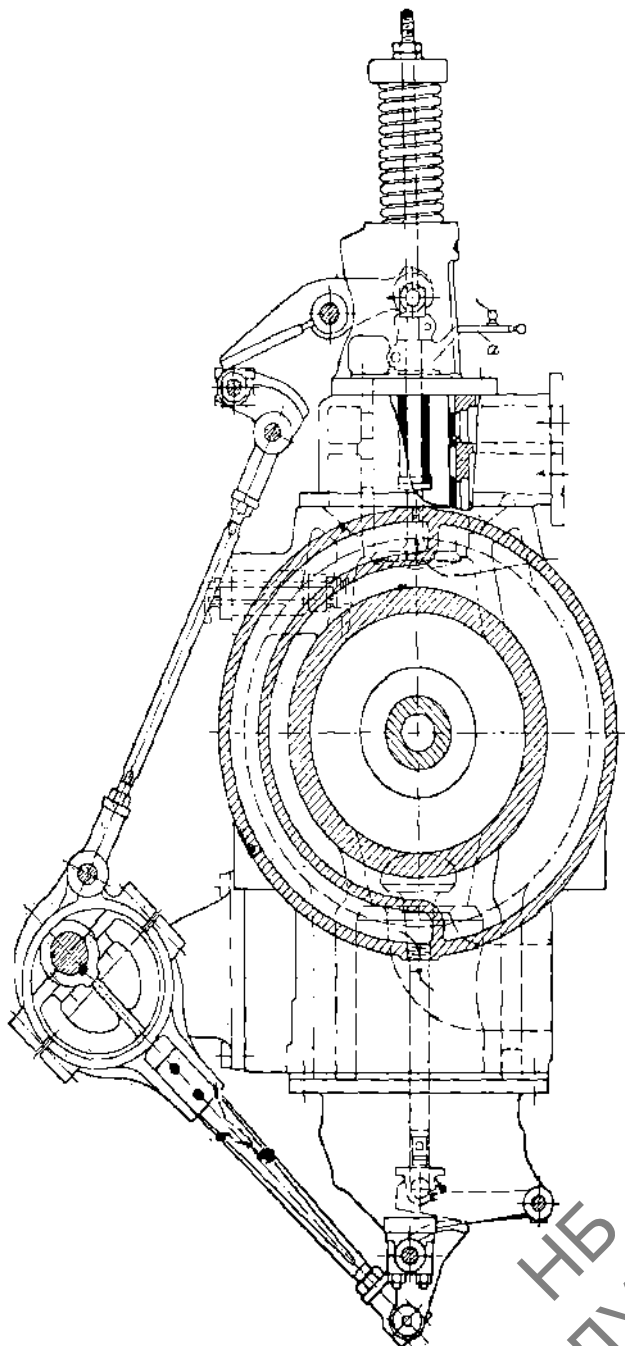
и газа сидит на шпинделе всасывающего клапана. Регулирование достигается поворачиванием круглого золотника, чем изменяется сечение прохода для газа и Воздуха. Регулятор воздействует на золотник через сервомотор.

Применение смешивательных золотников, связанных с всасывающим клапаном, возможно только при очень хорошо очищенном газе или при принужденном движении клапана из-за возможности заедания золотника.

Количественное регулирование на отсечку Швейцарского паровозостроительного завода в Винтертуре¹⁾. На фиг. 121 дан разрез через клапанную головку с видом

¹⁾ В дальнейшем для сокращения завод называется Винтертурским.

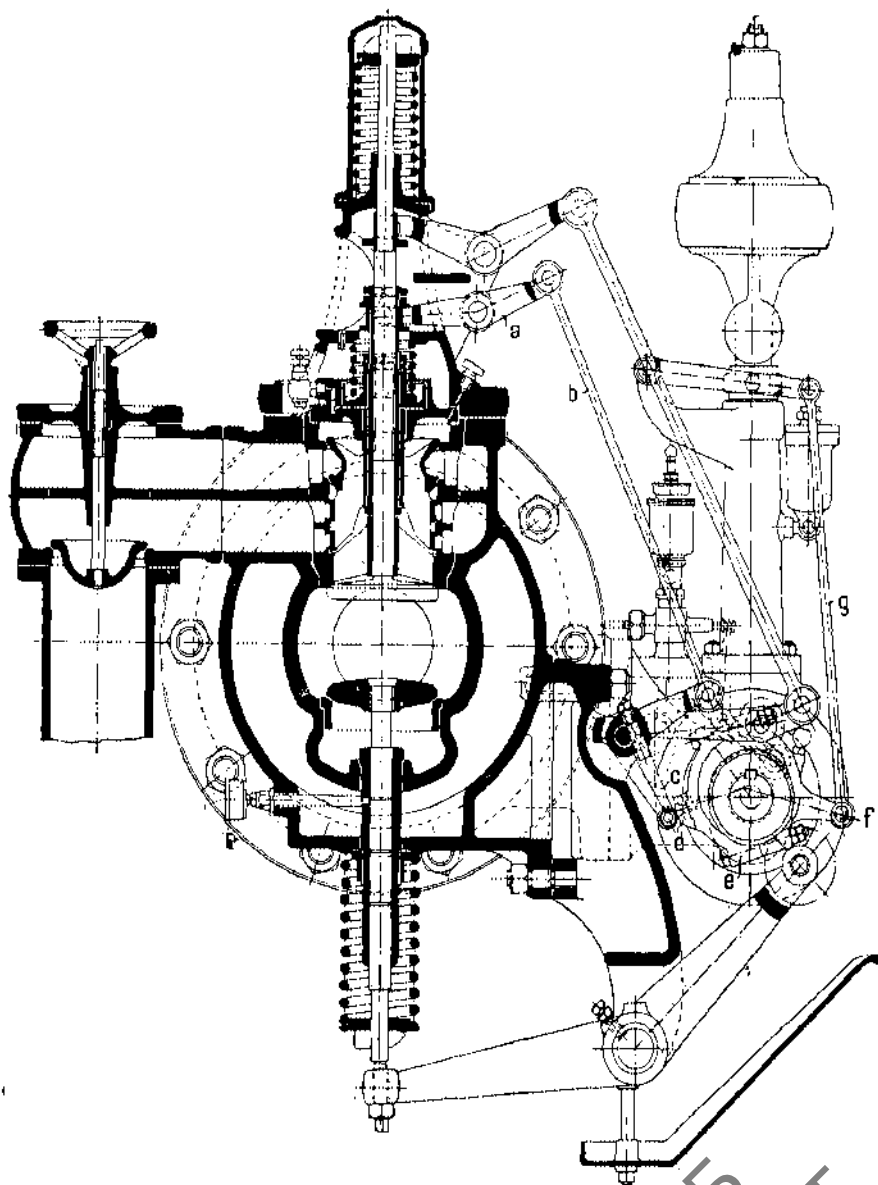
на распределение и регулирование газосасывающего горизонтального двигателя Швейцарского паровозостроительного завода в Винтертуре.



Фиг. 120. Количественное регулирование завода Вестингауз.

Всасывающий и выпускной клапаны приводятся в движение от кулачков распределительного вала помощью рычагов и толкающих штанг.

Отсечной золотник, в виде двухпорного клапана, посаженный на трубчатой штанге, получает свой подъем через двуплечий рычаг *a*, штангу *b* и угловой рычаг *c* от кулачка *d*, посаженного на обойме эксцентрика *e*,



Фиг. 121. Количественное регулирование Винтертурского завода.

сидящего на распределительном валу, точка *f* которой через штангу *g* связана с муфтой регулятора. С изменением числа оборотов регулятор поворачивает обойму регулятора и тем изменяет момент соскакивания ролика с кулачка *d* и закрытия отсечного золотника. С момента закрытия последнего происходит расширение засосанной смеси без дрос-

селирования ее, и линия сжатия совпадает с линией предшествовавшего расширения, как это видно на диаграмме холостого хода, снятой слабой пружиной с этого двигателя (фиг. 122).

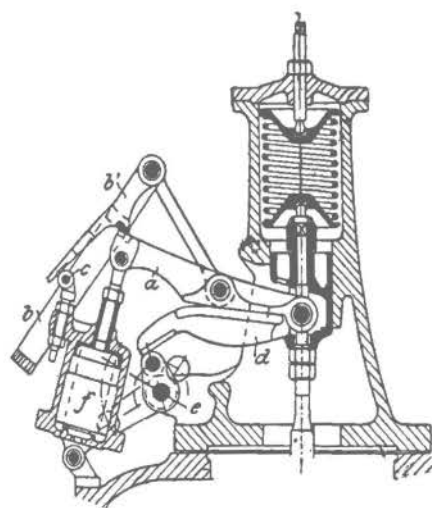
Качественное регулирование. Наиболее простыми и удачными конструкциями качественного регулирования являются конструкции заводов Нюрнбергского и Тиссен, применяемые для крупных двигателей.

Качественное регулирование Нюрнбергского завода. На фиг. 123 показана конструкция Нюрнбергского завода.

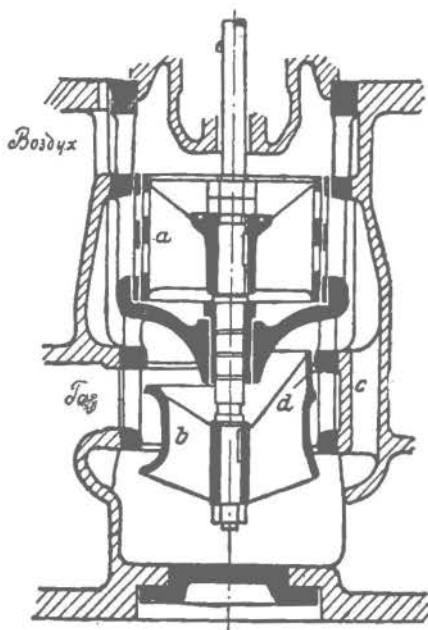
Здесь дросселируется только один газ; впуск же воздуха остается постоянным. Самый процесс регули-



Фиг. 122.



Фиг. 123. Качественное регулирование Нюрнбергского завода.



Фиг. 124. Качественное регулирование Тиссена.

рования происходит таким образом: эксцентриковая штанга *b* помощью ножа *b'* перемещает рычаг *a*, который подымает или опускает газовый клапан. Рычаг *a* катится по подушке рычага *d*, перемещаемого от регулятора посредством ломаного рычага *e*. Перемещение рычага *e* меняет точку опоры рычага *a*, в зависимости от чего изменяется момент начала подъема клапана. С рычагом *a* связан воздушный тормоз *f*, способствующий более плавной посадке клапана на седло. К этому буферу прикреплен ролик *c*, который размыкает нож *b'* от рычага *a* в момент окончания процесса всасывания.

Качественное регулирование завода Тиссен. На фиг. 124 дана конструкция качественного регулирования завода Тиссен.

От распределительного вала через длинную штангу движение передается рычагу, действующему на шпindel, на котором сидят: круглый золотник *a* с окнами для впуска воздуха и двухопорный клапан *b* для впуска газа. Когда газовый клапан закрыт, воздушные окна немного открываются, и воздух, проходя в них, устремляется через канал *c* вокруг газового клапана и через отверстия в самом клапане в пространство под этим клапаном. В начале всасывающего хода открывается газовый клапан, воздушные же окна продолжают дальше открываться, и, благодаря тому, что газ и воздух поступают как через отверстия в самом клапане, так и через пространство между телом клапана и клапанной коробкой, получается хорошее перемешивание рабочей смеси; последнее повторяется еще раз под клапаном благодаря притоку воздуха через канал *c*.

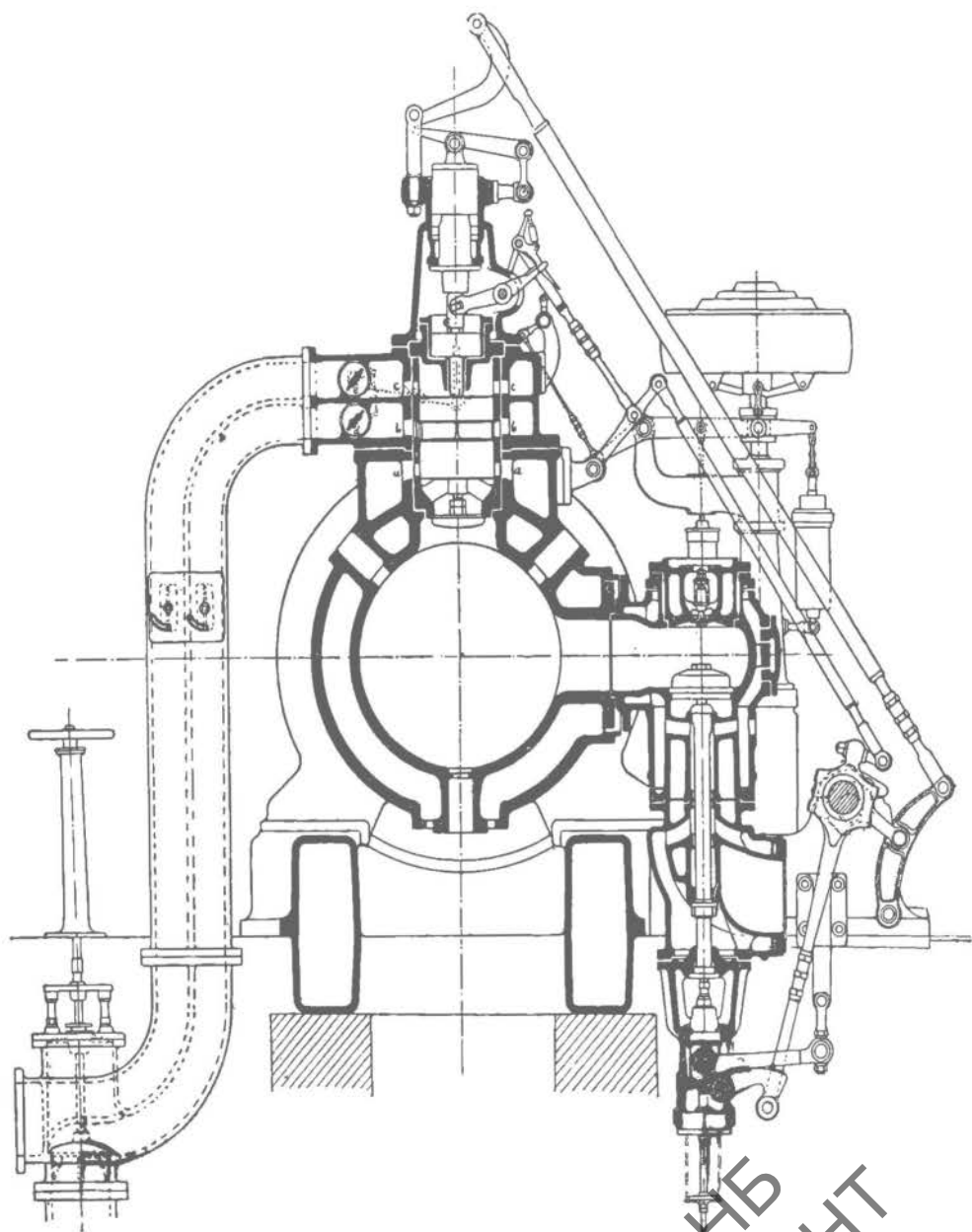
При полной нагрузке клапан открывается до, а закрывается после мертвой точки. С уменьшением нагрузки открытие клапана наступает позднее, а закрытие—ранее.

Смешанное регулирование. Смешанное регулирование Рейнгардта. На фиг. 125 дана конструкция смешанного регулирования Рейнгардта.

Впуском газа и воздуха в смешивательный прибор здесь управляет круглый золотник, перекрывающий три ряда окон: верхние *c* и нижние *a*—для воздуха и средние *b*—для газа; нижний ряд окон *a* служит для предварительного впуска воздуха. Кроме того имеются еще две дроссельные заслонки *e* и *d* в воздушном и газовом трубопроводах. Перед началом всасывающего хода круглый золотник находится в нижнем положении, и открыты только верхние два ряда окон, но газ и воздух в них не поступают, так как дроссельные заслонки перекрывают впуск. Когда всасывающий клапан действием эксцентриковой штанги открывается, то золотник, связанный с другой штангой от того же эксцентрика, начинает подниматься и, закрывая средний и верхний ряд окон, открывает нижние окна, через которые входит чистый воздух, устремляющийся в цилиндр и оттесняющий остаточные газы. При дальнейшем своем движении золотник особым роликом разобщается со штангой и под действием пружины идет вниз, открывая верхние два ряда окон и закрывая нижний ряд для предварительного впуска воздуха. К этому времени дроссельные заслонки связанные с всасывающим клапаном, уже открыты, и через верхние окна поступают газ и воздух, перемешиваются и входят в цилиндр. В конце хода всасывания всасывающий клапан закрывается так же, как и дроссельные заслонки, золотник снова сообщается со штангой, и все готово к следующему процессу.

Итак, в цилиндр поступает сначала переменное количество чистого воздуха, а в конце — соответствующее количество газовой смеси постоянного состава. Наполнение цилиндра продолжается в течение всего всасывающего хода, почему давление сжатия все время и остается постоянным.

Таким образом регулирование производится путем изменения момента открытия окон для составных частей рабочей смеси. Конец всасывания рабочей смеси при всех нагрузках постояен.



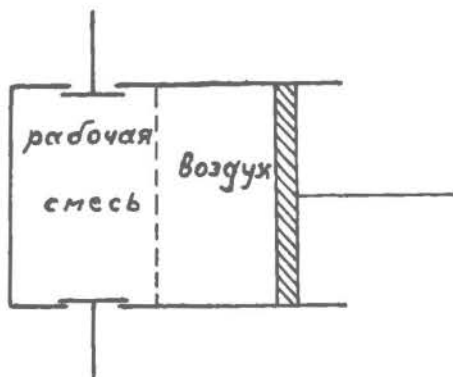
Фиг. 125. Смешанное регулирование Рейнгардта.

Достоинством регулирования Рейнгардта является то, что предварительно впущенный воздух, отгоняя остаточные газы, сам мало перемешивается с впущенной вслед за ним в цилиндр рабочей смесью, благодаря чему к моменту сгорания мы всегда имеем чистую однородную

смесь наивыгоднейшего состава. Схематическое представление о расположении воздуха и смеси при регулировании Рейнгаардта дано на фиг. 126. Таким образом недостаток качественного регулирования—плохое воспламенение при малых нагрузках—здесь устранен.

При переменных нагрузках зона, разделяющая чистый воздух от рабочей смеси, меняет свое положение, и при полной нагрузке в цилиндр поступает только рабочая смесь.

В этой конструкции выхлопной клапан монтирован сбоку, что облегчает возможность хорошего охлаждения и уменьшает глубину конструкции, но, с другой стороны, является недостатком в термическом отношении, так как пространство сгорания получается вытянутым в виде трубы и ухудшает сгорание.



Фиг. 126.

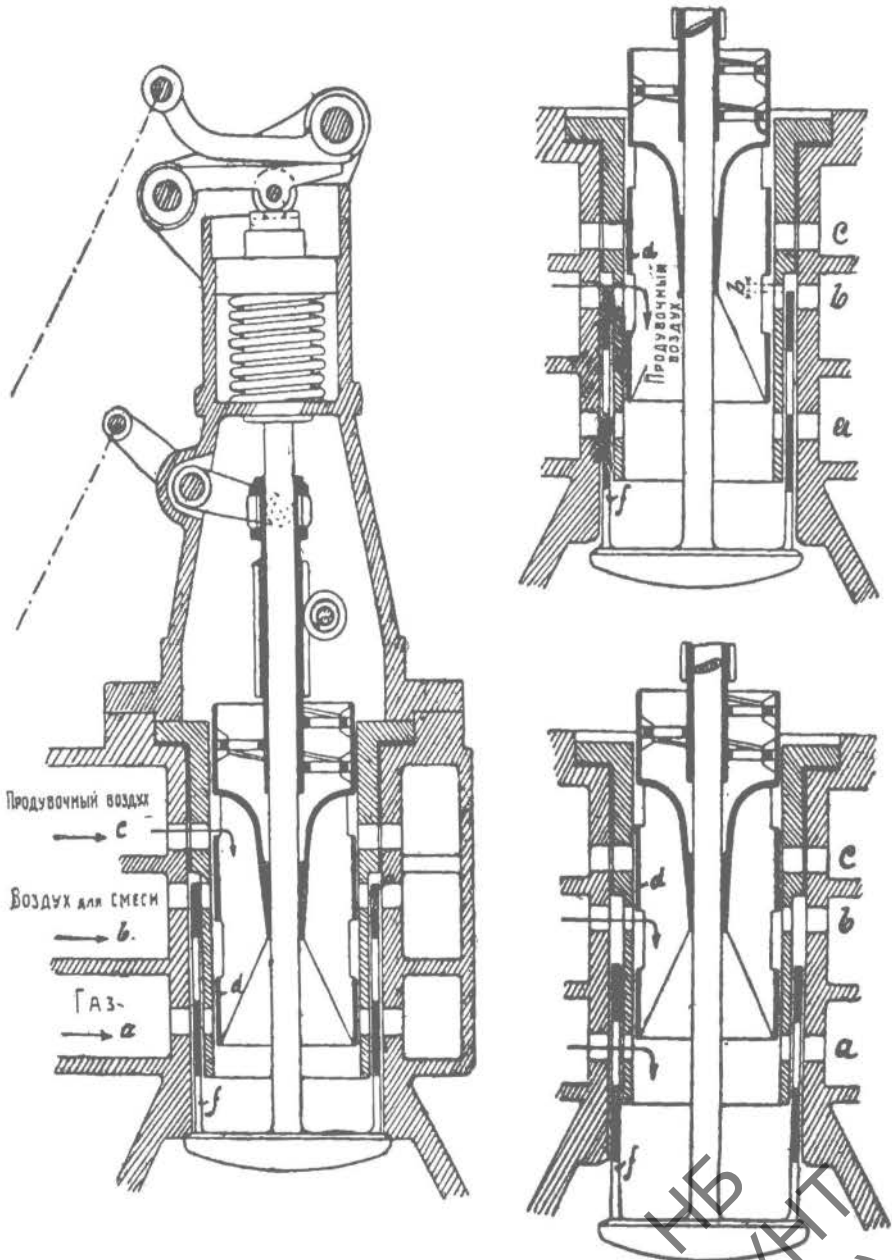
Смешанное регулирование Гельмана. Аналогичной конструкции Рейнгаардта является конструкция смешанного регулирования Гельмана, показанная на фиг. 127—129 в разные моменты положения всасывающего клапана.

Здесь также имеется круглый золотник с двумя прорезами, перекрывающий три ряда окон: верхние окна—для предварительного впуска воздуха, средние и нижние—для впуска воздуха и газа рабочей смеси.

Роль дроссельных заслонок конструкции Рейнгаардта здесь выполняет второй круглый золотник, связанный со всасывающим клапаном. Весь процесс заполнения цилиндра происходит так же, как у Рейнгаардта. Когда ход выталкивания кончается, окно для предварительного впуска воздуха уже открыто, что дает возможность очистить смешивательную камеру от остатков рабочей смеси и при следующем всасывании частично заполнить цилиндр чистым воздухом. Как и у Рейнгаардта, в конструкции Гельмана наполнение рабочего цилиндра и давление сжатия остаются постоянными.

Регулятор воздействует на внутренний золотник путем изменения момента начала его подъема и тем самым количества засасываемой смеси.

Смешанное регулирование Месса. На несколько ином принципе основана конструкция смешанного регулирования Месса (фиг. 130—133).

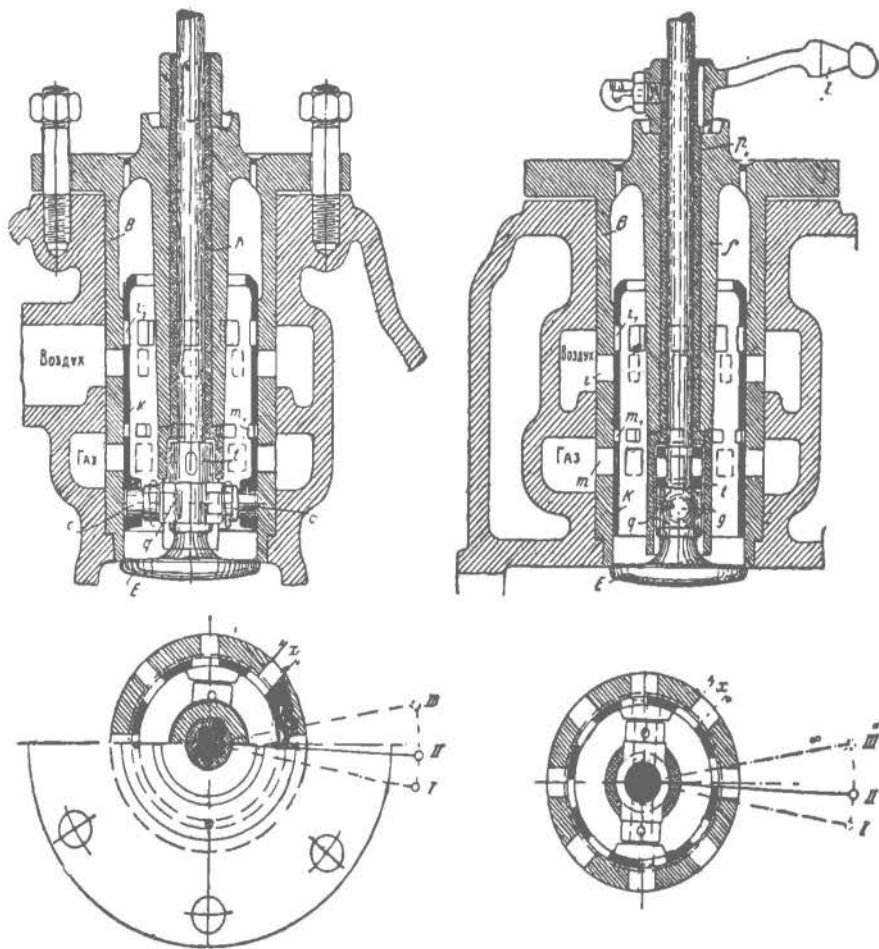


Фиг. 127—129. Смешанное регулирование Гельмана.

При переходе от больших нагрузок к малым качественное регулирование становится невыгодным, так как с переходом к более бедным смесям воспламенение, а с ним и теплоиспользование ухудшаются.

Поэтому является более выгодным, в целях сохранения хорошего теплоиспользования, при малых нагрузках переходить к количественному регулированию. Это и делает Месс в своей конструкции регулирования, сохраняя при этом определенный наивыгоднейший для данного топлива состав смеси.

Со шпинделем всасывающего клапана связан при помощи пальца q поршневой золотник k с двумя рядами окон i_1 и m_1 , открывающими соответственно воздушный канал i и газовый канал m . Шпиндель клапана



Фиг. 130—133. Смешанное регулирование Месса.

движется в трубке p_1 , связанной сверху при помощи шарнира l с регулятором и получающей от него вращательное движение, которое она передает, захватывая внизу палец q , поршневому золотнику k . Окна поршневого золотника расположены таким образом, что газовый канал начинает перекрываться, а окна для впуска воздуха остаются еще некоторое время открытыми полностью. Лишь при малых нагрузках (положение III на фиг. 132 и 133) вместе с газовыми окнами начинают перекрываться и

окна для воздуха, т. е. дросселируются одновременно и газ и воздух, и регулирование из качественного становится количественным — при наилучшем качестве смеси, установленном заранее. Положение I на фиг. 132 и 133 соответствует положению при перегрузке двигателя, когда газовые окна открыты наиболее полно, и в цилиндр поступает богатая смесь. Положение II соответствует нормальной нагрузке.

Регулирование Messa дало на практике хорошие результаты.

Все разобранные выше конструкции регулирования далеко не исчерпывают всего материала, который выдвинула практика в этой области. Однако для ориентирования в основных принципах регулирования двигателей внутреннего сгорания указанные конструкции, являясь наиболее типичными, могут служить достаточным руководством.

НБ
УДУНТ
(ДНП)

*ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ*

*НБ
УДУНТ
(ДИП)*

КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

По характеру рабочего цикла, как мы уже выше указывали, двигатели внутреннего сгорания разделяются на 2 типа: 1) работающие по принципу Отто и 2) работающие по принципу Дизеля; оба типа могут работать по четырехтактному циклу и по двухтактному. С конструктивной же стороны классификация двигателей более разнообразна. По роду сжигаемого топлива они делятся на газовые и на двигатели жидкого топлива; по количеству рабочих полостей—на двигатели простого и двойного действия; по количеству цилиндров — на одноцилиндровые, двух-, трехцилиндровые и так далее; по расположению цилиндров—в ряд или друг за другом по типу тандем, работающих на один кривошипный механизм. Двигатели могут быть: горизонтальные и вертикальные; все разновидности могут быть осуществлены как четырехтактными, так и двухтактными.

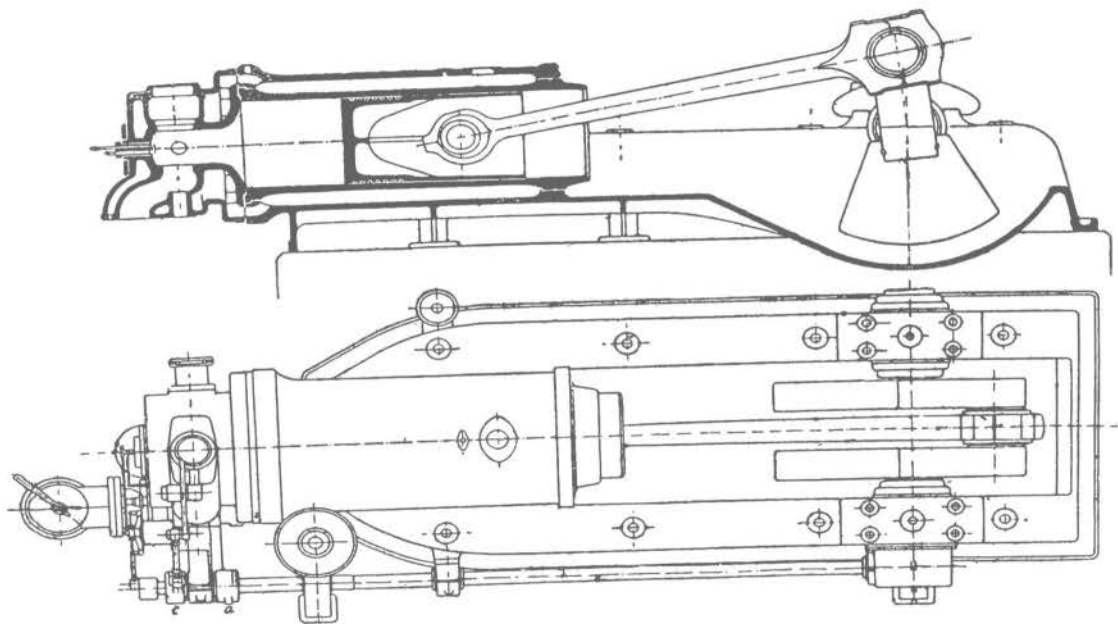
ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

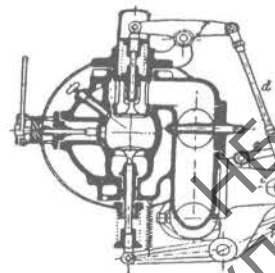
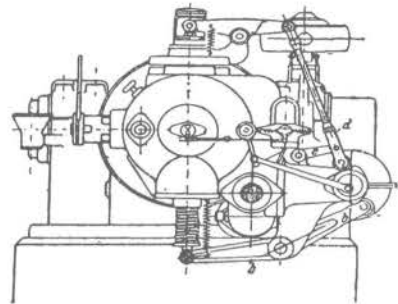
§ 1. ЧЕТЫРЕХТАКТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Двигатель завода Лютер. Простое конструктивное решение горизонтального четырехтактного одноцилиндрового газосасывающего двигателя простого действия дает завод Лютер (фиг. 134).

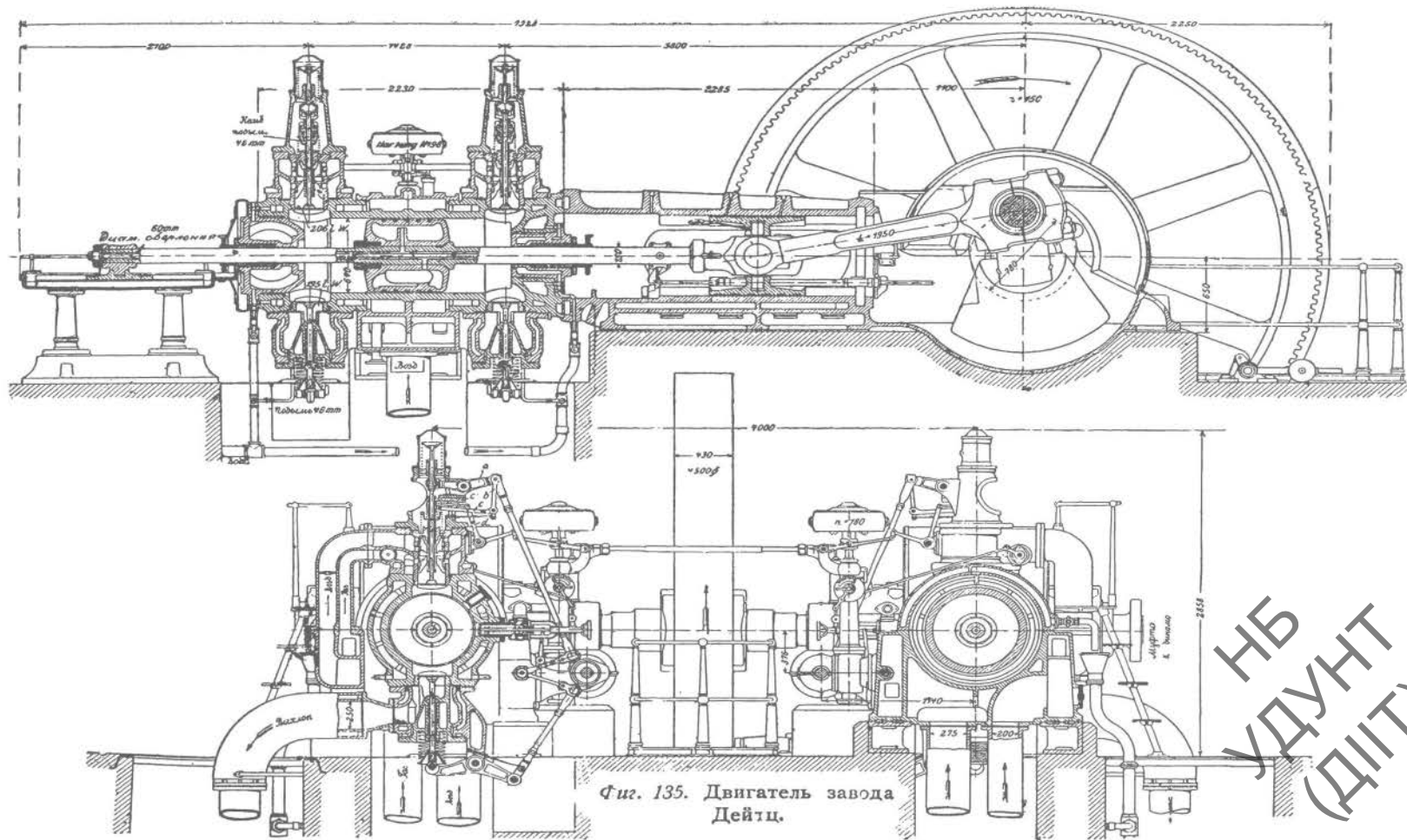
Цилиндр заключен в рубашке, которая для удобства отливки и возможности свободных деформаций при нагревании отлита отдельно от цилиндра в одно целое с рамой двигателя. В противоположность паровой машине, здесь, как и в большинстве двигателей внутреннего сгорания, кривокопф отсутствует, причем нормальные усилия от кривошипа на поршень воспринимаются боковой поверхностью поршня, длина которого ввиду этого значительно увеличена. Клапанная головка охлаждается водой, всасывающий клапан расположен сверху, выхлопной — внизу. С главным валом соединен распределительный вал с числом оборотов вдвое меньшим числа оборотов двигателя. На этом валу сидят две шайбы с двумя кулачками, которые при



Фиг. 134. Двигатель завода Лютер.



УДМУТ
(ДИТ)



НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

помощи роликов, штанги *d* и рычага *b* управляют открытием впускного и выхлопного клапанов. На чертеже ясно видно приспособление для электрического запала: при вращении кривошипа, сидящего на конце распределительного вала, связанная с ним собачка зацепляется за крест, вращает его, а вместе с ним и якорь электромагнита, сидящий на оси креста; возбуждаемый при этом ток идет к контактам, которые при замыкании дают электрическую искру.

Регулирование двигателя Лютера производится дроссельной заслонкой по способу, описанному выше (см. количественное регулирование завода Лютер).

Двигатель завода Дейтц. На фиг. 135 представлен двигатель завода Дейтц, четырехтактный, двойного действия, спаренный на общий кривошипный вал. Сквозной шток помощью сальников уплотняется против прорывов газов из камеры сгорания и через крейцкопф передает работу на кривошипный вал. Шток и поршень охлаждаются водой, поступающей и отходящей из свободного торца штока, опирающегося на дополнительную направляющую.

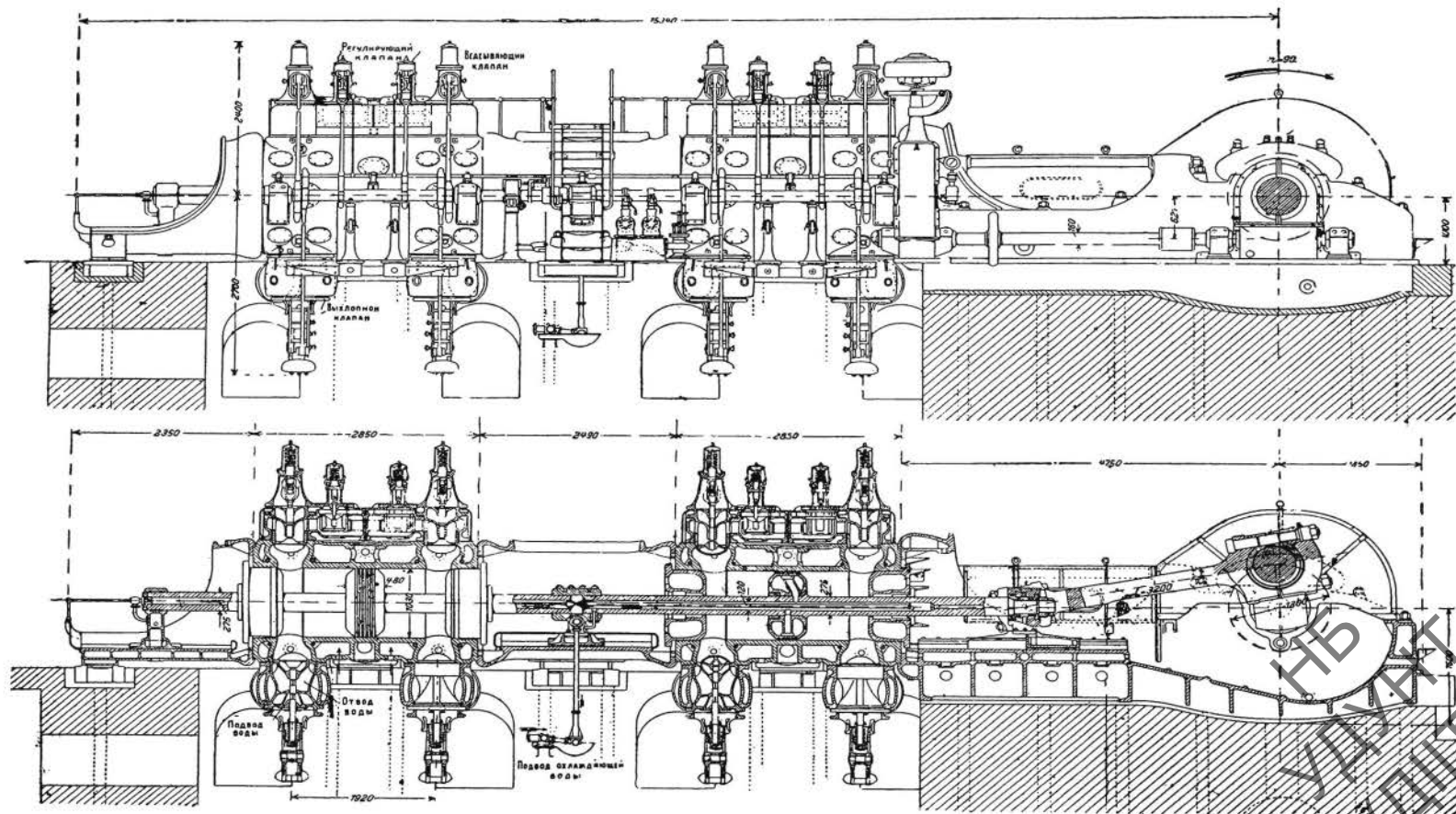
Разница температур стенок цилиндра, обогреваемых горячими газами, и рубашки довольно значительна, вследствие чего для свободного удлинения первых относительно последних завод Дейтц делает среднюю часть рубашки вставной, в виде широкого разъемного по длине кольца.

Выхлопная труба для обезвреживания температурных деформаций присоединена не прямо к клапанной коробке, а к особому промежуточному патрубку; ввиду высоких температур выхлопная труба охлаждается водой.

Регулирование машины производится перестановкой от регулятора камня, действующего на величину открытия газоздушного внутреннего золотника.

Двигатель Нюрнбергского завода. Более сложным по своей конструкции является изображенный на фиг. 136 и 137 двигатель тандем двойного действия Нюрнбергского машиностроительного завода.

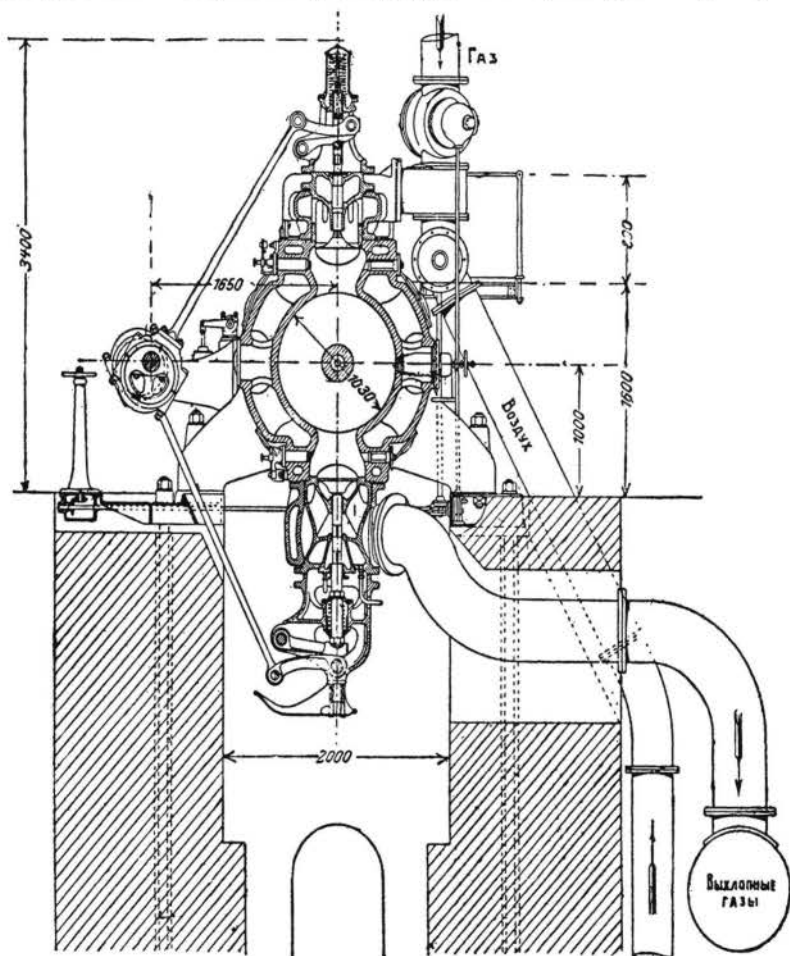
Как видно из чертежа, и в этом двигателе имеется крейцкопф для направления движения шатуна, так как цилиндр работает двумя полостями. Поршень и скалка охлаждаются водой. Скалке в этом случае дается предварительный изгиб в такой мере, чтобы под действием собственного веса, веса поршня и веса охлаждающей воды, скалка эта во время работы получила такой же обратный прогиб. Это дает возможность избежать излишнего изнашивания сальников, через которые проходит скалка. Крупная выгода двигателей тандем двойного действия перед одноцилиндровыми двигателями заключается в том, что диаграммы всех его четырех рабочих полостей не совпадают, так что максимальные давления на поршневой шток не превышают в этом случае таковых же при работе лишь одной полостью. Ввиду этого размеры рабочих органов двигателя остаются такими же, и только ввиду большего количества тепла, отводимого в этом случае с трущихся частей, размеры эти берутся с некото-



Фиг. 136. Двигатель Нюрнбергского завода.

рым запасом на нагревание. Подвод охлаждающей шток и оба поршня воды производится через средний ползун. Вода направляется из середины, разветвляется по сверлению в штоке на охлаждение обоих поршней и возвращается по внутренней трубке с правого поршня к левому, где вода с обоих поршней выводится по сверлению в штоке через крайний ползун.

Цилиндры отлиты в одно целое с рубашкой и клапанными гнездами. Какие-либо большие приливы для поддержания цилиндров отсутствуют—



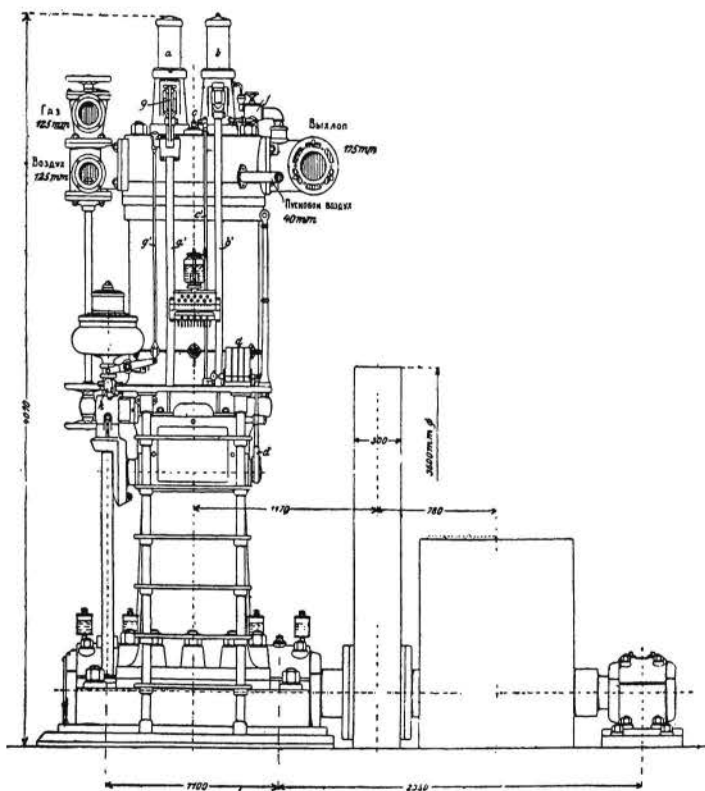
Фиг. 137. Поперечный разрез двигателя Нюрнбергского завода.

рубашка и цилиндр, связанные клапанными гнездами, представляют однородное тело вращения с равномерным распределением металла, позволяющим применить такую конструкцию для крупных двигателей. Лапки, поддерживающие цилиндры группы двигателя, прилиты к среднему и боковым фонарям машины, поддерживая цилиндры на весу.

Конструктивное выполнение регулирования двигателя Нюрнбергского завода указано в отделе конструкций качественного регулирования.

Двигатель Гюльднера. На фиг. 138 и 139 указан тип вертикального четырехтактного одноцилиндрового двигателя — газогенераторный двигатель Гюльднера.

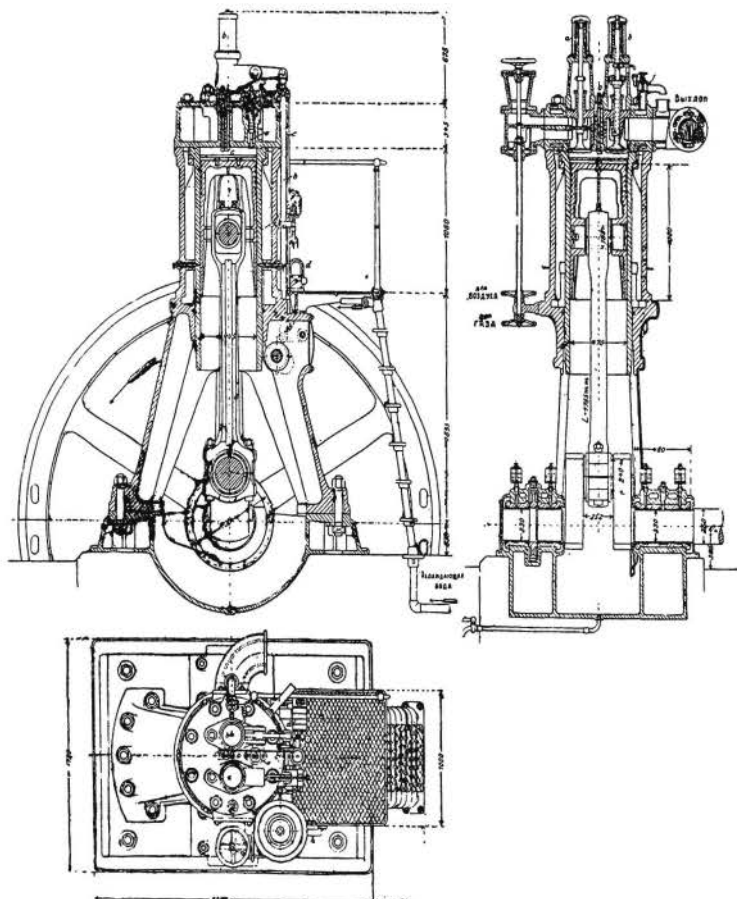
Его внешний вид напоминает двигатель Дизеля. Всасывающий и выхлопной клапаны расположены в крышке двигателя. Сбоку представлен ручной регулятор качества смеси. Вообще же двигатель Гюльднера регулируется количественно, что достигается при помощи особого камня, движущегося между двумя полосами, из которых одна связана с впускным клапаном; то или иное положение камня обуславливает соответствующее открытие впускного клапана (фиг. 140). На впускном клапане помещена



Фиг. 138. Внешний вид двигателя Гюльднера.

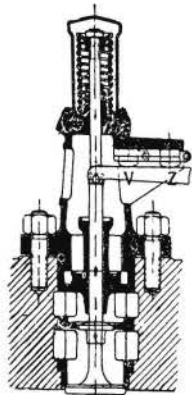
круглая заслонка, перекрывающая проход для газа. В начале открытия впускного клапана в двигатель поступает лишь воздух, служащий для частичной продувки пространства сгорания путем использования инерции выхлопных газов. Всасывающий и выхлопной клапаны за это время открыты совместно. По мере увеличения подъема всасывающего клапана в двигатель поступает смесь постоянного состава. В этом двигателе охлаждается весь цилиндр включительно с верхними фланцами. На охлаждение фланцев, соединяющих крышку с цилиндром вертикальных газососывающих двигателей, должно быть обращено особое внимание, так

как перегрев этих частей может повести к преждевременному воспламенению рабочей смеси. Органы распределения в двигателе Гюльднера



Фиг. 139. Двигатель Гюльднера.

(штанга, кулаки, распределительный вал и другие) монтированы не в крышке, как в двигателе Дизеля обычной конструкции, а сбоку, что значительно облегчает уход за ними. Сбоку же имеется еще клапан для пуска двигателя в ход при помощи сжатого воздуха. Отдельные части распределения Гюльднера выполняются легкими из стального литья, чем уменьшаются их силы инерции, и можно употреблять менее громоздкие пружины.



Фиг. 140. Всасывающий клапан двигателя Гюльднера.

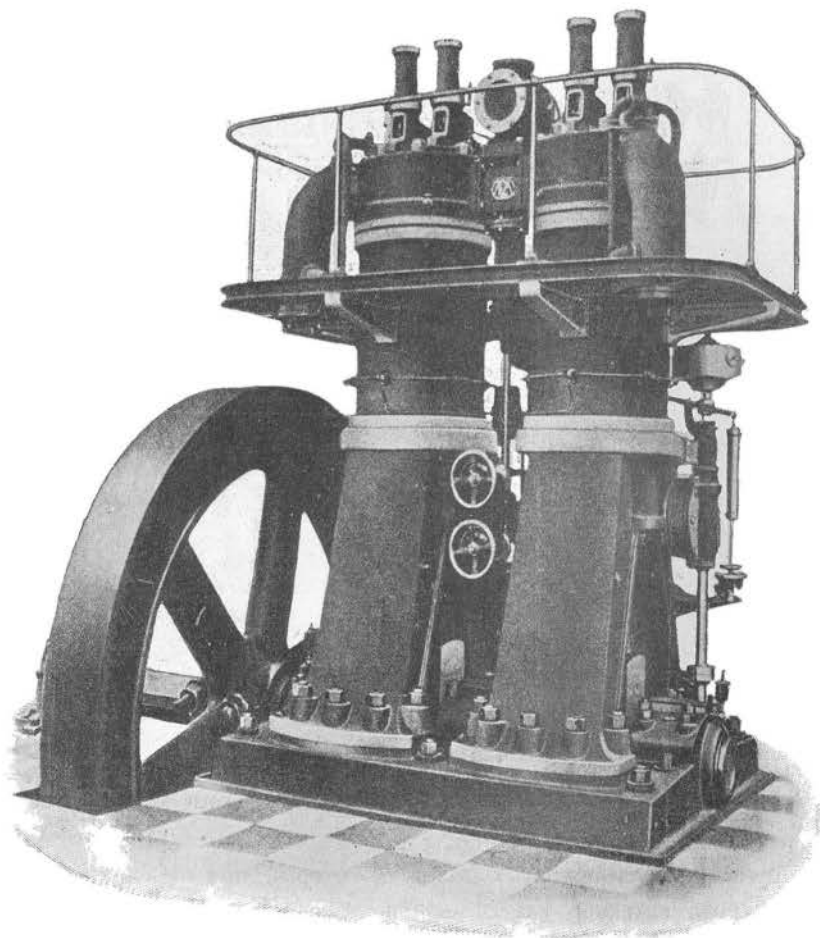
Распределительный вал закрыт, и кулачки расположены в масляной ванне, что уменьшает их изнашивание.

На фиг. 141 дан общий вид двухцилиндрового двигателя Гюльднера.

Здесь каждый цилиндр монтирован самостоятельно и снабжен отдельным распределением. Двига-

тель этот является, таким образом, простым соединением двух отдельных машин на общей раме. Регулятор здесь общий для обоих цилиндров. Смазка рабочих органов производится под давлением.

Двигатель Швейцарского паровозостроительного завода в Винтертуре. На фиг. 142 изображен четырехцилиндровый четырехтактный вертикальный газосасывающий двигатель 250 л. с., постройки данного завода, а на фиг. 143—его разрез. Четыре А-образные станины монтированы на общей плите, имея общий коленчатый распределительный вал, получающий дви-

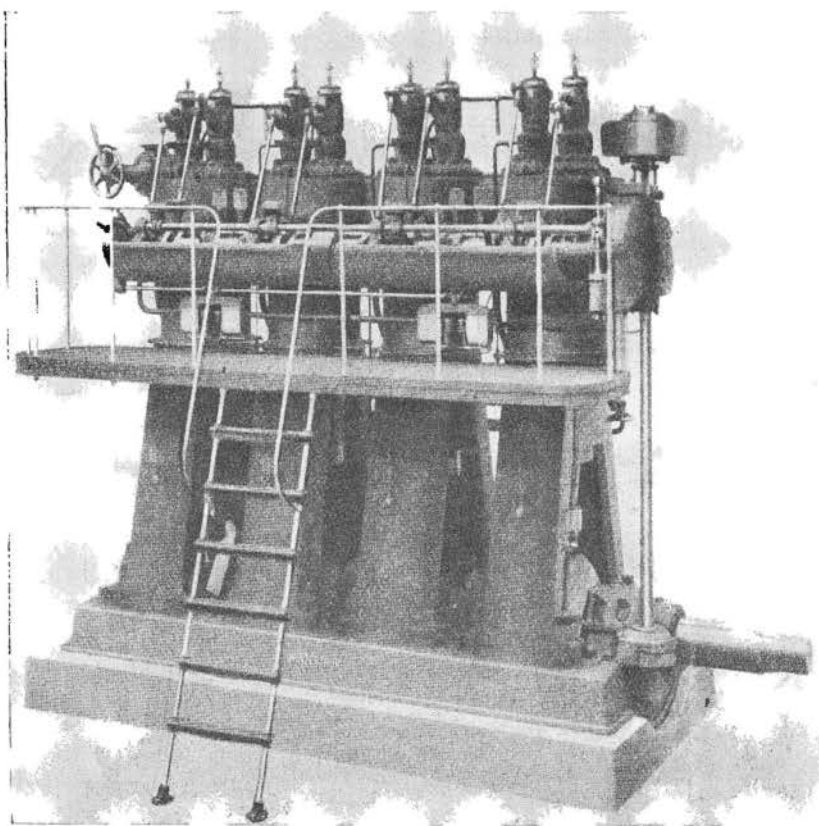


Фиг. 141. Внешний вид двигателя Гюльдера.

жение от главного вала через вертикальный промежуточный, на котором сидит регулятор. Всасывающий и выхлопной клапаны открываются помощью толкающих штанг и катящихся рычагов, при чем воздействие регулятора на количество засасываемой смеси происходит путем излома шарнирного толкающего рычага, как показано на фиг. 144, чем меняется подъем всасывающего клапана. Выхлопной клапан охлаждается водой, как это видно на фиг. 145, где также указаны его монтаж и привод в действие.

Двигатель завода Вестингауз. На фиг. 146 изображен вертикальный четырехтактный двигатель завода Вестингауз.

Этот двигатель является типом быстроходного двигателя, особенно распространенного в Америке. Здесь имеются два распределительных вала. Распределительный вал *A* при посредстве ролика и рычага действует на выпускной клапан. Тот же вал *A* связан двумя передаточными валиками



Фиг. 142. Вертикальный газовый двигатель Винтертурского завода, 250 л. с.

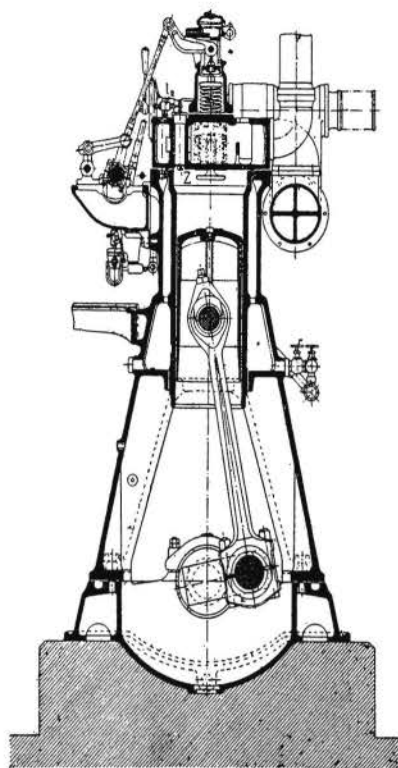
со вторым распределительным валом *B*, который при помощи рычага *C* действует на впускной клапан, а при посредстве рычага *D*—на запал. Регулирование количественное и производится полым золотником, помещенным в газоздушном вентиле *M*, соединенном с впускным клапаном при помощи канала *N*.

Подобные двигатели выполняются также двух- и многоцилиндровыми, с одним общим регулирующим механизмом для всех цилиндров.

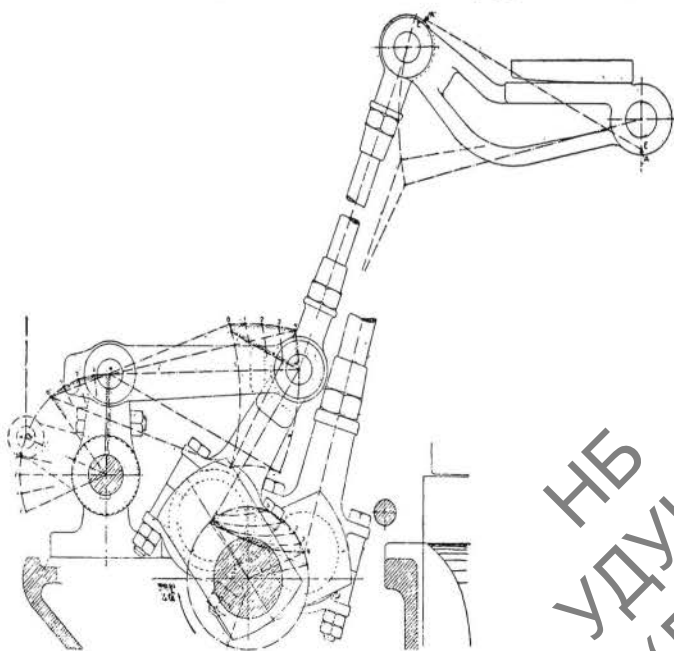
§ 2. ДВУХТАКТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Двигатель Миц и Вейс. На фиг. 147 представлен двухтактный газовый двигатель Миц и Вейс.

Двигатель этот работает следующим образом. В конце рабочего хода (вправо) поршень открывает сначала выхлопные окна f , а затем продувочные d ; воздух, сжатый в кривошипной камере, куда он поступает через окна c , продувает цилиндр через окна d , очищая его от отработанных газов. Полукруглые выступы на днище рабочего поршня служат для направления струи поступающего в цилиндр продувочного воздуха. Над кривошипной камерой расположен вертикальный цилиндр a с небольшим поршеньком b . При сжимающем ходе, когда в кривошипной камере образуется разрежение, поршень b опускается и всасывает в верхнюю часть цилиндра a из газопровода определенный заряд газа. При обратном ходе рабочего поршня под влиянием повышенного в кривошипной камере давления поршень b поднимается и нагнетает присосанный



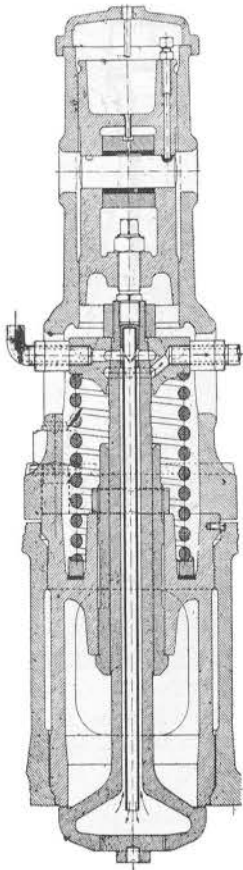
Фиг. 143. Разрез газового двигателя Винтертурского завода, 250 л. с.



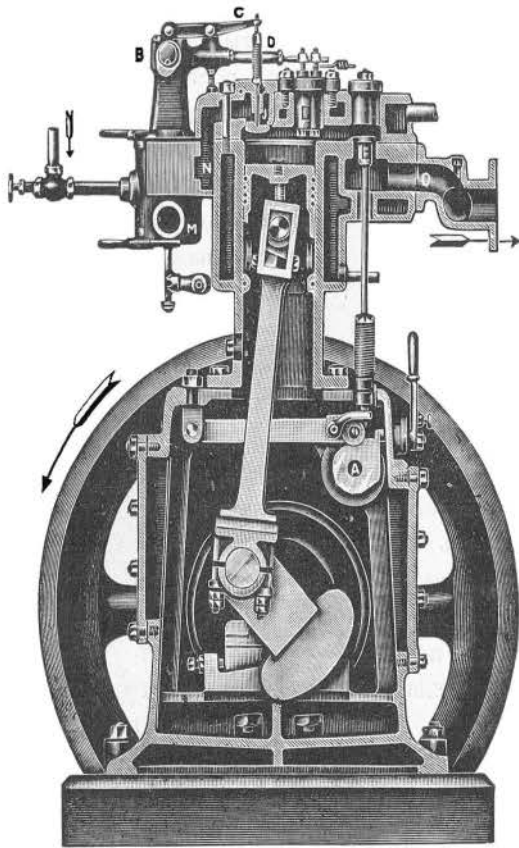
Фиг. 144. Регулирование 250-сильного вертикального газового двигателя Винтертурского завода.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

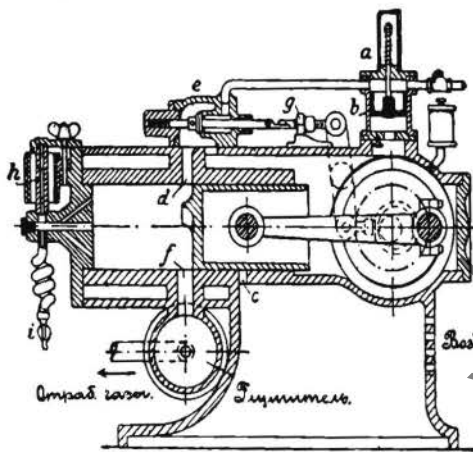
газ через канал *e* в цилиндр. Регулируется этот двигатель пропусками от главного вала при помощи ударника *g*. Ударник этот ходит по на-



Фиг. 145. Охлаждаемый выхлопной клапан вертикального газового двигателя Винтертурского завода.



Фиг. 146. Двигатель завода Вестингауз.



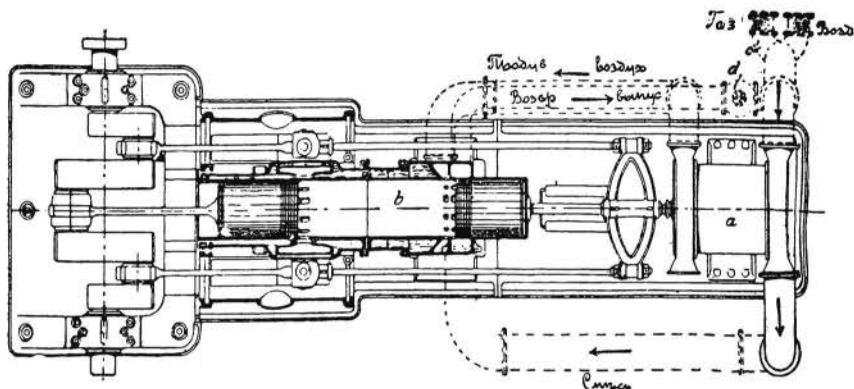
Фиг. 147. Двигатель Минц и Вейс.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

клонной плоскости и при возрастании числа оборотов не попадает на зуб, управляющий открытием канала *e*, и присасываемый газ отсасывается обратно. Запал производится запальной трубкой. Конструкция эта является устарелой, но послужила образцом для развития на этом принципе мелких двухтактных нефтяных двигателей.

Двигатель Охельхейзера. На фиг. 148 дана оригинальная конструкция двухтактного газового двигателя Охельхейзера.

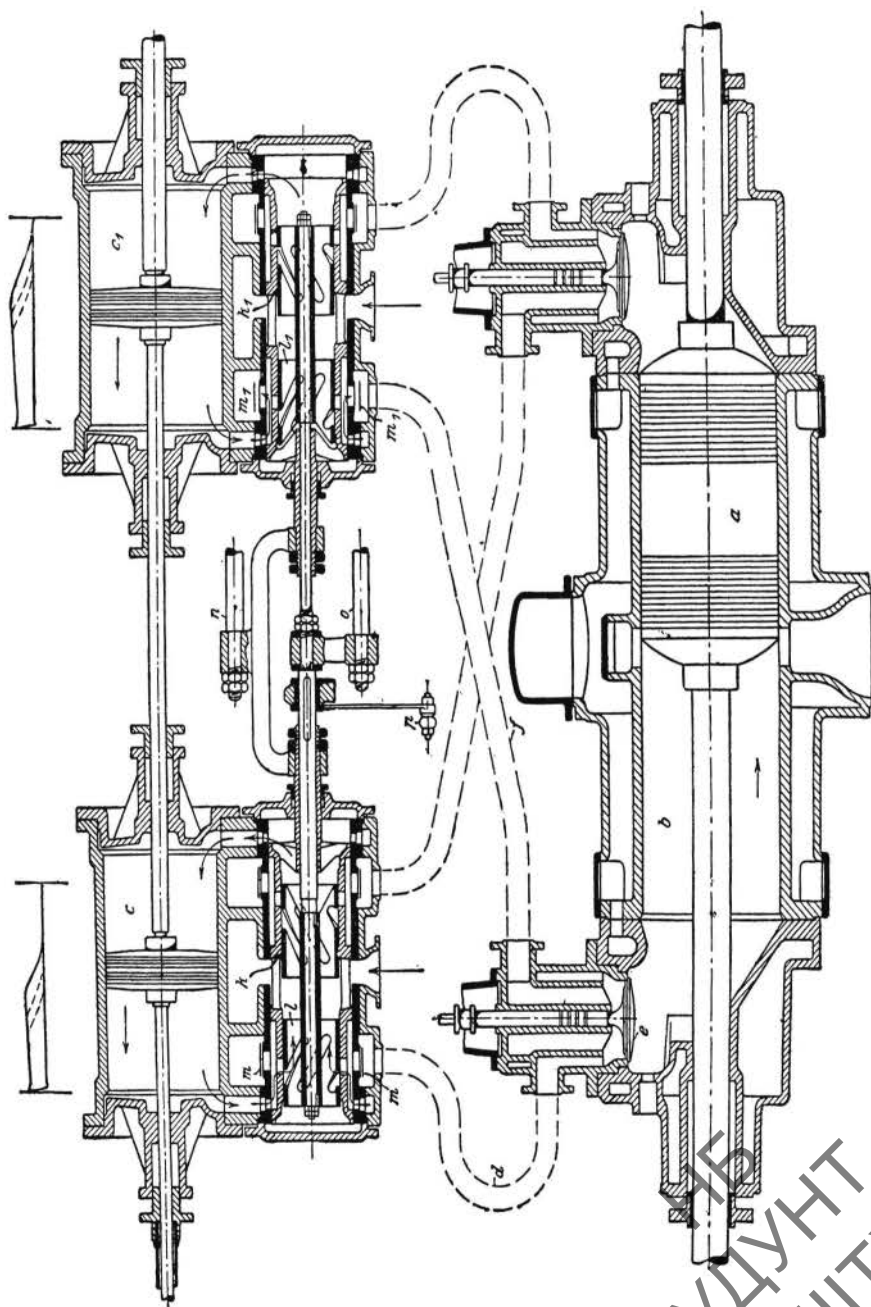
Здесь работают два поршня: один поршень действует на главный вал через шатун и кривошип, другой действует на тот же вал помощью траверсы и длинных штанг. Последний поршень приводит в действие



Фиг. 148. Двигатель Охельхейзера.

воздушный насос *a*. Когда поршни под влиянием вспышки сжатой между ними газовой смеси устремляются в разные стороны, то в конце этого хода левый поршень открывает выхлопные окна, давление падает до атмосферного, и вслед за этим правый поршень открывает окна для впуска свежего воздуха. Происходит продувка и заполнение цилиндра рабочей смесью. Рядом с воздушными окнами находятся и окна для впуска газа. Открытие окон для воздуха раньше окон для газа делается с целью устранить возможность загрязнения смеси остаточными газами и преждевременного воспламенения. Заполнение производится в течение времени поворота кривошипа от 100 до 110° . Этого вполне достаточно, так как скорость входящей смеси равна около 150 м/сек. Практика показала, что эту скорость нужно стремиться получать возможно меньшей в целях более спокойной продувки и устранения вихревых движений, дающих перемешивание свежей смеси с остаточными газами, что достигается небольшим давлением продувочного воздуха ($1,2$ — $1,3$ атм абс.) Достоинство двигателя Охельхейзера состоит в отсутствии надобности в тяжелом фундаменте. Это объясняется тем, что силы инерции двух поршней, движущихся в противоположные стороны, взаимно уравновешиваются. Регулируется двигатель качеством смеси при небольших колебаниях нагрузок и количеством смеси при колебаниях более значительных.

Достигается это действием регулятора на газовый клапан *c* и на перепускной *d*, который в случае надобности возвращает часть смеси обратно во всасывающую трубу. Запал производится электрическим запальником.



Фиг. 149. Двухтактный горизонтальный газовый двигатель Керлинг.

Двигатель бр. Керлинг. На фиг. 149 показана конструктивная схема двухтактного газового двигателя двойного действия бр. Керлинг.

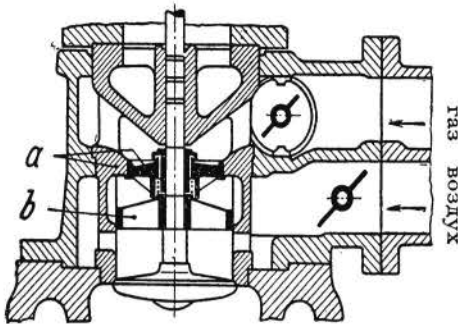
В цилиндре двигателя движется охлаждаемый водой поршень, длина которого равна почти его ходу; для газа и воздуха имеются отдельные насосы, приводимые в движение общими штангами от кривошипа, сидящего на главном валу. Кривошип этот работает с опережением главного кривошипа на $100-110^\circ$. Впуском смеси в цилиндр управляет клапан e , выпуском—ряд окон в середине цилиндра. В момент открытия клапана e в цилиндр подается лишь воздух из воздушного насоса c_1 . Доступ газа в цилиндр из газового насоса c освобождается золотником l с некоторым запозданием по отношению к воздушному насосу, чем парализуется возможность утечки рабочей смеси во время продувки через выхлопные окна. Продувка и заполнение цилиндра продолжают до конца хода поршня насосов, что соответствует моменту закрытия выхлопных окон. Дальше смесь сжимается до $10-12$ атм и поджигается двумя запальниками в разных местах, что обеспечивает хорошее сгорание. Регулирование в этом двигателе—качественное, что достигается перепуском части газа из нагнетательной трубы газового насоса во всасывающую. Раньше это же достигалось дросселированием газа в нагнетательной трубе, но этот способ вредно отзывается на работе насоса. Необходимо обращать внимание на интенсивное охлаждение выхлопных окон, которые легко подвержены под влиянием высоких температур выхлопных газов перегреванию и даже прогоранию.

§ 3. СОВРЕМЕННЫЕ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫЕ ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ПРОДУВКОЙ И НАДДУВКОЙ

Среднее индикаторное давление в четырехтактных газовых двигателях большой мощности при нормальной нагрузке обычно достигало величины около $4,5$ атм. С целью поднять это значение и тем увеличить удельную мощность двигателя, что влечет за собой снижение его удельной стоимости, подобные машины за последнее время выполняются с продувкой и наддувкой, и этой мерой среднее индикаторное давление смогло быть доведено до $5,5$ атм.

Газовый двигатель завода „Ehrhardt & Sehmer“. Осуществление этого процесса заводом „Ehrhardt & Sehmer“ видно на фиг. 150. Воздух подается в машину сжатым до избыточного давления $0,2-0,25$ атм. На стержне всасывающего клапана укреплены клапан, управляющий газом (a), и золотник, могущий перекрывать окна для воздуха (b). Движения всасывающего и выхлопного клапанов скоординированы со значительным перекрытием (фиг. 151). При закрытом всасывающем клапане канал для воздуха полностью открыт. В начале открытия всасывающего клапана сжатый воздух, проникая в цилиндр, вытесняет остаточные газы, производит продувку. В мертвой точке открывается газовый клапан, и при дальнейшем движении всасывающего клапана происходит дросселирование воздуха, так что в цилиндр поступает богатая по своему составу смесь. При закрытии всасы-

вающего клапана происходит увеличение сечения проходного канала для воздуха и по закрытию газового клапана за оставшийся ход главного клапана происходит наддувка сжатым воздухом.



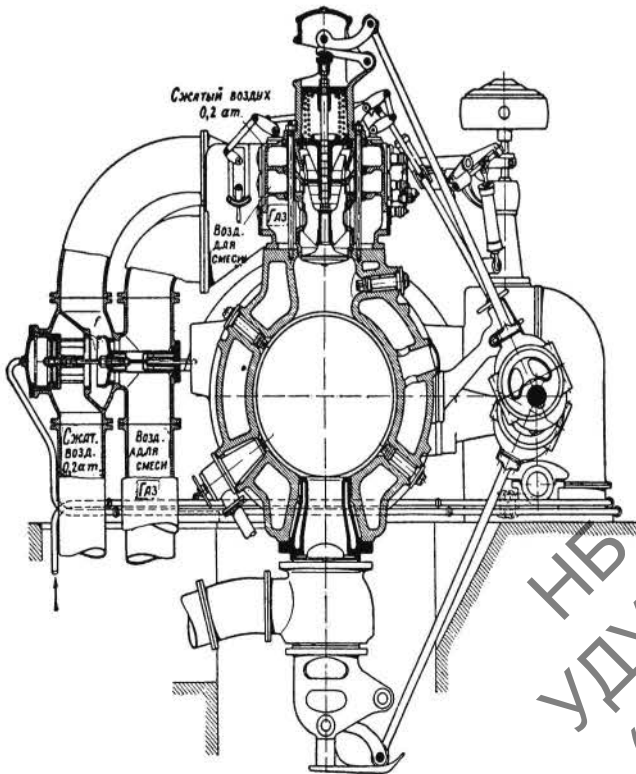
Фиг. 150. Всасывающий клапан газового двигателя завода Ehrhardt & Sehermer.



Фиг. 151.

Сжатый воздух для продувки и наддувки подается особым поршневым компрессором, сидящим на конце штока.

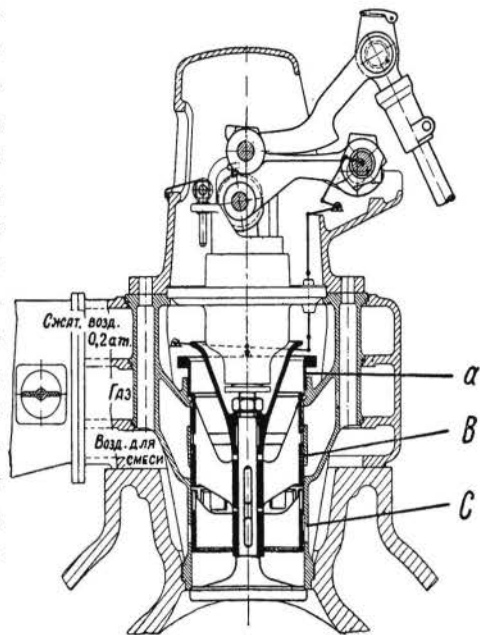
Газовый двигатель завода Тиссен. Тот же принцип продувки и наддувки осуществляет завод Тиссен, подводя к смесительной камере три канала (фиг. 152), по которым подводятся сжатый воздух, воздух для рабочей смеси и газ. Управление щелями всех трех каналов достигается тремя цилиндрическими золотниками, насаженными на стержне всасывающего клапана.



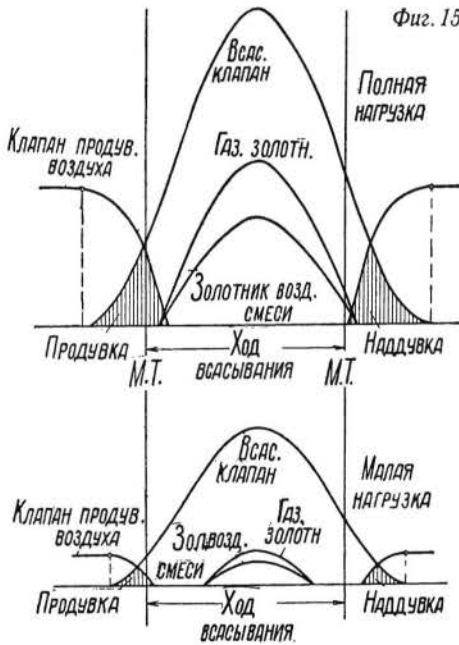
Фиг. 152. Газовый двигатель завода Тиссен.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

При закрытом всасывающем клапане канал для сжатого воздуха полностью открыт и закрывается при подъеме клапана примерно в мертвой точке, когда открываются щели для газа и воздуха для рабочей смеси. При посадке на седло закрытие щелей происходит в обратном порядке. Регулирование при уменьшении мощности происходит так, что вначале перекрывается дроссель в канале для сжатого воздуха, так что двигатель работает без продувки и наддувки, а в дальнейшем происходит дросселирование газа и воздуха.



Фиг. 153. Всасывающий клапан газового двигателя завода М. А. Н.



Фиг. 154.

На фиг. 154 представлены диаграммы свободных сечений для продувочного воздуха, газа, воздуха рабочей смеси и всасывающего клапана для полной и малой нагрузки.

Газовый двигатель завода М. А. Н. Также с тремя каналами осуществляются машины с наддувкой Аугсбург-Нюрнбергского завода (фиг. 153). В данной конструкции органом распределения сжатого воздуха является клапан *a*, в то время как для газа и воздуха для смеси—цилиндрические золотники *b* и *c*. Так как эти машины работают с переменным в зависимости от нагрузки подъемом клапана, для сохранения правильности отсечки продувочного воздуха пришлось ввести механизм, изменяющий относительное положение седла и клапана.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ДВИГАТЕЛИ ЖИДКОГО ТОПЛИВА, РАБОТАЮЩИЕ ПО ЦИКЛУ ОТТО

§ 1. ОБЩИЕ СООБРАЖЕНИЯ

Двигатели жидкого топлива осуществляются работающими как по циклу Дизеля, так и по циклу Отто. В случае работы на легко испаряемом топливе, в достаточной мере однородном и с узкими пределами температур кипения составных частей, лежащими в пределах до $150-200^{\circ}\text{C}$, например бензин, бензол, при некоторых дополнительных условиях и спирт, а также смеси указанных топлив,—рабочая смесь образуется в особо выделенном приборе—карбюраторе и во время хода всасывания поступает в цилиндр. Ввиду дороговизны топлив, удовлетворяющих указанным условиям, в стационарных установках подобные двигатели широкого применения не имеют и работают главным образом как транспортные машины (автомобильные и авиационные двигатели), к которым предъявляется требование возможного снижения единичного веса, достижимого лишь в этих двигателях. Ввиду вышеуказанного этот тип машин нами не рассматривается.

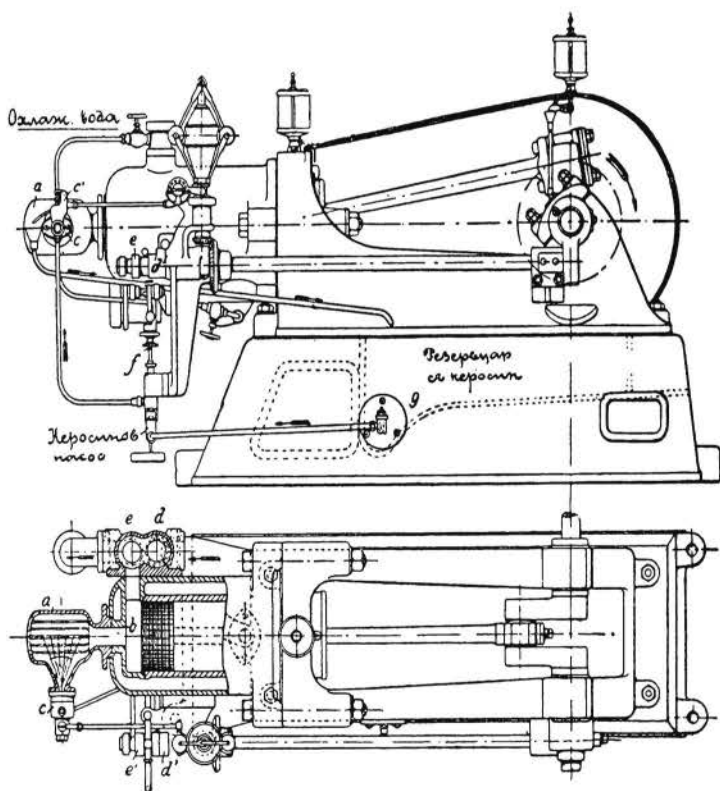
В стационарных установках с двигателями внутреннего сгорания жидким топливом служат более дешевые тяжелые погоны нефти и продукты перегонки каменных углей, а также натуральная нефть. В случае машин, работающих по циклу Отто, к концу хода сжатия в пространстве сгорания должна находиться рабочая смесь. Из всех возможных методов осуществления этого требования в настоящее время применяется подача топлива в распыленном состоянии в цилиндр во время хода сжатия, при чем испарение его достигается включением в пространство сжатия неохлаждаемой водой накаленной поверхности (калоризаторной головки), на которую направляется струя распыленного топлива.

§ 2. КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Подобно газовым двигателям, двигатели жидкого топлива работают как по четырехтактному, так и по двухтактному циклам.

Двигатель Горнсби. На фиг. 155 изображен четырехтактный нефтяной двигатель Горнсби, работающий по циклу Отто, и на фиг. 156—горизонтальный разрез через головку двигателя того же типа несколько измененной конструкции.

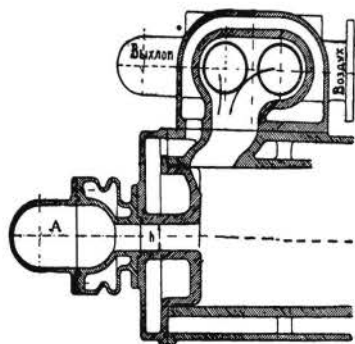
Распределительный вал, на котором находятся два кулачка e' и d' , при посредстве рычагов действует соответственно на всасывающий клапан d и выхлопной e . Одним из этих кулачков приводится также в действие нефтяной насос f , расположенный внизу и вбрызгивающий нефть через форсунку c в калоризатор a в начале всасывающего хода поршня, где она испаряется, соприкасаясь с его ребристыми раскаленными стенками, и перемешивается во время сжатия с нагнетаемым в калоризатор воздухом.



Фиг. 155. Двигатель Горнсби.

Воспламенение смеси от соприкосновения с раскаленными стенками калоризатора происходит несколько раньше конца сжатия. Узкая горловина, соединяющая пространство сжатия с калоризатором, вызывает вихревые движения подаваемого в калоризатор воздуха, вследствие чего получается интенсивное перемешивание рабочего воздуха с топливом, повышающее скорость сгорания. При неполной нагрузке, когда требуется для сгорания меньше нефти, часть ее, подаваемая нефтяным насосом, возвращается

через особый клапанок c' , связанный с регулятором, обратно в резервуар. Таким образом мы имеем частичное регулирование качества смеси. Нефть распыливается в калоризатор под большим давлением, так как отверстие нефтяной форсунки очень мало. В более поздних моделях данного двигателя момент вспышки регулируют охлаждением шейки, соединяющей калоризатор с цилиндром, как видно из фиг. 156.



Фиг. 156. Головка двигателя Горнсби.

Давление сжатия двигателя Горнсби— 3—5 атм. Как и другие двигатели с калоризатором, этот двигатель работает вхолостую и при малых нагрузках ненадежно, ибо теплота сгорания в этом случае вследствие малого количества подаваемой нефти недостаточна для нагрева стенок калоризатора. При перегрузке же получается слишком интенсивная вспышка вследствие воспламенения

по всей поверхности калоризатора, и двигатель работает со стуком, избежать который можно, подавая внутрь цилиндра воду.

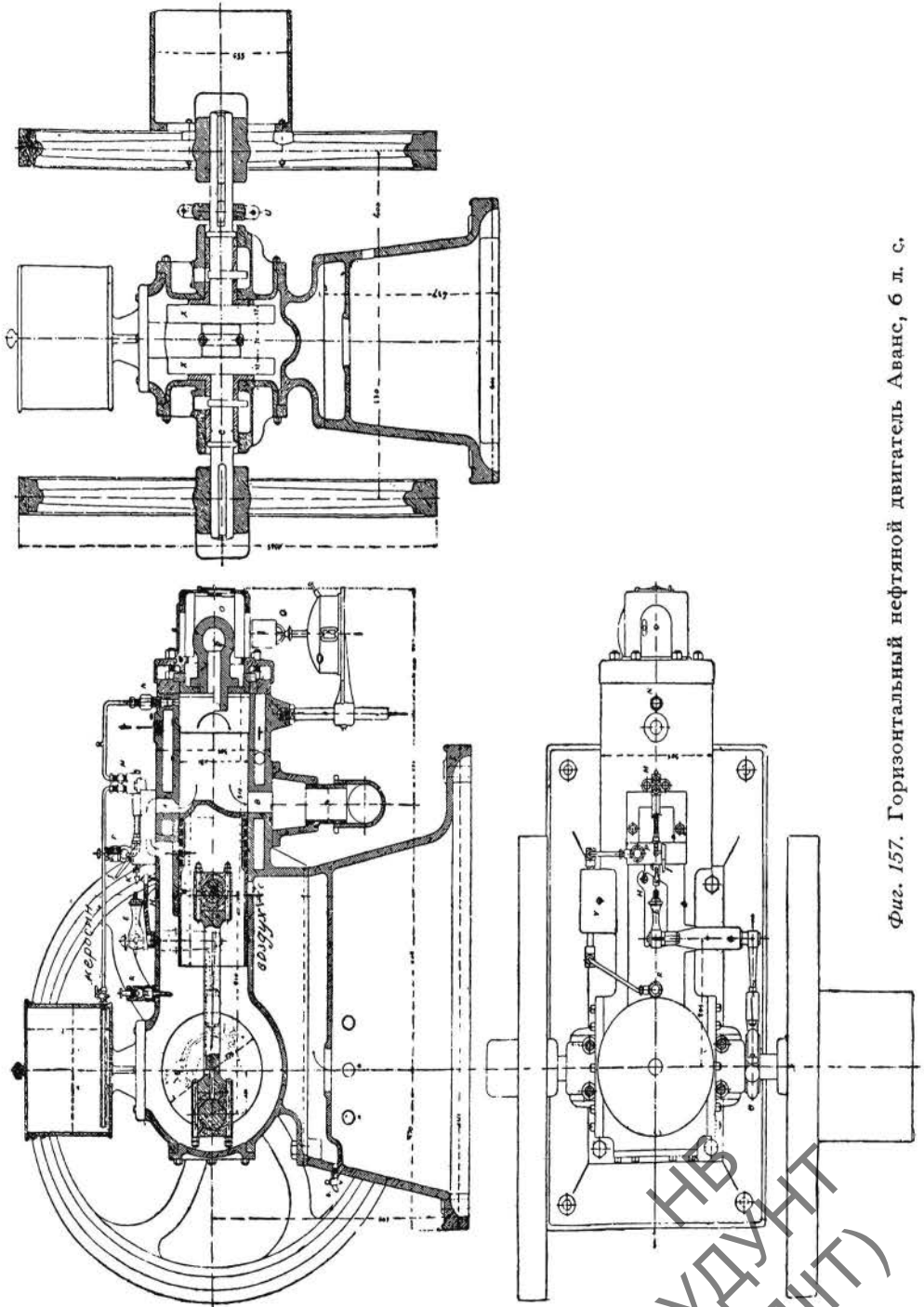
Конструкция этой фирмы разработана для двигателей большей мощности (от 25 сил). Испытанные модели дают расход нефти около 300 г/э. с. ч. при среднем индикаторном давлении от 4 до 4,5 атм.

Двигатель Аванс. На фиг. 157 дана конструкция горизонтального нефтяного двигателя Аванс (6 л. с.), работающего также по принципу Отто, но по двухтактному циклу.

Как и другие двухтактные двигатели, он значительно проще четырехтактных двигателей в конструктивном отношении, ввиду отсутствия клапанов и замены их простыми окнами в стенках цилиндра. Кривошип и шатун заключены в камеру, которая служит компрессором для воздуха, поступающего в нее через отверстие в раме и в нижней части самой камеры. Работа этого двигателя происходит следующим образом. Когда поршень под влиянием вспышки идет влево, он сжимает воздух в кривошипной камере до 1,2—1,3 атм. В конце этого хода поршень открывает выхлопные окна, через которые устремляются отработанные газы. Вслед за этим открываются окна, соединяющие рабочую полость цилиндра с кривошипной камерой, и воздух под влиянием избытка давления устремляется в цилиндр, отклоняясь особым отростком на днище поршня, выгоняет отработанные газы и заполняет цилиндр. При следующем ходе поршня вправо этот воздух сжимается, при чем в определенный момент хода сжатия вбрызгивается насосиком нефть, которая разбивается о выступ калоризатора, испаряется и воспламеняется к концу хода сжатия, получается вспышка и затем повторение описанного процесса.

Во время продувки в цилиндр подается самотеком вода, уносимая в цилиндр рабочим воздухом, которая понижает температуру сжатия и

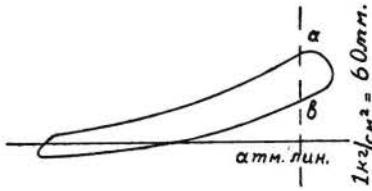
количеством которой регулируется момент вспышки при разных нагрузках мотора. Теплота, необходимая на испарение вводимой воды, понижает



Фиг. 157. Горизонтальный нефтяный двигатель Аванс, 6 л. с.

показатель политропы сжатия до 1,2 и даже 1,1. При такой упрощенной подаче воды в цилиндр количество ее доходит до 4 кг на 1 кг израсхо-

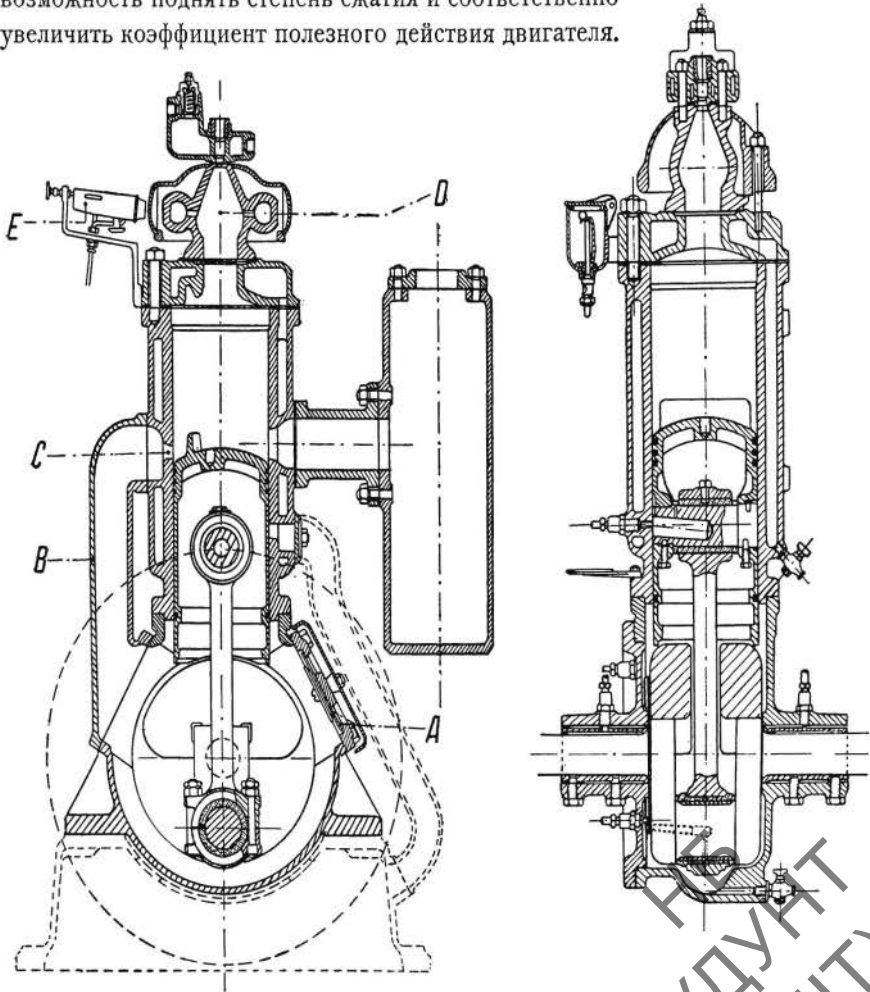
дованного топлива, и, как плохо распыленная, она испаряется частично, а неиспарившаяся часто вызывает ржавление поршневых колец и стенок цилиндра. Другое неудобство вбрызгивания воды в двигателе Аванс — отсутствие автоматического регулирования ее количества в зависимости от



Фиг. 158.

нагрузки: малое количество воды служит причиной стуков во время работы, слишком же большое — вызывает охлаждение калоризатора и плохое воспламенение смеси. Указанные недостатки подачи воды в связи с значительной потерей тепла на ее испарение покрываются понижением температуры сжатия, что дает

возможность поднять степень сжатия и соответственно увеличить коэффициент полезного действия двигателя.

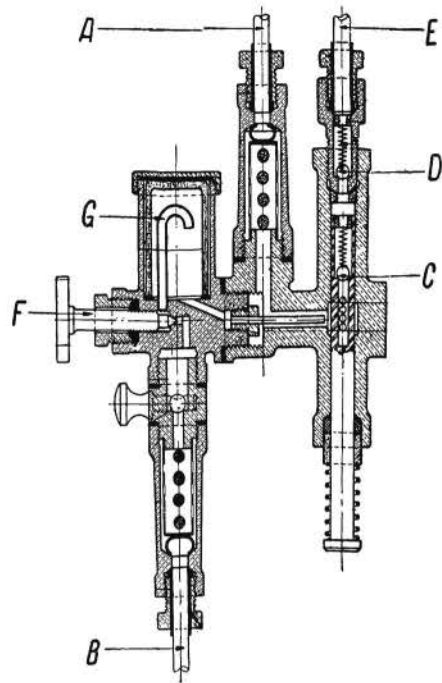


Фиг. 159. Двигатель Аванс.

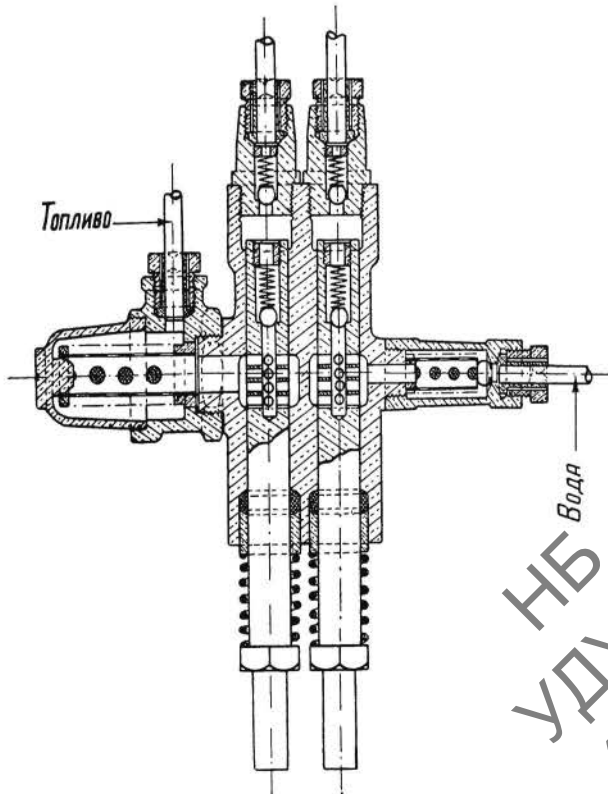
На фиг. 158 дана индикаторная диаграмма продувочного насоса двигателя, подобного двигателю Аванс. Как видно из этой диаграммы, всасыва-

ние начинается приблизительно при давлении $0,96 \text{ атм}$, продувка цилиндра—при давлении $\infty 1,27 \text{ атм абс}$. Начало продувки в точке a —за 10% до мертвой точки поршня, конец в точке b — 10% после мертвой точки поршня, когда давление в насосе упало приблизительно до $1,13 \text{ атм}$. Среднее индикаторное давление насоса—около $0,1 \text{ атм}$ при коэффициенте подачи $0,55$ — $0,65$.

Впрыск воды в цилиндр позволяет повышать давление сжатия подобных двигателей до 8 атм , но ввиду несовершенства продувки за недостатком воздуха, подаваемого кривошипной камерой, вследствие применения упрощенной системы всасывающего органа, среднее индикаторное давление не может быть поднято выше 3 атм .



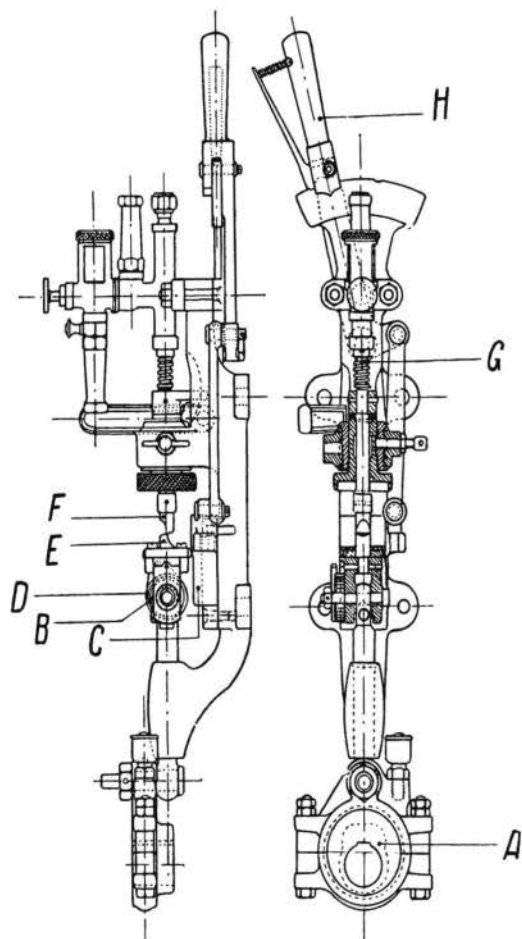
Фиг. 160. Топливный и водяной насос двигателя Аванс.



Фиг. 161. Насос двигателя Аванс с отдельными скалками для топлива и воды.

На фиг. 159 даны два разреза вертикального двигателя Аванс современной конструкции.

Воздух засасывается в кривошипную камеру через воздушный клапан А, что по сравнению с выполненным в горизонтальной машине вышеописанной конструкции всасыванием через окно, управляемое поршнем,



Фиг. 162. Топливный насос с приводом двигателя Аванс.

дает большее наполнение продувочного насоса. Воздух по трубе В и через продувочные окна С производит продувку рабочего цилиндра. Пространство сжатия почти полностью перенесено в головку и калоризатор грушевидной формы. Охлаждаемая водой форсунка смонтирована вертикально сверху калоризатора, чем достигается хороший обхват струей распыленного топлива объема пространства сжатия и использование всего рабочего воздуха. Вода впрыскивается в цилиндр вместе с топливом через форсунку, при чем подача топлива и воды производится либо одной и той же, либо двумя отдельными скалками насоса. На фиг. 160 дан разрез топливного насоса с совместной подачей воды и топлива. Топливо поступает по трубке А, а вода — по трубке В. Топливо и вода во время всасывающего хода насоса через отверстия в скалке и шаровой клапан С засасываются в рабочую полость и через клапан D и трубку E во время нагнетательного хода подаются в форсунку. Регулирование количества воды производится от руки игольчатым клапаном F, и контроль ее расхода — через смотровое стекло G. Насос с двумя отдельными скалками для топлива и воды представлен на фиг. 161. Изменение относительного количества подаваемой воды производится от руки изменением хода скалки, подающей воду.

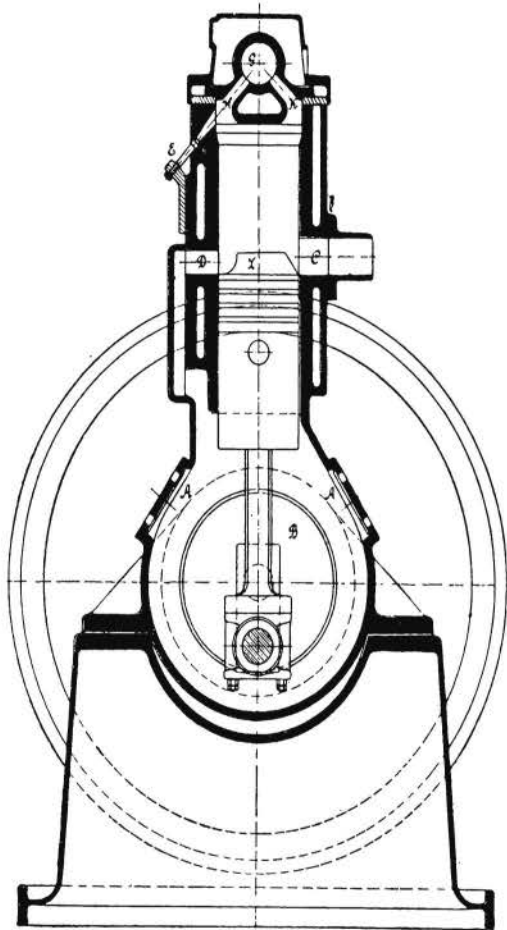
На фиг. 162 представлен собранный топливный насос с одной

скалкой. На коленчатом валу заклинен эксцентрик *A*, приводящий в качательное движение маятник *B*, имеющий зуб *E*. Маятник спиральной пружиной *D* прижимается к пластинке *C*, снабженной уступом. При рабочем ходе зуб *E* попадает в зуб *F*, связанный со скалкой насоса, и производит нагнетательный ход насоса. Всасывающий ход происходит под влиянием пружины *G*. Если число оборотов двигателя переходит за нормальные пределы, маятник под влиянием сил инерции, вызываемых движением по уступу пластинки *C*, откидывается влево настолько, что зуб *E* не попадает в зуб *F*, и происходит пропуск вспышки. Рукояткой *H* достигается изменение числа оборотов двигателя путем смещения положения пластинки *C*.

При пуске в ход калоризатор двигателя прогревается лампой *E* (фиг. 159) в течение 5 минут, после чего более мелкие машины пускаются от руки раскачиванием маховика и подкачкой топлива в калоризатор, в то время как машины большей мощности пускаются сжатым воздухом.

Указанными конструктивными мероприятиями удалось довести количество впрыскиваемой воды до $\frac{1}{2}$ —1 кг на 1 кг топлива и расход топлива снизить до 275 г/э. с. ч.

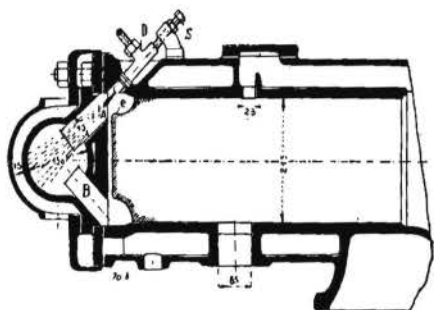
Двигатель Болиндер. На фиг. 163 представлен разрез двигателя Болиндер, 8 л. с., испытанного на Петербургской выставке 1910 года. Двигатель—двухтактный, вертикальный и работает с кривошипно-камерной продувкой, при чем воздух засасывается через отдельные клапаны *A*, а не через окна в рабочем цилиндре, открываемые поршнем, как это имело место в двигателях той же фирмы более ранней конструкции. Несмотря, однако, на такую конструкцию, среднее индикаторное давление в этом двигателе не поднято свыше 3 атм при полной нагрузке, при расходе топлива 387 г/э. с. ч. Горизонтальный тип того же дви-



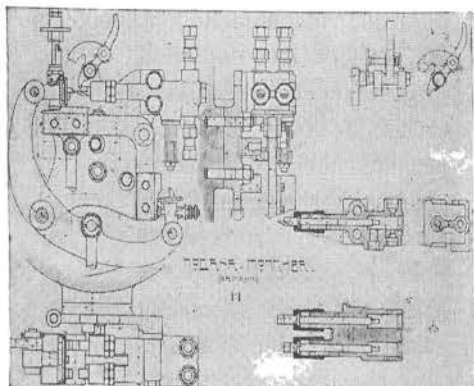
Фиг. 163. Вертикальный двигатель Болиндер, 8 л. с.

гателя (фиг. 164) в 9 л. с. дает расход в 330 г, который уменьшается для больших мощностей до 270 г/э. с. ч. при среднем индикаторном давлении до 3,5 атм.

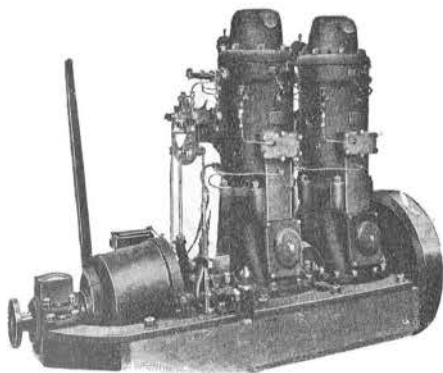
На фиг. 165 приведен реверс вертикального лодочного двигателя. При нормальной работе двигателя работает верхний плунжер насоса, приводимый в движение от качающегося кривого рычага. Во время реверсировки кривой рычаг по-



Фиг. 164. Цилиндр и головка двигателя Болиндер.



Фиг. 165. Реверс лодочного двигателя Болиндер.



Фиг. 166. Двухцилиндровый судовой реверсивный двигатель Болиндер.

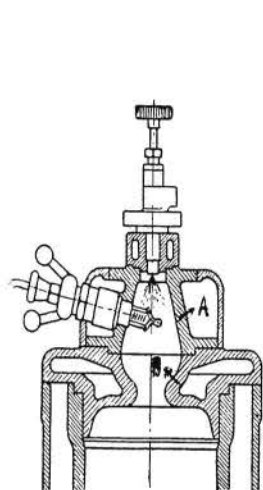
ворачивается таким образом, что выключается насос для нормальной работы и включается плунжер для контрвспышки. Наклон поверхности, по которой скользит зуб толкателя, рассчитан таким образом, что лишь при весьма малом числе оборотов, когда двигатель близок к остановке, не получается пропуска, и подача нефти происходит в середине хода сжатия, перебрасывая машину на обратный ход, после чего работа двигателя происходит от

прежнего насоса. На фиг. 166 представлен общий вид двухцилиндрового судового реверсивного двигателя Болиндер, работающего через фрикционную муфту.

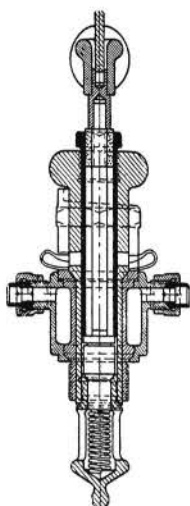
В последних моделях двигателей Болиндер форсунка перенесена в верхнюю часть калоризатора, как это видно из фиг. 167, при чем особой регулировкой может изменяться ее угол распыливания. При малых нагрузках вся нефть попадает на горячие неохлажденные стенки калоризатора при большом угле распыливания. При больших нагрузках угол распыливания сужается, и топливо направляется на переходную часть горловины, охлажденную водой. Благодаря этим мероприятиям впрыскивание

воды в цилиндр делается излишним, так как с охлаждаемых стенок топлива испаряется медленнее, и вместе с тем задерживается мгновенное сгорание всего впрыснутого топлива.

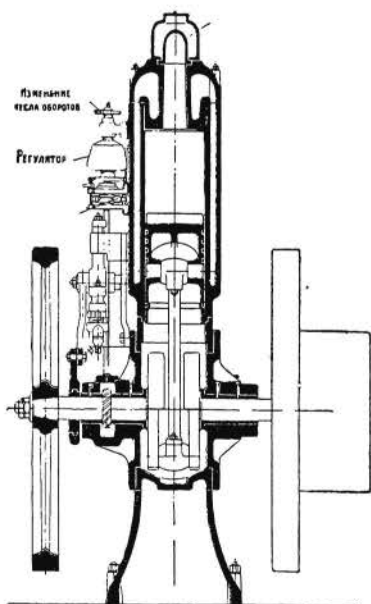
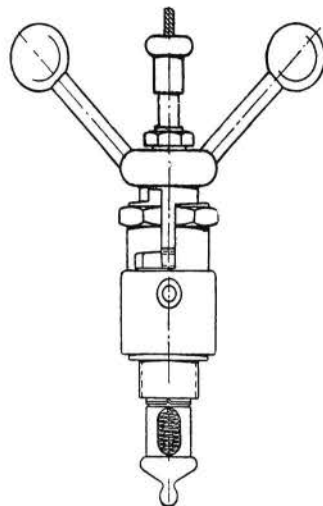
Пуск в ход этих машин производится при помощи электрического



Фиг. 167. Головка двигателя Болиндера.



Фиг. 168. Электрическая пусковая свеча двигателя Болиндера.

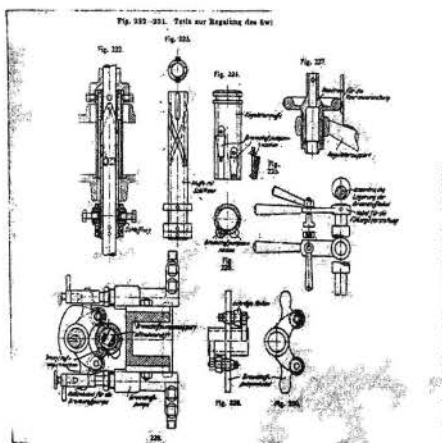


Фиг. 169. Двигатель Свицерского.

пускового приспособления, изображенного на фиг. 168, гарантирующего немедленный пуск в ход. Электрический запальник ввертывается в калоризатор. При пуске в ход спиральная проволока накаливается электрическим током от аккумулятора, патрон с проволокой выдвигается из кор-

пуса свечи, при чем герметичность обеспечивается конической заточкой, играющей роль клапана, в верхней части корпуса. После пуска машины в ход, когда калоризатор достаточно прогреется, ток выключается, и патрон со спиральной проволокой втягивается в корпус. В таком положении герметичность достигается конусной заточкой в нижней части корпуса. Для предохранения свечи от перегрева корпус ее охлаждается водой.

Двигатель Свидерского. На фиг. 169 представлен двигатель Свидерского, работающий с кривошипно-камерной продувкой. К концу



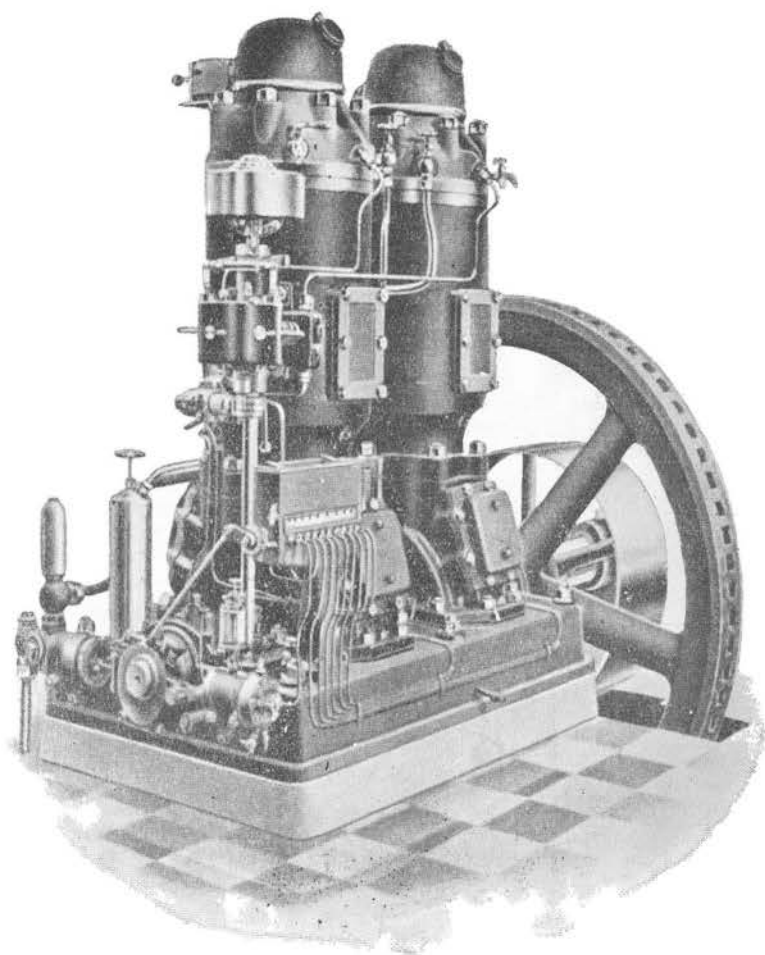
Фиг. 170. Регулятор двигателя Свидерского.

хода сжатия весь рабочий воздух вгоняется в продолговатую камеру сжатия в форме цилиндра, охлаждаемую водой, верхняя часть которой оканчивается калоризатором. Форсунка расположена в охлажденной крышке мотора и разбрызгивает топливо наклонно вверх. В отличие от ранее описанных двигателей этот двигатель имеет точное качественное регулирование, где подача топлива строго согласована с нагрузкой. На регуляторной муфте (фиг. 170) помещены два конических кулачка (для двухцилиндровой машины), действующие

через рычаг с роликами на плунжеры насосов. С уменьшением нагрузки регуляторная муфта подымается и тем уменьшает ход плунжеров нефтяных насосов, а с ним и количество впрыскиваемого топлива.

На фиг. 171 представлен общий вид двухцилиндрового двигателя Свидерского в 100 л. с., при чем для средних и крупных типов количество воды, впрыскиваемой в цилиндр и подаваемой особым насосом, устанавливается регулятором в зависимости от нагрузки. На фиг. 172 представлены результаты испытания 4-сильного двигателя Свидерского в лаборатории двигателей внутреннего сгорания Московского Высшего Технического Училища. При полной нагрузке расход топлива составляет 350 г/э. с. ч. Для более крупных двигателей расход топлива доведен до 250—260 г/э. с. ч. при среднем эффективном давлении до 3,5 атм.

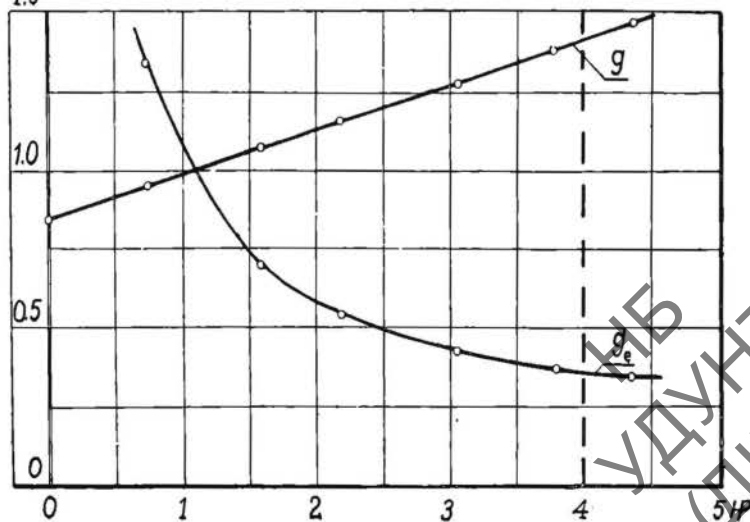
Двигатель Русь завода Ф. Виганд в Ревеле. На фиг. 173 представлен двухтактный нефтяной двигатель Русь с кривошипно-камерной продувкой, с точным качественным регулированием, а на фиг. 174—его нефтяной насос. Последний получает свое движение от главного вала машины помощью кулачка *с*. Регулятор действует помощью рычага *п* на положение рычага *р*, который дополнительно вручную может быть отрегулирован установительным винтом. В верхнем положении плунжера всасывающий шаровой клапан приподнят и садится на седло лишь после



Фиг. 171. Двухцилиндровый двигатель Сви́дерского, 100 л. с.

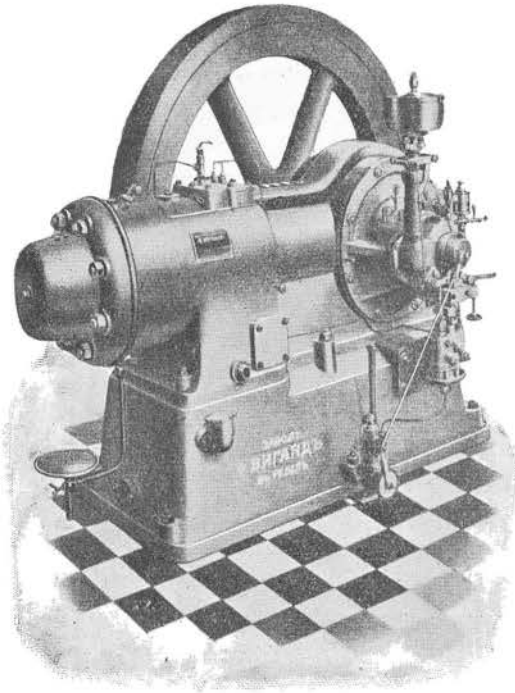
кг

1.5



Фиг. 172. g —часовой расход топлива; g_e —расход на эфф. сило-час.

того, как плунжер пройдет некоторую долю своего хода. Благодаря этому часть засосанного топлива переходит обратно в топливный резервуар. С уменьшением нагрузки конец p рычага повышается и держит всасывающий клапан большее время открытым во время нагнетательного хода насоса, чем уменьшается количество подаваемого в форсунку топлива.



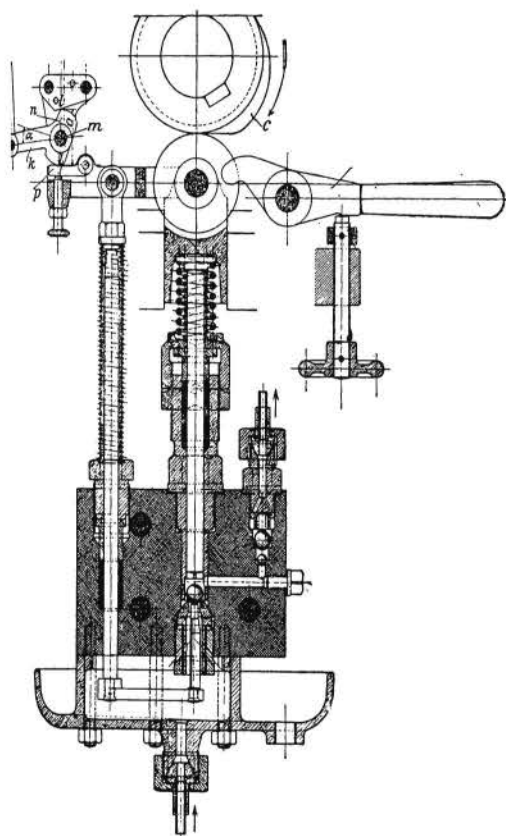
Фиг. 173. Двигатель Русь.

Такая конструкция почти не дает возвратного действия на регулятор и обеспечивает весьма спокойную работу двигателя. Эта система регулирования перенесена заводом Виганд с нормального типа регулирования двигателя Дизеля, осуществляемого и теперь в большинстве конструкций этого двигателя. Видимый на чертеже справа рычаг служит для подкачивания нефти вручную при пуске в ход машины и для остановки двигателя путем подвинчивания винта, поддерживающего рычаг в верхнем положении, чем разобщается плунжер насоса от действия кулачка. Другой отличительной особенностью двигателя Русь является автоматическое регулирование количества подаваемой в цилиндр воды. В то время как во всех прочих конструкциях впрыска воды количество ее регулируется или вручную путем большего или меньшего открытия иглы в капельнике, при чем вода увлекается в процесс продувки, или помощью впрыска воды специальным насосом, находящимся под контролем регулятора,—у двигателя Русь количество подаваемой воды связано с величиной давления вспышки. Первый способ регулирования затруднителен при переменных нагрузках, так как требует весьма тщательного и постоянного ухода обслуживающего персонала, который вручную должен для каждой нагрузки устанавливать количество впрыскиваемой воды. Подача воды насосом, находящимся под влиянием регулятора, имеет тот недостаток, что в случае чрезмерного охлаждения калоризатора водой из-за излишнего ее количества может произойти вялая вспышка или даже пропуск, от чего число оборотов машины упадет, и насос подаст усиленную порцию воды, еще более охладит калоризатор и вызовет остановку двигателя. Все эти

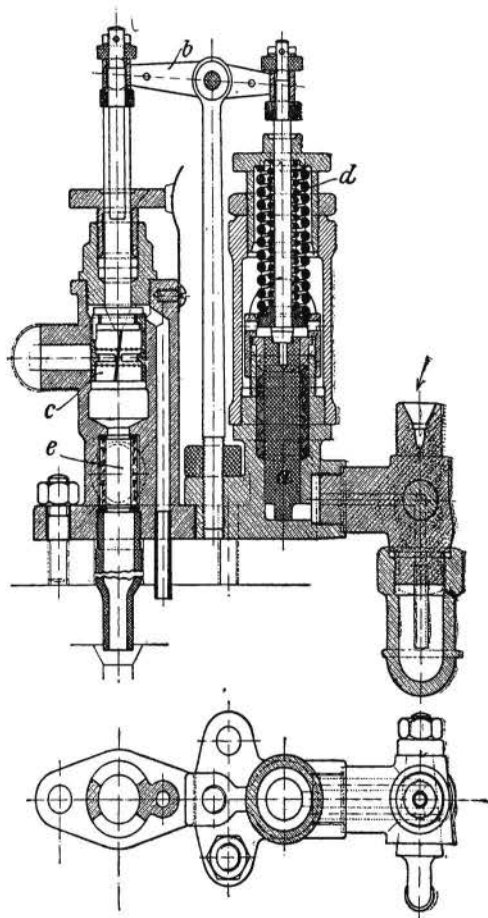
Такая конструкция почти не дает возвратного действия на регулятор и обеспечивает весьма спокойную работу двигателя. Эта система регулирования перенесена заводом Виганд с нормального типа регулирования двигателя Дизеля, осуществляемого и теперь в большинстве конструкций этого двигателя. Видимый на чертеже справа рычаг служит для подкачивания нефти вручную при пуске в ход машины и для остановки двигателя путем подвинчивания винта, поддерживающего рычаг в верхнем положении, чем разобщается плунжер насоса от действия кулачка. Другой отличительной

недостатки устраняются регулированием количества воды, предложенным заводом Виганд, конструкция регулятора которого представлена на фиг. 175. Здесь поршень *a*, нагруженный сильной пружиной, напряжение которой может быть изменено подвинчиванием гайки, находится под давлением в цилиндре и действует через рычаг *b* на поршень, пропускающий в цилиндр впрыскиваемую воду. С увеличением давления вспышки поршень открывает и большие сечения для протока воды.

На фиг. 176 представлен разрез более крупного двигателя Русь



Фиг. 174. Нефтяной насос двиг. Русь.

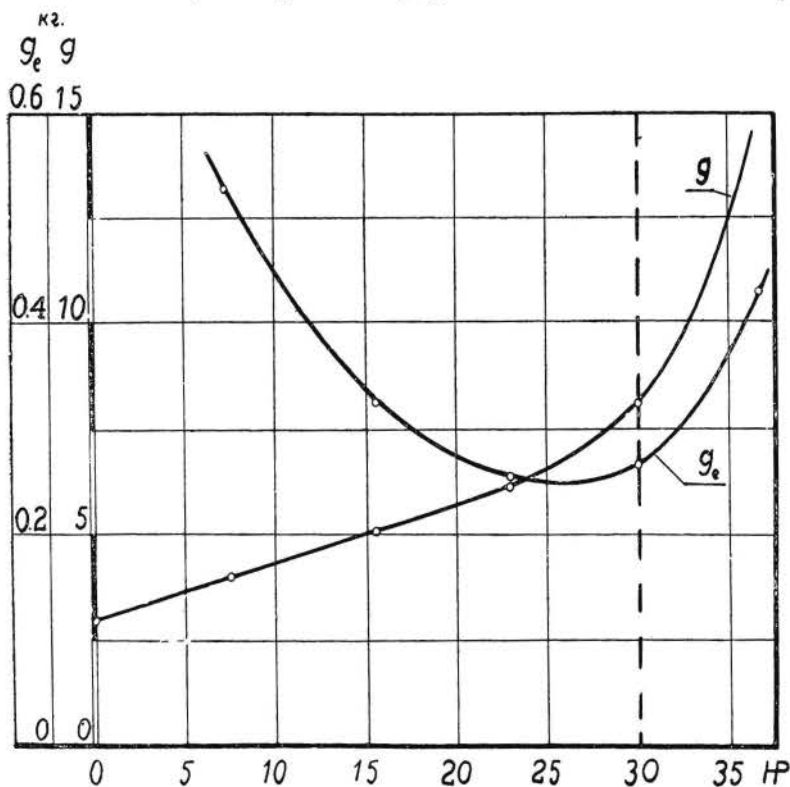


Фиг. 175. Регулятор подачи воды двиг. Русь

в 50 л. с. нормальной нагрузки, могущего продолжительно развивать мощность до 60 л. с., со специальным приспособлением для накачивания сжатого воздуха, служащего для пуска машины в ход и для увеличения количества продувочного воздуха. Этот дополнительный компрессор приводится в движение от главного шатуна при помощи двух серег, действующих на балансирный рычаг. Правая сторона компрессора служит для накачивания воздуха до 15 атм для пуска в ход машины, а левая сторона—для засасывания и сжатия продувочного воздуха в помощь кривошипной камере. Это приспособление позволяет среднее индикаторное

торное давление довести до 3,2 атм. Весьма удачно сконструирован в этом типе двигателей калоризатор, соединенный с цилиндром помощью двух окон. Продувочный воздух, отклоняемый выемкой в днище поршня по направлению к калоризатору, продувает последний и очищает его от продуктов сгорания. Распыливаемая в калоризаторе нефть захватывает почти весь рабочий воздух, так как последний почти целиком вытесняется в процесс сжатия в калоризатор.

Насколько все подобные мелкие конструктивные изменения двигателя улучшили его качество, видно из следующего сравнения: в то время как испытанный в 1910 году на Петербургской выставке двигатель Русь

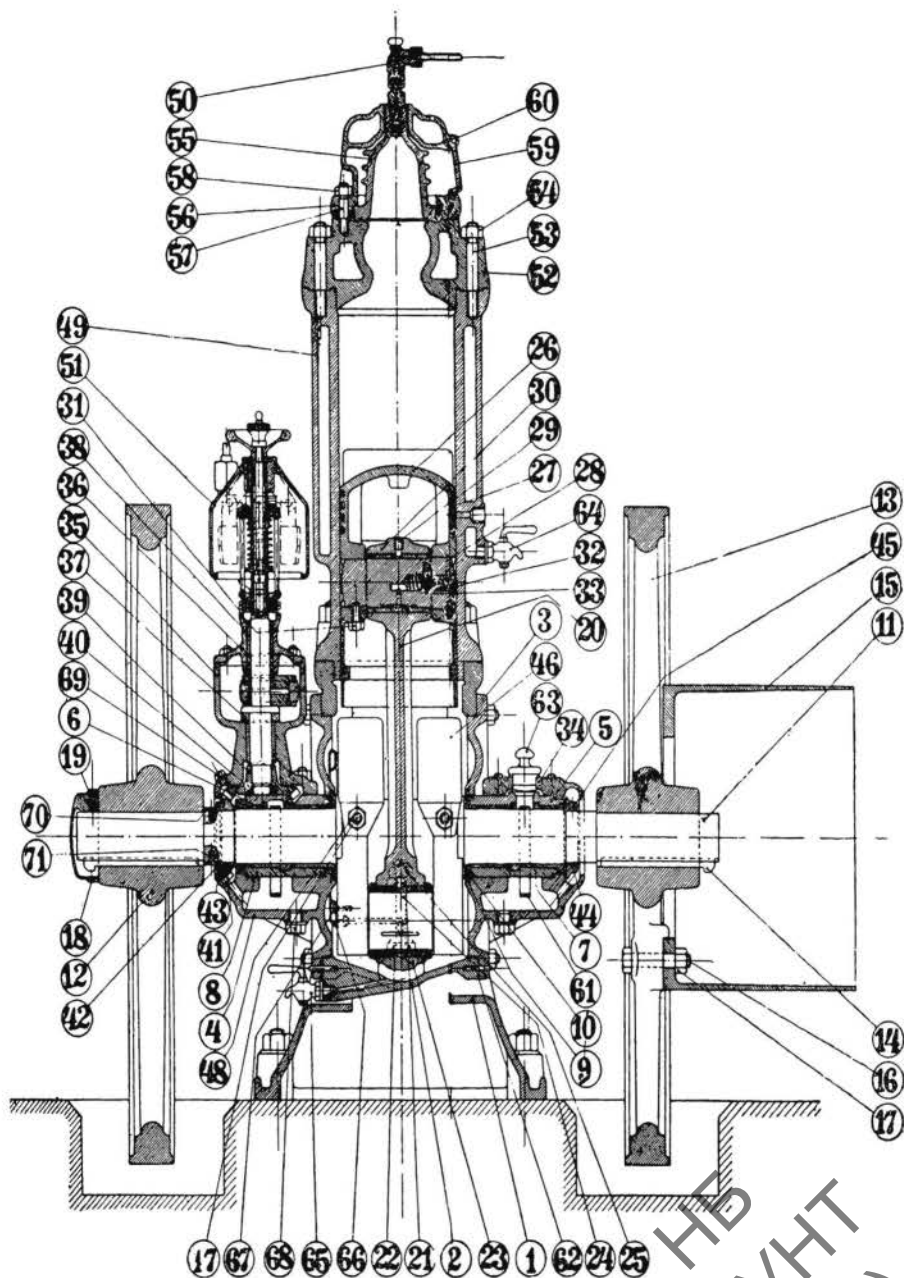


Фиг. 177. g —часовой расход топлива; g_e —расход на эфф. сило-час.

в 10—12 л. с., регулируемый пропусками с иной формой калильной головки, дал расход топлива в 365 г/э. с. ч. при среднем индикаторном давлении в 2,7 атм, 25—30-сильная модель того же завода с прецизионным регулированием, испытанная автором в 1914 году на Киевской международной выставке, дала расход топлива в 250 г при нагрузке в 25 л. с., согласно графика фиг. 177. По опытам в лаборатории двигателей внутреннего сгорания Московского Высшего Технического Училища двигатель Русь в 10—12 л. с. с нормальной кривошипно-камерной продувкой дает коэффициент подачи продувочного насоса до 0,75; при этом количество воздуха, используемого двигателем, составляет 65%

рабочего объема цилиндра; часть же воздуха теряется в процессе самой продувки.

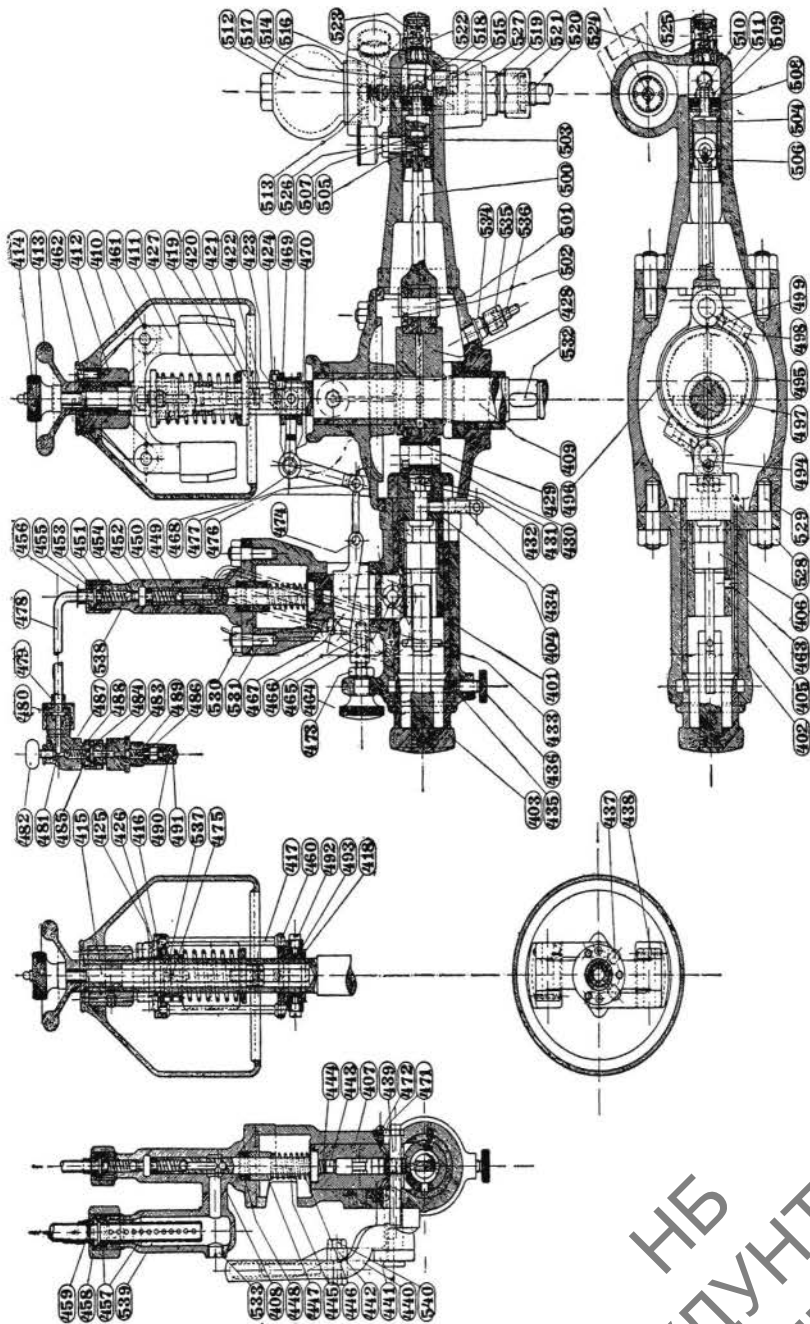
Двигатель Гамма. На фиг. 178 представлен разрез вертикального



Фиг. 178. Разрез двигателя Гамма.

двухтактного нефтяного двигателя Гамма. По общему типу постройки калоризатора, расположению форсунки вверх калоризатора, охлаждаемой специальной камерой, этот двигатель напоминает вертикальный двигатель

Аванс, имея, однако, ряд существенных отличий от последнего. Двигатель снабжен прецизионным регулированием количества подаваемого

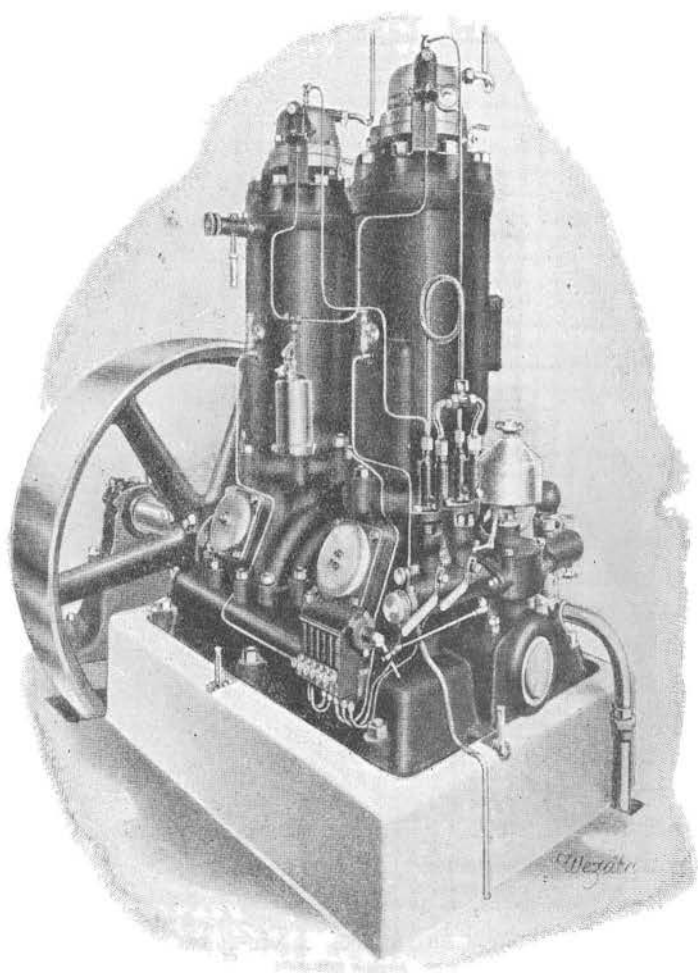


Фиг. 179. Регулятор, топливный насос и форсунка двигателя Гамма.

топлива в зависимости от нагрузки машины и специальным приспособлением для изменения момента подачи нефти. Это последнее обстоятельство имеет весьма существенное значение для работы машины, позволяя

уменьшать количество впрыскиваемой воды, в особенности при больших нагрузках двигателя, путем установки более поздней подачи топлива.

Большое количество подаваемой в цилиндр воды, достигающее до 4 кг на 1 кг сгоревшего топлива в большинстве прочих систем, не может быть испарено в процесс сжатия ввиду плохого распыливания, и испаряется частью в процесс сгорания и расширения, ухудшая тем термическое



Фиг. 180. Двухцилиндровый вертикальный двигатель Гамма.

использование машины, а частью неиспаренное осаждается на рабочих стенках цилиндра и кольцах поршня, смывая смазку и вызывая быстрый износ двигателя. Изменение же момента подачи топлива позволяет резко сократить количество впрыскиваемой воды и тем создать более экономичную и долговечную машину.

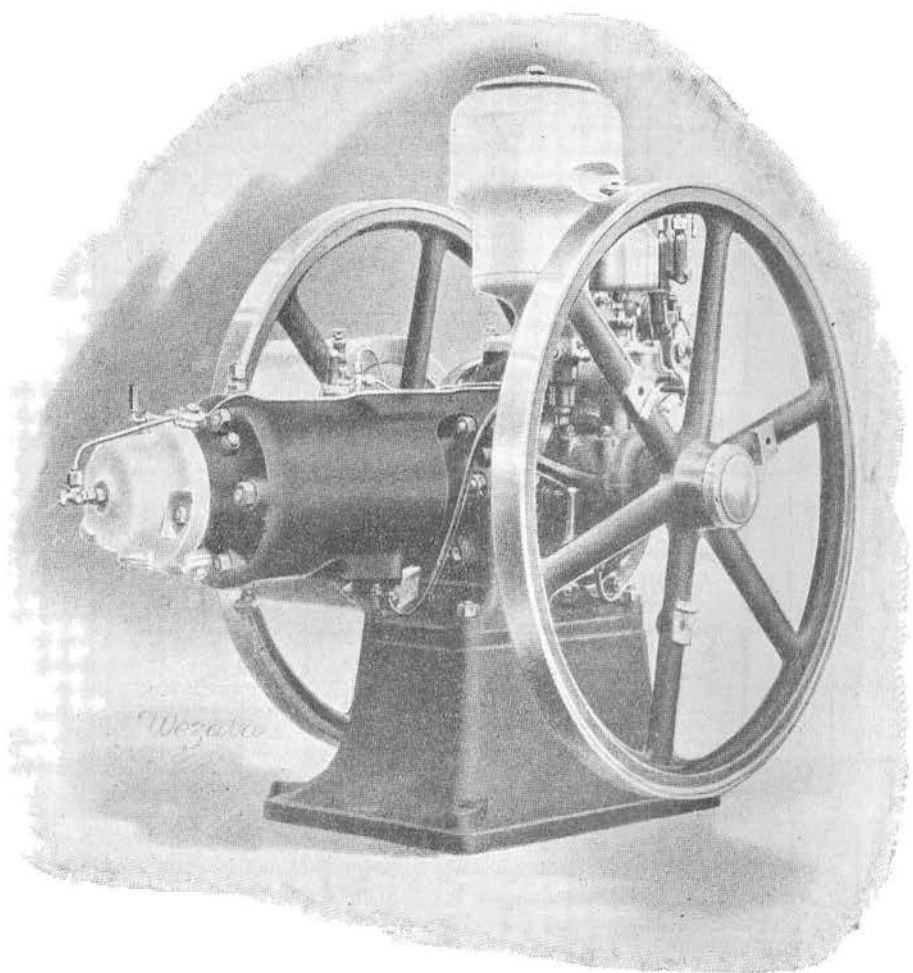
На фиг. 179 представлен в трех проекциях разрез через регуляторную систему, топливный насос с приспособлением для изменения момента

подачи топлива и форсунку. Регуляторный вертикальный вал 409 получает свое движение от главного вала через пару конических шестерен и приводит в движение помощью эксцентрика водяную помпу для охлаждения двигателя и нефтяной насос. Эксцентрик приводит в горизонтально-колебательное движение втулку 405, имеющую лыску на части своей длины, о которую опирается ролик 465 толкателя 407 плунжера нефтяного насоса. При движении втулки по направлению к ролику последний насакивает на имеющийся на втулке подъем, чем приводит в движение нефтяной насос. Регулятор воздействует на клин 467, опирающийся на неподвижный клин 466, устанавливаемый вручную помощью установительного винта 464 и контргайки 473 при первоначальном отрегулировании машины. Оба клина во время движения толкателя и плунжера насоса остаются в покое и ограничивают в зависимости от нагрузки полезный ход насоса. Для регулирования момента подачи топлива относительное положение втулки 405 и эксцентрика может быть изменено помощью винтовой пары 406, приводимой в движение от руки установительной головкой 403. При ввинчивании эксцентриковой тяги 406 во втулку 405 увеличивается предварение впуска нефти. Для определенной нагрузки положение установительной головки фиксируется установительным винтом 436. Подвод нефти к насосу производится по трубке 459 через фильтр 457, и нефть попадает в насос через сверление в плунжере, в конце которого смонтирован всасывающий клапан (шарик) 449, прижатый к своему седлу слабой пружиной 450. Над ним в корпусе насоса расположен нагнетательный клапан (шарик) 538, прижатый к седлу пружиной 451. Отсюда нефть направляется в форсунку, имеющую два обратных шариковых клапана. Форсунка снабжена винтовым распылителем 490 перед диафрагмой. Сверху размещен стопорный винт 482 для спуска воздуха, могущего попасть в нефтяной трубопровод. Для ручной подкачки нефти при пуске двигателя в ход и остановки его имеется рукоятка 440.

На фиг. 180 представлен внешний вид двухцилиндрового двигателя Гамма. Как видно из рисунка, двигатель снабжен двумя рядом стоящими нефтяными насосами, подача нефти которыми устанавливается от общего регулятора при помощи связанных между собой клиньев по вышеописанной конструктивной схеме с тем, однако, изменением, что оба толкателя насосов опираются на две втулки, посаженные на правую и левую резьбу по отношению к механизму, устанавливающему момент подачи топлива, и имеющие срезы, направленные в разные стороны, согласно расположению кривошипов под углом 180° . Таким образом момент подачи топлива устанавливается одновременно для обоих цилиндров. На фиг. 181 представлен горизонтальный тип двигателя Гамма с той же конструктивной разработкой, как и в вертикальном типе. На диаграмме (фиг. 182) даны кривые расхода топлива вертикального двигателя Гамма в 20 л. с., испытанного автором на Киевской международной выставке

в 1914 году. При нормальной нагрузке расход нефти получился равным 260 г/э. с. ч. Двигатель легко выдерживал продолжительную перегрузку на 25%, при чем расход топлива поднялся лишь до 275 г/э. с. ч. Для более мощных двигателей расход нефти падает до 240—230 г/э. с. ч.

Двигатель Мунктель. На фиг. 183 представлен нефтяной двухтактный двигатель Мунктель.

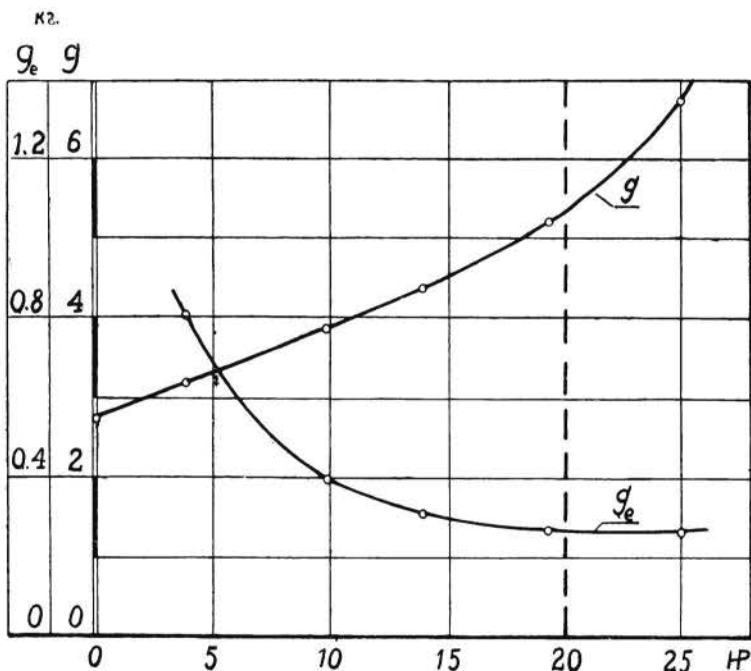


Фиг. 181. Горизонтальный двигатель Гамма.

Недостатком двухтактных двигателей типа Аване с кривошипно-камерной продувкой является неудовлетворительное протекание этого процесса; это объясняется тем, что кривошипная камера, служащая воздушным насосом, теоретически может дать количество воздуха лишь в размере объема рабочего цилиндра. Учитывая, что коэффициент подачи кривошипно-камерного насоса с его неизбежно большим вредным пространством в практически исполненных моделях не превосходит 0,75 как вследствие

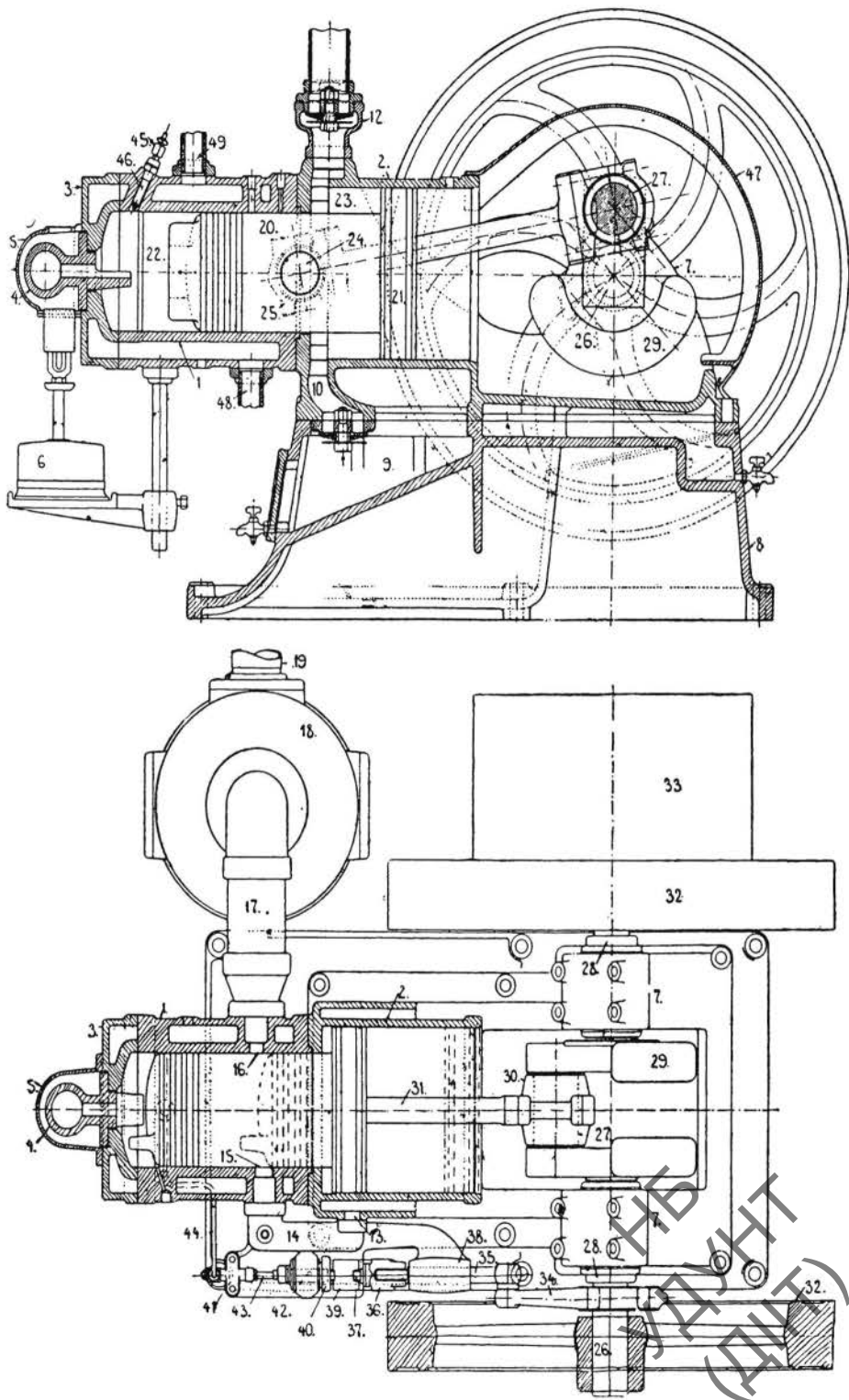
указанной причины, так и вследствие сопротивлений в клапанах и нагрева воздуха о горячие части двигателя, в особенности поршня, необходимо признать, что количество продувочного воздуха недостаточно для продувки двигателя и очищения его от сгоревших газов. Для полной продувки в зависимости от конструкции двигателя объем продувочного воздуха должен быть взят с избытком от 30 до 60% по отношению к рабочему объему продуваемого цилиндра.

Для получения необходимого количества продувочного воздуха в двигателе Мункгеля более ранних моделей применяется дифференциальный поршень; кольцевое пространство, образуемое им и рабочим цилиндром, является продувочным насосом. Воздух засасывается через само-



Фиг. 182. g —часовой расход топлива; g_e —расход на эфф. сило-час.

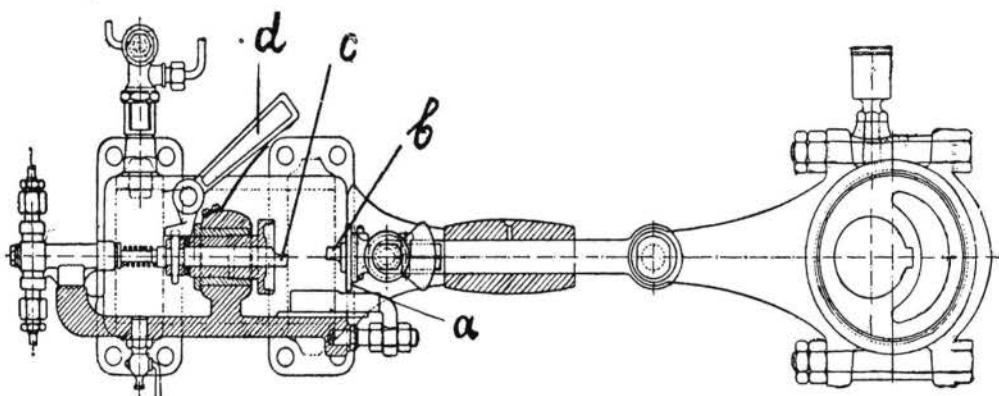
действующий клапан 12 и нагнетается через канал 10 и нагнетательный клапан в ресивер 9, образуемый рамой машины. Когда поршень открывает продувочное окно 15, сжатый воздух из ресивера устремляется через канал 14 в рабочий цилиндр и выгоняет сгоревшие газы через выхлопное окно 16. Избыток воздуха для продувки мелких типов двигателей берется в 15% рабочего объема цилиндра. При таком избытке продувочного воздуха максимальное среднее индикаторное давление, полученное во время испытаний на Петербургской выставке 1906 г., равно 4,5 атм. Расход топлива, однако, для этого типа двигателей получился чрезмерно большим — 0,5 кг/э. с. ч. Объясняется это неудачной конструкцией камеры сгорания, получающейся частью в калоризаторе,



Фиг. 183. Двигатель Мунктель.

частью между поршнем и днищем цилиндра. Соединение цилиндра с калоризатором помощью узкой горловины не позволяет продувочному воздуху очистить калоризатор от продуктов сгорания, и главная часть впрыскиваемого топлива, отраженная языком калоризатора, попадает в его внутреннюю полость, заполненную почти исключительно остаточными газами. Пространство сгорания, образуемое поршнем и днищем цилиндра, представляет узкую цилиндрическую щель, перерезанную языком калоризатора, так что весь воздух, находящийся под языком, не может быть захвачен форсункой. Таким образом, в то время как большая часть рабочего воздуха находится в цилиндрической щели, большая часть топлива устремляется в калоризатор и, не встречая там нужного для сгорания воздуха, не полностью используется двигателем.

На фиг. 184 дана конструкция регулирования двигателя Мунктель, применяемая с незначительными изменениями в большинстве двухтактных двигателей подобного типа.



Фиг. 184. Регулирование двигателя Мунктель.

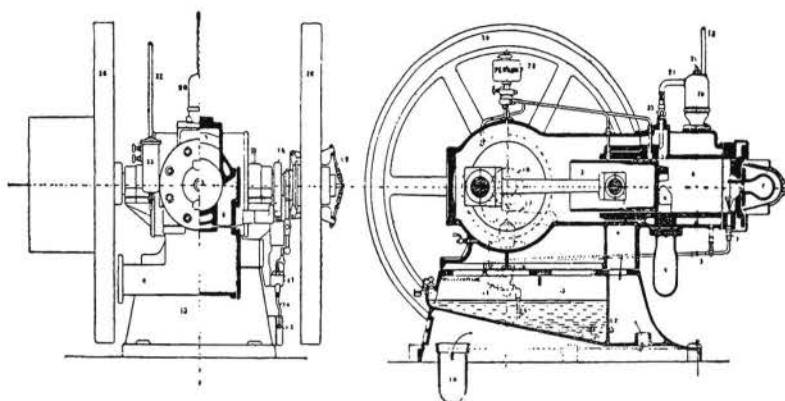
Эксцентриковая штанга, сидящая на рабочем валу, оканчивается распределительной плиточкой *a* и регуляторным зубом *b*. Плиточка скользит вдоль регуляторной площадки и при нормальном числе оборотов, ударяя зубом в ударник *c*, приводит в движение скалку нефтяного насоса. При возрастании же числа оборотов плиточка, попадая на выступ площадки, под влиянием увеличенных сил инерции подскакивает и не попадает в ударник, давая „пропуск“. Насосный рычаг *d* служит для пуска машины в ход, подкачивая нефть вручную, и для остановки двигателя.

Двигатель Перкун. Расход воды на охлаждение стенок цилиндра обычно очень значителен. В целях уменьшения этого расхода в двигателе Перкун (фиг. 185) применяется испарительное охлаждение.

При таком охлаждении вода доводится до состояния кипения, что дает возможность использовать теплоту парообразования и уменьшить расход воды почти в 10 раз по сравнению с другими двигателями.

В остальном двигатель Перкун ничем не отличается от вышеописанного двухтактного двигателя Аванс. Среднее индикаторное давление этого двигателя доходит до 3 атм.

В новых своих типах завод Перкун приближается в конструкции к нормальным типам двигателей с обычным охлаждением рабочего цилиндра и с впрыском воды при повышенной степени сжатия. Расход



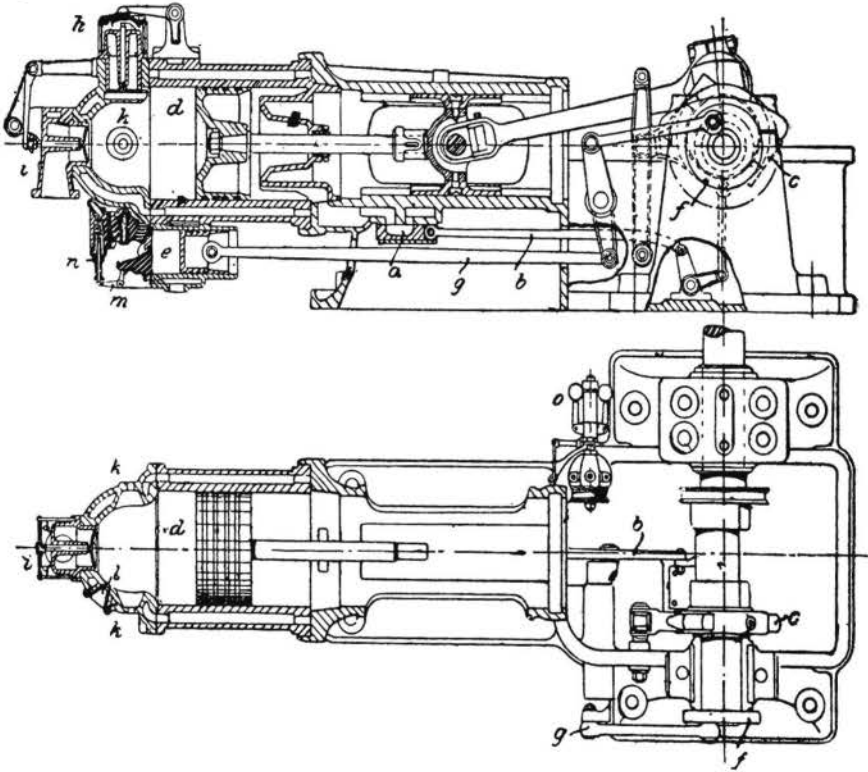
Фиг. 185. Двигатель Перкун.

топлива для этих двигателей доведен до 275 г/э. с. ч. Всасывание воздуха в кривошипную камеру производится через особый клапан, повышающий коэффициент подачи кривошипной камеры до 0,7—0,75, что позволяет поднять среднее индикаторное давление до 3,5 атм.

Двигатель Капитена. Впрыскивание воды в цилиндр хотя и дало возможность повысить степень сжатия, однако далеко пойти в этом направлении оказалось невозможным, так как подаваемая в цилиндр вода не успевает испариться во время сжатия, и температура в конце сжатия резко растет, вызывая преждевременное воспламенение. Это и обусловило переход к машинам типа Дизеля с его отдельным впуском топлива и воздуха. Уже Капитен до Дизеля сконструировал двухтактный нефтяной двигатель (фиг. 186), близкий к типу Дизеля.

Здесь левая сторона цилиндра является рабочей полостью, правая — компрессором для воздуха, впуском которого в компрессор управляет золотник. В конце сжимающего хода, около мертвой точки, нефть вбрызгивается через расположенные друг против друга форсунки *k*, где она предварительно распыливается воздухом, сжатым в особом компрессоре. Поршень этого компрессора отстает значительно от поршня главного цилиндра, и горение продолжается все время, пока поршень насоса *e* не дойдет до своей мертвой точки. Воспламенение в первый момент производится пламенем *l*, а затем от раскаленных газов. Продувочный воздух входит через клапан *i*, отработанные газы удаляются через клапан *h*. Хорошее распыливание и пересечение встречных струй впускаемой смеси обуславливают в этом двигателе однородность смеси и хорошее сгорание

Сгорание здесь постепенное, и рабочий цикл близок к циклу Дизеля, сжатие, однако, меньше,—до 16 атмосфер. Регулирование, как и у Дизеля, осуществляется изменением количества постепенно подаваемого топлива.



Фиг. 186. Двигатель Капитана.

Расход топлива построенной на заводе Свицерского в Лейпциге опытной модели получился в 400 г/э. с. ч.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

ДВИГАТЕЛИ ДИЗЕЛЬ

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЬ

Свое окончательное конструктивное оформление двигатель Дизель получил к концу прошлого столетия в результате упорной многолетней работы двух заводов: Аугсбургского машиностроительного завода и завода Крупп. Еще до настоящего времени конструкция, разработанная ими, является образцом, с которого все остальные заводы путем незначительных переделок копируют свои модели. Так, подготовка сжатого воздуха отдельным компрессором и его конструкция, регулировка топливного насоса, пуск в ход двигателя, расположение клапанов, тип смазки, А-образная станина для вертикальных двигателей, конструкция цилиндра и крышки, конструкция форсунки — оставлены во всех дизелях, строящихся разными заводами, почти без существенных изменений. В зависимости от промышленного задания, как-то: размера помещения, условий грунта, условий обслуживания, мощности машины, числа рабочих часов ее и т. д., двигатель Дизель осуществляется быстроходным или тихоходным, вертикальной или горизонтальной конструкции, одно- или многоцилиндровым, простого или двойного действия. Для многоцилиндровых вертикальных машин расположение может быть в ряд путем монтажа нескольких А-образных станин, поставленных на общую основную плиту, в которой расположен коленчатый вал, или же путем монтажа соответствующего числа цилиндров через картерную станину на ту же плиту. Горизонтальный тип машины в многоцилиндровом выполнении встречается с расположением в ряд или друг за другом типа тандем. Все указанные разновидности осуществляются как по четырех-, так и по двухтактному циклу, при чем для последних типов предвиден специальный продувочный насос.

Желание обойти патент Дизеля породило целый ряд мелких отклонений от основной конструкции, сводящихся главным образом к методам подачи топлива, его распыливания и подготовки сжатого воздуха. Сюда относятся патенты Литценмейера — с его открытой форсункой, Трин-

клера — со специальным поршеньком для пневматического распыливания топлива, расположенным в крышке цилиндра, Бронса — с его внутренней чашечкой для предварительной вспышки, служащей для дальнейшего распыливания главной массы топлива, и др. Теперь, когда срок патентов Дизеля истек, и прекратилась эта погоня за разрешением рациональной конструкции двигателя путем обхода его основных патентов, дизелестроение вступило в более спокойную и плодотворную фазу разработки этого столь совершенно созданного двигателя путем дальнейшего его упрощения и удешевления в производстве.

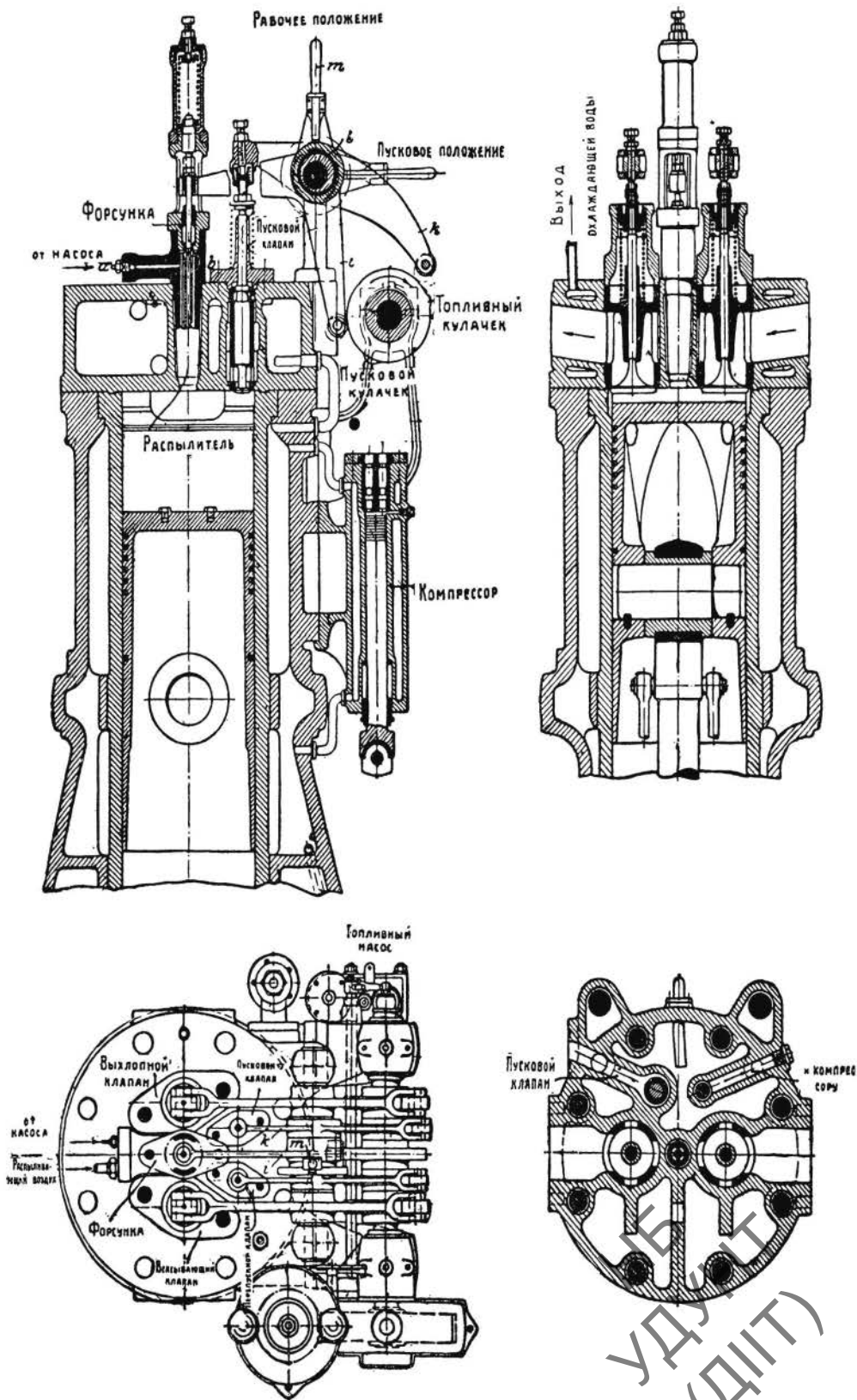
Разработанные отдельными фирмами бескомпрессорные дизели с механическим распыливанием топлива получили всеобщее признание как для применения их в стационарных промышленных установках, так и для транспортирующих машин, в особенности для речного и морского судоходства. Весьма существенный вопрос о применении двигателя Дизель для железнодорожной тяги обещает дать громадную экономию эксплуатационных средств при удачном разрешении этой проблемы.

Перейдем теперь к описанию типовой конструкции двигателя Дизель, как он был создан Аугсбургским машиностроительным заводом.

Двигатель имеет вертикальную конструкцию (см. фиг. 196). На основной плите в плоскости вращения кривошипов монтируются А-образные станины, отлитые в одно целое с водяными охлаждающими рубашками. Рабочую поверхность цилиндра составляет запрессованная в станину чугуная втулка. Коленчатый вал расположен внизу и опирается на подшипники, нижняя часть которых отлита в одно целое с основной плитой. Кривошипный механизм выполнен без направляющих, и боковые усилия от конечной длины шатуна передаются поршнем непосредственно на цилиндр. На станине сбоку укреплен двухступенчатый компрессор *L*, обеспечивающий установку необходимым для распыливания топлива и пуска двигателя в ход количеством сжатого воздуха. Движение поршню компрессора передается от шатуна помощью двух серег через балансир и компрессорный шатун. Распределительный вал укреплен на станине на уровне крышки и получает вращение с числом оборотов вдвое меньшим, чем коленчатый вал, помощью двух пар винтовых шестерен через вертикальный промежуточный вал, на котором смонтирован регулятор.

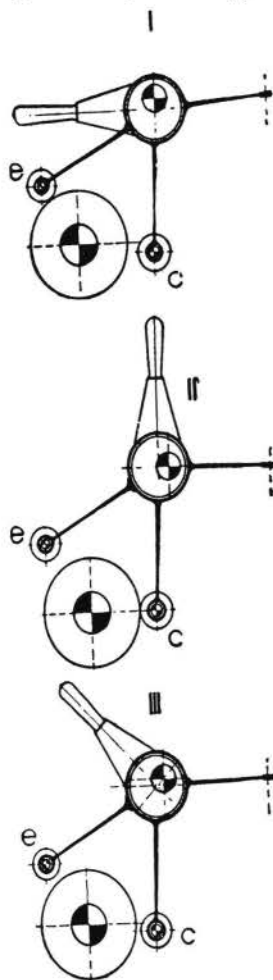
На фиг. 187 даны цилиндр и крышка двигателя со всеми клапанами и распределительными органами.

Все клапаны расположены в крышке цилиндра; в центре находится форсунка, являющаяся органом, распыливающим жидкоетопливо помощью сжатого воздуха. На фиг. 187 дана конструкция, в настоящее время уже не выполняемая, в которой первой ступенью служит сам цилиндр, а вторая ступень выделена как компрессор высокого давления. Современные машины снабжаются компрессорами двух- или трехступенчатыми, засасывающими воздух непосредственно из машинного здания. По бокам форсунки находятся клапаны: всасывающий — для рабочего воздуха и выхлопной — для отработанного



Фиг. 187. Головка двигателя Дизель.

газа. В крышке имеются еще два клапана: для пуска двигателя в ход и для перепуска предварительно сжатого воздуха в компрессор. В новых конструкциях дизелей с многоступенчатым и компрессорами этот клапан отсутствует. Все клапаны работают от кулачных шайб, сидящих на распределительном валу. Два рычага — пусковой и форсуночный — посажены на эксцентрик таким образом, что по желанию могут быть включены или пусковой рычаг *e* (фиг. 188, схема I), или форсуночный — *c* (схема II), или



Фиг. 188.

выключены оба рычага, что соответствует остановке двигателя. При пуске машины в ход включают при помощи рукоятки пусковой клапан, через который сжатый предварительно компрессором воздух поступает в цилиндр и приводит в действие машину. После нескольких оборотов пусковой клапан выключается, и обратным поворотом рукоятки включается форсуночный.

Двигатель работает по четырехтактному циклу: при первом ходе поршня вниз засасывается чистый воздух, который при обратном ходе сжимается до 30—34 атм. За 8—9° до верхней мертвой точки открывается игла для распыливающего воздуха, и поданное несколько раньше топливо вдувается в цилиндр, распыливается и воспламеняется от соприкосновения со сжатым горячим воздухом. Подъем иглы и время открытия (40—50°) остаются постоянными при всяких нагрузках. Когда поршень идет вниз (3-й такт), происходит сгорание и расширение газов, и за последний ход поршня вверх (4-й такт) — выталкивание продуктов сгорания.

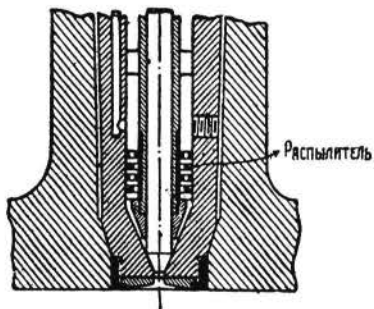
Компрессор для воздуха имеет водяное охлаждение, что является необходимым ввиду высоких температур воздуха, сжатого до 60—70 атм. Размеры компрессора, который делается обычно двухступенчатым, должны быть достаточны для подачи необходимого количества воздуха. В малых двигателях объем ступени низкого давления берется

около $\frac{1}{15}$ объема цилиндра, в больших — около $\frac{1}{20}$.

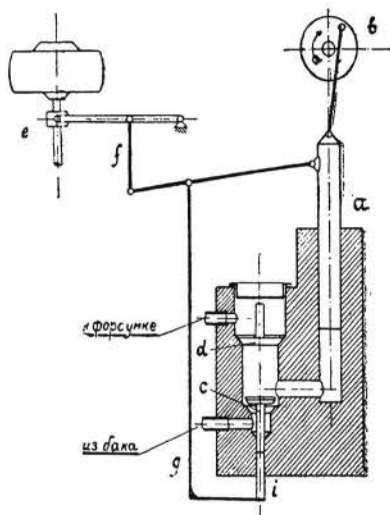
Как видно, цилиндр делается со вставной отлитой отдельно втулкой, которая при нагревании во время работы удлиняется вниз, и температурные деформации, таким образом, не опасны. Кроме того это дает возможность применять для цилиндра и рубашки разные материалы соответственно предъявляемым к ним требованиям. Охлаждающая вода подводится снизу в рубашку двигателя, затем через перепускной канал в крышку цилиндра, откуда отводится через верхний фланец. Диаметр поршня вверху

несколько уменьшен, чтобы избежать возможности заклинивания при сильном нагреве (зазор $1-2^0/0$). Крышка, в которой расположены клапаны, сделана довольно высокой как из соображений прочности, так и из-за могущих возникнуть температурных деформаций, а также для более удобного размещения впускного и выпускного каналов.

Форсунка дизеля состоит из медной трубки, через которую проходит стальная игла. На трубке насажены кольца с отверстиями, просверленными так, что на четных кольцах они расположены по периферии, а на нечетных — внутри. Кольца покоятся на медном конусе, по образующим которого нанесены продольные канавки (фиг. 189). Подаваемое топливо ло-



Фиг. 189. Форсунка двигателя Дизель.



Фиг. 190. Схема топливного насоса двигателя Дизель.

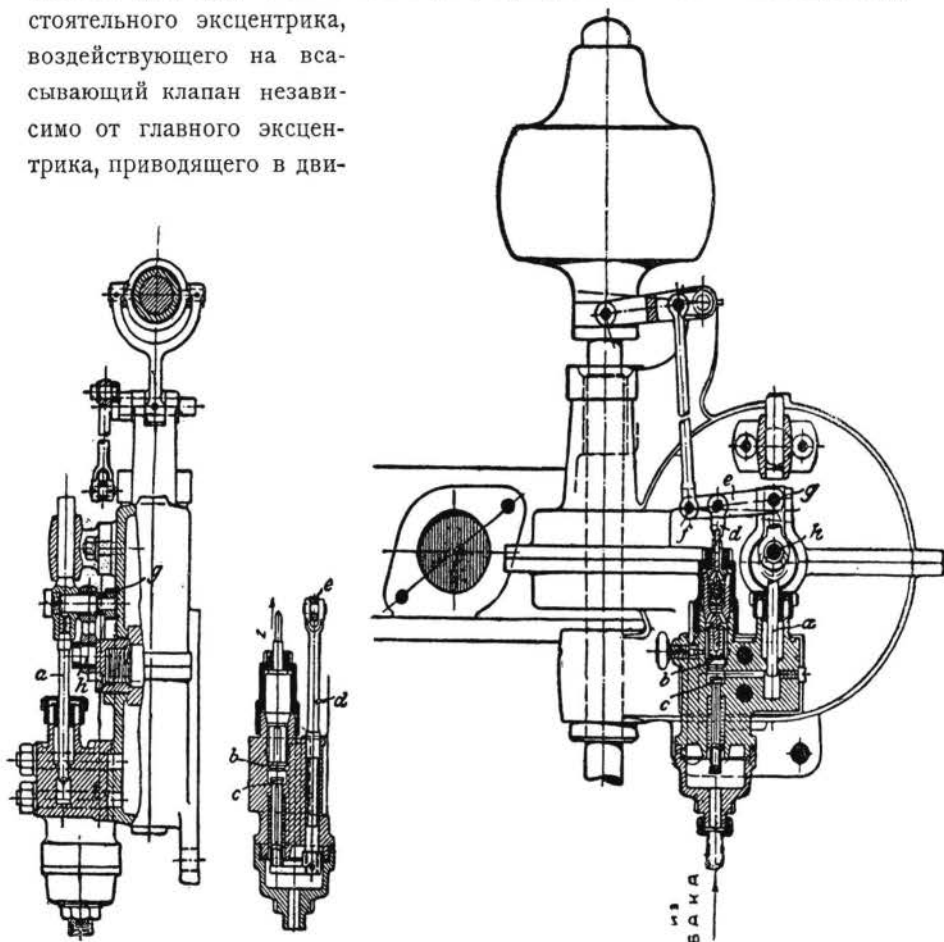
жится на эти кольца и при вдувании распыливающего воздуха, когда игла поднимается, устремляется через отверстия по синусоидальным линиям, струи пересекаются под углом и интенсивно распыливаются. Игла форсунки прижата к седлу сильной пружиной, рассчитанной на давление в 100 атм, чем обеспечивается плотное прилегание ее к седлу.

Регулирование производится изменением количества подаваемого топлива; количество же рабочего воздуха, подъем и время открытия иглы остаются постоянными при всякой нагрузке. Таким образом меняется состав смеси.

На фиг. 190 дана схема топливного насосика дизеля. Самый процесс регулирования осуществляется следующим образом. Плунжер *a*, работающий от эксцентрика или пальца *b* на распределительном валу, имеет все время один и тот же размах. При подъеме плунжера *a* топливо присасывается через клапан *c*, при опускании же она нагнетается через клапан *d*. Нагнетание начинается с того момента, когда клапан *c* сел на седло. При возрастании числа оборотов регуляторная муфта *e* поднимается, тянет связанные с ней рычаги *f* и *g*, благодаря чему выступ *i* рычага *g* упирается в клапан *c* и не дает ему сесть на седло, пока плунжер *a*, опускаясь, не отведет рычаг *g*. Чем больше число оборотов, тем выше поднимется муфта *e*, тем дольше будет открыт клапан *c*, и, следовательно, больше топлива возвратится через него в резервуар.

На фиг. 191 дано конструктивное изображение топливного насоса Дизеля.

На фиг. 192 представлена схема регулирования топливного насоса с самостоятельным приводом рычага, поддерживающего всасывающий клапан. На фиг. 193—схема такого же регулирования насоса помощью самостоятельного эксцентрика, воздействующего на всасывающий клапан независимо от главного эксцентрика, приводящего в дви-



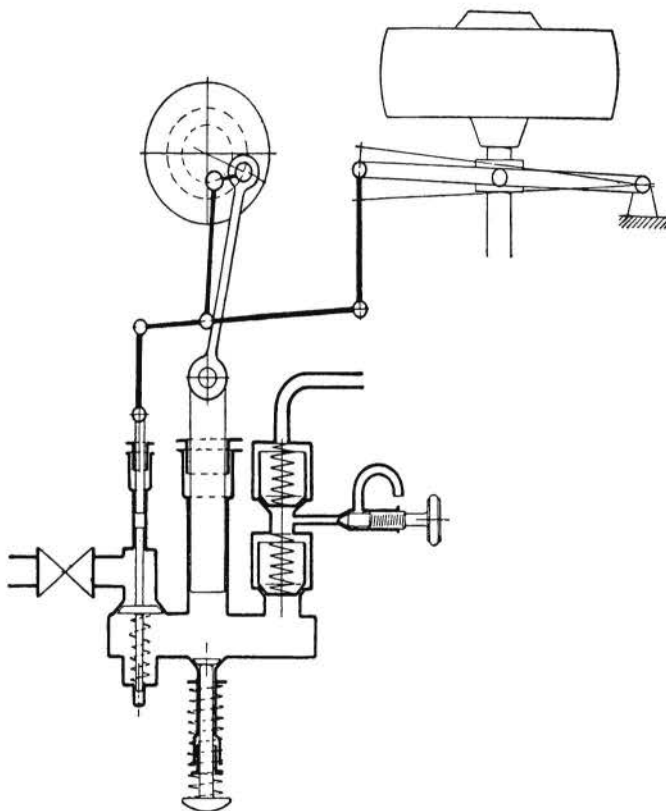
Фиг. 191. Конструкция топливного насоса двигателя Дизель.

жение плунжер. Регулятор воздействует на положение рычага *b*, чем влияет на момент посадки всасывающего клапана. На фиг. 194—подобная же схема регулирования при горизонтальном положении насоса; при этом эксцентрики непосредственно насажены на регуляторный вал.

Воздух для распыливания топлива и пуска в ход в дизеле обычной конструкции подается двухступенчатым компрессором (фиг. 195), охлаждаемым водой. Количество воздуха, подаваемого компрессором, регулируется путем дросселирования на пути засасывания в ступень низкого давления либо при помощи изменения проходных сечений либо изменением подъема клапана. Всасывающий и нагнетательный клапаны ступени высокого давления размещены в верхней крышке компрессора. В зависимости от

количества подаваемого воздуха и давления в баллоне нижняя ступень компрессора сжимает воздух до 5—10 атм, ступень же высокого давления—до 40—70 атм.

На установочном чертеже двигателя Дизель (фиг. 196) видно общее расположение вспомогательных приспособлений. Компрессор качает воздух в стальные прессованные сосуды, из которых два больших служат резервуарами сжатого воздуха для пуска двигателя в ход, а третий питает форсунку. Все три бутылки связаны между собой вентилями, и давле-

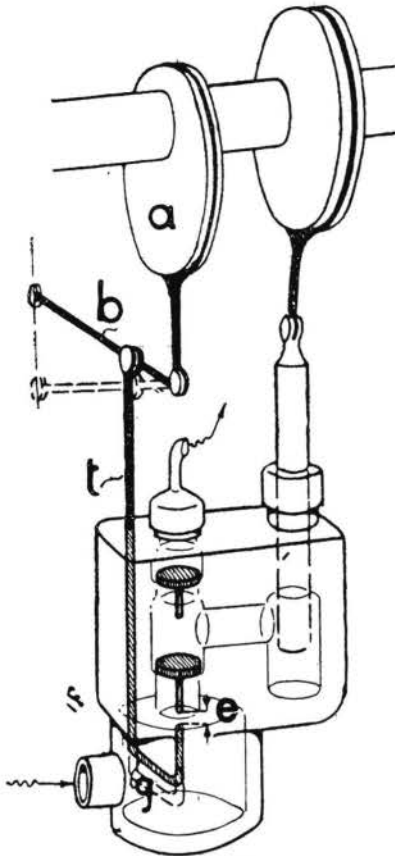


Фиг. 192.

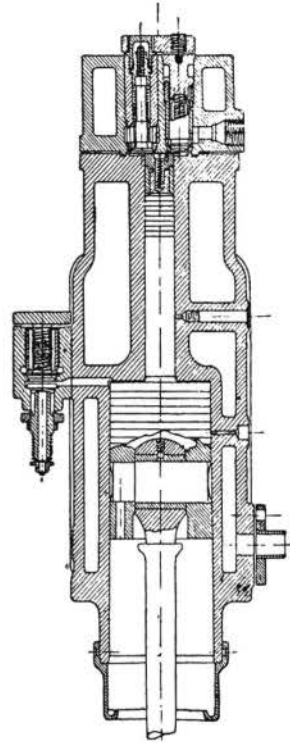
ние в них регулируется таким образом, чтобы в одном из запасных резервуаров оно стояло на уровне 70 атм. В пусковом резервуаре давление в момент пуска в ход машины не должно превосходить 50 атм; в резервуаре, питающем форсунку, в этот момент давление не должно быть выше 40—45 атм, и по мере разгона машины в зависимости от нагрузки устанавливается должное давление. После пуска двигателя в ход компрессор одновременно накачивает воздух в два сосуда, пополняя убыль воздуха в пусковом резервуаре и поддерживая количество воздуха в резервуаре, питающем форсунку.

По опытам автора в лаборатории двигателей внутреннего сгорания М. В. Т. У. выяснилось, что каждому данному условию работы машины

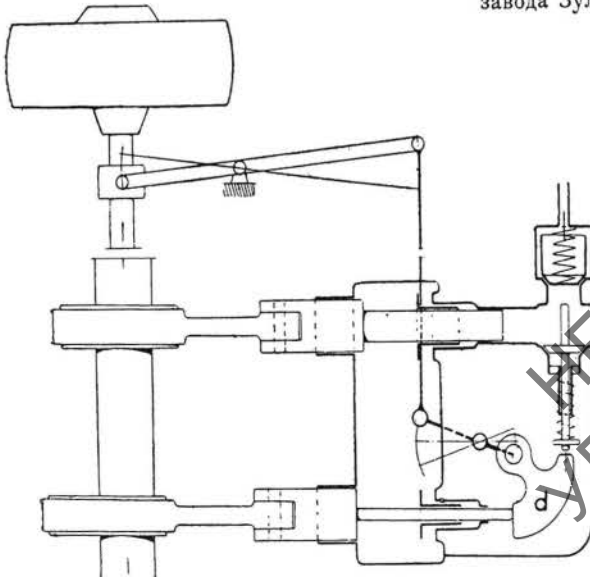
в зависимости от крутящего момента и числа оборотов ее соответствует определенное давление распыливающего воздуха P_a , при котором расход



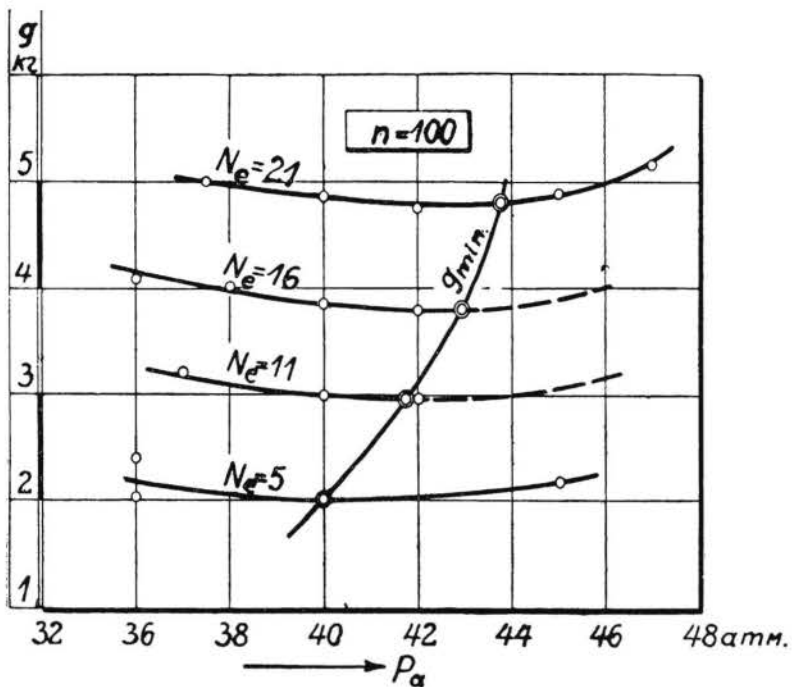
Фиг. 193.



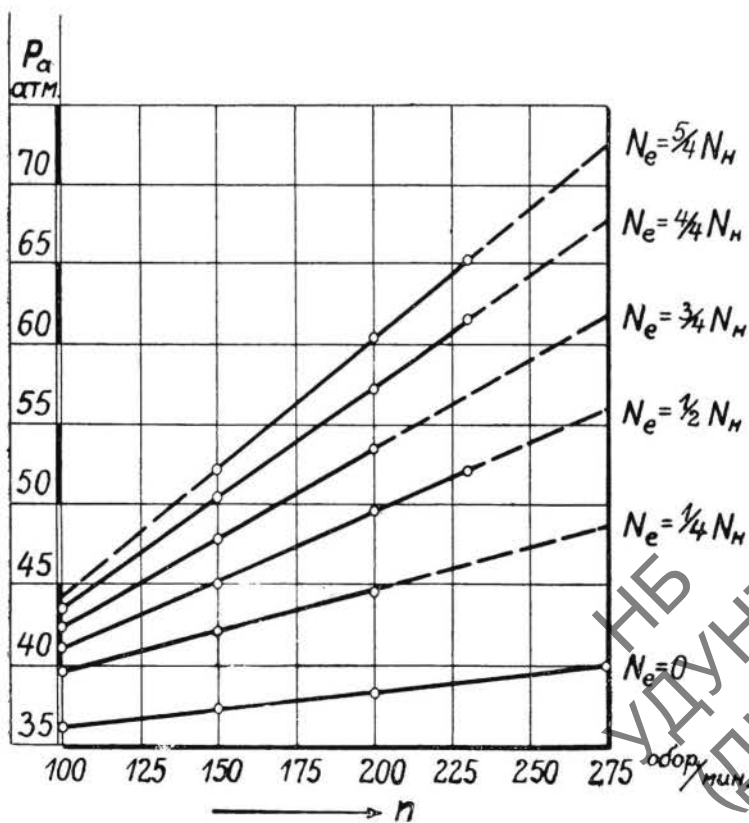
Фиг. 195. Двухступенчатый компрессор двигат. Дизель завода Зульдер.



Фиг. 194.

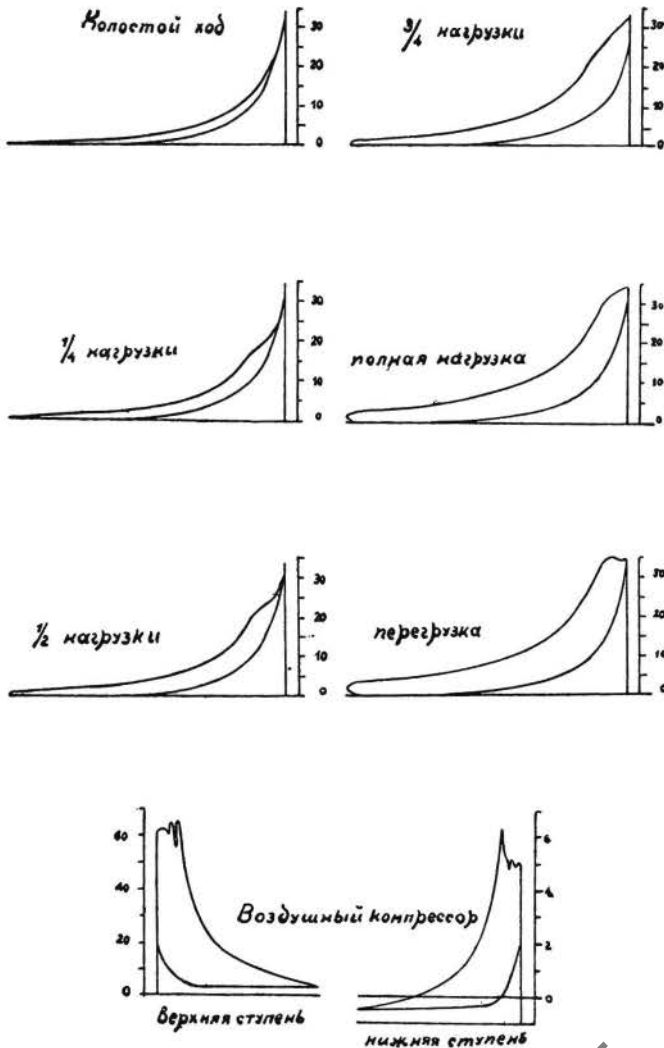


Фиг. 197.



Фиг. 198.

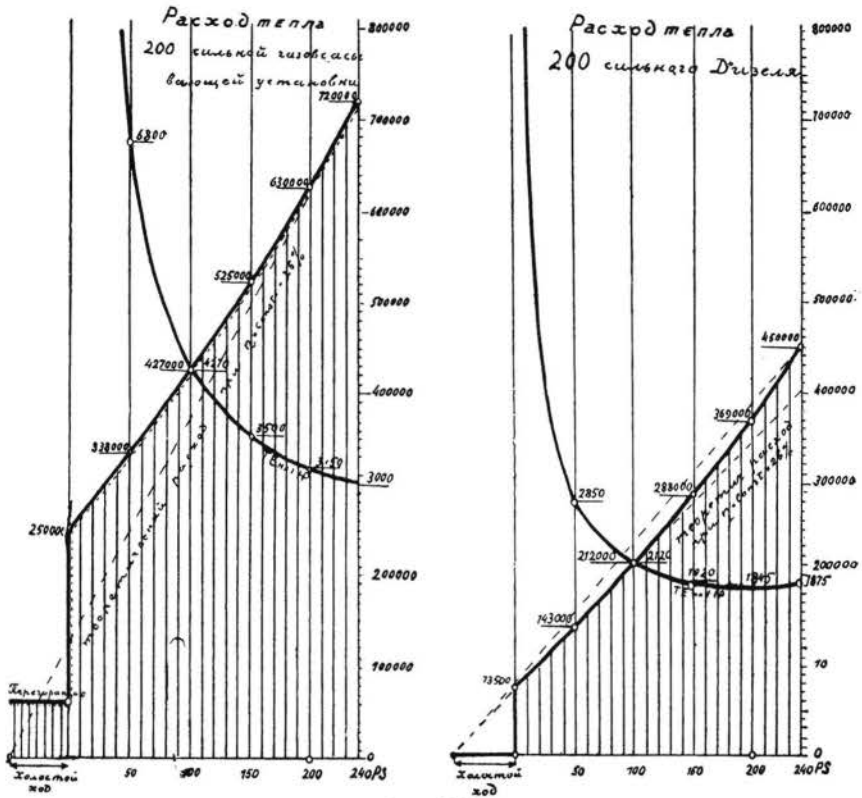
топлива получается минимальным. На фиг. 197 дана зависимость расхода топлива от давления распыливающего воздуха при 100 оборотах двигателя Дизель в 40 л. с. Аналогичные диаграммы получены и при других числах оборотов. На фиг. 198 приведена сводка всех опытных данных этого двигателя, дающая давление распыливающего воздуха, соответствующее минимальному при заданных условиях работы расходу топлива, в за-



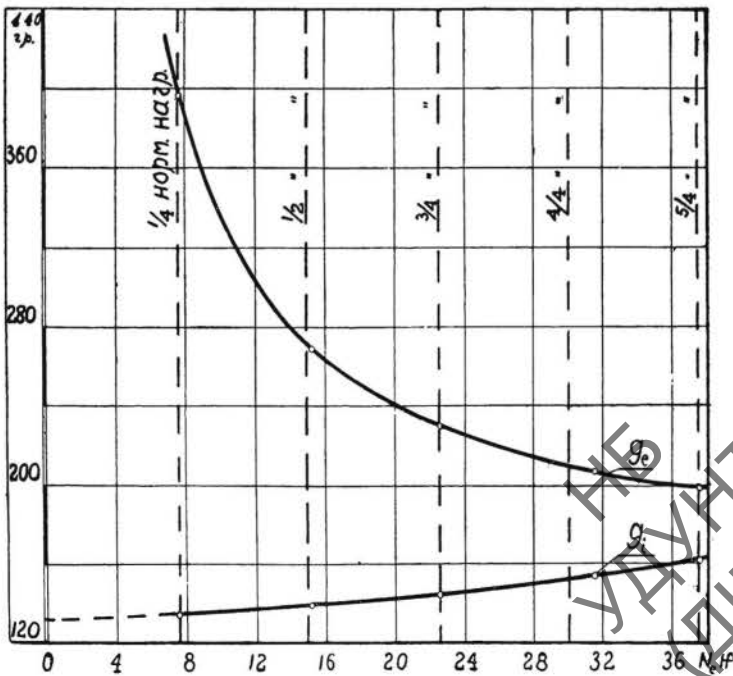
Фиг. 199.

висимости от числа оборотов и нагрузки машины. Для машин большей мощности эти значения не меняются при той же конструкции форсунок.

На фиг. 199 даны нормальные диаграммы двигателя Дизель при разных нагрузках. Получить сгорание точно по линии $p = \text{const.}$ трудно, и, как видим, это достигается лишь при нормальной нагрузке. При перегрузках давление сгорания даже повышается; при переходе же к нагруз-



Фиг. 200.



Фиг. 201.

кам, меньшим нормальной, линия сгорания приближается к изотерме ($3/4$ нормальной нагрузки) или с еще более понижающимся давлением ($1/2$ нагрузки и меньше—до холостого хода). Точно регулировать протекающие линии сгорания по $p = const.$ для двигателя нормальной конструкции с постоянным подъемом иглы трудно; отчасти оно зависит от давления распыливающего воздуха: чем больше это давление, тем ближе кривая сгорания подходит к $v = const.$; чем меньше давление, тем кривая ближе к $t = const.$ Вообще же давление распыливающего воздуха выбирается таким образом, чтобы кривая сгорания была возможно ближе к виду $p = const.$ Зависит сгорание и от подбора отверстий форсунки; обычно размеры этих отверстий колеблются от 4 до 8 мм—в зависимости от мощности двигателя.

Внизу фиг. 199 даны две диаграммы для верхней и нижней ступеней компрессора. Обычно обе ступени компрессора выбираются так, чтобы работа их была одинакова. Это достигается подбором одинаковых отношений давлений в каждой ступени ($\infty 1/8$).

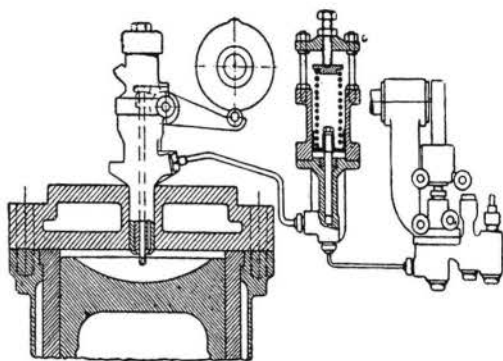
На фиг. 200 даны две сравнительные диаграммы расхода тепла на сило-час при разных нагрузках для газосасывающих двигателей и для компрессорного дизеля (оба двигателя по 200 л. с.).

Как видим, у газосасывающего двигателя расход постепенно падает с повышением нагрузки; у двигателя же Дизель с повышением нагрузки до 50 л. с. расход тепла резко падает, от 50 до 200 л. с. это падение уже не так резко, и, наконец, с переходом к перегрузке расход тепла повышается. Таким образом газосасывающий двигатель в работе с недогрузкой неэкономичен по сравнению с дизелем. При работе с большими перерывами дизель, как двигатель жидкого топлива, вообще значительно экономичнее, так как газосасывающий двигатель требует большого расхода тепла на прогар генератора и его растопку при пуске в ход; дизель же можно пускать без лишней затраты тепла во всякое время.

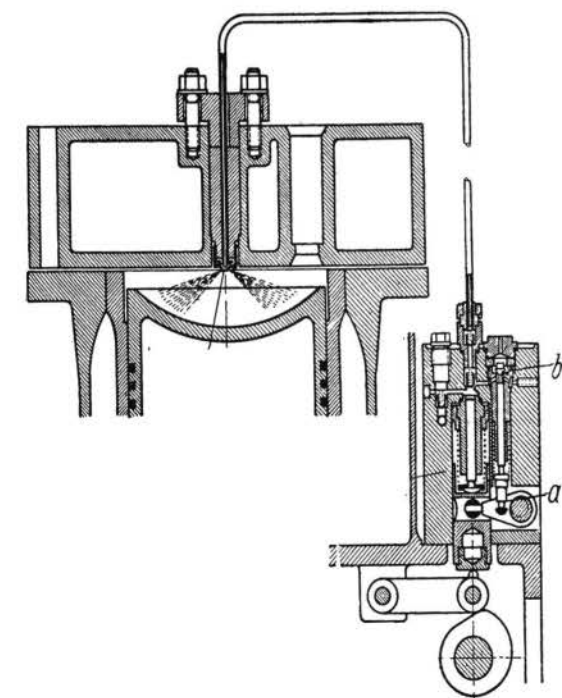
На фиг. 201 даны кривые расхода топлива на эффективный (g_e) и индикаторный (g_i) сило-час. Как видно, с уменьшением нагрузки индикаторный расход уменьшается, но ухудшающийся при этом механический коэффициент полезного действия имеет превалирующее значение, и расход на эффективный сило-час сильно растёт при значительных недогрузках.

В течение двух десятилетий конструкция двигателя Дизель, разработанная Аугсбургским заводом, служила образцом, все элементы которого лишь с отдельными незначительными конструктивными изменениями встречались в машинах других заводов. Дальнейший путь упрощения конструкции, повышения надежности работы и облегчения ухода за двигателем заключался в осуществлении цикла Дизеля с распыливанием топлива без помощи сжатого воздуха, благодаря чему отпадал компрессор, работающий на высокое давление, служивший причиной частых неполадок и затруднений в эксплуатации, т.-е. был создан бескомпрессорный двигатель Дизель. Лишь за последнее десятилетие эту задачу удалось разрешить в полном объеме, при чем пришлось преодолеть ряд весьма серьезных

затруднений. Основным из них было добиться получения удовлетворительного сгорания топлива и участия всего находящегося в пространстве сжатия воздуха в сгорании. В компрессорном двигателе Дизель распыливание топлива и распределение его в сжатом в цилиндре заряде воздуха производится за счет энергии сжатого компрессором воздуха; в бескомпрессорном же двигателе надо создать тот источник энергии, который взял бы на себя вышеуказанные функции сжатого воздуха. В этом отношении можно отметить следующие мероприятия, давшие вполне удовлетворительные результаты и еще повысившие экономичность двигателей Дизель, главным образом за счет увеличения механического коэффициента полезного действия при существенном упрощении их конструкции и увеличении надежности в эксплуатации, и тем открывшие им широкий путь к дальнейшему развитию как в области стационарных установок, так и в области транспортирующих машин, в особенности в применении к автомобильному и авиационному делу, где компрессор являлся существенным препятствием к введению этого рода двигателя.



Фиг. 202. Схема топливоподачи бескомпрессорных двигателей завода Викерс.



Фиг. 203. Схема топливоподачи бескомпрессорных двигателей завода М. А. Н.

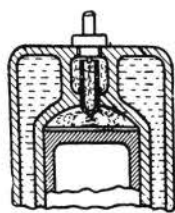
Распыление и распределение заряда топлива в сжатом в цилиндре воздухе путем повышения давления распыливания. В этом случае энергия сжатого воздуха заменяется энергией находящегося под высоким давлением топлива, и работа распыливания совершается топливным насосом, при чем давление топлива в насосе может достигать нескольких сот атмосфер. Примерами машин, работающих по этому принципу, явля-

ются бескомпрессорные двигатели Дизель заводов Вилккерс и Аугсбургского машиностроительного. На фиг. 202 и 203 даны схемы топливоподачи машин этих заводов.

В машине фирмы Вилккерс топливо насосом подается в стальной аккумулятор, где оно находится под давлением сильной пружины. Форсунка имеет иглу, управляемую от распределительного вала (тип закрытой форсунки). Давление распыливания зависит от силы пружины в аккумуляторе.

Схема топливоподачи бескомпрессорных машин Аугсбургского машиностроительного завода поражает своей простотой. Форсунка, выполненная без всяких подвижных деталей, имеет несколько весьма малого диаметра отверстий, распределяющих струи топлива по объему пространства сжатия. Форсунка соединена коротким трубопроводом с топливным насосом. Распределение по времени момента впрыска топлива производится насосом, из-за чего пришлось отказаться от общепринятого в компрессорных Двизелях метода регулирования количества подаваемого топлива за счет изменения момента начала подачи насоса и, оставив постоянным момент начала подачи топлива, изменять его количество за счет изменения момента конца подачи. Конструктивно изменение момента конца подачи топлива достигается путем перепускного клапана, открываемого толкателем, связанным с плунжером насоса. Момент открытия перепускного клапана изменяется путем изменения благодаря эксцентрику положения неподвижной точки рычага, связанного с одной стороны с плунжером насоса, а с другой — с толкателем *a*, открывающим перепускной клапан *b*.

Распыление топлива за счет частичной вспышки топлива в особой камере, составляющей часть пространства сжатия. (Двигатели с предварительной камерой—Vorkammermaschinen, фиг. 204.) Пространство сжатия в моторах



Фиг. 204.

этого типа разделено на две части: основную, содержащую большую часть рабочего воздуха, и камеру предварительной вспышки. Последняя, смотря по конструкции машины, либо полностью либо частично охлаждается водой и соединяется с основной частью пространства сжатия каналами относительно узкого сечения. Топливо впрыскивается в предварительную камеру, где частично сгорает, и за счет повышения давления

в камере происходит распыливание несгоревшей части топлива в основной массе воздуха.

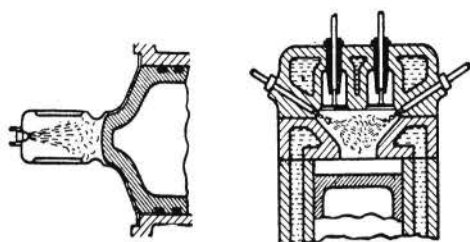
По этому принципу работают бескомпрессорные двигатели завода Кертинг, несколько конструкций завода Дейтц и т. д.

Описанный принцип подачи топлива осуществляется как с открытой, так и с закрытой форсункой.

Распределение топлива в воздухе за счет энергии вихревого движения воздуха. Засосанный в цилиндр воздух за процесс заполнения цилиндра или сжатия приводится в энергичное вихревое движение. Поступающее из

форсунки топливо подхватывается воздухом и распределяется последним (фиг. 205).

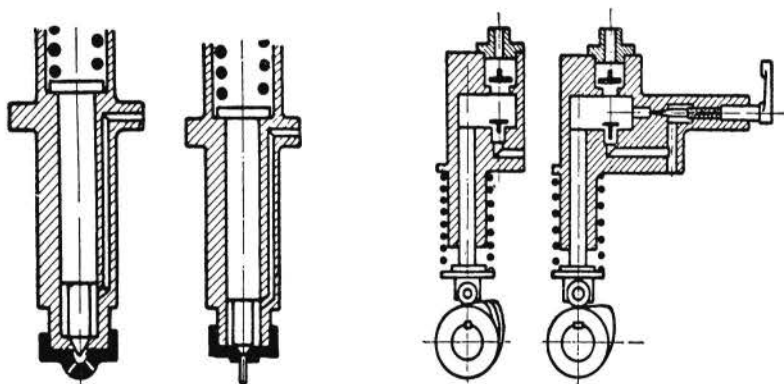
Достижение удовлетворительного сгорания за счет полного охвата всего рабочего воздуха струей распыленного топлива благодаря соответствующим формам пространства сжатия и расположению форсунки (процесс П р а й с а). Осуществление этот принцип получил в двигателях фирмы De la Vergne, имеющих распространение в Америке. В означенных двигателях пространству сжатия придана форма двух конусных поверхностей, сложенных основаниями (фиг. 206). В вершинах конусов расположены друг против друга форсунки. Все формы пространства сжатия и угол распыливания форсунки подобраны так, чтобы охват струей топлива пространства сжатия был возможно полным.



Фиг. 205.

Фиг. 206.

Форсунки бескомпрессорных двигателей выполняются: 1) закрытого типа, с иглой, при чем подъем иглы производится или от распределительного вала при помощи рычага (завод В и к к е р с, фиг. 202) или за счет давления топлива, создаваемого насосом. В последнем случае игла выполняется



Фиг. 207, 208.

Фиг. 209, 210.

в виде дифференциального поршенька (фиг. 207 и 208); момент подъема иглы определяется равенством усилия пружины давлению топлива на кольцевую поверхность иглы; 2) открытого типа подобно форсунке завода М. А. Н., данной выше (фиг. 203).

Кроме схемы насосов, указанной выше для двигателей завода М. А. Н., нашли себе применение схемы по фиг. 209 и 210. В обеих этих схемах начало подачи топлива фиксировано и не изменяется при изменении количества его. По схеме фиг. 209 изменение количества подаваемого топлива достигается путем аксиального перемещения от регулятора кулачковой шайбы, имеющей косоу кулак. По схеме

фиг. 210 под воздействием регулятора находится перепускная игла. В зависимости от величины щели, открываемой иглой, в форсунку попадает большее или меньшее количество топлива.

Процесс бескомпрессорного двигателя значительно отступает от теоретического цикла Дизеля по линии сгорания. Обычно в начале процесса сгорания таковое происходит по линии постоянного объема с значительным повышением давления с постепенным переходом на сгорание при постоянном давлении. Повышение давления получается в пределах 10—15 атм. Таким образом процесс подходит под цикл Сабатэ. Степень сжатия осуществляется значительно ниже, чем в нормальных компрессорных дизелях, и колеблется в пределах 11—14, ввиду чего давление сжатия получается около 25 атм против 30—34 атм, обычно встречающихся у компрессорных машин, что, как показал опыт, вполне обеспечивает вспышку даже у холодных машин при пуске их в ход. Объясняется это явление отсутствием влияния холодного распыливающего воздуха, для парализования которого и получения надежной вспышки в компрессорных машинах температуру воздуха в конце сжатия пришлось доводить до уровня, значительно превышающего температуру самовоспламенения обычно применяемых топлив.

Благодаря отсутствию компрессора механический коэффициент полезного действия бескомпрессорных двигателей значительно превышает таковой компрессорных машин и достигает значений $\eta_m = 0,85$ против $\eta_m = 0,72—0,80$. Расход на индикаторную силу у машин того и другого типа получается примерно равным, но за счет улучшенной механической отдачи расход на эффективную силу у бескомпрессорных машин заметно ниже, и опубликованные результаты испытаний неоднократно давали цифры в пределах $g_e = 165—170$ г/э. с. ч., что соответствует экономическому коэффициенту полезного действия $\eta_e = 37,5—38,7\%$.

Пуск в ход бескомпрессорных машин обычно производится сжатым воздухом из пускового баллона, подготовляемым либо небольшим отдельным компрессором, включаемым лишь на время пополнения убыли воздуха во время пуска, либо полученным перепуском в баллон части засосанного в цилиндр и сжатого воздуха.

До настоящего времени бескомпрессорное распыливание не нашло себе применения в машинах с большой мощностью на цилиндр. Затруднения, встречающиеся при распределении топлива в больших объемах пространства сгорания мощных двигателей, еще не преодолены, в области же дизелестроения малой и средней цилиндровой мощности можно определенно отметить, что бескомпрессорные двигатели вытесняют машины с компрессорами.

§ 2. ДВИГАТЕЛИ ДИЗЕЛЬ С ПНЕВМАТИЧЕСКИМ РАСПЫЛИВАНИЕМ

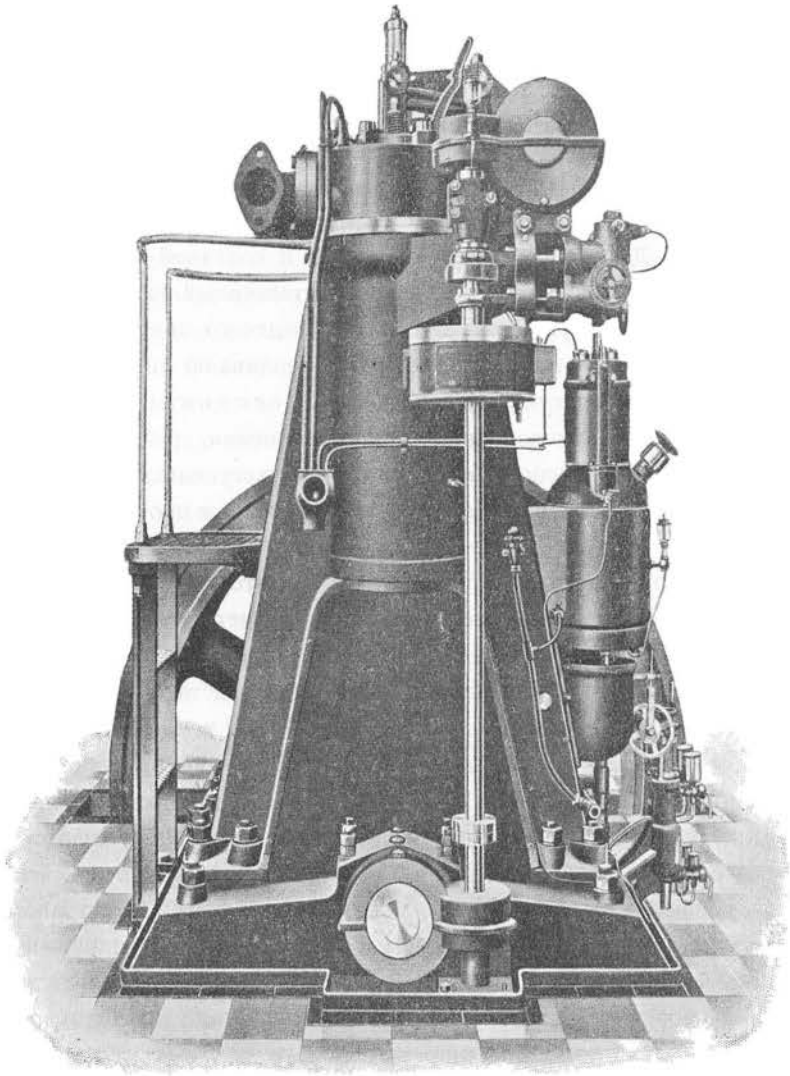
А. Четырехтактные двигатели

I. Вертикальные двигатели

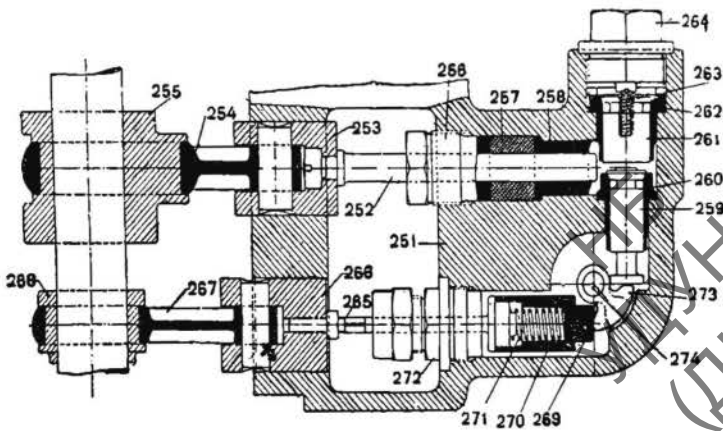
Двигатель Дизель-Поляр. Надежной и солидной конструкцией отличается двигатель Дизель-Поляр, представленный на фиг. 211 в внешнем боковом виде. Характерны для этого шведского двигателя усиленная А-образная станина, регулирование подачи топлива по типу завода Зульцер, специальная форсунка по патенту Гессельмана и применение одного насоса при многоцилиндровом исполнении, работающего через редуктор. Остальное расположение частей—двухступенчатого компрессора и всего распределения—является обычным, близким к прототипу Аугсбургского завода.

На фиг. 212 представлен топливный насос этого двигателя, поставленный горизонтально. Принцип регулирования соответствует вышеописанной на фиг. 194 схеме путем перепуска топлива через всасывающий клапан с тем отличием, что плоский регулятор непосредственно действует на изменение угла опережения эксцентрика 268 и тем изменяет момент посадки всасывающего клапана. Общее расположение топливного насоса и регулятора ясно видно на фиг. 211. На фиг. 213 представлена схема форсунки—распылителя Гессельмана, действие которой сводится к следующему: перед подачей свежей порции оставшееся от предыдущей вспышки топливо, подаваемое через канал a , покоится в кольцевом пространстве согласно схеме I. Во время всасывающего хода двигателя топливный насос подает свежую порцию топлива, которая располагается согласно схеме II. И в этой форсунке, как в обычной конструкции Аугсбургского завода, топливный насос работает против полного давления распыливающего воздуха, подаваемого по каналу c . Статическое давление сжатого воздуха передается через кольцевое пространство f на уровень топлива. Протекающий же во время открытия иглы с большой скоростью через форсунку воздух через окна d по кольцевому пространству e производит в последнем за счет приобретенной кинетической энергии сильное разрежение, поднимая топливо по каналу b к струе выходящего воздуха, чем производится интенсивное его распыливание. Эта форсунка отличается большой простотой выполнения и надежностью в работе, гарантируя расход топлива не выше более сложной аугсбургской форсунки.

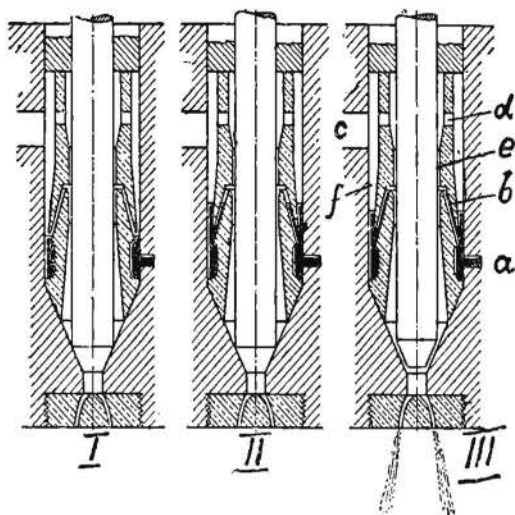
Двигатель Швейцарского паровозостроительного завода в Винтертуре. На фиг. 214 представлен вертикальный одноцилиндровый двигатель Швейцарского паровозостроительного завода в Винтертуре. А-образная станина десятью болтами крепится на основной плите, на которой также размещен двухступенчатый компрессор, приводимый в движение от самостоятельного кривошипа. Система регулирования и общее расположение остальных частей



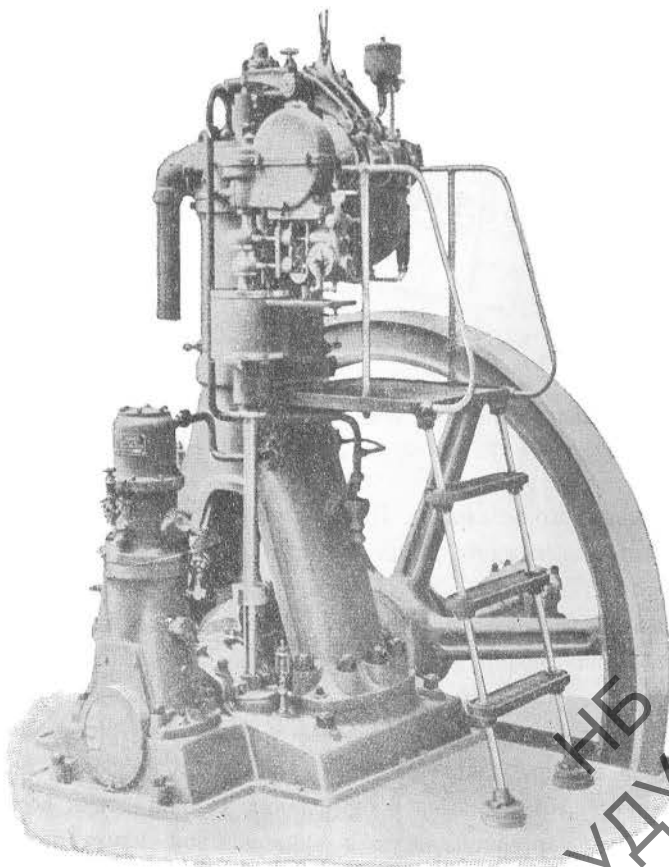
Фиг. 211. Двигатель Дизель-Поляр.



Фиг. 212. Нефтяной насос двигателя Дизель-Поляр.

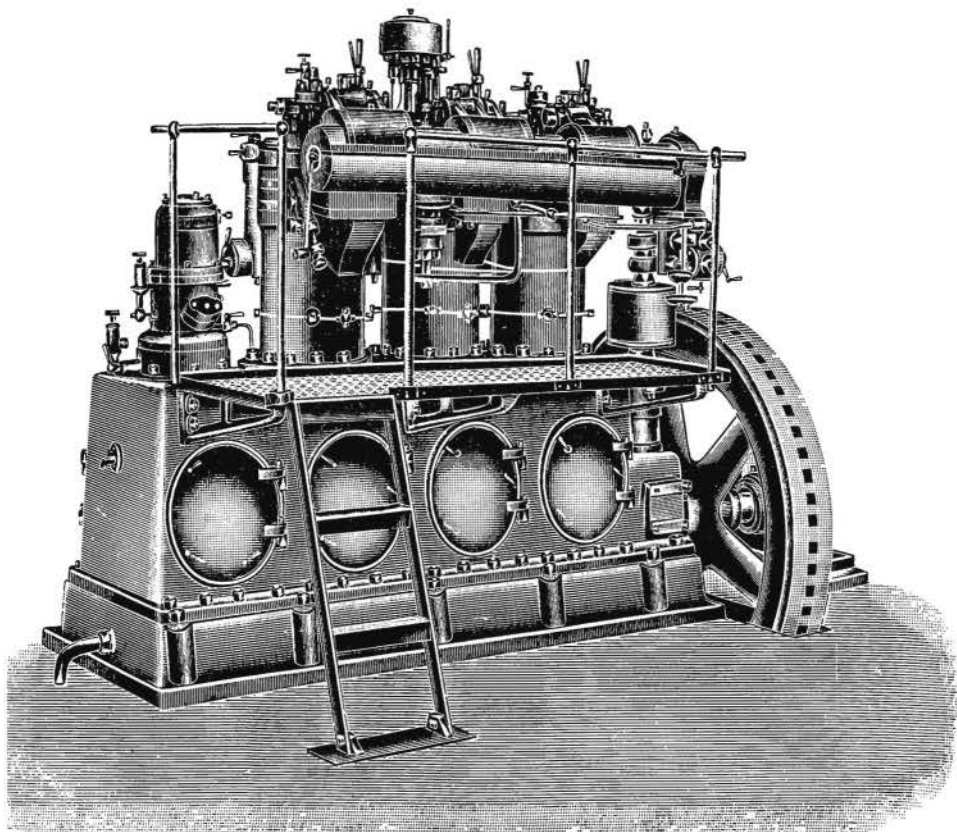


Фиг. 213. Действие форсунки двигателя Дизель-Поляр.



Фиг. 214. Одноцилиндровый двигатель Дизель Швейцарского паровозостроительного завода в Винтертуре.

аналогичны с таковыми двигателя Поляр. Форсунка — обычного аугсбургского типа. На фиг. 215 представлен 120-сильный трехцилиндровый быстроходный двигатель того же завода. Один двухступенчатый компрессор, смонтированный на той же картерной станине, обслуживает все три цилиндра. В картерной станине имеются четыре смотровых люка для контроля

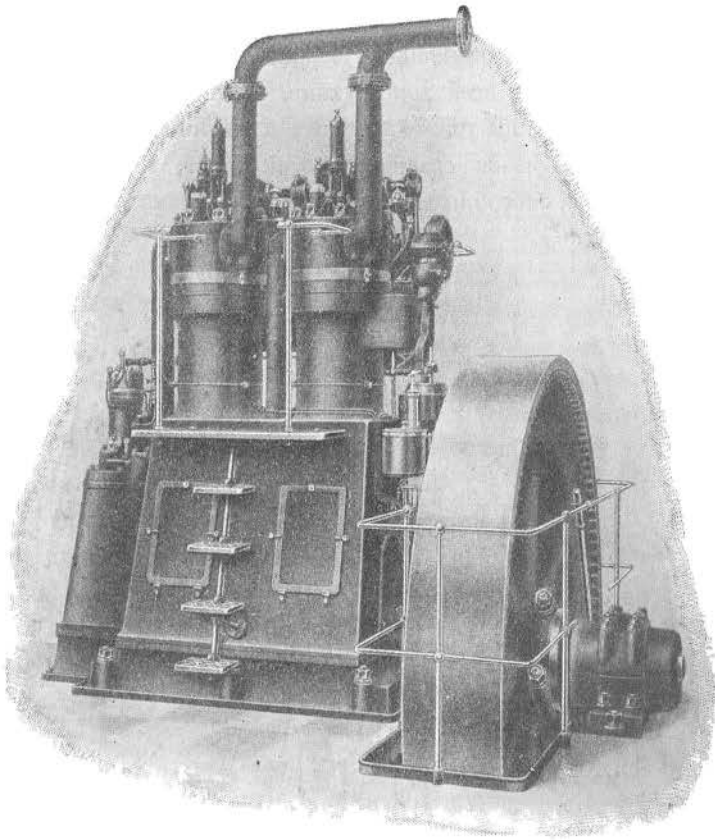


Фиг. 215. Трехцилиндровый 120-сильный двигатель Дизель Швейцарского паровозостроительного завода в Винтертуре.

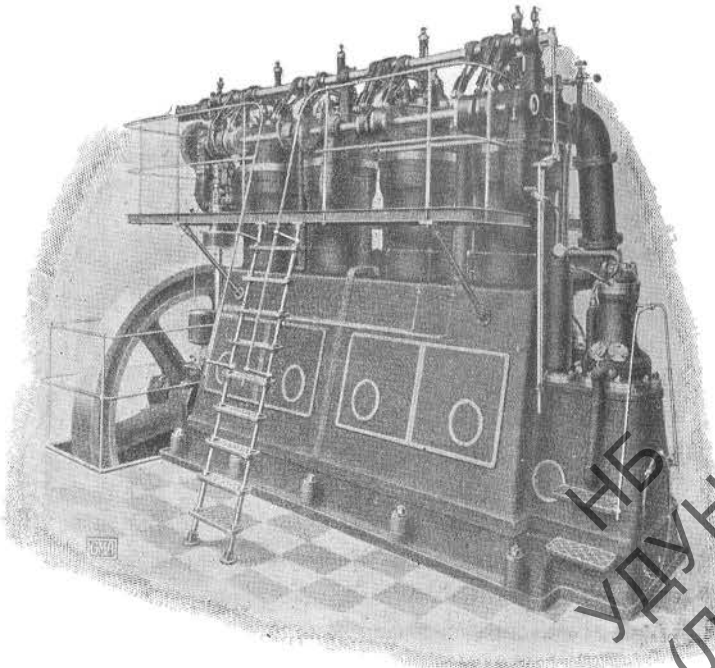
работы кривошипного механизма. Подача топлива производится или отдельными насосами для каждого цилиндра или одним общим насосом через редуктор.

Двигатель Гёрлицкого машиностроительного завода. В целях упрощения производства Гёрлицким машиностроительным заводом выработана конструкция картеробразного типа для многоцилиндровых машин, в которой рубашки цилиндра отлиты заодно с картерной частью двигателя. На фиг. 216 и 217 представлены двух- и четырехцилиндровые типы этого завода. Компрессор расположен в одну линию с цилиндрами всего двигателя. Крепление картерной части к кривошипной плите производится через люки по внутренним фланцам.

Все распределение и регулирование двигателя — обычного типа. Для крупных мощностей охлаждение поршня производится помощью воздуш-

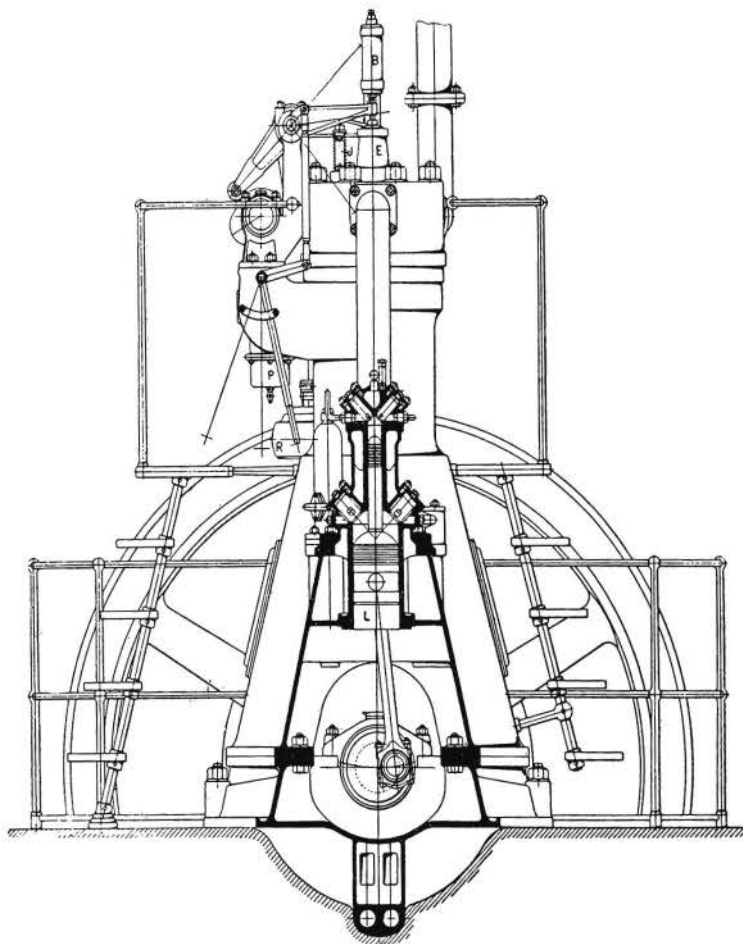


Фиг. 216. Вертикальный двухцилиндровый двигатель Дизель Гёрлицкого машиностроительного завода.



Фиг. 217. Вертикальный четырехцилиндровый двигатель Дизель Гёрлицкого машиностроительного завода.

ной струи, чем устраняется наличие каких-либо уплотняющих органов и достигается упрощение всей конструкции. Конечно, такие упрощенные формы могут быть доступны только крупным заводам с большим литейным цехом. Выпуская на рынок сравнительно дешевые, точно сработанные, облегченные машины, способные конкурировать в качестве с нормальными



Фиг. 218. Монтаж компрессора на станине одноцилиндрового двигателя Дизель Герлицкого завода.

типами дизелей, крупные заводы в сильной степени содействуют распространению среди широких слоев потребителей энергии дизель-моторов.

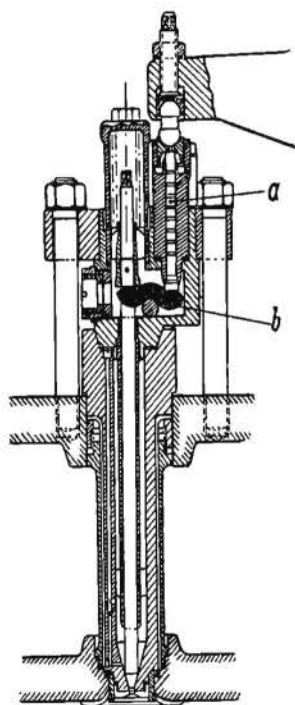
Монтаж собранного компрессора на станине виден на разрезе фиг. 218.

Двигатель завода Франко Този. Новые весьма интересные идеи вложены в конструкцию четырехтактных двигателей итальянского завода Този. На фиг. 219 изображена форсунка этого завода. Игла форсунки приводится в движение не непосредственно от рычага, а через толкатель *a* и рычажок *b*. Благодаря этой конструкции необходимость в уплотняющем

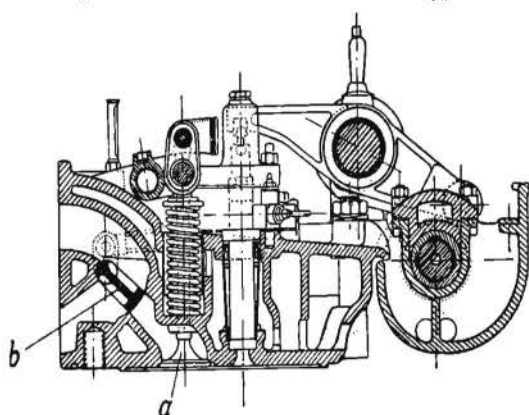
сальнике для иглы отпадает, что устраняет одну из наиболее частых причин неполадок в форсунке.

Во время ходов выталкивания, всасывания, сжатия и процесса расширения форсунка герметически закрыта, при чем по толкателю запорным органом является развитая в виде клапана нижняя часть толкателя. За крайне непродолжительный процесс распыливания топлива, занимающий лишь $35-40^\circ$ по углу поворота кривошипа, достаточным является наличие на толкателе ряда кольцевых заточек, играющих роль лабиринтного уплотнения.

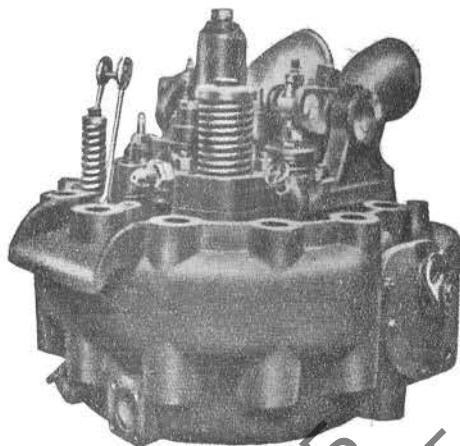
Органы распределения всасывания и выхлопа получили в данном двигателе также весьма интересное осуществление: два клапана *a* (фиг. 220) связанные между собой в своих движениях, выполняют функции как всасывающего, так и выхлопного клапанов. Дальнейшим



Фиг. 219. Форсунка двигателя Дизель-Този.

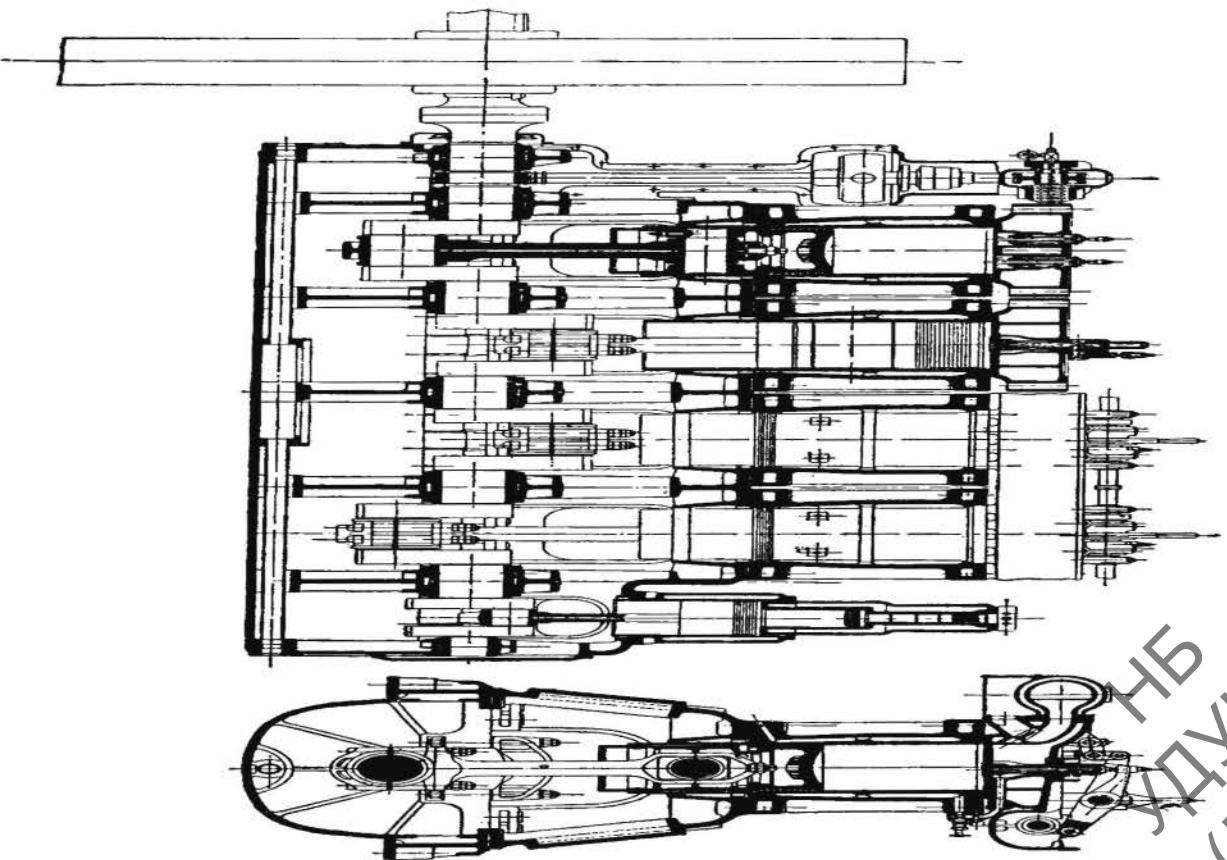


Фиг. 220. Крышка двигателя Дизель-Този.



Фиг. 221. Крышка двигателя Дизель-Този.

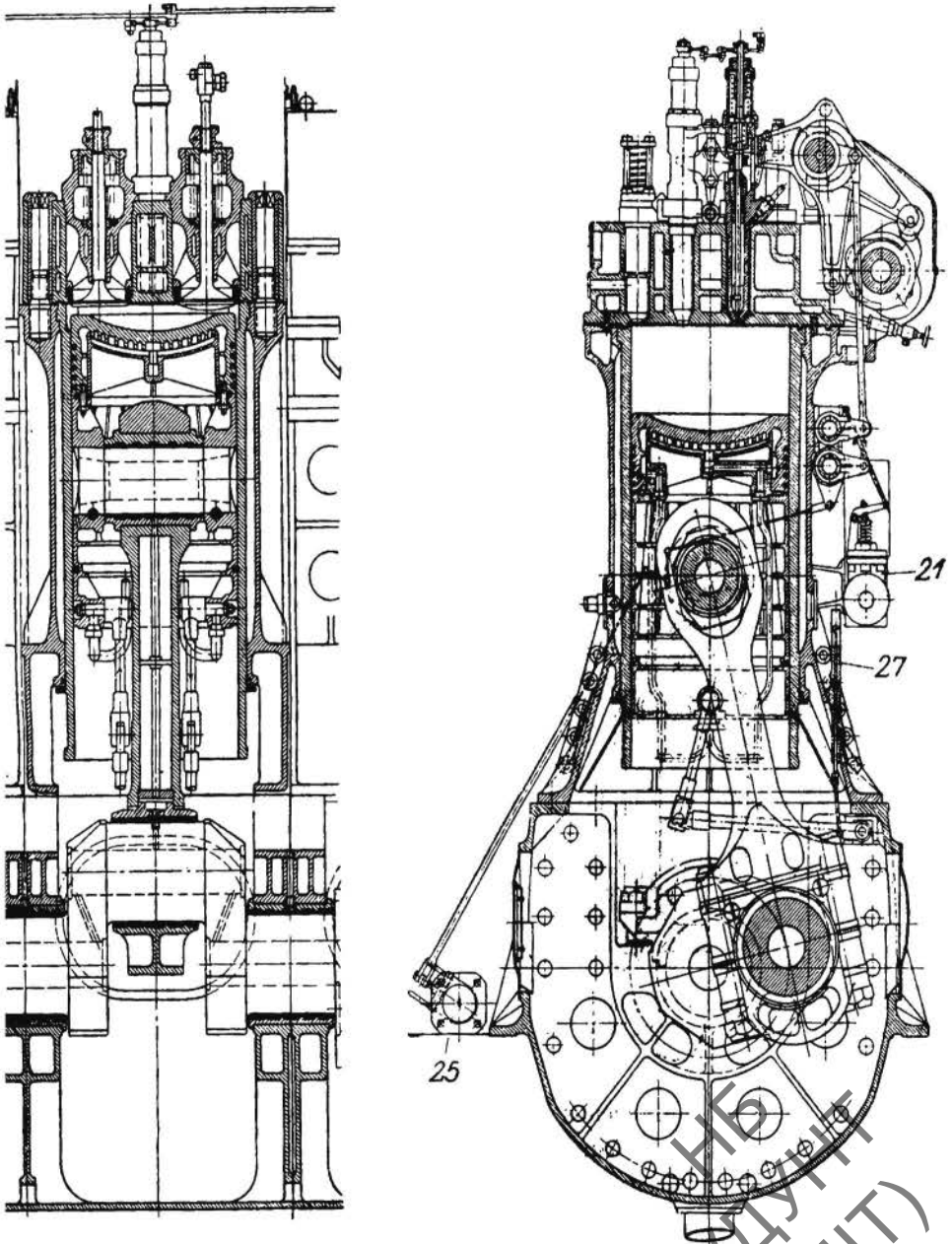
органом распределения является заслонка *b*, соединяющая попеременно пространство над клапанами то с всасывающим то с выхлопным трубопроводом, получая свое качательное движение от распределительного вала помощью тяги и эксцентрика. Этой конструкцией завод достигает охлаждения клапана, управляющего выпуском, холодным всасываемым возду-



Фиг. 222. Двигатель Дизель-Торн в 200 л. с.

хом и тем увеличивает надежность работы машины. Общий вид крышки дан на фиг. 221. На фиг. 222 даны продольный и поперечный разрезы четырехцилиндровой 200-сильной машины указанной конструкции.

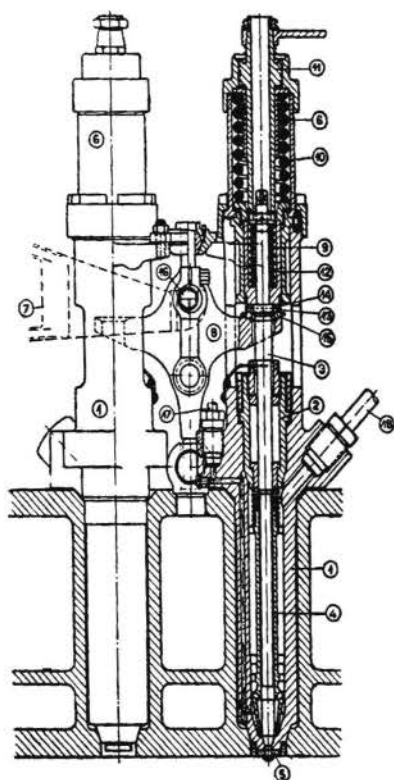
Быстроходный четырехтактный двигатель Аугсбургского машиностроительного завода (М. А. Н.). Для подводных лодок получили применение глав-



Фиг. 223. Быстроходный двигатель Дизель завода М. А. Н.

ным образом четырехтактные быстроходные двигатели внутреннего сгорания. Условия, требующие наличия машины по возможности компактной,

заставили двигатели данного назначения создавать возможно быстроходными, с наименьшими габаритными размерами, в особенности в высоту, с литражной мощностью и средним эффективным давлением, значительно превышающими величины, обычно допускаемые в дизелях для стационарной эксплуатации. На фиг. 223 представлена в поперечном и продольном разрезах 6-цилиндровая машина Аугсбургского машиностроительного завода мощностью $N_e = 1750$ л. с. при размерах цилиндра $D = 530$ мм и $S = 530$ мм и числе оборотов $n = 380$, что соответствует мощности на цилиндр 292 л. с. и среднему эффективному давлению $p_e \approx 6$ атм. Выбранное из соображений уменьшения высоты машины отношение хода к диаметру $S/D = 1$ привело к плоскому и широкому пространству сжатия, которое не могло



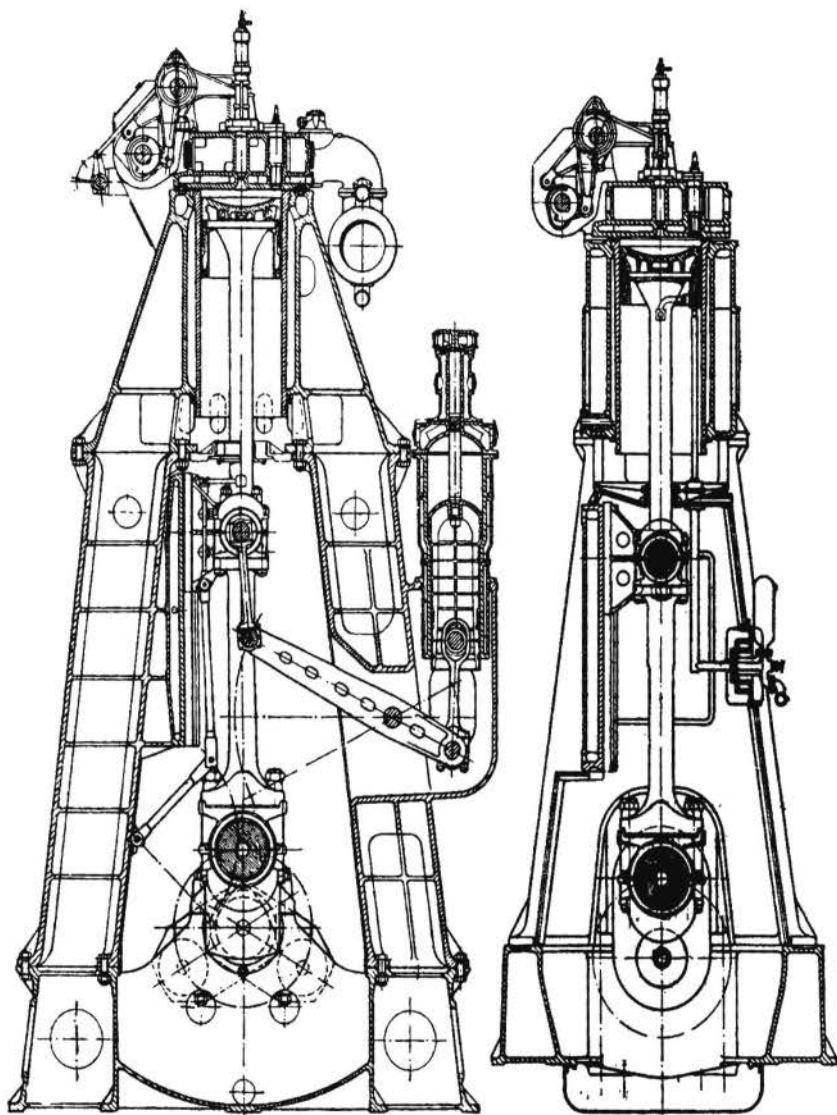
Фиг. 224. Парные форсунки быстроходного двигателя завода М. А. Н.

быть охвачено одной форсункой, ввиду чего на каждый цилиндр смонтировано по две форсунки (фиг. 224), подъем игл которых совершается одновременно рычагом 7 через промежуточную крестообразную деталь 8, направленную в своем движении.

Топливо по трубке 17 и сверлениям в теле корпуса форсунки подается к распылителю, расположенному в непосредственной близости к конусу иглы. Распыливающий воздух, подводимый по трубке 18, при подъеме иглы имеет доступ к седлу форсунки по двум путям: по сверлениям внутрь распылителя и вне его через узкую щель под распылителем, подхватывая поданное топливо и распыливая его в массе воздуха, идущего первым путем. Диафрагма 5 разбивает поток воздуха с распыленным топливом на несколько струй и распределяет его по пространству сжатия. Необходимость работать при

широких пределах изменения числа оборотов вызвала введение в конструкцию возможности изменения подъема иглы форсунки, для чего движение передается не непосредственно игле, а втулке 12, в свою очередь передающей движение игле через пружину 9. Подъем иглы продолжается до тех пор, пока игла не упрется в упор 11, положение которого находится под управлением машиниста. Дальнейший ход втулки 12 совершается за счет сжатия пружины 9. Относительно большая поверхность поршня, образующая часть пространства сгорания, интенсивно охлаждается водой.

Из соображения жесткости всей конструкции основная плита развита в высокий картер, в котором глубоко утоплены коренные подшипники. Машины данного типа установлены на тепловозах Ю. Э¹.



Фиг. 225. Двигатели Дизель завода М. А. Н. (сравнительные габаритные размеры старой и новой конструкций).

Тихоходный четырехтактный судовый двигатель внутреннего сгорания Аугсбургского машиностроительного завода. Высокая экономичность двигателей внутреннего сгорания по сравнению с паровыми двигателями вызвала усиленное применение этих машин в морском транспорте. Условия работы машин данного назначения оказали влияние на конструктивную их разработку; так, можно отметить большую единичную мощность, наличие не меньше шести цилиндров, что вызывается условиями уравнивания

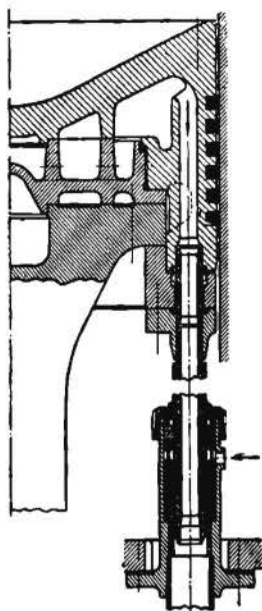
движущихся масс и пуска в ход с любого положения кривошипного вала, низкое число оборотов при работе непосредственно на гребной винт из условия экономичности работы последнего, выполнение кривошипного механизма с отдельной направляющей, обеспечивающее высокую надежность работы, и реверс машины. Подобные двигатели последних годов показывают значительные достижения в смысле уменьшения габаритных размеров, что видно из фиг. 225, дающей в одном и том же масштабе поперечные разрезы двух машин одинаковой мощности Аугсбургского машиностроительного завода старой и новой конструкций,— за счет переноса колонн, поддерживающих цилиндры, из плоскости вращения кривошипа в плоскость коренных подшипников.

Как типовую конструкцию, опишем новую 6-цилиндровую машину Аугсбургского машиностроительного завода мощностью 2 000 л. с. с размерами цилиндра $D = 700$ мм и $S = 1400$ мм при нормальном числе оборотов $n = 108$ и соответствующем среднем эффективном давлении $p_e = 5,17$ атм.

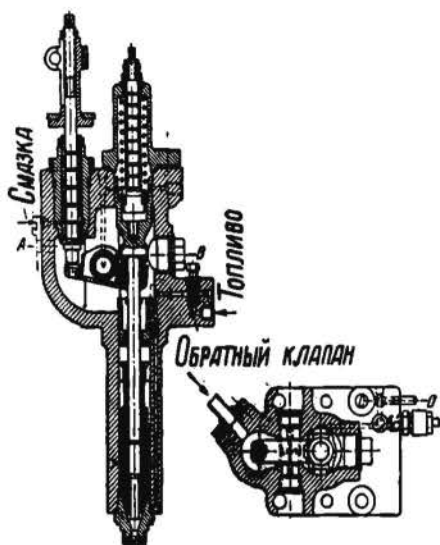
Три основных внешних вида и главные разрезы по цилиндру видны на фиг. 226.

На основной чугунной плите, свернутой из двух частей, при помощи восьми пар литых колонн смонтированы два блока, также свернутые между собой, в каждый из которых запрессованы по три гильзы, образующих цилиндры. Вся конструкция стянута длинными анкерными болтами, воспринимающими давление вспышки и разгружающими от таковых колонны и блоки, благодаря чему вся конструкция выдержана относительно легкой. Цилиндровые крышки, для каждого цилиндра отдельная, крепятся к блоку восемью длинными болтами, проходящими через крышку, особое кольцо, охлаждающее верхнюю часть втулки, и блок. В промежутке между группами цилиндров смонтированы компрессор и передача к верхнему распределительному валу, осуществленная при помощи пары цилиндрических, двух пар конических шестерен и промежуточного вертикального вала, а также топливный насос. Тут же находятся все рычаги управления и контрольные приборы. Особое внимание уделено вопросу охлаждения; кроме отмеченного выше специального кольца для охлаждения верхней части втулки, в крышке имеется сплошная горизонтальная стенка, делящая ее по высоте на две части; протекающая с большой скоростью по нижней части охлаждающая вода вызывает интенсивное ее охлаждение. Поршень также охлаждается водой, подводимой и отводимой по двум трубкам, ходящим в сальниках в неподвижной части трубопровода (фиг. 227). Ребра в поршне, увеличивая скорость протекания воды, улучшает охлаждение. Чтобы воспрепятствовать проникновению охлаждающей воды в основную плиту и циркулирующее масло, поршневой шток пропущен через сальник в глухой горизонтальной стенке. Смазка основных деталей—циркуляционная под давлением. Отработанное масло фильтруется, охлаждается и вновь направляется в подшипники. Все клапаны и форсунки

расположены в крышке. Форсунка (фиг. 228) по типу завода Тоз и осуществлена без сальниковых уплотнений. Кривошипные механизмы закрыты



Фиг. 227. Охлаждение поршня двигателя завода М. А. Н.



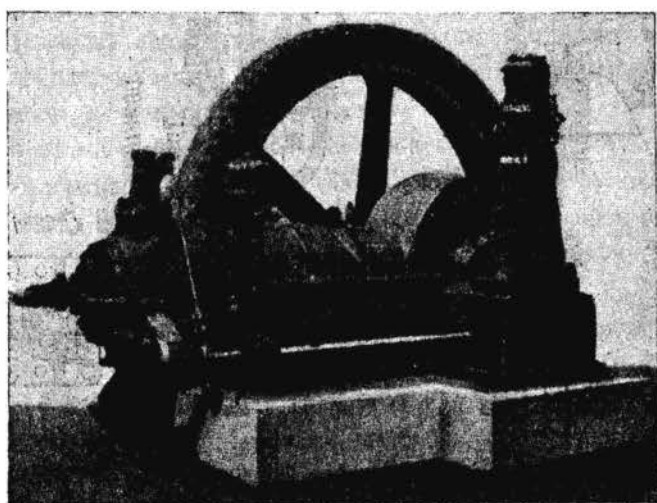
Фиг. 228. Форсунка судового двигателя завода М. А. Н.

щитами, по снятии которых могут быть осмотрены. Расход топлива, считая на теплотворную способность 10 000 кал, достигнут $g_s = 180$ г/э. с. ч. и расход масла — 0,6—0,9 г/э. с. ч.

II. Горизонтальные двигатели

Двигатель Швейцарского паровозостроительного завода в Винтертуре. На фиг. 229 и 230 представлены общий вид и вертикальный разрез горизонтального 50-сильного дизеля Швейцарского паровозостроительного завода. Компрессор установлен вертикально на общей раме двигателя и приводится в движение от дополнительного кривошипа. Продольный горизонтальный распределительный вал приводит в движение топливный насос и его регулятор и помощью кулачковых шайб — всасывающий и выхлопной клапаны. Расположенный на торце распределительного вала кулачок приводит в движение иглу форсунки и пусковой клапан, монтированные в крышке цилиндра (фиг. 231). Этот двигатель интересен тем, что при горизонтальном расположении цилиндра и вертикальных клапанов пространство сгорания получается того же благоприятствующего сгоранию вида, как и в вертикальном дизеле, для чего в головке поршня имеются срезы или карманы, необходимые для свободного движения клапанов. Переключение с пускового положения на рабочее производится от одной рукоятки так же, как и в вертикальном двигателе.

Пусковая рукоятка вращает два эксцентрика; один из них посажен на одном валу с рукояткой и действует на форсуночный рычаг, а другой, связанный с рукояткой при помощи тяги,—на пусковой рычаг. На торцевой шайбе распределительного вала расположен ступенчатый кулачок, обеспечивающий правильное открытие форсунки и пускового клапана. Сама форсунка и пусковой клапан — нормальной конструкции. Подобному же конструктивному изменению с сохранением основного метода регули-

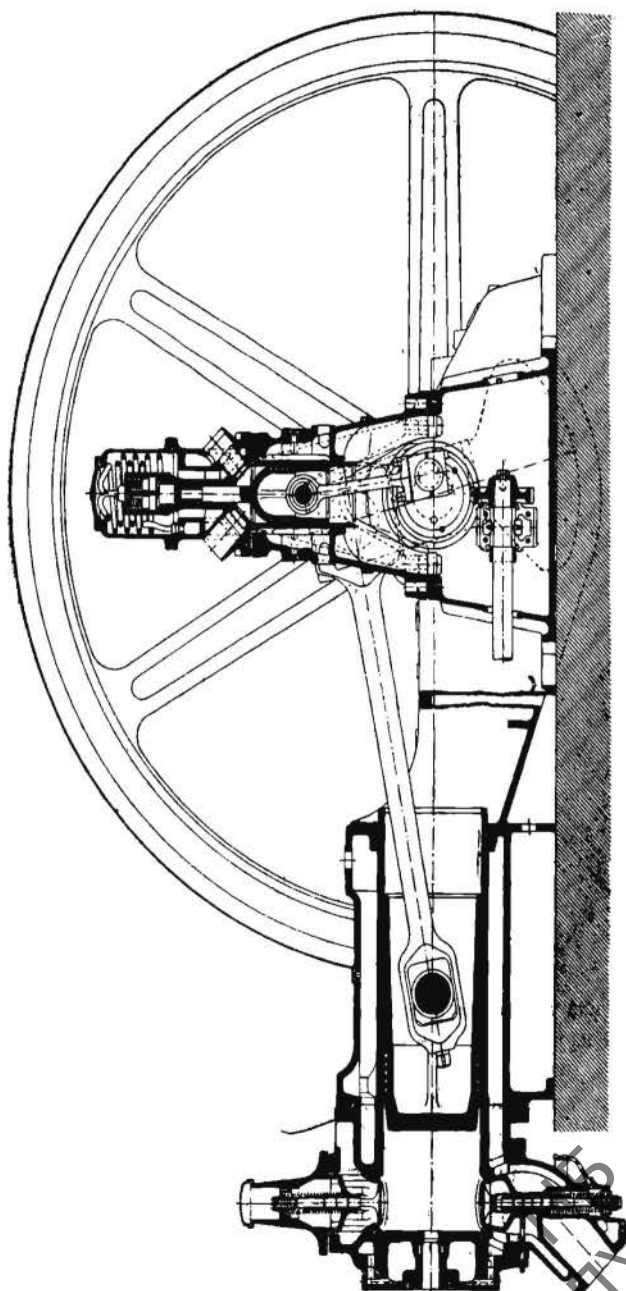


Фиг. 229. Горизонтальный двигатель Дизель в 50 л. с. Винтертурского завода.

рования и кинематической схемы подверглось регулирование подачи топливного насоса, приведенное на фиг. 232. Топливный насос непосредственно приводится в движение от эксцентрика, сидящего на распределительном валу. Регулятор поворачивает точку опоры качающегося рычага, действующего на всасывающий клапан насоса, меняя тем момент его посадки на седло в зависимости от нагрузки машины. На том же чертеже виден рычаг для остановки машины, поднимающий всасывающий клапан насоса.

Горизонтальные двигатели Дизель с открытыми форсунками. Желание обойти конструктивное решение подачи топлива под большим давлением распыливающего воздуха, как это имеет место в обычных дизелях, где форсунка перекрыта специальной иглой, породило весьма жизненное и упрощенное решение задачи распыливания топлива, предложенное Литценмейером и нашедшее затем рациональную разработку крупными заводами по постройке двигателей, как-то: заводы Кертлинг, Динглер, Пражский, б. Бромлей в Москве, Сормовский и др. Идея Литценмейера заключается в том, чтобы разгрузить топливный насос от противодействия распыливающего воздуха, как это имеет место в нормальных форсунках, и тем упростить систему регулирования, для чего топливо подается в особый канал, сообщенный с цилиндром через диа-

фрагму, в период всасывания, так что насос работает лишь на сопротивления трубопроводов и клапанов. В конце сжатия открывается дополнительный клапан, помещенный в форсунке и далеко отстоящий от пространства сго-

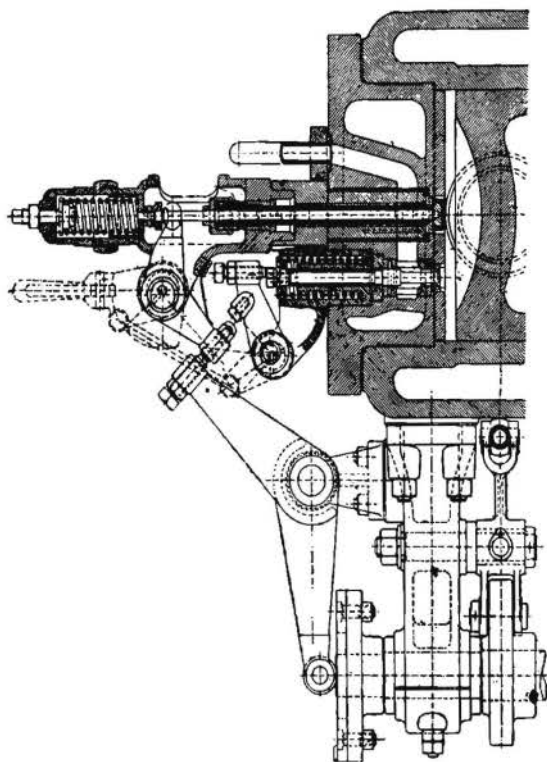


Фиг. 230. Горизонтальный двигатель Дизель в 50 л. с. Винтертурского завода.

рания, и направляет струю сжатого воздуха в канал с топливом, чем достигается распыливание его в рабочем воздухе. Эта конструкция устранила загар форсуночной иглы, имевший место в выпущенных первых моделях

Аугсбургского завода. Идея регулирования подачи топлива заключается в том, что эксцентрик приводит в движение плунжер через регулирующий механизм, включающий холостой ход. Таким образом, в то время как эксцентрик имеет постоянный ход, полезный ход плунжера меняется от регулятора.

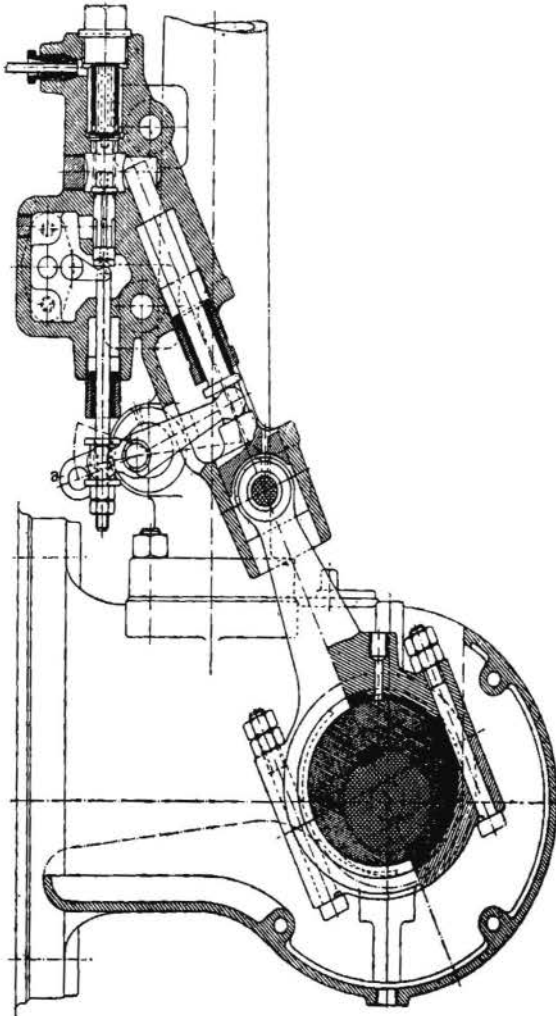
На фиг. 233 представлен продольный разрез двигателя Литценмейера. Двигатель имеет нормальную конструктивную разработку газовакуумной машины. Рубашка цилиндра отлита заодно со станиной двигателя, и в нее вставлена рабочая бурса, образующая цилиндр. К фланцу рубашки привернута головка, в которой заключены всасывающий и вы-



Фиг. 231. Крышка цилиндра с приводом форсунной иглы и пускового клапана горизонтального двигателя Дизель Винтертурского завода.

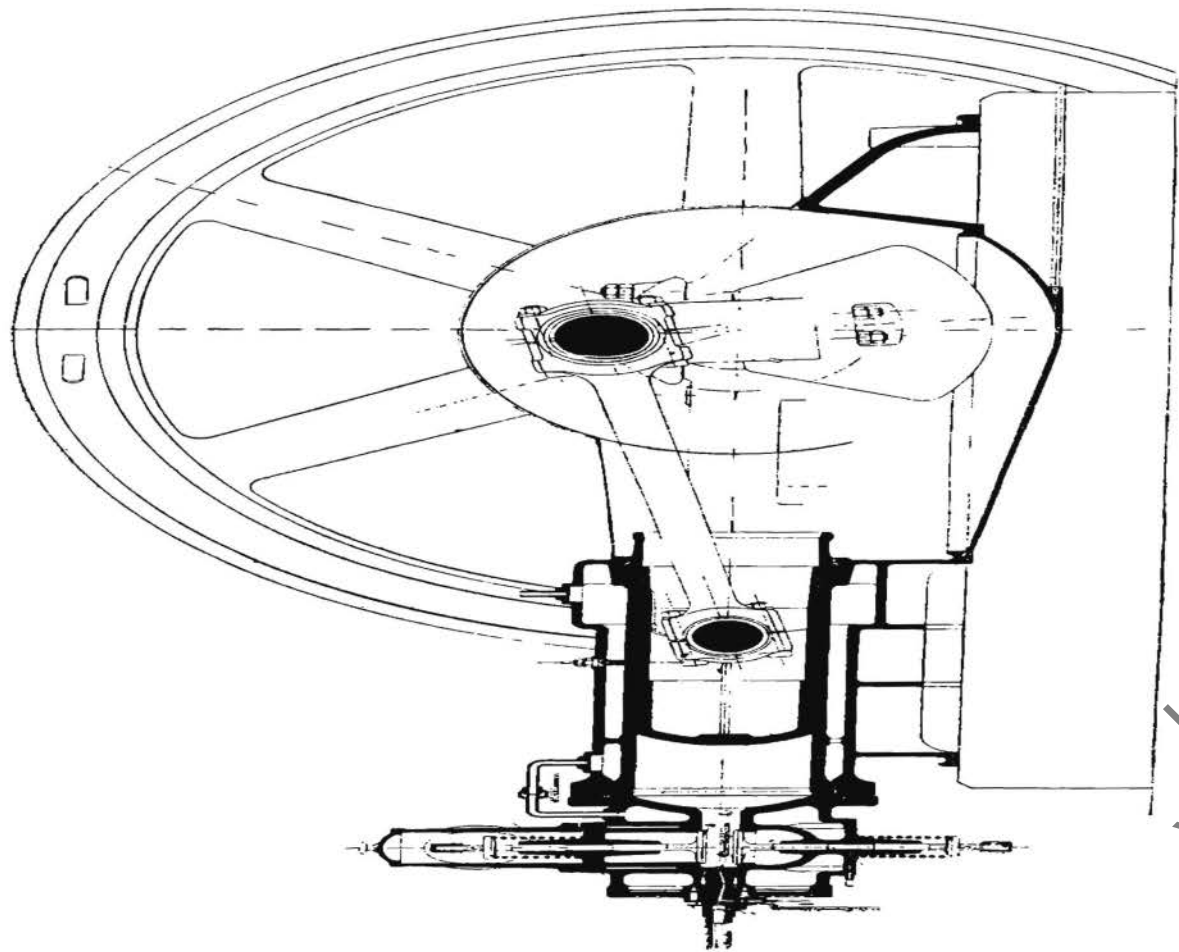
хлопной вертикальные клапаны, приводимые в движение через штанги и рычаги от горизонтального распределительного вала при помощи распределительных кулачков. Форсунка, монтированная в торце головки, представлена на фиг. 234. Нефть, подаваемая в процессе всасывания через трубку *a* в канал *b*, располагается в нем по всей его длине. В конце сжатия шток *c*, имеющий лабиринтное уплотнение, открывает воздушный клапан *d*, и сжатый воздух, поступающий через канал *e*, подхватывает нефть из канала *b*, распыливая ее через диафрагму *f*. При пуске двигателя в ход открывается запорный вентиль *g*, и сжатый воздух, кроме канала *b*, направляется в цилиндр через более широкий канал *h*. Как для пуска

в ход, так и для рабочего положения служит тот же шток *c*, открывающий воздушный клапан *d*. Ввиду того, что время открытия клапана при пуске в ход и при работе двигателя не одинаково, форсуночный ролик переводится с рабочего кулачка на пусковой с соответствующим большим временем открытия.



Фиг. 232. Топливный насос горизонтального двигателя Дизель в 50 л. с. Винтертурского завода.

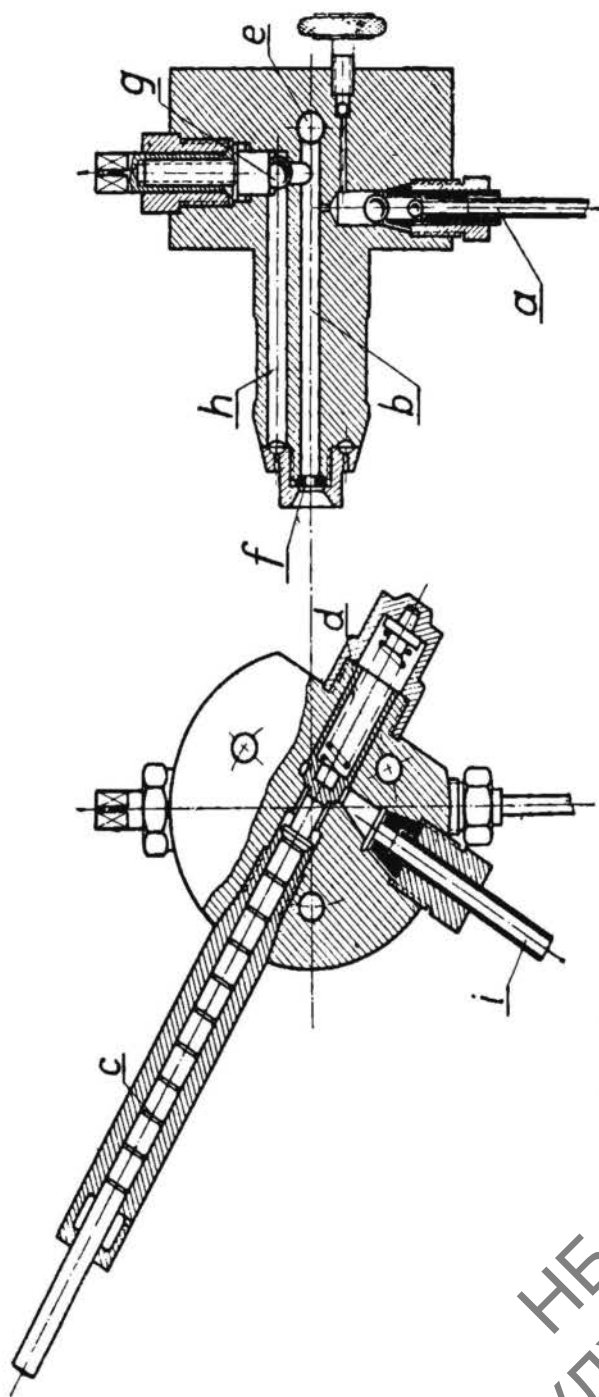
На фиг. 235 дана конструкция нефтяного насоса завода б. Бромлей. Эксцентрик *a* качает рычаг *b*, имеющий неподвижную точку *a*. Правый конец рычага, обхватывающий прорез штока нефтяного насоса *e*, связан с последним сквозным болтом *f* таким образом, что имеет возможность свободно качаться в прорезе. Регулятор воздействует на рычаг *a*, другой конец которого связан двумя длинными боковыми пружинами *g* с нефтяным штоком, и изменяет положение прореза *e* относительно качающегося рычага. При холостом ходе, когда втулка регулятора стремится в верхнее



Фиг. 23. Горизонтальный двигатель Липценшера.

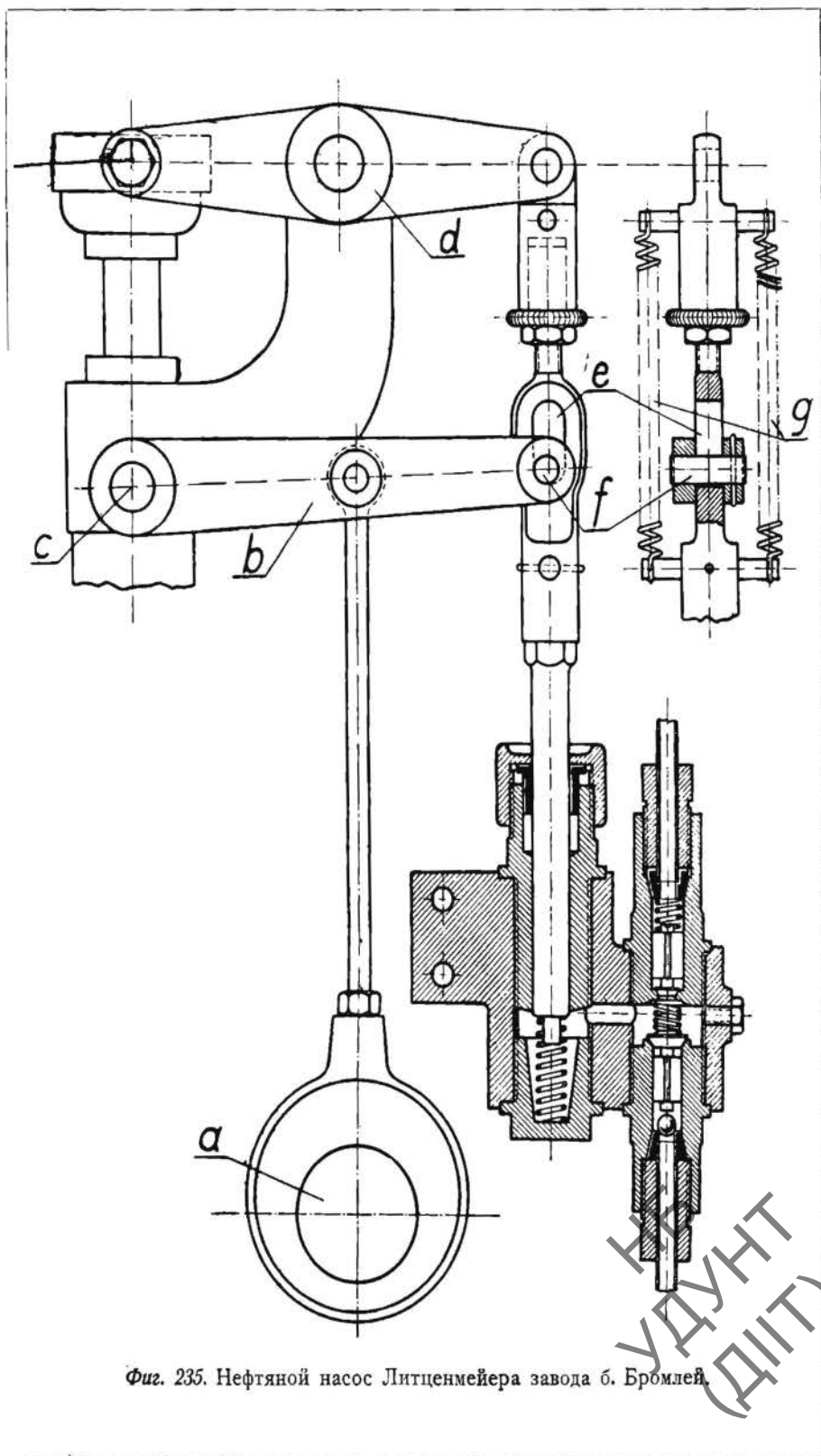
НВ
УДУНТ
(ДИТ)

положение, прорез занимает свое низшее положение, и сквозной болт большую часть хода совершает вхолостую. Чем выше прорез будет по-



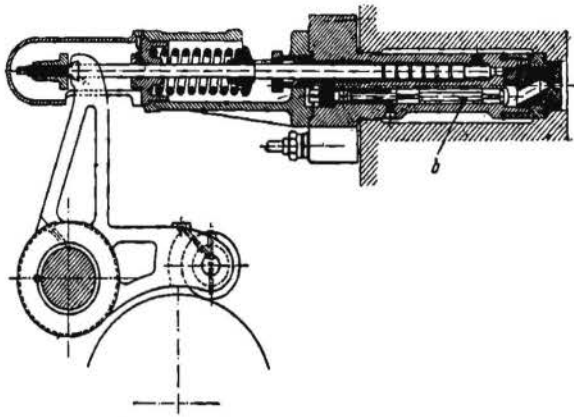
Фиг. 234. Открытая форсунка Лигценмейера завода б. Бромлей.

ставлен регулятором, тем больше полезный ход насоса. Таким образом подъем плунжера производится двумя пружинами *g*, а полезный ход — от рычага *b* через сквозной болт *f* и прорез.

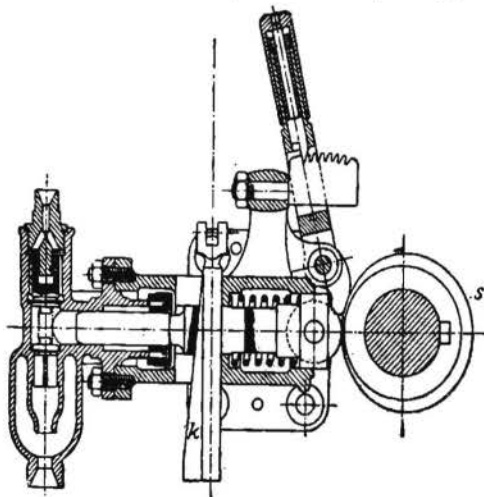


Фиг. 235. Нефтяной насос Литценмейера завода б. Бромлей.

На фиг. 236 и 237 представлены форсунка и топливный насос горизонтального дизеля с открытой форсункой завода Кертинг. Нефть, подаваемая через возвратный клапан *b* форсунки, ложится в нижнюю часть наклонного канала. Игла, перекрывающая доступ сжатому воздуху, уплотненная против давления сжатого воздуха лабиринтом и сальником, прижата к своему седлу сильной пружиной, напоминая в этой части конструкцию нормальной форсунки дизеля с той разницей, что конус иглы не приходит в соприкосновение с горячими газами. В момент открытия иглы сжатый воздух подхватывает нефть и распыливает ее через диафрагму. Нефтяной насос (фиг. 237) приводится в движение от эксцентрика *s*. Регулятор, воздействуя на положение клина *k*,



Фиг. 236. Открытая форсунка двигателя Кертинг.

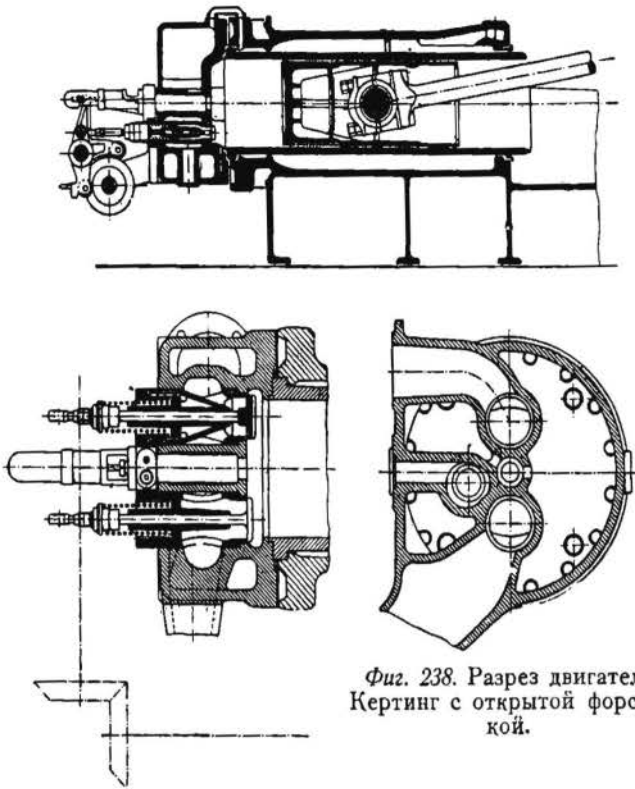


Фиг. 237. Топливный насос двигателя с открытой форсункой завода Кертинг.

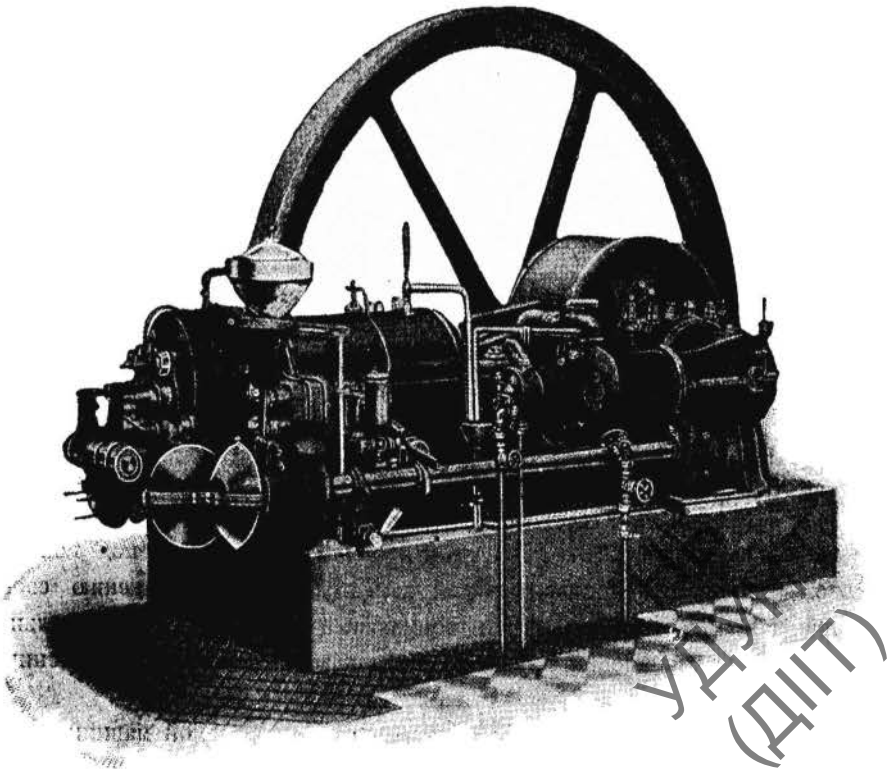
меняет полезный ход насоса. Возвратный ход всасывания плунжера, так же как и в конструкции завода б. Бромлей, совершает пружина. Ручка служит для остановки двигателя и для подкачки нефти при пуске его в ход. На фиг. 238 представлен продольный разрез двигателя Кертинг. Второй распределительный вал, получающий вращение от пары конических шестерен, приводит в движение помощью кулачков всасывающий и выхлопной горизонтальные клапаны, расположенные в крышке цилиндра. В центре крышки монтированы форсунка и под ней пусковой клапан. Этот горизонтальный двигатель по расположению своих частей напоминает опрокинутый нормальный дизель. Горизонтальное расположение клапанов принуждает седло клапана выполнять без конических заточек.

На фиг. 239 представлен общий вид рассматриваемой машины.

Двигатель двойного действия Пражского машиностроительного завода. На фиг. 240 представлены продольный разрез и общий вид четырехтакт-

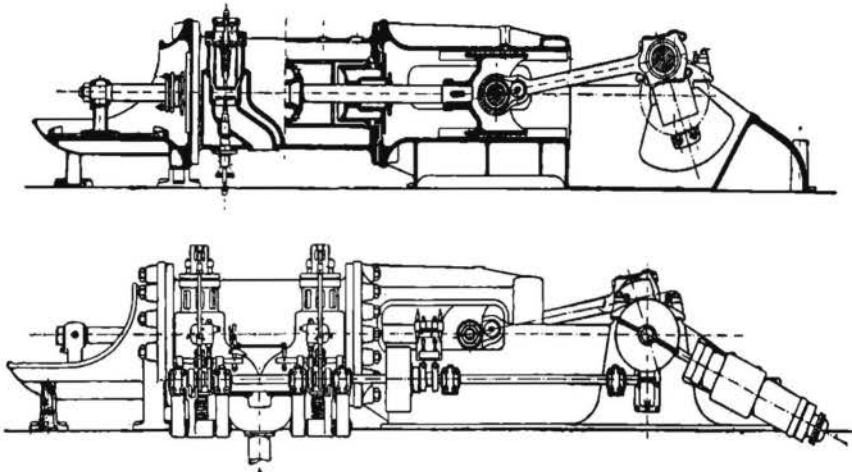


Фиг. 238. Разрез двигателя Кертинг с открытой форсункой.



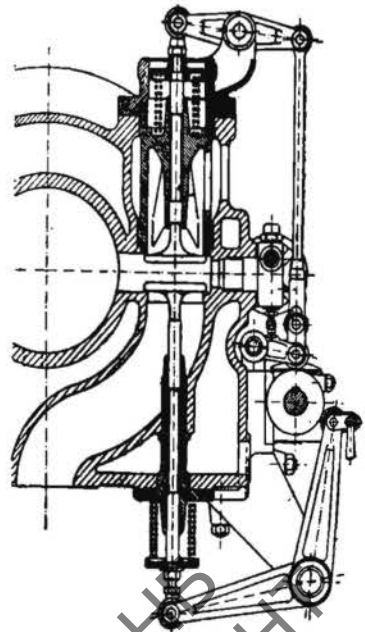
Фиг. 239. Двигатель Дизель завода Кертинг.

ного двигателя двойного действия Пражского машиностроительного акционерного о-ва, работающего с открытой форсункой, в конструктивной разработке мало отличающейся от бромлеевской форсунки. Компрессор



Фиг. 240. Двигатель Пражского завода.

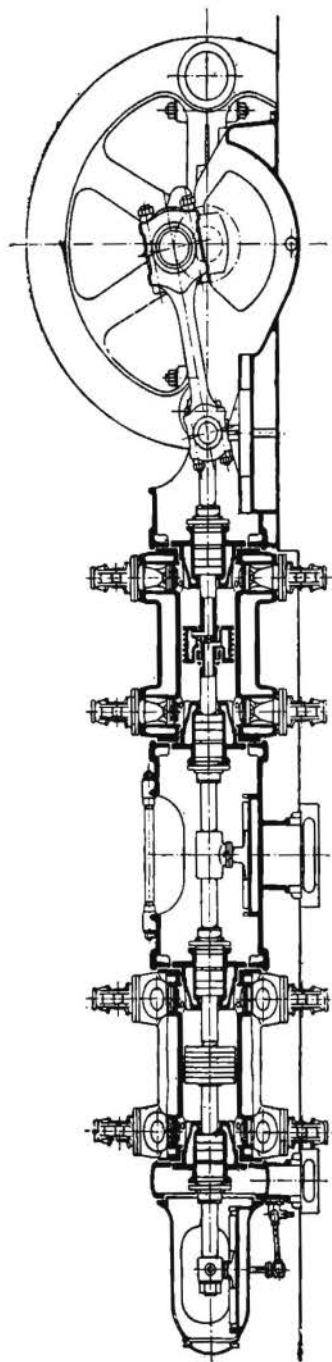
расположен вниз под углом и приводится в движение от самостоятельного кривошипа. Поршневой шток, охлаждаемый водой, подвешен на двух ползунах. Клапанная коробка (фиг. 241) вынесена сбоку цилиндра и включает к концу сжатия весь рабочий воздух, в который распыливается топливо при помощи размещенной в торце коробки форсунки. Такое расположение сокращает высоту установки и длину всех передаточных частей распределения, а кроме того, предохраняет сальники штока от высоких температур в процесс сгорания. Как всякий двигатель с открытой форсункой, эта машина требует более высокого давления распыливающего воздуха, вследствие чего давление в процесс сгорания повышается на 5—10 атм.



Фиг. 241. Клапанная головка двигателя Пражского завода.

Двигатель тандем двойного действия Аугсбургского машиностроительного завода. По принципу крупных газовсасывающих двигателей Аугсбургским машиностроительным заводом разработан четырехтактный двигатель Дизель тандем двойного действия, представленный на фиг. 242. Сквозной шток, несущий два рабочих поршня, опирается на три ползуна. Всасывающий и выхлопной клапаны в каждой полости расположены вертикально и приводятся в движение от

распределительного вала через толкающие штанги и качающиеся рычаги при помощи кулачковых шайб. Сжатый воздух размещается в двух пространствах у всасывающего и выхлопного клапанов, в которые помощью двух форсунок на каждую рабочую полость распыливается нефть. Рядом с нижней форсункой расположен пусковой клапан. Как и газовый, этот нефтяной двигатель покоится на трех фонарях, из которых правый составляет одно целое с рамой двигателя, представляя, таким образом, систему подвешенных цилиндров. Форсунки и пусковой клапан — нормальной конструкции Аугсбургского завода с соответствующим изменением кинематической связи.



Фиг. 242. Двигатель тандем Аугсбургского завода.

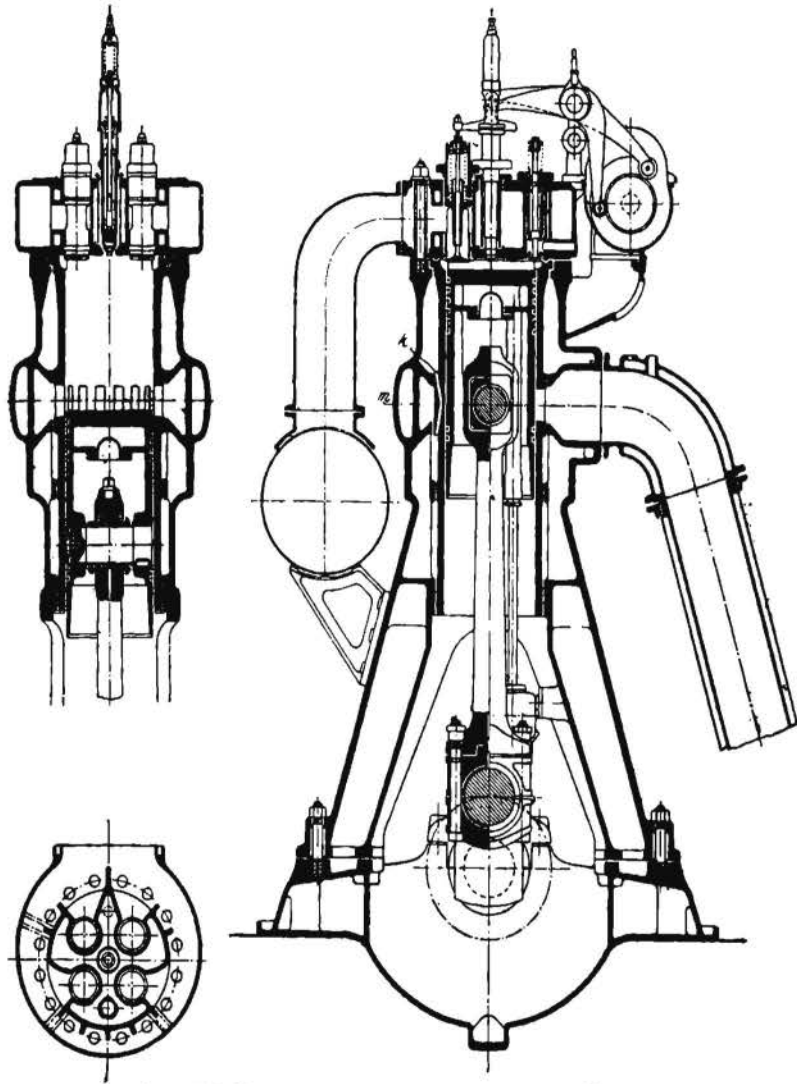
Б. Двухтактные двигатели

1. Двухтактные двигатели простого действия

Двигатель завода Зульцер. Большую заслугу в разработке двухтактных дизелей имеет завод Зульцер в Винтертуре и Людвигсгафене. Строящиеся им двухтактные дизели — вертикальные, простого действия. А-образная станина (фиг. 243), в которую вставлена гильза, служащая цилиндром двигателя, имеет кольцевой канал, охлаждаемый водой, через который отводятся выхлопные газы, направляющиеся из цилиндра через щели в буксе, расположенные по всей окружности последней. Уплотнение вставной буксы в месте выхлопных каналов достигается медными кольцами при посадке ее в рубашку. Для предохранения простенков между щелями от прогара последние охлаждаются водой через каналы *k*. Продувочный воздух, подаваемый компрессором двойного действия, монтированным на общей станине с двигателем, поступает в общий сборник, а

оттуда в цилиндр через четыре продувочных клапана, расположенных в крышке цилиндра. В ней же расположены форсунка и пусковой клапан. Все клапаны приводятся в движение от кулачков, сидящих на горизон-

тальном распределительном валу, получающем свое движение от главного вала через промежуточный вертикальный. Поршень охлаждается водой. На фиг. 244 представлен общий вид двухтактного 4-цилиндрового двигателя простого действия в 2400 л. с. Мощность такой конструкции двух-



Фиг. 243. Разрез двухтактного двигателя Зульцер.

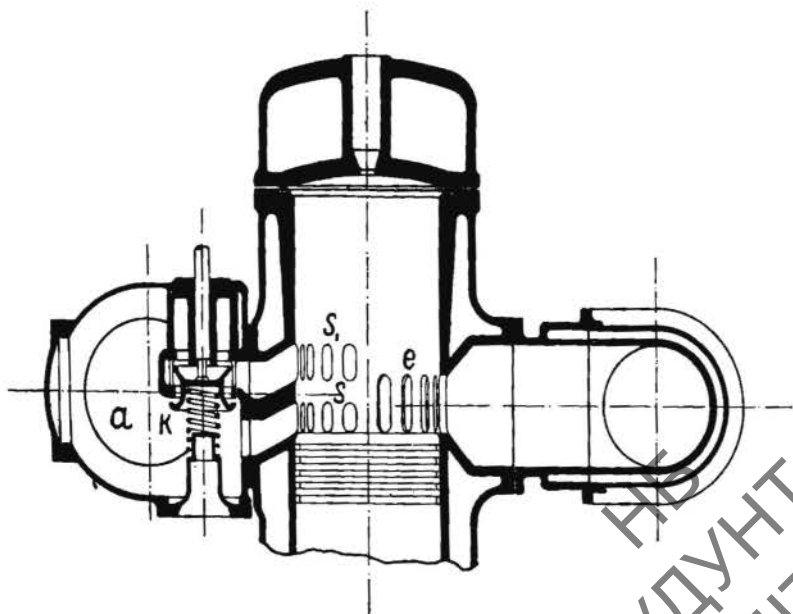
тактных двигателей доведена заводом Зульцер до 2000 л. с. в одном цилиндре. Применяемая прямоточная продувка весьма совершенно очищает цилиндры от остаточных газов и требует не более 30—40% избытка воздуха по отношению к рабочему объему цилиндров. Среднее индикаторное давление, отнесенное ко всему рабочему ходу, — около 6,8 атм при расходе топлива 200 г/э. с. ч.

Для упрощения конструкции и повышения среднего индикаторного

давления заводом Зульцер разработана щелевая продувка с наддувкой через дополнительные окна, управляемые специальным клапаном (фиг. 245). Когда поршень опускается, верхние продувочные окна s_1 перекрыты кла-



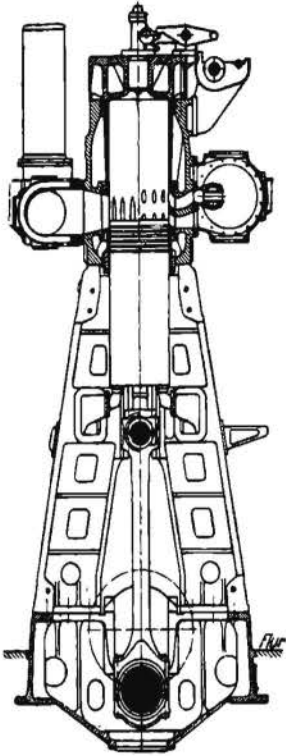
Фиг. 244. Двухтактный двигатель Зульцер, $N_e = 2400$ л. с.



Фиг. 245. Двухтактный двигатель Зульцер с щелевой продувкой.

паном k , и лишь по удалении продуктов сгорания через окна e продувочный воздух поступает через окна s и s_1 из ресивера a . При обратном

ходе поршня, когда перекроются выхлопные окна, продувочный воздух производит наддувку через окна s_1 и тем увеличивает количество пода-

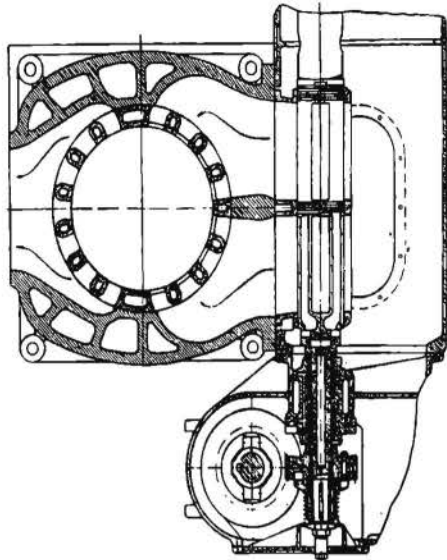


Фиг. 246. Судовый двигатель завода Зульцер с наддувкой.

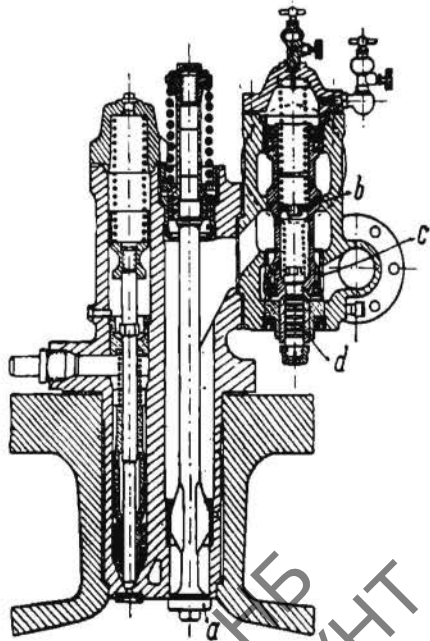
ваемого воздуха, а с ним и среднее индикаторное давление. Форсунка и пусковой клапан расположены, как обычно, в крышке цилиндра.

В дальнейшем развитии данной конструкции заводом Зульцер клапан k заменен вращающимся золотником, выполняющим ту же функцию. На фиг. 246 дан разрез судового двигателя Зульцер с наддувкой, а на фиг. 247 — поперечный разрез через окна и вращающийся золотник.

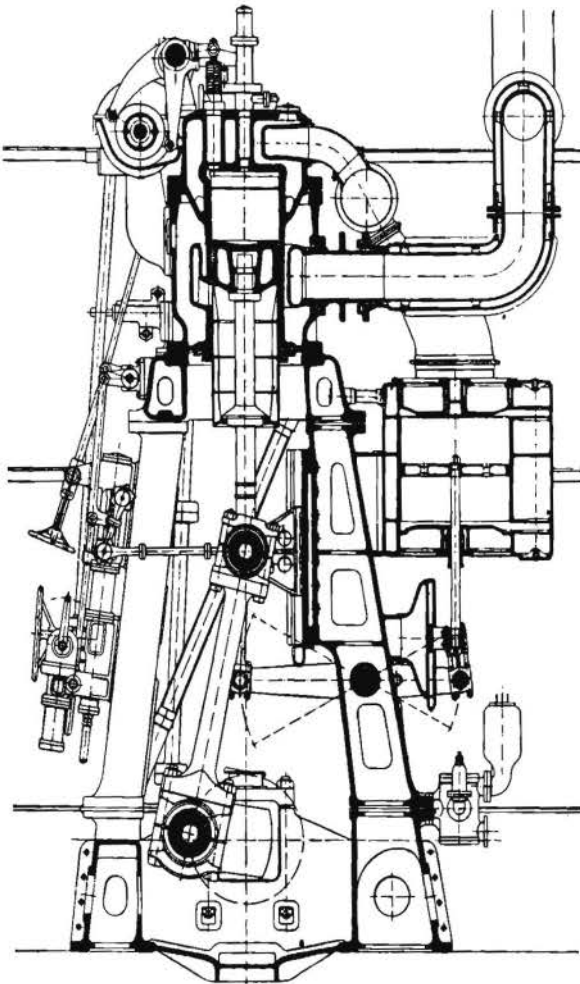
Форсунка и пусковой клапан (фиг. 248) смонтированы в одну деталь, укрепляемую по оси крышки цилиндра. Такая конструкция допускает выполнение крышки в виде тела



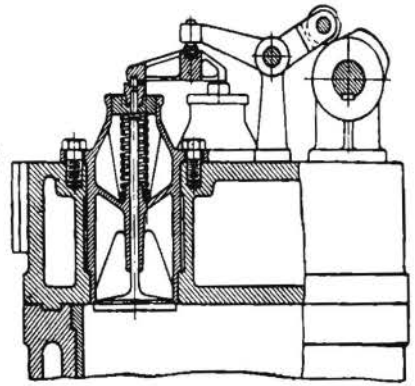
Фиг. 247. Разрез цилиндра судового двигателя завода Зульцер.



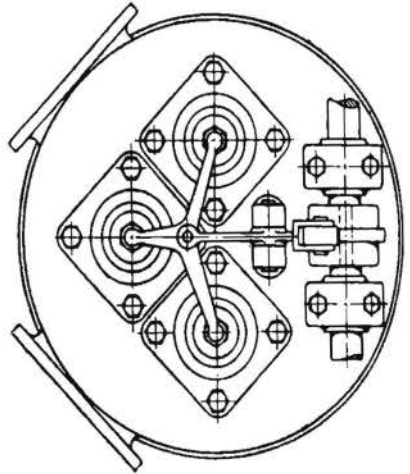
Фиг. 248. Форсунка и пусковой клапан судового двигателя завода Зульцер.



Фиг. 249. Разрез двигателя завода Крупп.



Фиг. 251. Продувочные клапаны двигателя завода Крупп.



Фиг. 250. Быстроходный двигатель завода Крупп.

вращения с центральным отверстием, хорошо противостоящего термическим воздействиям.

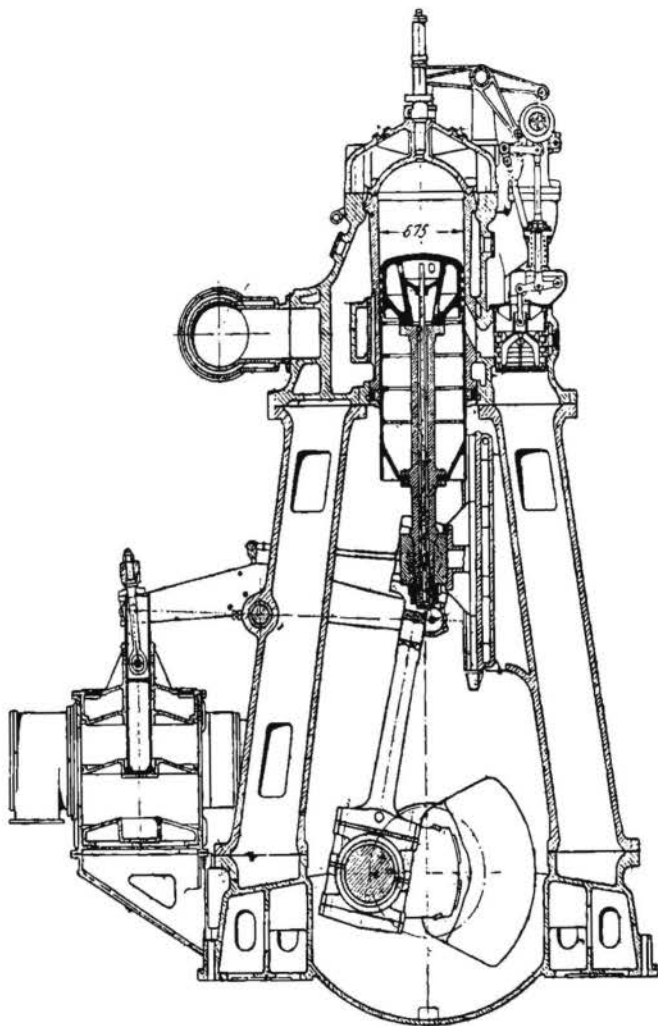
Система пускового клапана имеет некоторые особенности. Клапан *a* открывается на все время пуска в ход, и органом распределения является клапан *b*. Нижняя часть клапана *b* развита в золотник. Во время хода сжатия воздух из цилиндра через щели *c* отводится в ресивер продувочного воздуха. В начале воздействия пускового рычага на клапан *b* снизу открывается дополнительный клапан *d*, разгружающий клапан *b* от давления на него воздуха. При подъеме клапана *b* перекрываются нижние окна, соединяющие пространство сжатия с ресивером продувочного воздуха, и пусковой воздух получает доступ в цилиндр. За счет подобной конструкции облегчается пуск в ход при более низких давлениях пускового воздуха; двигатель за счет уменьшенной работы сжатия и увеличения объема пространства сжатия быстрее забирает обороты, и во время работы достигается возможность разборки и ремонта основных органов пуска в ход, что является весьма важным для судовых машин с их частыми маневрами.

Двигатели завода Крупп. На фиг. 249 представлен разрез вертикального двухтактного двигателя простого действия завода Крупп. Продувка происходит через клапаны, расположенные в крышке цилиндра, и выхлопные щели, размещенные по всей окружности цилиндра. Кривошипный механизм снабжен крейцкопфом, скользящим по направляющей, расположенной в литой станине. Для равномерного распределения давлений основная кривошипная плита связана с цилиндром помощью колонны. Продувочные насосы двойного действия расположены сбоку цилиндров и приводятся в движение от крейцкопфа через балансир. Другие ползуны многоцилиндровой машины приводят в движение компрессоры распыливающего и пускового воздуха. В крышке цилиндра размещены форсунка и пусковой клапан. Поршни охлаждаются водой через крейцкопф и шток.

Быстроходный двигатель того же завода исполняется с картерной станиной, при чем цилиндры, продувочный насос и компрессор расположены в ряд. На фиг. 250 представлен реверсивный 6-цилиндровый быстроходный двигатель для подводных лодок в 900 л. с. По концам линии цилиндров расположены продувочные насосы, посредине, между двумя группами по 3 цилиндра—компрессоры для распыливающего воздуха. Привод продувочных клапанов помощью трех пальцев от одного кулачка через рычаг представлен на фиг. 251.

Двигатель завода Нобель. На фиг. 252 дан поперечный разрез вертикального судового четырехцилиндрового двухтактного двигателя завода Нобель. Как и у большинства судовых машин большой мощности с малым числом оборотов, обусловленным непосредственной работой на винт, этот двигатель выполняется с крейцкопфами и поршнем, охлаждаемым водой через шток, в который вода подается помощью шарнирно связанных труб. Конструкция поршня осуществлена из двух частей, из ко-

торых верхняя воспринимает действующие силы, а нижняя служит для перекрытия выхлопных и продувочных окон. Две чугунные колонны связывают каждый цилиндр с кривошипной плитой, свернутой из двух частей. По бокам двух средних цилиндров размещены два продувочных насоса двойного действия, приводимые в действие от крещкопфов через балан-



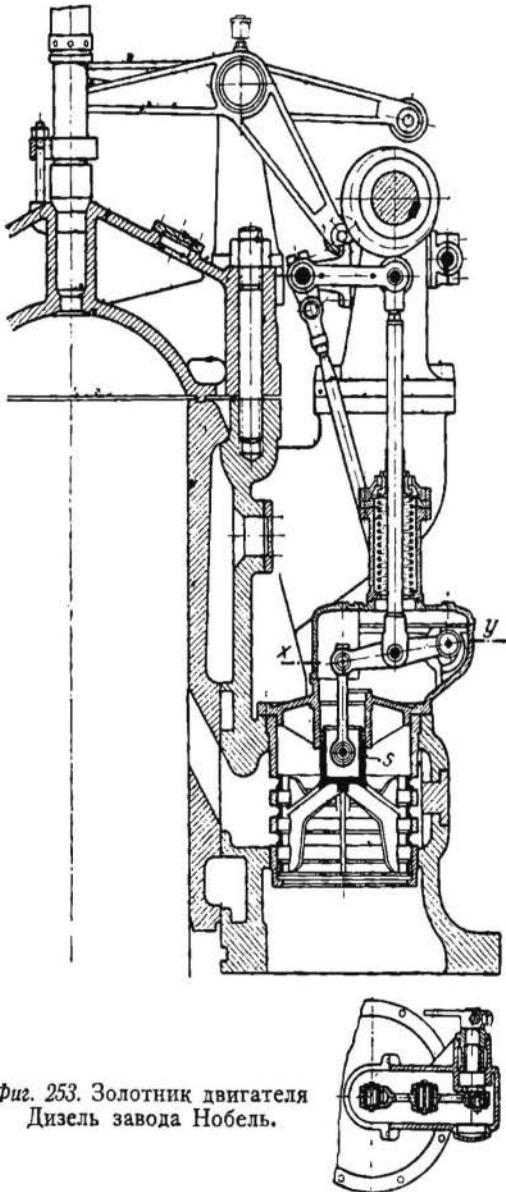
Фиг. 252. Разрез 2000-сильного двухтактного двигателя Дизель завода Нобель.

сиры. Такими же балансирами приводится в движение трехступенчатый компрессор, расположенный у двух крайних цилиндров с разбивкой ступени низкого давления от ступеней среднего и высокого давлений.

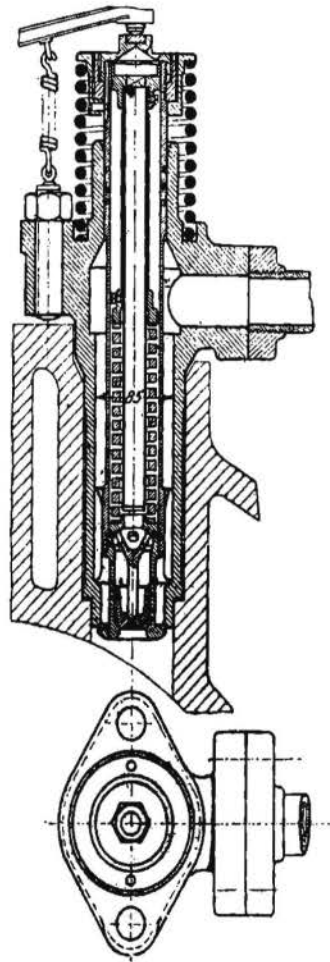
Продувка производится через щели, расположенные в нижней части цилиндра под углом к оси цилиндра, при чем продувочные окна поставлены выше выхлопных, и весь продувочный воздух регулируется специальным золотником (фиг. 253). В конце хода расширения, когда открываются продувочные окна, золотник закрыт и предохраняет ресивер от

поступления в него продуктов сгорания, и, лишь когда после выхлопа давление в цилиндре упадет, открывается золотник для продувки цилиндра.

Такой конструкцией более упрощенно достигается наддувка, чем в двигателе Зульцер. Форсуночный и пусковой клапаны монтированы в стальной головке и приводятся в движение



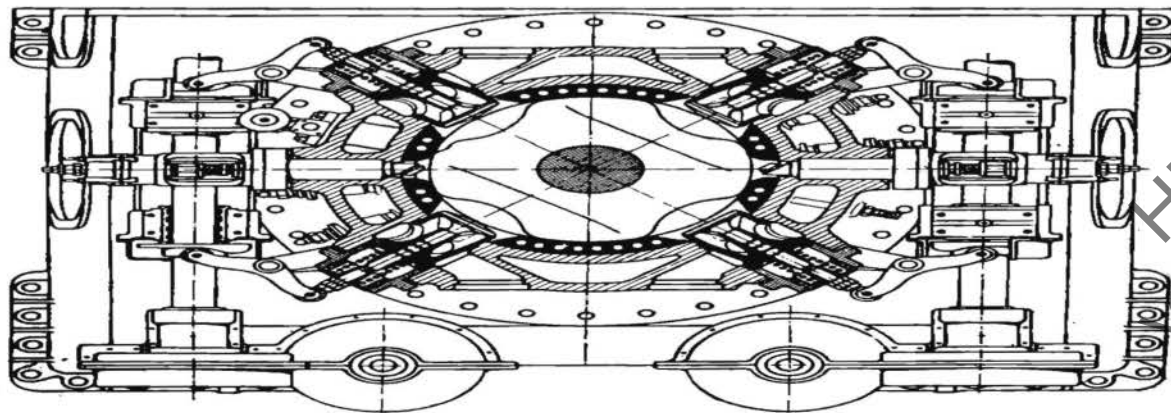
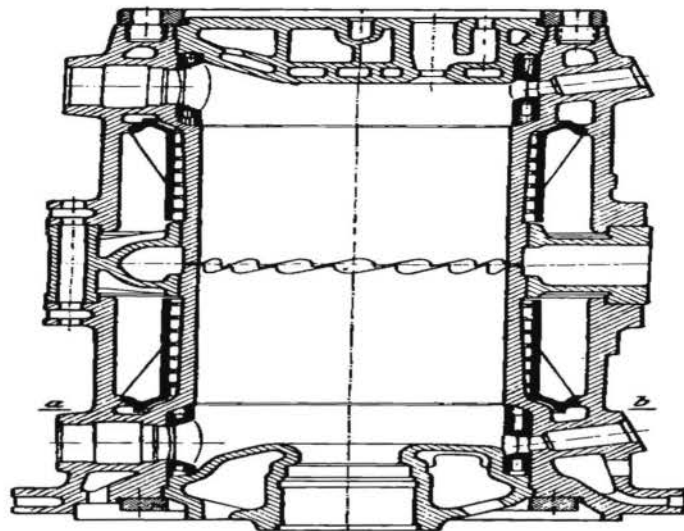
Фиг. 253. Золотник двигателя Дизель завода Нобель.



Фиг. 254. Пусковой клапан с предохранителем двигателя Дизель завода Нобель.

ние от кулачков, сидящих на общем распределительном валу, от которого получает свое движение и продувочный золотник. Для предохранения двигателя от чрезмерных давлений случайного характера пусковой клапан снабжен предохранителем (фиг. 254).

Произведенные проф. Росбергом испытания дали следующие результаты.



Фиг. 255. Цилиндр двухтактного двигателя двойного действия завода М. А. Н. мощностью 2000 л. с. в цилиндре.

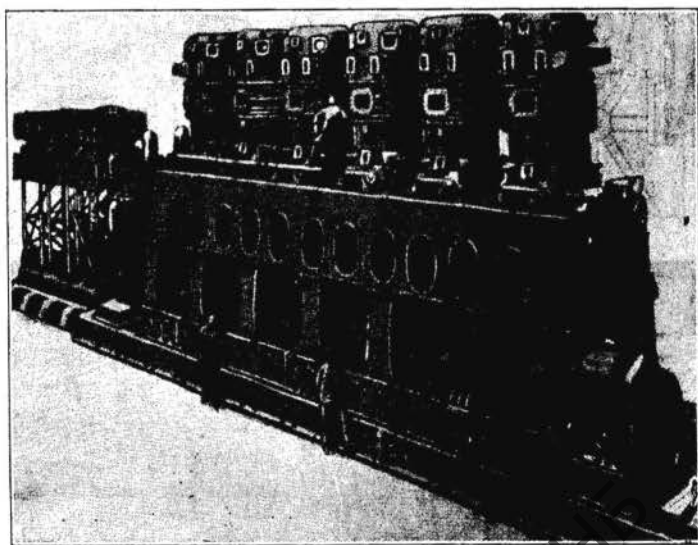
НБ
ДУДУНТ
(ДИТ)

ТАБЛИЦА 35

		Нормальн. нагрузка	$\frac{3}{4}$ норм. нагрузки
Среднее индикаторное давление p_i	кг/см ²	6,48	7,58
Механич. коэффиц. пол. действ. η_m	$\frac{N_e}{N_i} \%$	80,5	81,5
Расход топлива на эффект. сило-час	г	179,3	191,4
Избыточн. давление продувочн. воздуха	мм водян. столба	1 150	1 280
Температура продувочн. воздуха	°C	30	28
Температура выхлопн. газов	°C	305	352

II. Двухтактные двигатели двойного действия

Двигатели заводов М. А. Н. и Крупп. Стремление дать двигатель максимальной мощности направило мысль наиболее мощных дизелестроительных

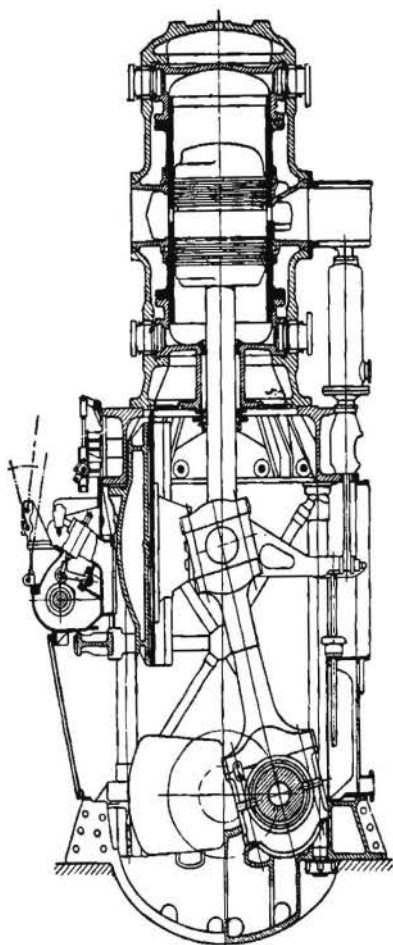


Фиг. 256. Двигатель завода М. А. Н. в 12 000 л. с.

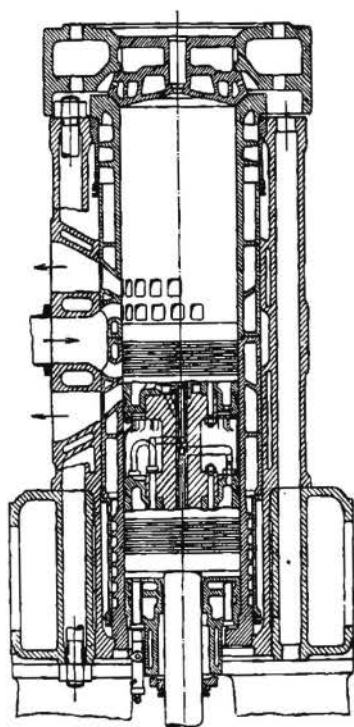
заводов М. А. Н. и Крупп на осуществление двухтактных машин двойного действия. С 1910 по 1917 г. оба эти завода по заказу германского морского ведомства упорно работали над машинами, которые должны были дать в 6 цилиндрах 12 000 л. с., т.-е. по 2 000 л. с. в цилиндре. Главные

затруднения, как и следовало ожидать, встретились в области безболезненного восприятия термических напряжений, с которыми вполне удалось справиться заводу М. А. Н., в то время как заводу Крупп до конца довести свою работу не удалось. Обе машины по требованию Версальского договора были уничтожены. В то время как завод Крупп остановился на чисто щелевой продувке, завод М. А. Н. выполнил свою машину с продувкой через клапаны.

Как видно из фиг. 255, заводу М. А. Н. для должного охлаждения цилиндра и головок и обезвреживания термических деформаций пришлось принять ряд дополнительных мер, к которым относятся увеличение скорости протекания воды непосредственно у сте-



Фиг. 257. Двухтактный двигатель Дизель завода Крупп, двойного действия, 2 000 л. с. в цилиндре.



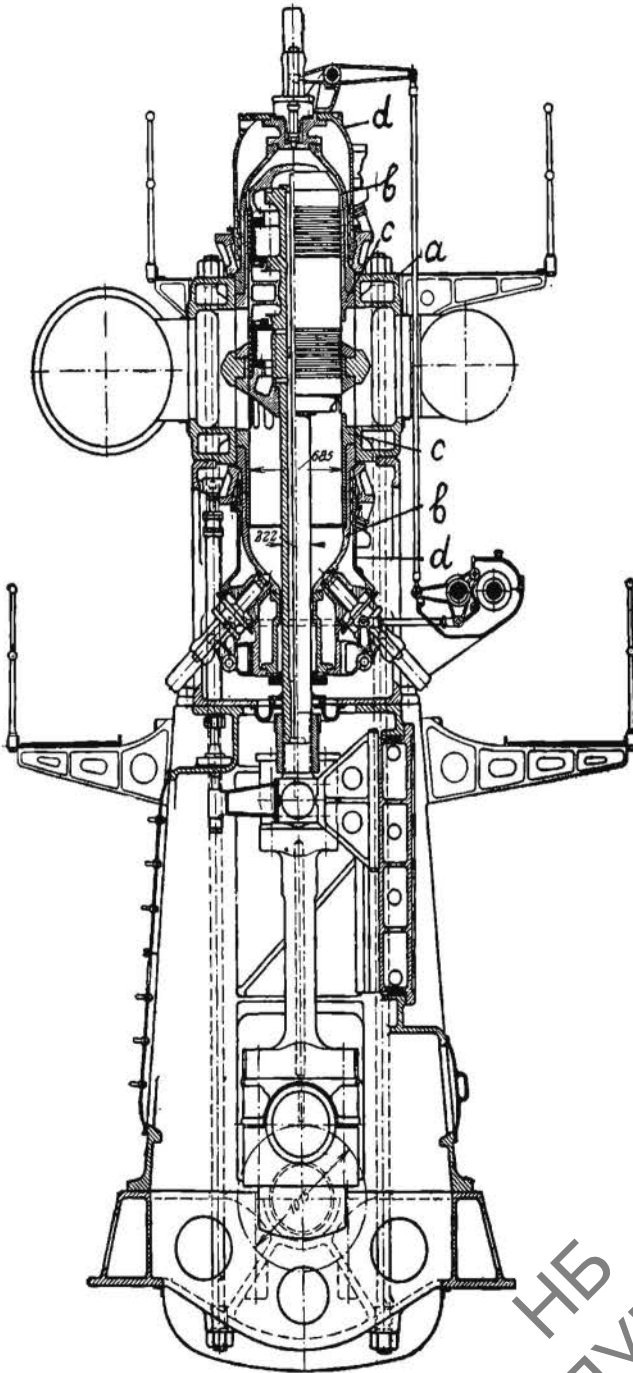
Фиг. 258. Цилиндр двухтактного двигателя двойного действия завода М. А. Н.

нок путем введения двухступенчатого охлаждения и применение разрезных цилиндров, допускающих свободные деформации.

Продувочные клапаны расположены радиально, по четыре на каждую рабочую полость цилиндра. Форсунки—по две на каждую полость. Общий вид машины дан на фиг. 256.

Машина завода Крупп в разрезе показана на фиг. 257.

Опыт, накопленный Аугсбургским машиностроительным заводом во время работы над 12 000-сильным двухтактным двигателем двойного дей-

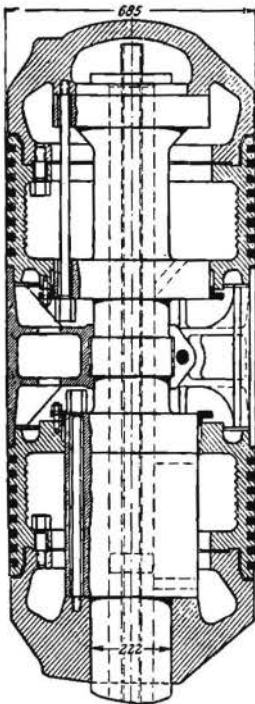


Фиг. 259. Двухтактный двигатель Дизель завода Вортингтон.

ствия, нашел себе применение в разработанной им за последние годы новой конструкции двухтактного двигателя двойного действия для больших

мощностей, цилиндр которого в разрезе представлен на фиг. 258. Как видно, и здесь должны были быть приняты особые меры для интенсивного охлаждения цилиндра, головок и поршня. Особый интерес представляет осуществленная в данной конструкции система продувки. Выхлопные и продувочные окна расположены по одной стороне цилиндра. Продувочный воздух направляется сначала на вогнутый поршень, затем по противоположной стенке цилиндра к головке и вытесняет по стороне, где расположены окна, продукты сгорания. По имеющимся данным такой метод продувки дал вполне удовлетворительные результаты, и в настоящее время находится в постройке машина, которая в 9 цилиндрах должна дать 15 000 л. с.

Двухтактный двигатель двойного действия завода Вортингтон. В Америке заводом Вортингтон разработана конструкция двухтактного двигателя двойного действия, представленная на



Фиг. 260. Поршень двигателя завода Вортингтон.

фиг. 259. Продувка осуществлена чисто щелевая; органом распределения служит поршень. Особые меры приняты для обеспечения свободы термических деформаций цилиндра, состоящего из трех основных частей.

Средняя часть *a* содержит впускные и выхлопные каналы, и к ней привертываются верхняя и нижняя стальные части *b* цилиндра с впрессованными чугунными рабочими втулками *c*, снабженными окнами. Рубашку цилиндра составляют две чугунные детали с сальниковыми уплотнениями. Благодаря такой конструкции обеспечивается свобода расширения к концам цилиндра. Для усиления охлаждения рубашки выполнены с винтовыми ходами для воды.

Верхняя рабочая полость снабжена одной форсункой, в то время как нижняя — двумя.

Поршень (фиг. 260) также состоит из трех основных частей, при чем крайние фиксированы у концов и имеют свободу расширения к середине.

При диаметре цилиндра $D = 685$ мм и ходе поршня $S = 1015$ мм одноцилиндровая опытная машина подобной конструкции развивала 624 л. с. при расходе топлива 191,4 г/э. с. ч., механическом коэффициенте полезного действия 0,79 и числе оборотов $n = 90$. По этим данным среднее эффективное давление получается $p_e = 4,41$ кг/см².

§ 3. БЕСКОМПРЕССОРНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ДИЗЕЛЬ

Двигатель Аугсбургского машиностроительного завода. В бескомпрессорных двигателях Аугсбургского машиностроительного завода беском-

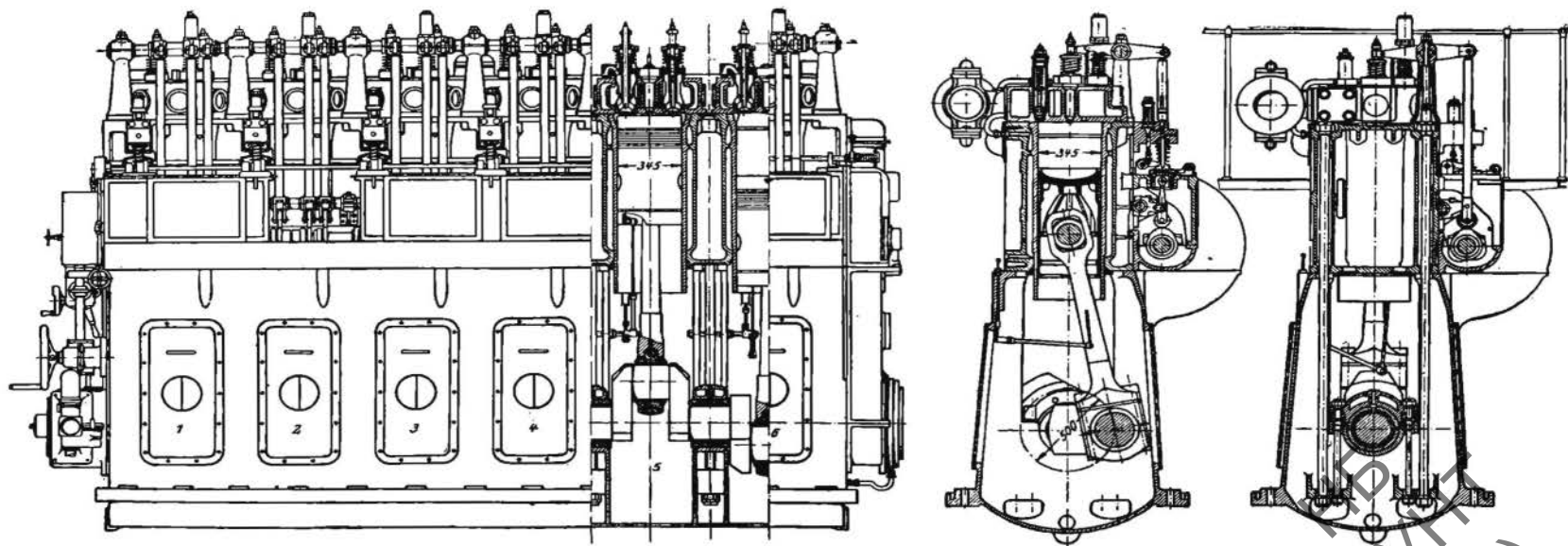
прессорное распыливание топлива осуществлено за счет повышения давления в топливном насосе.

На фиг. 261 представлен шестицилиндровый двигатель в 300 л. с. при 180 об/мин. Общая конструкция примыкает к таковой компрессорных машин того же завода, при чем в разработке заметно влияние опыта, полученного в производстве двигателей для подводных лодок. Так, можно отметить высокую картерную станину, дающую всей машине жесткость в продольном направлении, и длинные анкерные болты, воспринимающие давления вспышек и непосредственно передающие на основную плиту, разгружая тем рубашки цилиндра и картер. Поршень выполнен вогнутым, что придает пространству сжатия весьма благоприятную для сгорания форму. Распределительный вал, расположенный по середине высоты двигателя, получает движение от кривошипного вала помощью цилиндрических зубчатых колес. Сбоку цилиндров монтированы топливные насосы по одному на каждом цилиндре. Схемы насоса и форсунки даны на фиг. 203. Нагнетательный ход скалки совершается под влиянием кулачка, сидящего на распределительном валу; всасывающий ход—под влиянием пружины. С движением скалки связано движение качающегося рычага *a*, имеющего опору на эксцентрик, находящемся под воздействием регулятора и в своем движении открывающем перепускной клапанок. Момент открытия перепускного клапана определяет окончание подачи топлива насосом и изменяется регулятором в зависимости от нагрузки. Короткой толстостенной трубой насос соединен с форсункой, по которой подает топливо непосредственно к распыливающей диафрагме; последняя имеет несколько мелких отверстий, через которые распыленное топливо распределяется по пространству сжатия.

Результаты испытаний, пересчитанные на топливо теплотворной способности $h_u = 10\,000$ кал, при различных числах оборотов, представлены на фиг. 262. Как видно, машина в широких пределах чисел оборотов дала весьма высокую экономичность, и минимальные замеренные расходы топлива были: 134,7 г/л. с. ч. при 250 об./мин и 167,5 г/л. с. ч. при 200 об./мин. Обращает на себя внимание весьма высокий механический коэффициент полезного действия, достигающий величины $\eta_m = 0,875$.

Индикаторная диаграмма (фиг. 263) при нагрузке близкой к нормальной показывает линию сгорания при значительном повышении давления. Сжатие достигает ~ 30 атм, и в процессе сгорания давление повышается до ~ 43 атм. При перегрузке среднее индикаторное давление доходило до 7,5 атм при удовлетворительном сгорании.

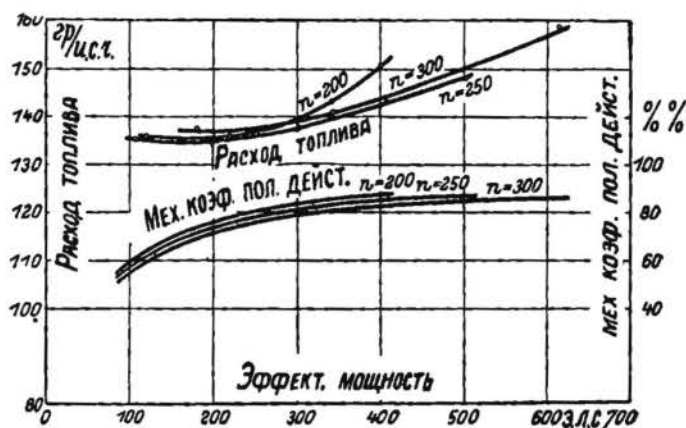
Двигатели завода Дейтц. Завод Дейтц одним из первых занялся разработкой конструкций бескомпрессорных дизелей и выпустил несколько их типов, работающих по различным принципам. Для малых мощностей завод применяет принцип камеры предварительной вспышки, в то время как для средних мощностей им осуществляется принцип, близкий к положенному заводом М. А. Н. в его бескомпрессорных машинах. Разрез головок



Фиг. 261. Бескомпрессорный двигатель завода М. А. Н. в 330 л. с., $n = 180$.

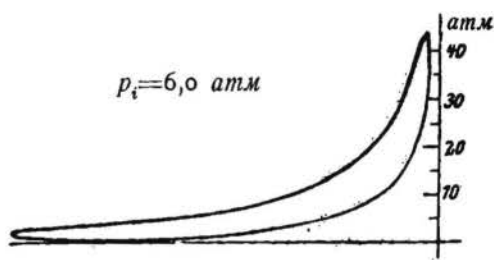
УДМУТ
(ДИТ)

двигателя, работающего по первому принципу, дан на фиг. 264. Топливо



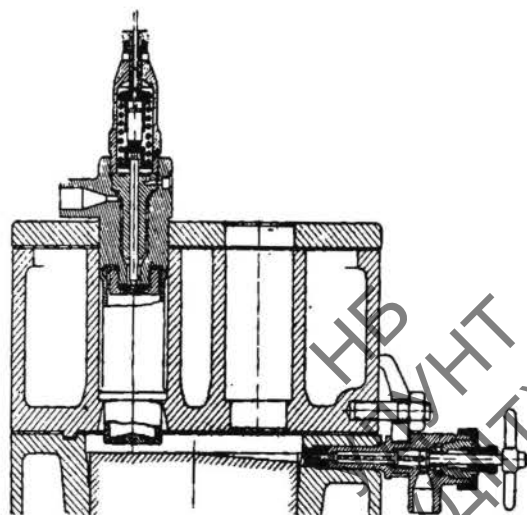
Фиг. 262.

форсункой распыливается в камеру предварительной вспышки, которая для обеспечения условий, необходимых для вспышки, лишь частично охлаждается водой. Между камерой и охлаждаемой водой стенкой крышки оставлена изолирующая воздушная прослойка. Форсунка выполнена закрытого типа с иглой, открывающейся под влиянием давления топлива. В камере происходит частичное воспламенение топлива, и за счет повышения давления несгоревшая его часть вторично распыливается в пространстве сжатия. При пуске в ход главная форсунка выключается, и подача топлива производится видной сбоку пусковой форсункой, так как при холодной машине относительно большая холодная поверхность камеры предварительной вспышки чрезмерно охлаждает воздух, поступающий в нее.



Фиг. 263.

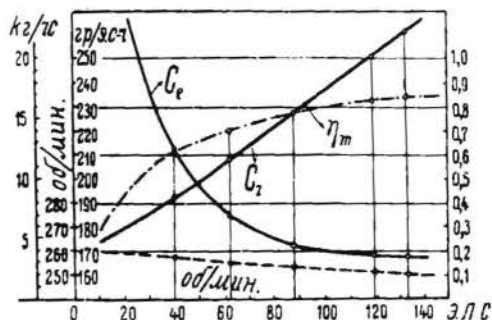
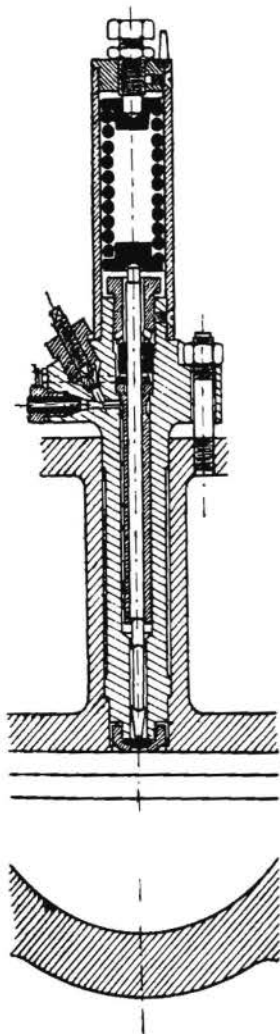
Как только стенки прогреются до необходимой тем-



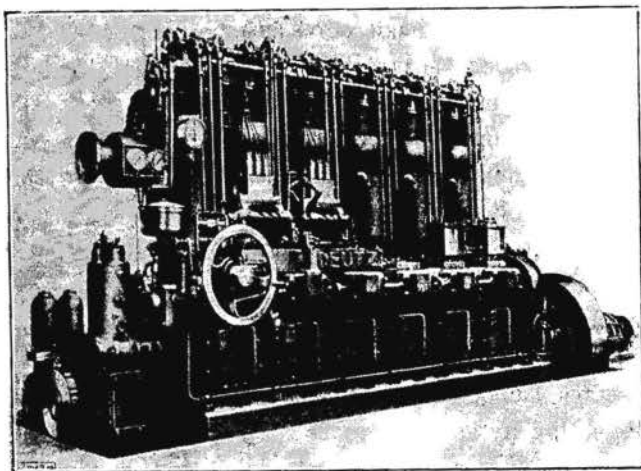
Фиг. 264. Головка бескомпрессорного дизеля завода Дейтц (до 20 л. с.).

пературы, машина переводится на нормальную работу. Данного типа машины строятся заводом мощностью от 10 до 20 л. с. в цилиндре.

Для мощностей от 40 до 100 л. с. в цилиндре завод строит машины второго типа, форсунка и форма пространства сжатия которых представлены на фиг. 265 и распыливание топлива в которых достигается за счет давления, создаваемого насосом. И здесь форсунка осуществлена закрытого типа. Данные на фиг. 266 результаты испытаний



Фиг. 266.



Фиг. 265. Форсунка и пространство сжатия бескомпрессорного Дизеля средней мощности завода Дейтц.

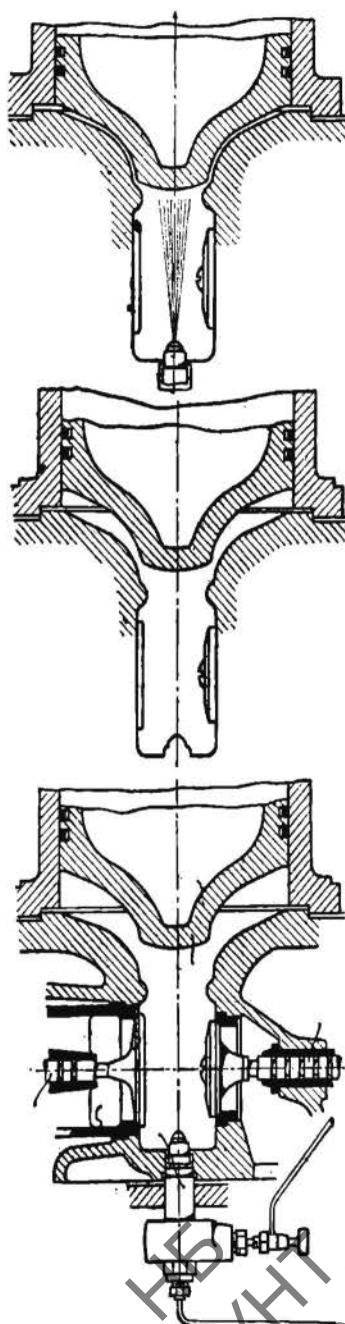
Фиг. 267. Бескомпрессорный шестицилиндровый двигатель Дейтц.

трехцилиндровой машины с размерами $D = 280$ мм и $S = 450$ мм при числе оборотов $n = 250$ об./мин показывают весьма экономичный расход топлива, спускающийся до 168 г/э. с. ч., и механический коэффициент полезного действия, достигающий при перегрузке значения $\eta_m = 0,83$. На фиг. 267 дан внешний вид подобной шестицилиндровой машины.

В своих горизонтальных бескомпрессорных дизелях завод Дейтц достигает должного распределения топлива в заряде воздуха, создавая

к моменту начала сгорания в пространстве сжатия интенсивное вихревое движение воздуха.

На фиг. 268 представлен разрез через клапанную головку и поршень 30-сильного бескомпрессорного горизонтального дизель — мотора завода Дейтц. Всасывающий и выхлопной клапаны расположены вертикально, как и в нормальной газовой машине, при чем пространство сжатия имеет также аналогичную форму. С торца головки расположена форсунка. Особо важное значение имеет очертание дна поршня и переходной части от цилиндра к пространству сжатия. Зазор между крышкой цилиндра и рабочим поршнем должен иметь для получения экономной работы вполне определенную величину. Как увеличение, так и уменьшение его ведет к дымному сгоранию и повышению расхода топлива. Такое же значение имеют длина и диаметр центрального выступа на поршне, так как их правильный подбор обеспечивает должное завихрение воздуха в камере сгорания. Когда поршень подходит к крайнему мертвому положению, воздух в зазоре, между дном поршня и крышкой, получает большее давление, чем в пространстве сгорания, так как узкая кольцевая щель, образуемая выступом на поршне, не успевает уравнивать давление между этими двумя пространствами, и под влиянием избытка давления в щели рабочий воздух будет приведен в вихревое движение. Насколько серьезно влияние правильного очертания указанных частей и их взаимной размерности, видно из двух нижеследующих таблиц 36 и 37. С увеличением площади кольцевой щели между выступом поршня и крышкой расход тепла на аффективный сило-час увеличился с 1950 до 2810 кал/э.с.ч., перейдя от бездымного сгорания на сгорание с черным дымом. Уменьшение длины центрального насадка также повело к подобным результатам.



Фиг. 268. Пространство сгорания 30-сильного бескомпрессорного двигателя Дизель завода Дейтц.

ТАБЛИЦА 36

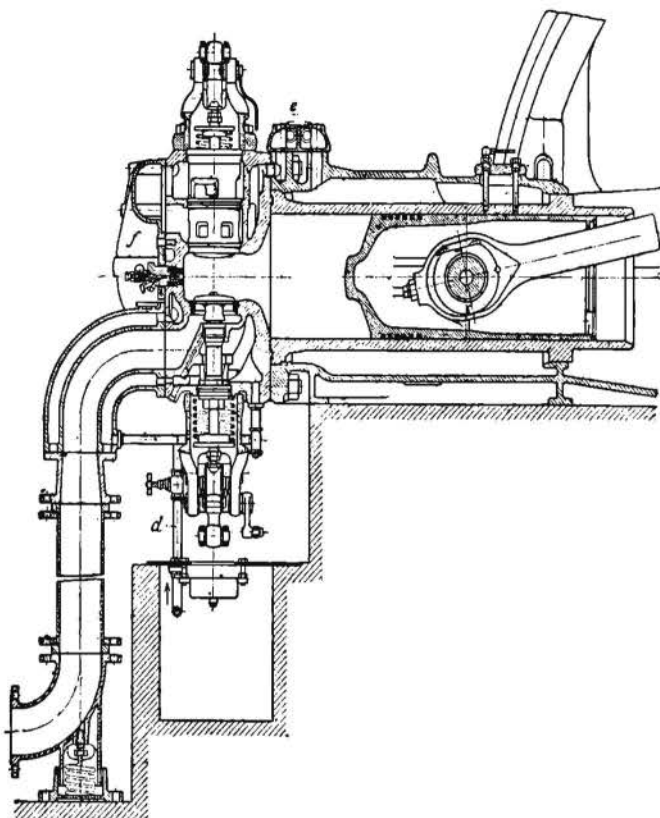
№	Сечение щели в мм ²	Расход тепла	Выхлоп
1	945	1 950	Чистый
2	1 530	2 280	Слабо дымный
3	2 670	2 410	Сильно дымный
4	Выступ сточен на конус	2 810	Черный

При нормальной конструкции двигатель дает эффективный коэффициент полезного действия до 32%, совершенно приближаясь к экономичности нормального Дизеля и имея давление сжатия 25 атм.

ТАБЛИЦА 37

№	Длина выступа	Расход тепла	Выхлоп
1	Нормальная	1 950	Чистый
2	2/3 нормальной	2 330	Заметно дымный
3	1/3 нормальной	2 450	Очень сильно дымный
4	Отсутствует	2 810	Черный

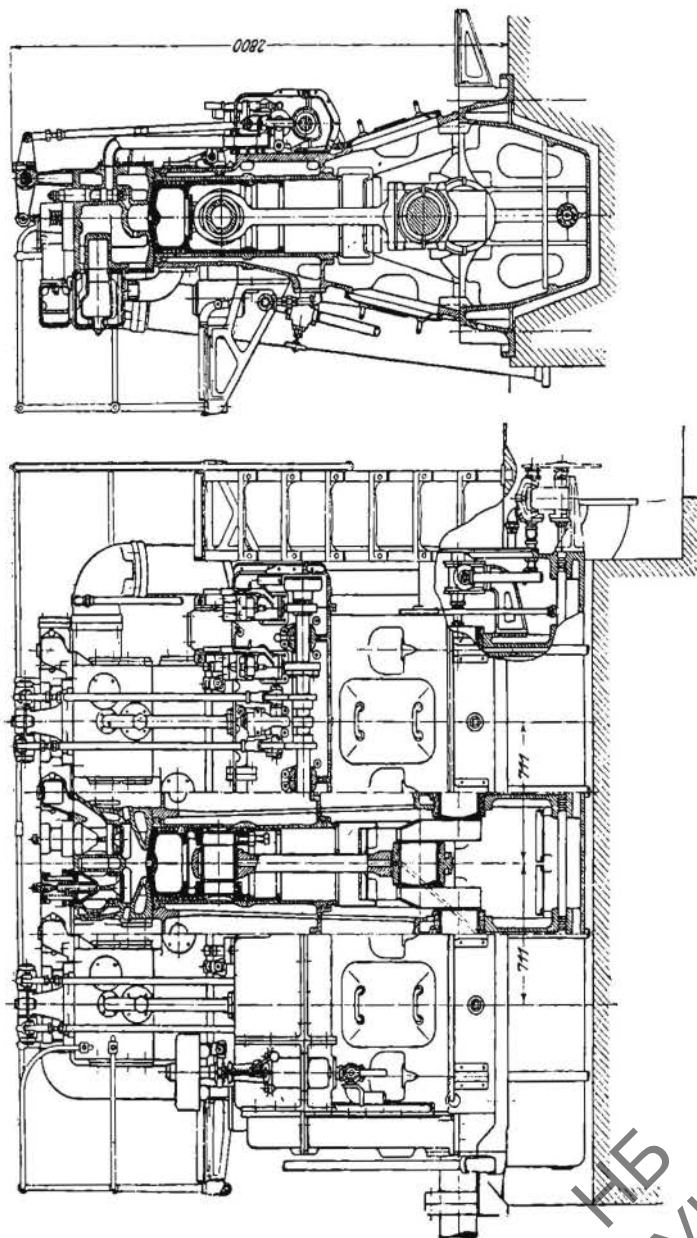
На фиг. 269 представлен 100-сильный двигатель универсального типа, работающий с весьма небольшими переделками на разнообразных сортах газообразных и жидких топлив. При работе на газообразном топливе во всасывающее сечение вставляется смесительный клапан, электрический запальник занимает место форсунки, регулятор действует на подъем всасывающего клапана. При работе на жидком топливе монтируется нормальный всасывающий клапан, форсунка ставится на место, и штанга того же регулятора переключается на перепускной клапан топливного насоса. Изменение степени сжатия в зависимости от работы на том или ином топливе производится путем изменения толщины подкладок под шатунную головку. Такие двигатели изготовляются заводом от 16 до 125 сил в одном цилиндре и до 500 сил — в многоцилиндровых моделях.



Фиг. 269. 100-сильный горизонтальный бескомпрессорный двигатель, Дизель завода Дейтц.

Двигатель завода *De la Vergne* в Нью-Йорке. Бескомпрессорные дизели завода *De la Vergne* строятся как горизонтального, так и вертикального типа, мощностью от 65 до 180 сил в одном цилиндре и до 700 сил — в многоцилиндровом исполнении. На фиг. 270 представлен вертикальный трехцилиндровый двигатель этого завода. Как видно из чертежа, пространство сгорания образовано двумя конусами, основания которых сходятся в горловине, соединяющей пространство сгорания с рабочим цилиндром (фиг. 271). Две форсунки на каждый цилиндр расположены в вершинах этих конусов, а в горизонтальном уширении — всасывающий и выхлопной клапаны. В конце сжатия весь рабочий воздух вытесняется поршнем через горловину в камеру сгорания, и распыленное из двух форсунок топливо, сталкиваясь в середине камеры сгорания, захватывает весь рабочий воздух. Распределительный вал с кулачками, расположенный боку на середине высоты двигателя, передает помощью штанг и рычагов движение верхним клапанам. На фиг. 272 дан топливный насос, а на фиг. 273 — форсунка этого двигателя. Плунжер *c* насоса получает свое движение от кулачка через направляющую с роликом *a*. Два всасывающих клапана *f* и два нагнетательных *g* и *h* подводят топливо к форсунке. Об-

ратный ход насоса получается от пружины *d*. Регулирование количества подаваемого топлива производится при помощи перепускного клапана *i*, момент открытия которого находится под влиянием регулятора. Справа имеется регуляторный вал, своим вращением изменяющий точку опоры

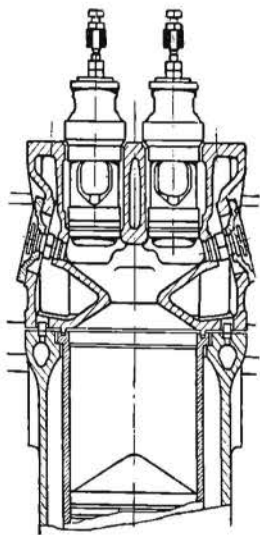


Фиг. 270. Вертикальный четырехтактный бескомпрессорный двигатель Дизель завода De la Vergne.

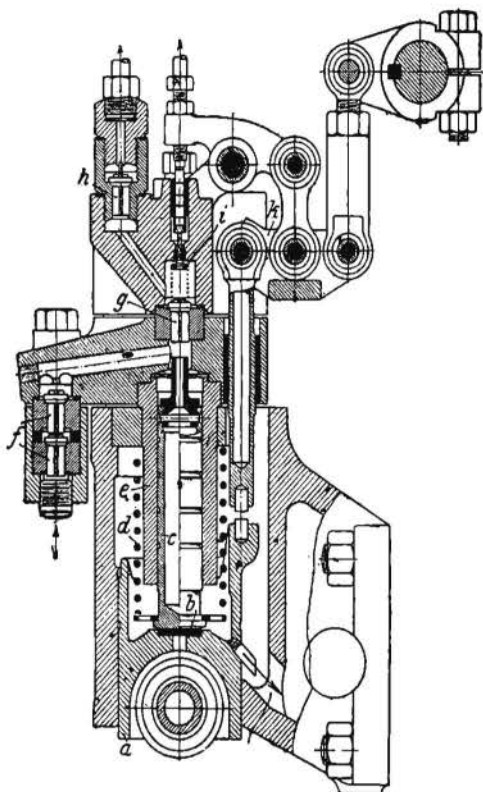
рычага *k*, получающего движение от толкателя, движение которого связано с ходом плунжера. Начало подачи топлива при всякой нагрузке остается постоянным, приблизительно за 40° до мертвой точки, и в зависимости от открытия перепускного клапана меняются конец подачи и с

ним количество подаваемого топлива. Насос рассчитывается на двойную подачу против теоретически необходимой из соображений использования наибольшей скорости плунжера к концу процесса нагнетания в форсунку. Перепускной клапан расположен в наивысшей точке насоса, чтобы в момент перепуска удалять случайно попавший в топливо воздух и тем обеспечить необходимое давление нагнетания.

Форсунка (фиг. 273) состоит из двух внутренних гильз,



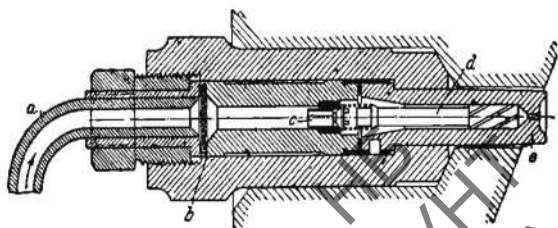
Фиг. 271. Цилиндр и головка двигателя De la Vergne.



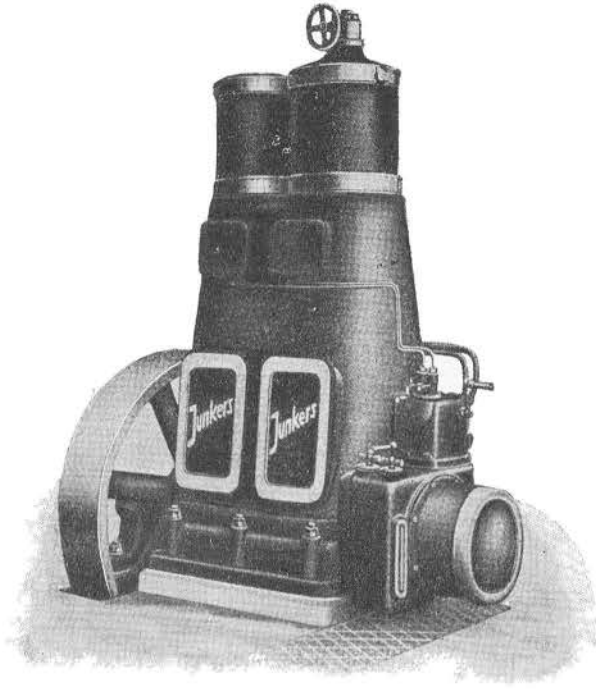
Фиг. 272. Топливный насос двигателя De la Vergne.

монтажированных в общий корпус и закрепленных в нем гаечным уплотнителем. Внутри гильз размещены винтовой распылитель *d* и обратный клапан *c*. Внутренняя трубка заканчивается тонким отверстием, через которое распыляется топливо.

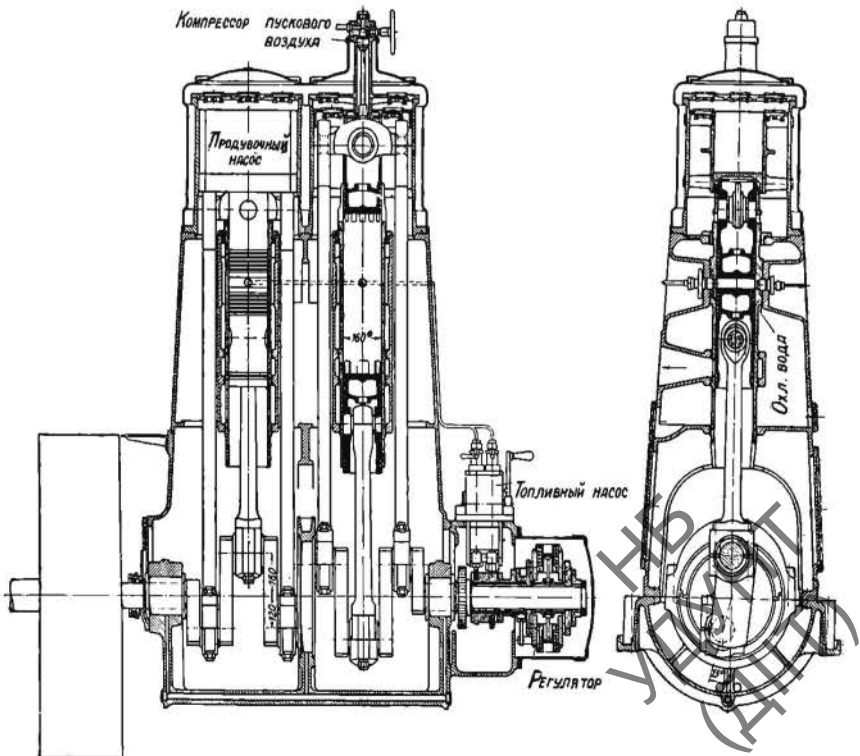
Давление насоса при нормальной нагрузке достигает 175 атм и меняется в зависимости от нагрузки от 70 атм при холостом ходе до 200 атм при перегрузке. Форсуночное отверстие для разных моделей берется от $0,6$ до $1,5 \text{ мм}$; скорость топлива в этом сечении получается от 45 до 130 м/сек .



Фиг. 273. Форсунка двигателя De la Vergne.



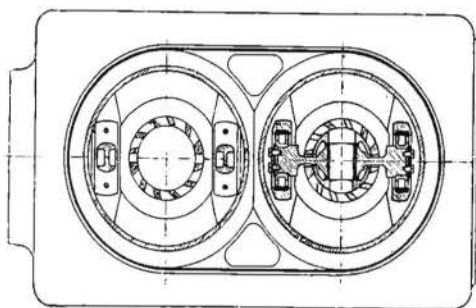
Фиг. 274. Бескомпрессорный двигатель Юнкерс.



Фиг. 275. Бескомпрессорный двигатель Юнкерс в 120 л. с.

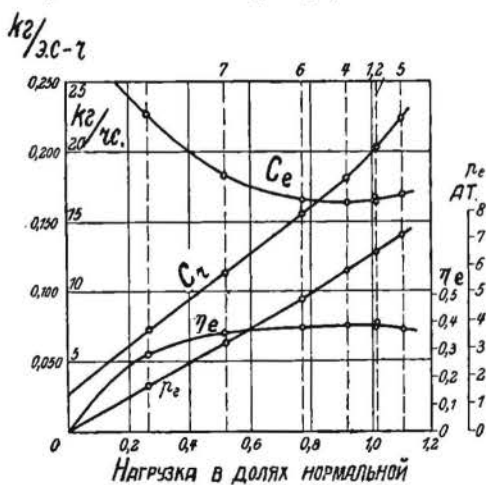
Среднее индикаторное давление для нормальной нагрузки в зависимости от размера машины колеблется от 4,5 до 5 атм, доходя при перегрузке до 6 атм при расходе топлива от 185 до 195 г/э. с. ч. Хорошо приработанные машины дали расход топлива в 181 г, т.е. предельную цифру расхода топлива при пневматическом распыливании, но с меньшим давлением сжатия—в 26 атм против 34 нормального дизеля.

Бескомпрессорный двухтактный двигатель Юнкерс. Новую по сравнению с ранее выпущенными моделями, значительно более компактную и упрощенную, благодаря применению бескомпрессорного распыливания топлива, конструкцию двухтактного двигателя дал завод Юнкерс. Внешний вид машины представлен на фиг. 274 и основные разрезы—на фиг. 275. Вертикальный двухцилиндровый двигатель имеет по два поршня на цилиндр, из которых верхний управляет продувочными окнами, а нижний—выхлопными. Верхний поршень, связанный помощью траверсы и двух длинных шатунов с кривошипными шейками, развит в верхней своей



Фиг. 276. Разрез по продувочным окнам двигателя Юнкерс.

части в поршень продувочного насоса нецилиндрической формы, позволяющей разместить в нем траверсу и два нагнетательных клапана. На одном из



Фиг. 277.

шатунов. Пустота вокруг продувочного насоса и герметически закрытый картер являются ресивером для продувочного воздуха. В каждую камеру сгорания благоприятствующей полному сгоранию формы и с от-

продувочных насосов монтирован компрессор для пускового воздуха. Для большего наполнения цилиндра кривошипы нижнего и верхнего поршней смещены против угла в 180° по кривошипу на 15° . Инерционные силы отдельных поршней, имеющих различный вес, уравниваются за счет различных радиусов кривошипов. Все усилия передаются через кривошипные механизмы, так что станина нагружена только боковым усилием из-за конечной дли-

носителем малой охлажденной поверхностью топливо распыливается двумя форсунками. Для лучшего распределения топлива в заряде воздуха последний за процесс продувки получает вращательное движение вокруг оси цилиндра благодаря наклонному по отношению к радиусу положению продувочных щелей (фиг. 276).

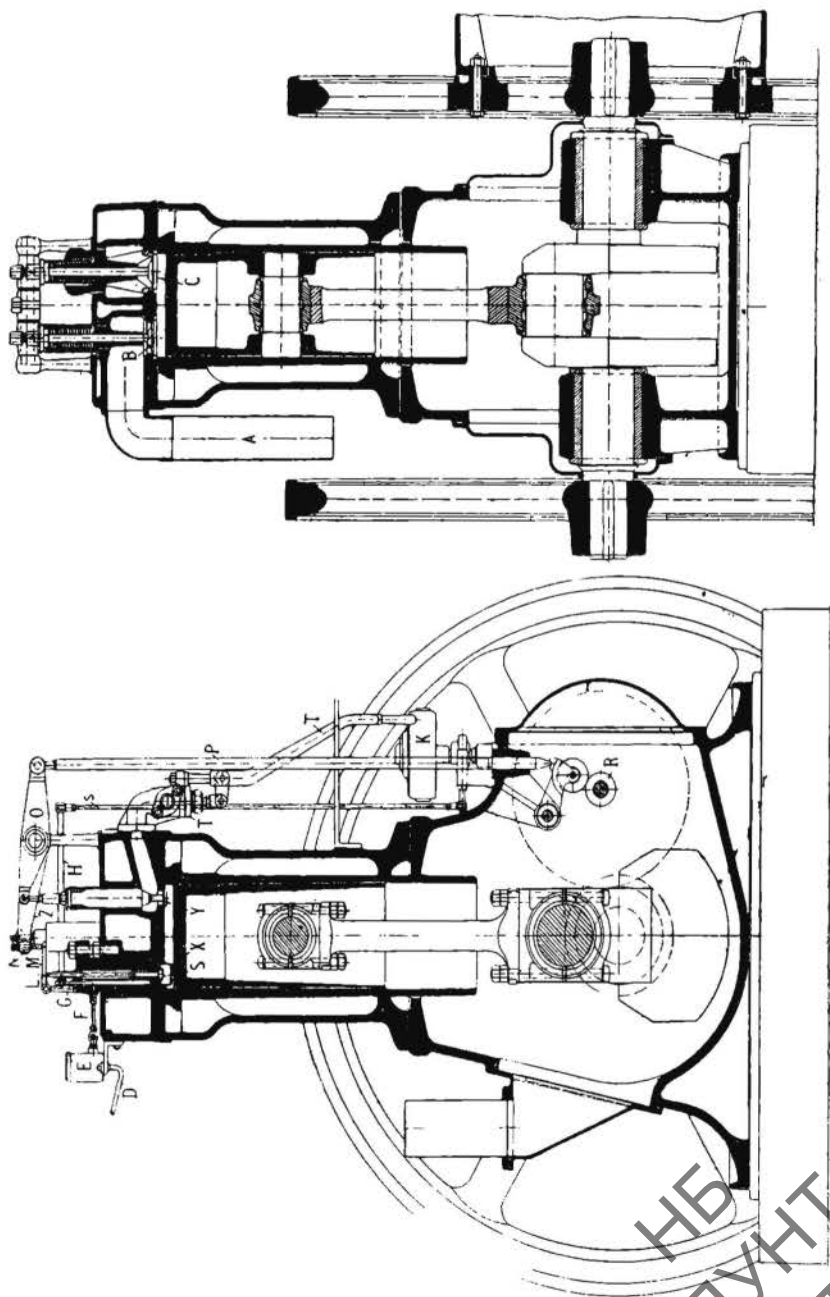
Вся совокупность условий, благоприятствующих экономичности работы машины, довела расход топлива до 165 г/э. с. ч. , что для двухтактного двигателя следует признать весьма высоким достижением. На фиг. 277 даны основные кривые результатов испытаний двухцилиндровой машины в 120 л. с.

§ 4. ДВИГАТЕЛИ, РАБОТАЮЩИЕ ПО СМЕШАННОМУ ЦИКЛУ

Двигатель Бронса. Практически удачную конструкцию бескомпрессорного двигателя Дизель осуществил завод Дейтц по патенту Бронса строящуюся также в СССР Сормовским заводом. Вертикальный четырехтактный двигатель с расположением в крышке всасывающего и выхлопного клапанов и форсунки представлен на фиг. 278 и 279. Распределительный вал в одной горизонтальной плоскости с главным валом помощью кулачков и трубчатых штанг приводит в движение клапаны. Форсунка этого двигателя дана на фиг. 280. Нефть, подаваемая самотеком под постоянным давлением в клапан *a*, в момент всасывания, когда рычаг всасывающего клапана нажмет на рычаг *c* форсуночного клапана *b*, под влиянием образовавшегося в цилиндре разрежения попадет в распыливающую чашечку *d*, внизу которой по периферии имеется ряд отверстий. В конце сжатия, когда температура сжатого воздуха, проникшего в чашечку, воспламенит небольшую часть нефти, от происшедшего внутри чашечки взрыва произойдет распыливание главной оставшейся массы нефти в камеру сгорания; получается, таким образом, пневматическое распыливание без компрессора со сгоранием $10-20\%$ количества топлива по процессу $v=const.$ и остальной части по $p=const.$ Регулятор воздействует на клапан *a*, изменяя его сечение для протока нефти. Недостатки такого рода распыливания состоят в том, что давление продуктов сгорания от предварительной вспышки и количество, распыливающее главную часть топлива, остаются постоянными, независимо от нагрузки двигателя, в то время как затрата энергии на распыливание должна быть функцией нагрузки. Поэтому затруднительно отрегулировать распыливатель на бездымное сгорание при различных нагрузках. Максимальное давление, получающееся в процессе сгорания, доходит до $40-45 \text{ атм.}$ Сжатие доводится до $28-32 \text{ атм.}$ Пуск в ход производится сжатым воздухом в 15 атм. , получаемым компрессором, монтированным отдельно.

Двигатель Сабатэ. Недостатки нормального двигателя Дизель, как запоздалое сгорание при малых нагрузках вследствие чрезмерного открытия форсуночной иглы, необходимость вручную регулировать всасывающий

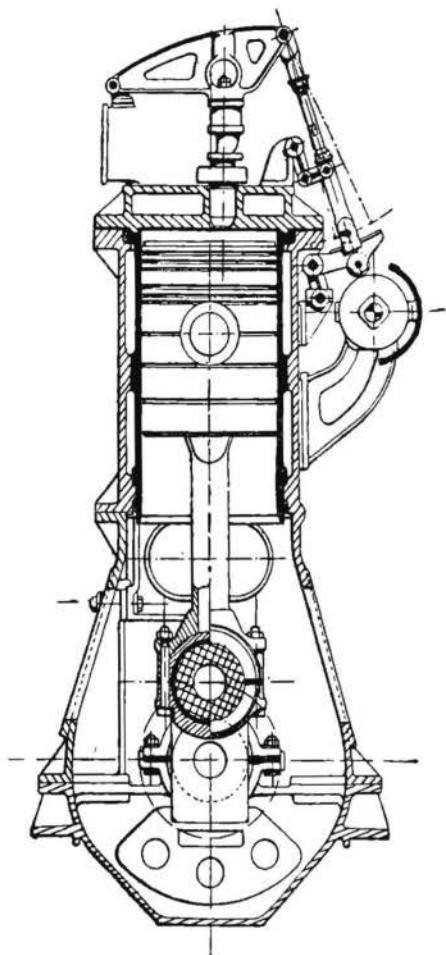
клапан компрессора для получения должного давления распыливающего воздуха, устранены в французском двигателе Сабатэ, представленном



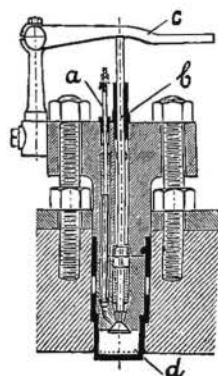
Фиг. 278, 279. Двигатель Бронса.

на фиг. 281. Регулятор воздействует на положение форсунного рычага, меняя этим подъем иглы форсунки, как это показано на той же фигуре. Через другую тягу, не показанную на чертеже, регулятор одновременно

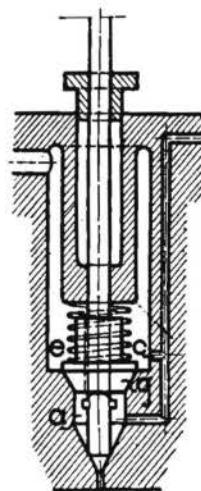
изменяет ход всасывающего клапана компрессора. Для осуществления рабочего процесса по смешанному циклу завод Сабатэ применяет форсунку с двойной подачей топлива согласно фиг. 282. Топливо, подаваемое через правый канал, частью попадает в пространство *a* над иглой ($10-15\%$ его количества), а главная масса—через канал *c* в пространство над дополни-



Фиг. 281. Двигатель Сабатэ.



Фиг. 280. Форсунка двигателя Бронса.



Фиг. 282. Форсунка двигателя Сабатэ.

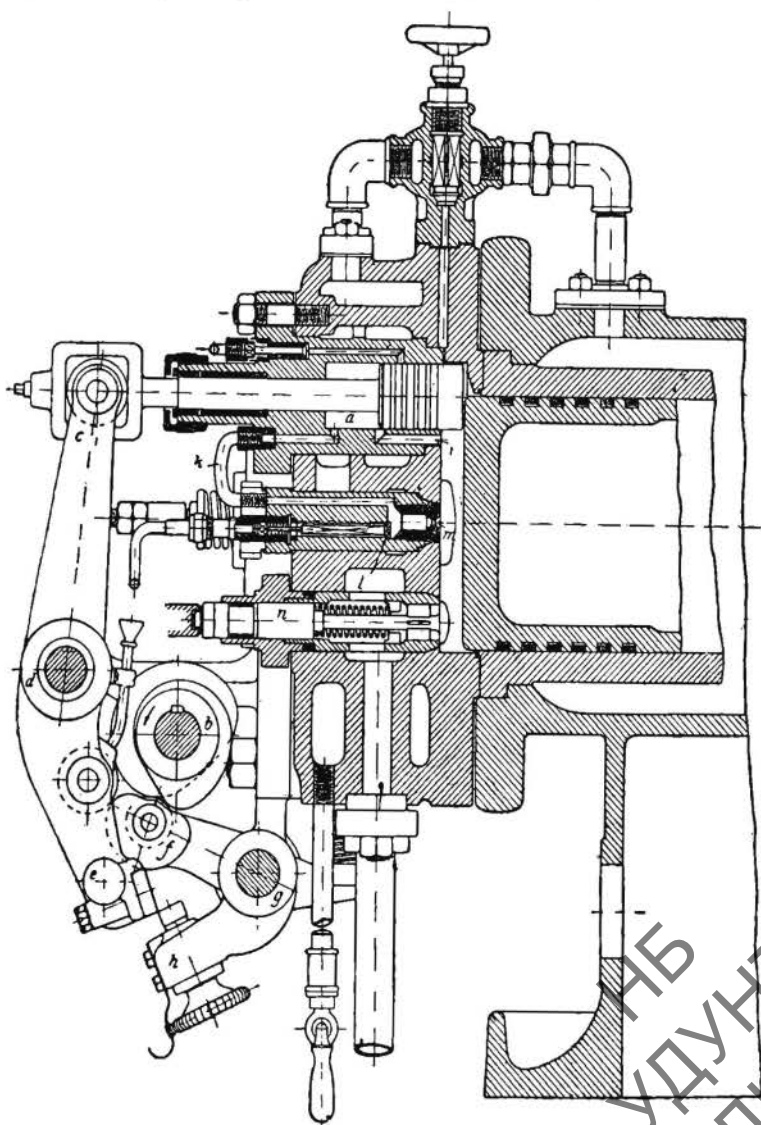
тельным клапаном *g*. В начале подъема иглы воздух, проходящий по продольной канавке клапана, распыливает топливо из пространства *a* в цилиндр, заставляя его сгорать по процессу $v=const$. При дальнейшем открытии иглы подымается клапан *g* помощью чеки на игле, и оставшая масса топлива распыливается в цилиндр, сгорая по $p=const$. Количество топлива, поступающее в пространство *a*,—постоянно при всех нагрузках, отчего получается правильная диаграмма при всех условиях нагрузки, при чем при холостом ходе получается почти нормальная диаграмма двигателя Отто. Многоцилиндровые двигатели этого завода выполняются с картерной станиной.

Для восприятия нормального давления на цилиндр и уменьшения работы трения поршень снабжается подушкой из баббита, залитой на периферии поршня, воспринимающей это давление.

Практические испытания этого двигателя дают при нормальной нагрузке те же средние индикаторные давления и расходы топлива, что и нормальные дизель-моторы, показывая, однако, лучшее использование при недогрузке машины.

§ 5. ДВИГАТЕЛИ, ОБХОДЯЩИЕ ПАТЕНТ ДИЗЕЛЯ

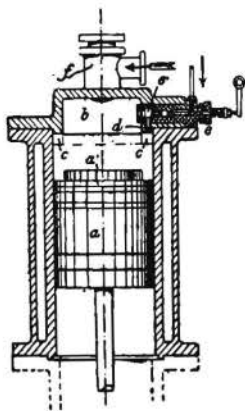
Двигатель Тринклера. Экономичность двигателя Дизеля вызвала це-



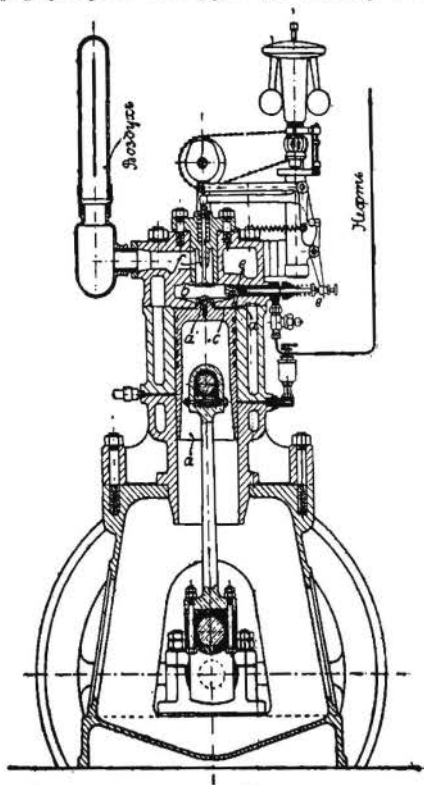
Фиг. 283. Головка двигателя Тринклера.

лый ряд более или менее удачных подражаний, имевших целью использовать выгоды его процесса, обойдя в то же время его патент. Одна из таких конструкций, принадлежащая Тринклеру, дана на фиг. 283.

Он обходится без особого компрессора, роль которого у него выполняет добавочный поршень *a*. Во время сжатия воздух через канал *i* устремляется в пространство над добавочным поршеньком, и в конце хода, когда кулачок *b*, действуя на ролик *f* и поворачивая рычаг *g*, разомкнет защелку *h* от *e*, освобождая таким образом рычаг *c*, связанный со штоком поршенька, последний под влиянием разности давлений, вызванной поперечным сечением штока, перекрыв канал *i*, сожмет воздух в пространстве *a* и погонит его по каналу *k* в форсунку, в которую по каналу *l* в процесс всасывания подается определенное количество нефти, распыливая последнюю через диафрагму *m*. Эта конструкция оказалась нерациональной, так как добавочный поршень не выдерживал больших давлений и усилий, а также высоких температур, вследствие чего быстро приходил в негодность. Кроме того давление распыливающего воздуха и его количе-



Фиг. 284. Цилиндр двигателя Газельвандера.



Фиг. 285. Двигатель Газельвандера.

ство при всех нагрузках двигателя остаются постоянными и не могут обеспечить правильную работу машины при разном ее режиме.

Двигатель Газельвандера. Близким к двигателю Тринклера по идее распыливания нефти, хотя и работающим по смешанному циклу, является двигатель Газельвандера, изображенный на фиг. 284.

Идея его заключается в следующем: дифференциальный поршень в конце сжатия образует со стенками цилиндра кольцевое пространство *c*. Сжатый в этом пространстве до значительного давления воздух устре-

мляется через канал *d* в сопло *e*, куда предварительно во время всасывающего хода подается нефть. Струя нефти, распыленная сжатым воздухом, поступает в пространство сжатия *b*, где находится сильно нагретый рабочий воздух, сжатый до 12—20 атм, и воспламеняется. Воздух поступает через клапан *f*. Впоследствии Газельвандер видоизменил конструкцию своего двигателя, производя распыливание нефти уже не сжатым воздухом, а сжатыми до 30 атм продуктами сгорания, часть которых перепускается во время вспышки в резервуар.

Такая видоизмененная конструкция показана на фиг. 285.

Это, однако, невыгодно, так как отработанные газы засоряют форсунку, загрязняют смесь и ухудшают сгорание.

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ

ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ И ИХ РАСЧЕТ

§ 1. СТАНИНЫ И РАМЫ

Станины и рамы изготавливаются из крепкого, плотного чугуна или стального литья, иногда употребляются литые станины с железными подпорками. Вкладыши коренных подшипников в мелких двигателях делаются из фосфористой бронзы, в более крупных—чугунные или стальные с заливкой баббитом.

При расчете на прочность напряжения берутся сравнительно низкими: для чугуна на изгиб $\gtrsim 220\text{--}250 \text{ кг/см}^2$, при чем расчет ведется по давлению сгорания p_z .

Станиной обычно называется остов вертикальных двигателей, а рамой—горизонтальных.

Станины вертикальных двигателей

Картерные станины получают за последнее время все большее распространение, и благодаря низкому расположению коленчатого вала такие формы особенно удобны при большом числе оборотов и непосредственном сцеплении с динамомашинной.

Форма картерной станины уже сама по себе дает достаточную жесткость конструкции при выполнении ее из чугуна. При отливке же из стали система укрепляется рядом ребер с внутренней стороны.

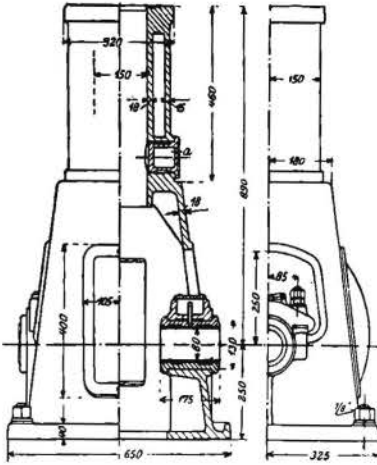
На фиг. 286 представлен образец такой станины. Высота центра подшипника над плитой обычно равна $0,7\text{--}1,0 S$, полная высота— $5,5\text{--}6,5 S$, длина стороны основной плиты— $3,5\text{--}4,5 D$, где S —ход поршня, а D —диаметр цилиндра.

Толщина стенки станины s принимается равной:

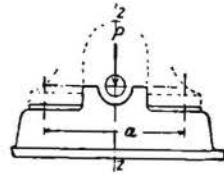
для $D = 125$	175	225	275	325	375	мм.
$s = 13$	14	15	16	18	20	мм.

Расчет на прочность ведется по давлению сгорания p_z и заключается в определении: 1) напряжения растяжения в наименьшем горизонтальном сечении картерной станины и 2) напряжения изгиба в наиболее сильно нагруженных сечениях коренных подшипников.

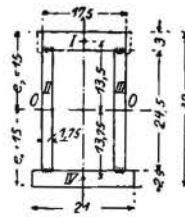
Пример. На фиг. 287 изображен коренной подшипник вертикального двигателя с диаметром цилиндра $D = 300$ мм, а на фиг. 288—опасное сечение этого подшипника.



Фиг. 286. Картерная станина.



Фиг. 287.



Фиг. 288.

Пусть для данного случая $a = 120$ см, а $p_z = 30$ кг/см². Тогда

$$P_z = \frac{\pi D^2}{4} \cdot 30 = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} \cdot 30 = 21\,200 \text{ кг.}$$

Давление на один подшипник

$$P = \frac{P_z}{2} = 10\,600 \text{ кг.}$$

$$M_0 = \frac{10\,600 \cdot 120}{4} = 318\,000 \text{ кг-см.}$$

Момент инерции сечения составит из:

$$J_I = \frac{17,5 \cdot 3^3}{12} + 17,5 \cdot 3 \cdot 13,5^2 = 9\,640 \text{ см}^4$$

$$J_{II} = J_{III} = \frac{1,75 \cdot 24,5^3}{12} = 2\,150 \text{ см}^4$$

$$J_{IV} = \frac{21 \cdot 2,5^3}{12} + 21 \cdot 2,5 \cdot 13,75^2 = 10\,000 \text{ см}^4$$

$$J = 23\,940 \text{ см}^4.$$

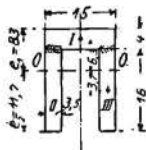
$$\text{Модуль сопротивления } W = \frac{23\,940}{15} = 1\,596 \text{ см}^3.$$

$$\text{Напряжение изгиба } \sigma_0 = \frac{31\,800}{1\,596} = 200 \text{ кг/см}^2.$$

А-образные, или двуногие, станины встречаются в двигателях средней мощности (150—200 л. с. в одном цилиндре).

Угол наклона наружной стенки ноги a (см. фиг. 289) принимается в $70-75^\circ$, а наклон осевой линии $a_1 = 68-73^\circ$.

ПРИМЕР. Для А-образной станины сечение $a-a$ имеет форму и размеры, изображенные на фиг. 291; $P_z = 12\ 000$ кг, изгибающее плечо $l = 50$ см и угол $a_1 = 70^\circ$.



Фиг. 291.

Тогда

$$P = 6\ 000 \text{ кг}; P_n = P \cdot \sin a_1 = 6\ 000 \cdot \sin 70^\circ = 5\ 640 \text{ кг};$$

$$P_b = P \cos a_1 = 6\ 000 \cdot \cos 70^\circ = 2\ 040 \text{ кг}.$$

$$\text{Площадь сечения } f = 172 \text{ см}^2.$$

$$\text{Напряжение растяжения } \sigma_p = \frac{P_n}{f} = \frac{5\ 640}{172} = 32,8 \text{ кг/см}^2.$$

Момент инерции сечения сложится из:

$$J_I = \frac{15 \cdot 4^3}{12} + 15 \cdot 4 \cdot 6,3^2 = 2\ 460 \text{ см}^4$$

$$J_{II} = J_{III} = \frac{3,5 \cdot 16^3}{12} + 3,5 \cdot 16 \cdot 3,7^2 = 1\ 960 \text{ см}^4$$

$$J = J_I + J_{II} + J_{III} = 6\ 380 \text{ см}^4.$$

$$\text{Модуль сопротивления } W = \frac{6\ 380}{8,3} = 770 \text{ см}^3.$$

$$M_b = P_b l = 2\ 040 \cdot 50 = 102\ 000 \text{ кг-см}$$

$$\sigma_b = \frac{102\ 000}{770} = 132,5 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарное напряжение

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_b = 32,8 + 132,5 = 165,3 \text{ кг/см}^2.$$

Проверка опасного сечения Z—Z основной плиты ведется так же, как и для случая картерной станины (фиг. 287).

Рамы горизонтальных двигателей

Рамы горизонтальных двигателей конструируются двойной формы: с массивными стенками и свободно висящим цилиндром и пустотелые с постелью для цилиндра. Второй тип обладает значительно большей жесткостью и прочностью и потому в крупных машинах имеет исключительное применение, вытесняя за последнее время первый тип и в мелких двигателях.

Высота центров подшипников и цилиндра в мелких двигателях берется не меньше 700 мм в целях удобства обслуживания, а в крупных — не больше 1 200—1 500 мм, преимущественно из соображений прочности

При расчете на прочность опасным является одно из сечений, перпендикулярных оси цилиндра, между цилиндром и коренными подшипниками.

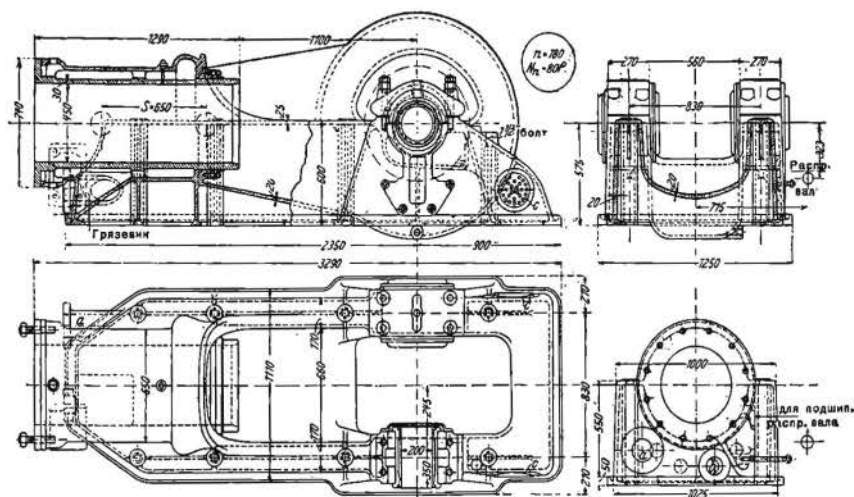
В этом сечении, кроме растяжения, имеет место изгиб, обусловливаемый расстоянием между осью цилиндра и центром тяжести сечения. Кроме этого сильно нагруженными и подлежащими проверке являются средние вертикальные сечения коренных подшипников и место соединения рамы с цилиндром.

Для уменьшения момента, изгибающего раму, надо так подбирать сечения ее, чтобы центр тяжести их лежал возможно ближе к оси цилиндра, а также делать высокие боковые стенки.

При расчете на прочность момент инерции сечения определяется, как и в вышеприведенных примерах, разложением его на площадки, к общее напряжение складывается из напряжения растяжения и изгиба:

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_b.$$

В рамах со свободно висящим цилиндром значительный изгибающий момент может давать нормальное давление поршня N . Так как максимум



Фиг. 292. Рама горизонтального газогенераторного двигателя в 80 л. с.

этого давления, достигающий до $0,12 P$, имеет место на 70% хода поршня от его крайнего внешнего положения, то точка приложения его лежит гораздо ближе к головке цилиндра, чем к открытому его концу, и плечо изгиба получается значительным.

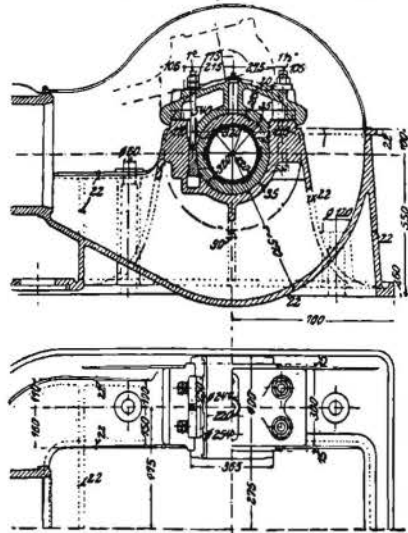
На фиг. 292 представлена рама горизонтального газогенераторного двигателя в 80 л. с.

Коренные подшипники

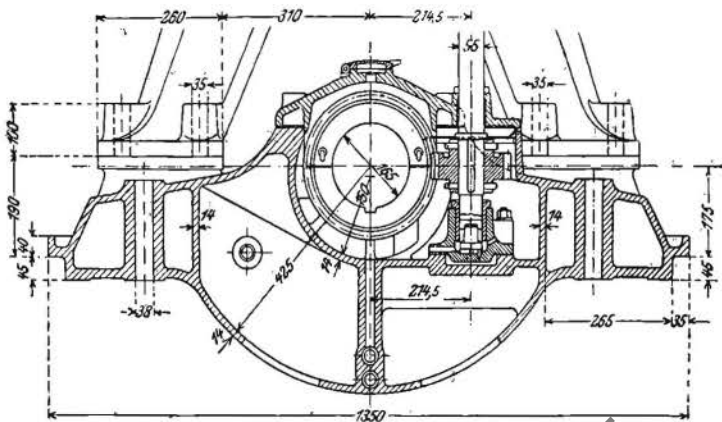
В горизонтальных двигателях коренные подшипники конструируются таким образом, чтобы сила давления газов P_g воспринималась телом подшипника, а не его крышкой; это требование осуществимо в том случае, когда плоскость разъема или горизонтальна или наклонена внутрь. Наиболее распространенной в настоящее время конструкцией является такая, где стык между основанием и крышкой подшипника расположен горизонтально (фиг. 293), при чем усилие P_g воспринимается целиком основанием.

В вертикальных двигателях усилие P_g всегда передается через нижние вкладыши на основание, крышка же и болты нагружаются в конце хода выталкивания действием сил инерции. На фиг. 294 изображен такой подшипник для вертикального двигателя Дизель в 100 л. с.

Вкладыши подшипников для средних размеров диаметра вала d (до



Фиг. 293. Коренной подшипник горизонтального двигателя Дизель.



Фиг. 294. Коренной подшипник вертикального двигателя Дизель в 100 л. с.

125 мм) изготавливаются из фосфористой бронзы, и толщина их стенок определяется из эмпирической формулы:

$$s = \frac{d}{15} + 5 \text{ мм.}$$

Для больших диаметров берутся чугунные вкладыши с заливкой баббитом, при чем толщина стенки (без заливки) определяется следующей формулой:

$$s' = \frac{d}{10} + 10 \text{ мм.} \quad 199$$

При необходимости иметь малый внешний диаметр вкладышей употребляется стальное литье с заливкой баббитом, при чем толщина стенок определяется по формуле для бронзы.

Для надежного укрепления баббита в теле вкладыша протачивается достаточное количество дорожек формы ласточкина хвоста, и, кроме того, перед заливкой поверхность вкладыша лудят.

§ 2. ЦИЛИНДРЫ

Правильное конструктивное выполнение рабочего цилиндра двигателей внутреннего сгорания представляет весьма трудную задачу, так как, кроме напряжений, возникающих от рабочих усилий, должны быть предвидены температурные деформации, имеющие своей причиной значительную разность температур между стенками рабочей поверхности цилиндра и рубашкой, и остающиеся при отливке напряжения. Отдельные заводы создали конструкции, в которых различными мерами вредное влияние этих напряжений парализовано.

Материалом для цилиндров двигателей служит обычно крепкий плотный чугун с достаточной мягкостью, при чем при составной конструкции рабочая букса делается из более твердого, а рубашка—из более мягкого сорта.

Напряжения в случае достаточной жесткости конструкции и отсутствия в литье добавочных напряжений берутся высокими ($250\text{—}300 \text{ кг/см}^2$) во избежание утолщения стенок, затрудняющего отвод тепла в охлаждающую воду.

В мелких дешевых двигателях (с диаметром цилиндра до 200 мм) цилиндр отливается заодно с рубашкой. В двигателях среднего размера рабочая букса делается вставной. В крупных же машинах, особенно двойного действия, употребляется опять цельная конструкция, что вызывается необходимостью размещать клапанные штуцера между обеими стенками цилиндра. Основные преимущества вставной буксы заключаются в том, что она облегчает литье рубашки, дает возможность устранить остающееся напряжение при литье и уменьшить температурные деформации, появляющиеся вследствие неодинакового нагрева стенок цилиндра и рубашки в процессе работы двигателя. Кроме того при ремонте двигателя вставную буксу удобно расточить или заменить новой.

Расчет цилиндра на прочность ведется по максимальному давлению на стенку p_z в период сгорания. Толщина стенки цилиндра в этом случае

определяется по известной формуле Баха, отнесенной к расчетному сечению по образующей цилиндра:

$$R_n = R_i \sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_z}{k_z - 1,3 p_z}}, \quad 200$$

откуда

$$s = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_z}{k_z - 1,3 p_z}} - 1 \right), \quad 201$$

где R_n и R_i —наружный и внутренний радиусы цилиндра, s —толщина его стенки и k_z —допускаемое напряжение на растяжение. Так как давление p_z действует лишь в части цилиндра, прилегающей к головке и укрепленной фланцами и другими приливами, то k_z принимается высоким, для чугуна—225—250 кг/см².

Принимая $k_z = 235$ кг/см² и p_z для двигателей быстрого сгорания—25 кг/см², а для двигателей Дизель—35 кг/см², получим:

$$\text{для первых: } s = 0,050 D,$$

$$\text{для вторых: } s = 0,085 D.$$

К этому делается прибавка в 0,5—1 см на случай расточки после износа в работе.

Техника литья накладывает низший предел на толщину стенки s , так что

$$s \geq 1,8 \text{ см} \text{ — при цельноотлитом цилиндре и}$$

$$s \geq 1,5 \text{ см} \text{ — при вставной рабочей буксе.}$$

Расчет цилиндра на осевое растяжение ведется по следующей формуле:

$$\sigma = \frac{P_z}{f} = \frac{p_z F}{f} = \frac{p_z \pi D^2}{4\pi (D + s)s} = \frac{p_z}{4} \frac{D^2}{(D + s)s} \text{ кг/см}^2, \quad 202$$

которая дает значения σ_z примерно в 2 раза меньше, чем при расчете по формуле Баха.

В случае отдельного вставного цилиндра осевое растяжение воспринимается целиком рубашкою, и так как внутреннее давление в ней значительно ниже p_z , то осевые напряжения могут получиться значительными, особенно в сечениях, добавочно нагруженных и ослабленных. В этом случае букса рассчитывается на разрыв по образующей по формуле Баха, а рубашка—на полное осевое растяжение, которое выразится формулой:

$$P_k = \frac{\pi D_f^2}{4} p_z \text{ кг}, \quad 203$$

где D_f —диаметр середины стыка (фиг. 295).

Сечение рубашки по фиг. 296 выразится:

$$f' = \frac{\pi}{4} (D_a^2 - D_f^2) = \pi D_m s' \text{ см}^2,$$

и напряжение растяжения

$$\sigma_x = \frac{p_x D_f^2}{4 D_m s'} \text{ кг/см}^2, \quad 204$$

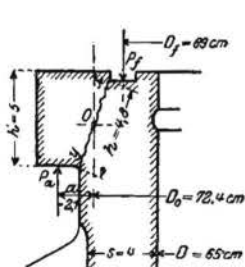
откуда

$$s' = \frac{p_x D_f^2}{4 D_m k_x}. \quad 205$$

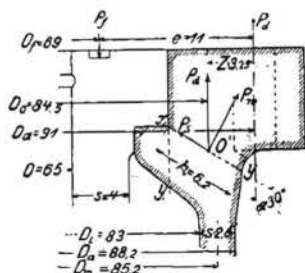
Принимая для рубашки $k_x = 125 \text{ кг/см}^2$, находим:

для двигателей быстрого сгорания $s' \geq \frac{25 \cdot D_f^2}{4 \cdot 125 \cdot D_m} \approx \frac{D_f^2}{20 D_m} \text{ см}, \quad 206$

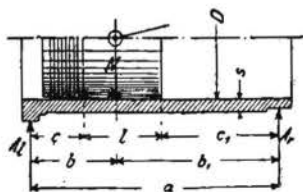
Дизеля $s' \geq \frac{35 \cdot D_f^2}{4 \cdot 125 \cdot D_m} \approx \frac{D_f^2}{13 D_m} \text{ см}, \quad 207$



Фиг. 295.



Фиг. 296.



Фиг. 297.

для мелких двигателей $s' \leq 1 \text{ см},$

крупных $s' \leq 1,3 \text{ см}.$

Вставной цилиндр в двигателях с длинным ходом должен быть проверен на деформацию от нормального давления поршня, и, если таковая получится значительною, необходимо увеличить жесткость его при помощи ребер или надлежащей опорой внешней поверхности.

Пусть на фиг. 297 положение поршня соответствует максимальному значению N . Тогда, предполагая, что сила N распределяется равномерно по рабочей длине поршня l , получим:

$$M_{max} = A_1 \left(c + \frac{l A_1}{2 N} \right) \leq W k_b, \quad 208$$

где

$$A_1 = N \frac{2 c_1 + l}{2 a} \text{ кг}.$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Если взять самый невыгодный случай, предполагая, что N сосредоточена в средней плоскости поршневого пальца, то получим:

$$M_b = N \frac{bb_1}{a} \text{ кг-см}, \quad 209$$

и необходимое W будет:

$$W = N \frac{bb_1}{a k_b}. \quad 210$$

Если J —момент инерции проверяемого сечения, а E —модуль упругости, то стрела прогиба в точке приложения N будет:

$$f = N \frac{b^2 b_1^2}{3 a J E} \text{ см}. \quad 211$$

В случае вставного цилиндра во фланце на его конце вызываются от затяжки крышечных болтов сильные напряжения, стремящиеся оторвать фланец по xu (фиг. 295).

Сила затяжки болтов для обеспечения плотности стыка должна быть всегда больше максимального давления на крышку

$$P_k = p_s \frac{\pi D_f^2}{4}.$$

При хорошем выполнении стыка и надежных прокладках принимают:

$$P_f = P_a = 1,2 P_k. \quad 212$$

На эту силу необходимо рассчитать фланец.

По фиг. 295 изгибающий момент в сечении xu равняется:

$$M_b = P_a a \text{ кг-см}.$$

Модуль сопротивления для этого сечения

$$W = \frac{\pi D_o h^3}{6},$$

откуда наибольшее напряжение изгиба

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6 P_a a}{\pi D_o h^2}. \quad 213$$

Для указанных на фигуре 295 размеров

$$P_a = 1,2 \cdot P_k = 1,2 \cdot 25 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 69^2 = 112\,000 \text{ кг}$$

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot 112\,000 \cdot 2,1}{\pi \cdot 72,4 \cdot 4,8^2} = 270 \text{ кг/см}^2.$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Фланец рубашки испытывает изгиб, растяжение и срез в месте перехода его в цилиндрическую часть и тем больше, чем дальше отстоит окружность центров крышечных болтов от окружности среднего диаметра сечения рубашки. На фиг. 296 показана рубашка вставного цилиндра фиг. 295.

Для сечения xu имеем:

$$P_n = P_f \cos \alpha; P_d = P_f; P_s = P_f \sin \alpha$$

$$f = \pi D_o' h; W = \frac{1}{6} \pi D_o' h^2$$

$$M_b = P_d Z; \sigma_b = \frac{M_b}{W}; \sigma_s = \frac{P_n}{f}; \tau = \frac{P_s}{f}$$

$$\sigma_1 = \sigma_s + \sigma_b$$

$$\sigma_r = 0,35 \sigma_1 + 0,65 \sqrt{\sigma_1^2 + 4(\alpha_0 \tau)^2}. \quad 214$$

В сечении xu_1 напряжение среза получится:

$$\tau' = \frac{P_f}{f'}$$

Для размеров, указанных на фиг. 296, принимая $p_z = 25 \text{ кг/см}^2$, получим:

$$P_n = 97\,000 \text{ кг}; P_d = 112\,000 \text{ кг}; P_s = 56\,000 \text{ кг}$$

$$f = \pi \cdot 84,5 \cdot 6,2 = 1\,640 \text{ см}^2$$

$$W = \frac{1}{6} \pi \cdot 84,5 \cdot 6,2^2 = 1\,700 \text{ см}^3$$

$$M_b = 112\,000 \cdot 3,25 = 364\,000 \text{ кг-см}$$

$$\sigma_b = 214 \text{ кг/см}^2; \sigma_s = 59 \text{ кг/см}^2; \tau = 34 \text{ кг/см}^2$$

$$\sigma_1 = 59 + 214 = 273 \text{ кг/см}^2$$

Принимая $k_z = k_s$, найдем:

$$\alpha_0 = \frac{k_z}{1,3 k_s} = 0,77,$$

откуда

$$\sigma_r = 276 \text{ кг/см}^2.$$

Если цилиндр отлит в одно целое с рубашкой, то внутренний цилиндр рассчитывается на разрыв по образующей по формуле Баха вышеуказанным способом; напряжением же растяжения вдоль оси можно пренебречь.

В этом случае плотность стенок внутреннего цилиндра проверяется гидравлической пробой, при чем стенки должны при однократной пробе выдержать давление $1,5 p_z$. Принимая $p = 40 \text{ атм}$ и $k_b = 650 \text{ кг/см}^2$, получим:

$$s' \geq 0,025 D_a \text{ см}. \quad 215$$

Необходимо проверить рубашку на изгиб от силы N так же, как и для вставного цилиндра.

Если цилиндр располагается на весу, то опасное сечение от действия силы N находится около фланца, соединяющего цилиндр с рамой. Размеры этого фланца определяются осевым давлением на крышку:

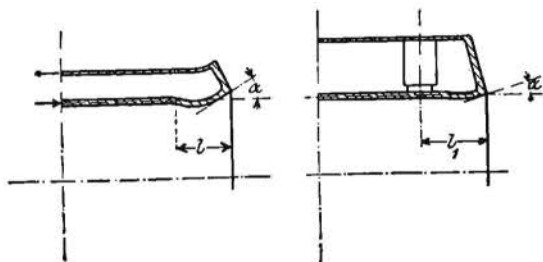
$$P_k = \frac{\pi}{4} D_f^2 p_{2v}$$

и напряжения в опасных сечениях определяются, как и для фланца вставного цилиндра.

Отливка в одно целое дает возможность разместить крышечные болты по средней окружности водяного пространства, близко к внутренней поверхности рубашки; напряжения изгиба во фланце получаются очень незначительными.

В цельноотлитых цилиндрах при работе двигателя, благодаря разности температур рубашки и цилиндра в его наиболее нагретой части, около головки, появляются сильные температурные напряжения (фиг. 298), которые могут быть учтены следующим образом.

Если средняя температура цилиндра выше температуры рубашки на t° , то удлинение цилиндра



Фиг. 298.

$$\Delta l = \beta t l,$$

где l —первоначальная длина, $\beta = 0,00011$ (для чугуна)—коэффициент линейного расширения.

Соответствующая этому удлинению растягивающая сила $P_a = \beta E t f$, где f —площадь поперечного сечения внутреннего цилиндра,

$E = 800\,000 \text{ кг/см}^2$ —модуль упругости для чугуна.

Подставляя значения β и E , найдем:

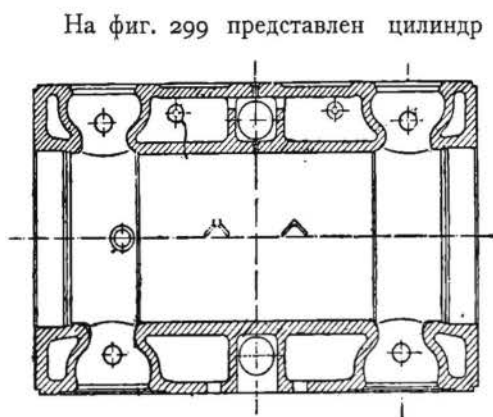
$$P_a = 8,8 t f,$$

216

и при $t = 40$	50	65	80°
$P_a = 350$	440	560	700 кг.

Наконец, в случае отдельной или разрезанной посередине рубашки внутренний цилиндр должен быть рассчитан на полное напряжение от осевых и касательных усилий.

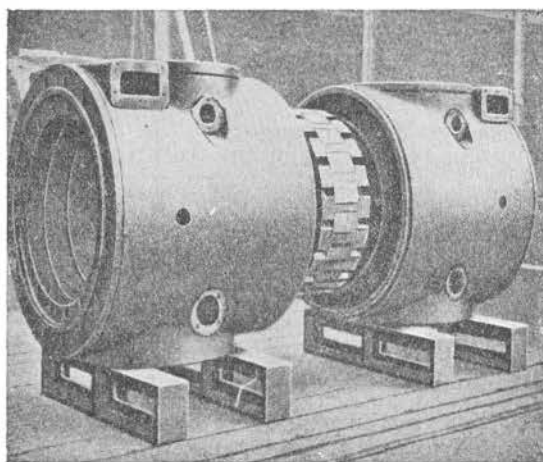
Болты, скрепляющие цилиндр с рамой, изготавливаются из мягкого литого или сварочного железа и допускают напряжение до 350 кг/см на площадь внутреннего диаметра резьбы.



Фиг. 299. Цилиндр двигателя Нюрнбергского завода.

На фиг. 299 представлен цилиндр Нюрнбергского завода, в котором цилиндр и рубашка отлиты в одно целое. Для уменьшения остающихся после отливки напряжений заводом обращено особое внимание на правильное распределение массы чугуна, и самый процесс отливки подобного цилиндра весом в 11—12 тонн производится в 30—35 сек, чем достигается равномерное остывание всей детали.

Той же цели—уничтожения остающихся после отливки напряжений—завод Вестингауз в Америке достигает в своих крупных двигателях составлением цилиндра из двух частей, плоскость стыка которых пришлифована. Промежуток между частями охлаждающей рубашки перекрывается железным кожухом. Внешний вид подобного цилиндра со снятым кожухом представлен на фиг. 300.



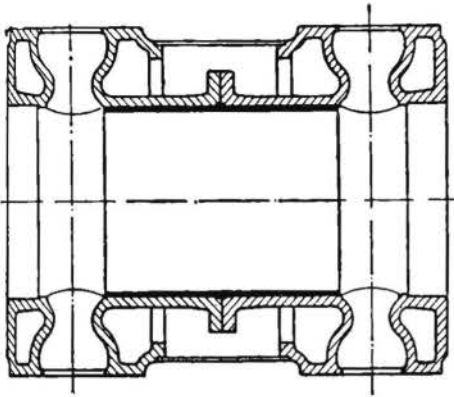
Фиг. 300. Цилиндр двигателя завода Вестингауз.

Подобно заводу Вестингауз, завод Ehrhardt & Seherer выполняет цилиндры (фиг. 301) сварными из двух частей, но рабочая поверхность их образована отдельной вставной втулкой из твердого чугуна. Сам цилиндр выполняется из более мягкого чугуна, без значительных напряжений поддающегося возникающим деформациям.

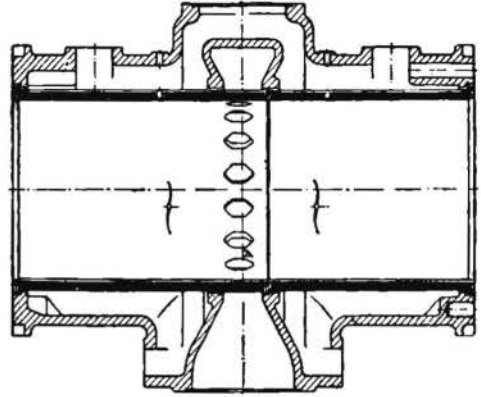
Положение втулки фиксируется внешним выступом, зажимаемым половинами цилиндра и уплотняющим стык от просачивания воды. Втулка имеет возможность свободно расширяться по направлению оси и предохраняет цилиндр от высоких температур. Водяное пространство рубашки между половинами цилиндра замыкается железным кожухом.

На фиг. 302 дана конструкция цилиндра двухтактного двигателя системы Кертинг в исполнении завода бр. Клейн. В цилиндр, выполненный в одно целое, с двух сторон вставлены две втулки, зазор

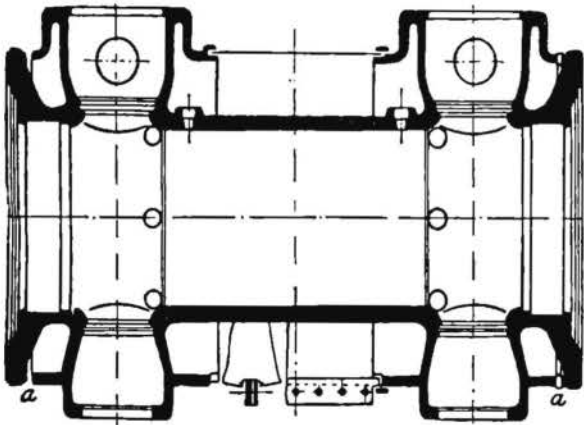
между которыми выполняется таких размеров, чтобы при удлинении, наступающем во время работы, свободное пространство между втулками



Фиг. 301. Цилиндр завода Ehrhardt & Sehmmer.



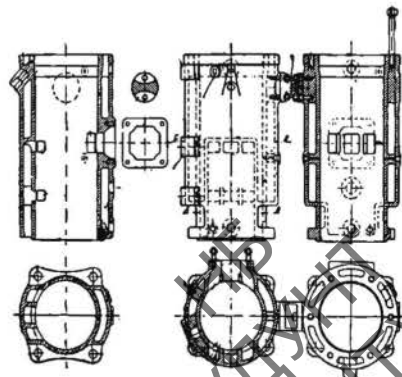
Фиг. 302. Цилиндр двухтактного двигателя Кертинга.



Фиг. 303. Цилиндр двигателя завода Рейхенбах.

оказалось замкнутым. Для воспрепятствования вытеканию масла через выхлопные отверстия последние отсутствуют по нижней образующей цилиндра.

В двигателях Рейхенбаха (фиг. 303) цилиндры выполняются с составной рубашкой, дополнительно разделенной близ фланцев цилиндра. Такая конструкция уничтожает температурные и остающиеся при отливке напряжения, но создает два дополнительных уплотняемых стыка. Стенка



Фиг. 304. Цилиндр двигателя Свидерского.

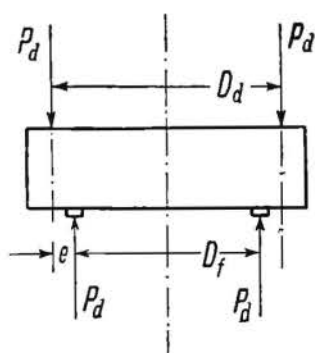
данного цилиндра выполняется более толстой, чем в случае отливки в одно целое цилиндра с рубашкой, так как усилия на крышку цилиндра в данном случае передаются исключительно через эту стенку, в то время как во втором в передаче этих усилий участвует главным образом рубашка.

Цилиндры мелких газовых и нефтяных двигателей, а также двигателей Дизель небольшой мощности отливаются в одно целое с рубашкой. На фиг. 304 дан цилиндр вертикального нефтяного двигателя Свидерского. Цилиндры более крупных двигателей Дизель как вертикального, так и горизонтального типа выполняются со вставной рабочей втулкой, как это видно в вышеприведенных примерах их конструкций.

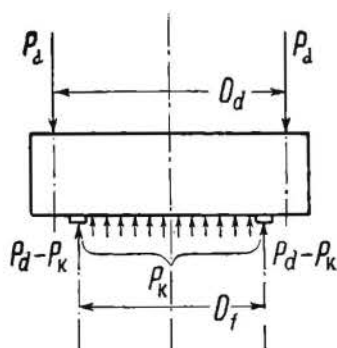
§ 3. ЦИЛИНДРОВЫЕ КРЫШКИ И ГОЛОВКИ

Для цилиндрических крышек и головок обычно употребляются мягкий и плотный чугун, а также стальное литье.

При возможности точного определения действующих усилий допускаемое напряжение для чугуна принимается 250 кг/см^2 , и эта величина



Фиг. 305.



Фиг. 306.

понижается для головок сложной формы, не поддающихся точному аналитическому расчету. Такому расчету поддаются лишь крышки простой формы, как-то: представляющие плоскую плиту и имеющие два днища с вертикальной цилиндрической стенкой, водяным пространством, отверстиями для клапанов и каналами для газов.

Расчет на прочность такого рода крышек производится следующим образом.

На фиг. 305 изображена схема нагружения цилиндрической крышки от затяжки крышечных болтов. Как выше было указано, сила этой затяжки должна быть больше силы от давления газов P_k для того, чтобы в момент вспышки не нарушалась плотность стыка (на диаметре D_f).

Таким образом в сечении по диаметру крышки будет действовать изгибающий момент

$$M_b = \frac{P_d}{2} \xi_1 - \frac{P_d}{2} \xi_2, \quad 217$$

где ξ — расстояние центра тяжести полуокружности от центра круга;
 $\xi = \frac{D}{\pi}$.

$$M_b = \frac{P_d}{2} \left(\frac{D_d}{\pi} - \frac{D_f}{\pi} \right) = \frac{P_d e}{\pi} \text{ кг-см.} \quad 218$$

Обозначая

$$P_d = \lambda P_k = \lambda p_z \frac{\pi D_f^2}{4},$$

где $\lambda > 1$ характеризует предварительную затяжку болтов по сравнению с силой давления на крышку во время сгорания P_k , получим:

$$M_b = \frac{\lambda}{4} p_z D_f^2 e.$$

Вводя по Баху поправочный коэффициент μ , равный для чугуна ξ'/Δ , получим напряжение изгиба, вызванное затяжкой крышечных болтов:

$$\sigma_b = \frac{6}{5\pi} \frac{P_d e}{W} \text{ кг/см}^2, \quad 219$$

или

$$\sigma_b = \frac{0,3 \lambda p_z D_f^2 e}{W} \text{ кг/см}^2. \quad 220$$

Схема нагружения при действии давления сгорания p_z изображена на фиг. 30б. В этом случае сила давления P_k разгружает стык до силы нажатия $(P_d - P_k)$ и, кроме того, дает равномерную разгрузку, стремящуюся выгнуть крышку. В расчетном сечении по диаметру получим изгибающий момент:

$$M'_b = \frac{P_d}{2} \frac{D_d}{\pi} - \frac{P_d - P_k}{2} \frac{D_f}{\pi} - \frac{P_k}{2} \frac{4}{3} \frac{D_f}{2\pi},$$

где $\frac{4}{3} \frac{D_f}{2\pi}$ — расстояние центра тяжести площади полукруга от центра.

Имеем далее после преобразований:

$$M'_b = \frac{P_d}{\pi} e + \frac{P_k}{6\pi} D_f = \frac{P_k}{\pi} \left(\lambda e + \frac{1}{6} D_f \right) \quad 221$$

$$M'_b = p_z \frac{\pi D_f^2}{4\pi} \left(\lambda e + \frac{1}{6} D_f \right) = \frac{p_z}{8} \left[\lambda D_d D_f^2 - \left(\lambda - \frac{1}{3} \right) D_f^3 \right] \quad 222$$

Вводя $\mu = 6/5$, получим напряжение изгиба:

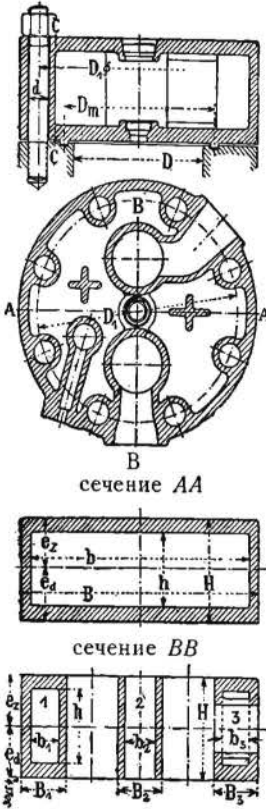
$$\sigma'_b = \frac{6 P_z (\lambda e + \frac{1}{6} D_f)}{5 \pi W} = \frac{3 P_z [\lambda D_a D_f^2 - (\lambda - 1/3) D_f^3]}{20 W} \text{ кг/см}^2. \quad 223$$

Пример. Рассчитать крышку двигателя Дизель, изображенную на фиг. 307. Расчетными сечениями являются:

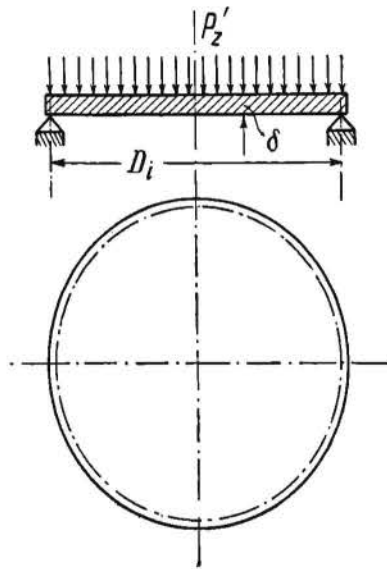
AA — по водяной рубашке и
BB — через клапаны и каналы.

Имеем:

$$\begin{aligned} D &= 37,5 \text{ см} \\ D_f &= D_m = 43,6 \text{ см} \\ D_a &= D_1 = 58 \text{ см}. \end{aligned}$$



Фиг. 307.



Фиг. 308.

Для сечения AA имеем:

$$\begin{aligned} B &= 69 \text{ см}; \quad b = 63,8 \text{ см} \\ H &= 27 \text{ см}; \quad h = 19,4 \text{ см}. \end{aligned}$$

Примем

$$p_z = 35 \text{ кг/см}^2; \quad \lambda = 1,3;$$

по формуле 222 получаем:
изгибающий момент

$$M'_b = \frac{35}{8} [1,3 \cdot 58 \cdot 43,6^2 - (1,3 - 0,33) 43,6^3] = 268 \text{ 000 кг-см.}$$

Модуль сопротивления

$$W = \frac{BH^3 - bh^3}{6H},$$

откуда

$$W = \frac{69 \cdot 27^3 - 63,8 \cdot 19,4^3}{6 \cdot 27} = 5 \text{ 520 см}^3.$$

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

Отсюда напряжение изгиба

$$\sigma_b = \frac{268\ 000}{5\ 520} = 48,5 \text{ кг/см}^2$$

Для сечения ВВ:

$$\begin{cases} B_1 = B_3 = 13,2 \text{ см} \\ b_1 = b_2 = b_3 = 8,6 \text{ см} \\ B_2 = 12,6 \text{ см} \\ M'_b = 268\ 000 \text{ кг-см.} \end{cases}$$

Модуль сопротивления

$$W = \frac{B_1 H^3 - b_1 h^3}{6H} + \frac{(B_2 - b_2) H^2}{6} + \frac{B_3 H^3 - b_3 h^3}{6H}$$

$$W = 2 \cdot \frac{13,2 \cdot 27^3 - 8,6 \cdot 19,4^3}{6 \cdot 27} + \frac{(12,6 - 8,6) 27^2}{6} = 2\ 930 \text{ см}^3.$$

Отсюда

$$\sigma_b = \frac{268\ 000}{2\ 930} = 91,5 \text{ кг/см}^2.$$

Допускаемая величина—от 75 до 110 кг/см².)

Проверка крышечных болтов. 8 болтов внешнего диаметра 2 1/4" (внутренний диаметр—49 мм).

$$\text{Сила затяжки болтов } P_d = 1,3 p_z \frac{\pi D^2}{4}.$$

Эту величину при расчете самых болтов обычно увеличивают до 1,6 P_z за счет скручивания болта при его затяжке. Тогда будем иметь:

$$P'_d = 1,6 \cdot 35 \cdot \frac{\pi \cdot 43,6^2}{4} = 83\ 700 \text{ кг.}$$

Напряжение на разрыв:

$$\sigma_z = \frac{83\ 700 \cdot 4}{\pi \cdot 4,9^2 \cdot 8} = 555 \text{ кг/см}^2.$$

(Допускаемая величина от 400—до 600 кг/см².)

§ 4. ПОРШНИ

Поршни двигателей внутреннего сгорания в большинстве случаев служат не только для передачи давления газов на кривошипный механизм, но и выполняют роль крестковпа. Поэтому рабочая длина их должна быть такой, чтобы давление их на единицу трущейся поверхности не превосходило допускаемой величины.

Наибольшая величина нормального давления обычно не превосходит 8—10^{0/10} давления вспышки P_z.

Если L—полная длина поршня, а D—его диаметр (фиг. 309), то получим:

$$\frac{N_{max}}{DL} \leq k,$$

Для пересчета R_i на диаметр поршня D обычно принимают:

$$2 R_i \cong 0,85 D. \quad 229$$

Если днище укреплено ребрами, то в уравнение изгиба следует вводить и соответствующий модуль сопротивления.

Толщина цилиндрической части стенки поршня принимается по формуле:

$$\delta_1 \cong \frac{D}{30} + t + 1,0 \text{ см}, \quad 230$$

где t — глубина гнезда поршневого кольца (см. фиг 309).

К открытому концу поршня толщина его стенки обычно уменьшается из соображений понижения веса и увеличения места для размаха шатуна.

Однако это уменьшение может начинаться лишь за последним гнездом кольца, и величина δ_0 на самом конце может быть взята от $1/2$ до $1/3 \delta_1$, в зависимости от системы ребер и положения поршневого болта.

Ввиду более сильного нагрева части поршня, обращенной внутрь рабочего цилиндра, и большего вследствие этого расширения во время работы двигателя, выполняют диаметр в его наиболее нагретой части:

$$D_1 = 0,995 D \text{ до } 0,99 D.$$

Поршневые кольца, служащие для герметичности рабочей полости, в целях их надежного охлаждения и предотвращения заклинивания и загорания должны быть размещены по части поршня, охлажденной с открытой стороны воздухом или водой. Поэтому для первого гнезда расстояние от кромки поршня $e \geq 1,2 \delta$ до $1,5 \delta$.

Промежуток между кольцами должен быть больше ширины кольца, чтобы иметь возможность в дальнейшем растачивать гнезда.

Глубина гнезда t должна обеспечивать небольшой зазор между кольцом и дном канавки в рабочем положении при разогретом в работе поршне.

Расчет поршневого болта производится в предположении, что он свободно лежит на опорах в поршневых гнездах и нагружен в середине сосредоточенным грузом P_z . Тогда (см. фиг. 309):

$$M_b = \frac{P_z l_0}{4} = \frac{\pi D^2}{16} l_0 p_z.$$

Для сплошного круглого болта

$$W \cong 0,1 d^3,$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

откуда

$$0,1 d^3 k_b \geq M_b$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_b}{k_b}}, \quad 231$$

или

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10}{16} \frac{\pi D^2 l_0 P_z}{k_b}} \quad 232$$

Принимая для литой стали $k_b = 800 \text{ кг/см}^2$, получим:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{P_z D^2 l_0}{400}} \text{ см.} \quad 233$$

Обычно сила P_z распределяется по рабочей длине пальца l , и в таком случае изгибающий момент будет меньше:

$$M_b = \frac{P_z}{2} \left(\frac{l_0}{2} - \frac{l}{4} \right).$$

При расчетах принимают $l = 0,7 l_0$, откуда $l_0 = 1,43 l$, и

$$M_b = 0,5 P_z \left(\frac{1,43 l}{2} - \frac{l}{4} \right) \cong 0,23 l P_z$$

или

$$d = \sqrt[3]{\frac{2,3 l P_z}{k_b}} = \sqrt[3]{\frac{P_z D^2 l}{360}} \text{ см.} \quad 234$$

Длина шейки определяется из соображений напряжения изнашивания; эта последняя величина в момент сгорания должна быть не больше 125—130 кг/см^2 . Таким образом

$$l \geq \frac{P_z}{dk_{\max}}. \quad 235$$

Поршневые болты изготавливаются из литой стали с поверхностной закалкой.

Поршневые гнезда и соответственные поверхности болта делаются либо слегка коническими либо цилиндрическими, а самый поршневой болт закрепляется помощью нажимных винтов или специальными нажимными приспособлениями.

Поршневые кольца выполняются в виде самопружинающих чугунных колец небольшой ширины.

Если внешний диаметр кольца, вставленного в цилиндр, будет $D = 2r \text{ см}$, средний радиус его $r_m = \frac{D-s}{2}$ и допускаемое напряжение материала — $k_b \text{ кг/см}^2$, то толщина кольца s определится из соотношения:

$$\frac{r}{s} = \frac{D}{2s} = \sqrt{\frac{k_b}{12p}} + 0,5,$$

откуда

$$s = \frac{0,5 D}{\sqrt{\frac{k_b}{12p}} + 0,5}. \quad 236$$

Допускаемое напряжение k_b относится к опасному сечению, расположенному против стыка кольца, и принимается от 800 до 1200 кг/см^2 .

Давление p кольца на стенки цилиндра принимается от 0,25 до 0,5 кг/см^2 и находится в обратной зависимости от скорости поршня.

Наибольшее напряжение появляется в кольце при его надевании на поршень. Это возможно, когда

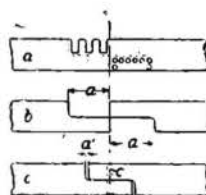
$$\frac{r_m}{s} \geq \sqrt{\frac{E}{2,5 k_b}}, \quad 237$$

откуда, принимая для чугуна $E = 800\,000 \text{ кг/см}^2$,

$$s \geq r_m \frac{\sqrt{k_b}}{560}.$$

Длина выреза кольца

$$a = 9,5 r_m \frac{r k_b}{s E}$$



238

239

Фиг. 310.

в свободном состоянии (фиг. 309, 310). Ширина кольца принимается:

$$b = 1,5 s \text{ до } 0,75 s \quad 240$$

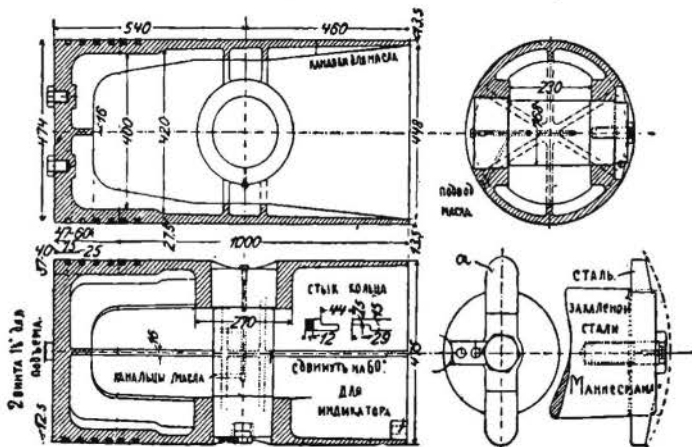
в зависимости от числа колец.

При вставленном кольце должен быть предвиден зазор на расширение от нагревания a' , который принимается:

$$a' = 0,006 D \text{ до } 0,0075 D. \quad 241$$

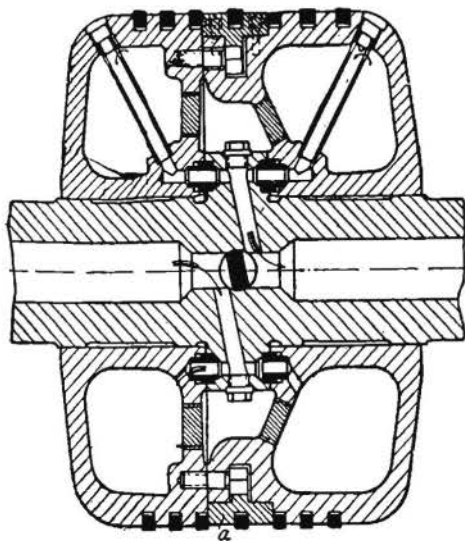
Примером выполнения поршня, непосредственно связанного с шатуном, может служить поршень 100-сильного вертикального газового двигателя Гюльднер, представленный на фиг. 311. Для восприятия крутящего момента поршневого пальца, возникающего от сил трения шатуна, в конструкции предусмотрена щеколда a , входящая в тело поршневого

болта и поршня. Достаточное охлаждение подобных поршней достигается воздухом, омывающим поршень со стороны кривошипного вала. В двигателях двойного действия, где поршень является лишь уплотняющим орга-



Фиг. 311. Поршень 100-сильного вертикального газового двигателя Гюльдер.

ном, длина его делается значительно меньше. В данном случае необходимо искусственное охлаждение поршня и штока водой.

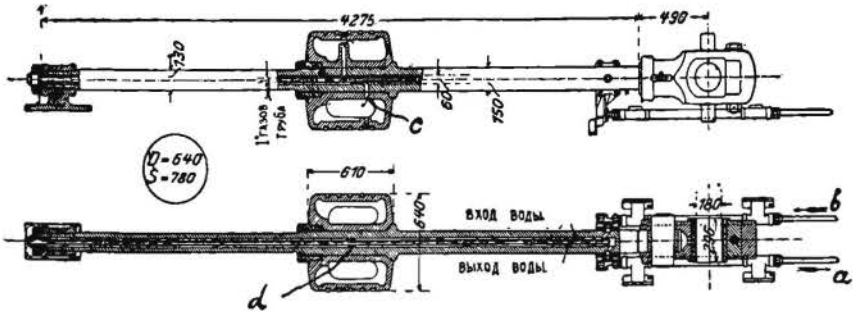


Фиг. 312. Охлаждаемый поршень завода Рейнгардт.

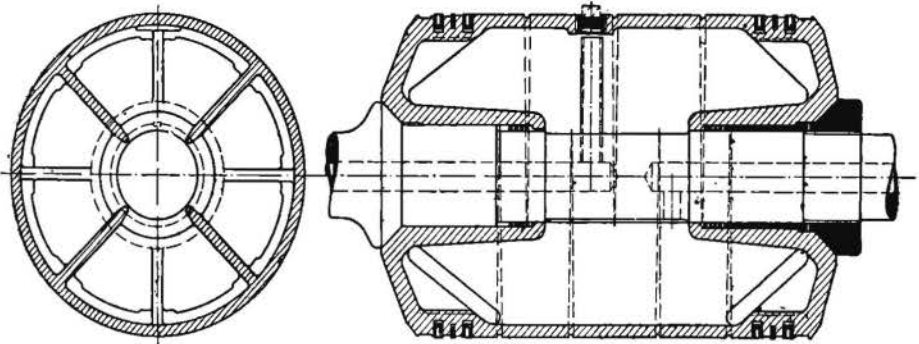
На фиг. 312 дан охлаждаемый поршень четырехтактного двигателя двойного действия завода Рейнгардт. Поршень для удобства съемки со скалки составлен из двух частей, стянутых болтами. Для предохранения головок болтов от действия высоких температур они прикрыты разъемным кольцом *а*, привернутым к телу поршня несколькими шурупами. Охлаждающая вода подается, с одной стороны, по полому штоку, затем по наклонному каналу подводится к обеим половинам поршня и через две наклонные трубки отводится через другую часть штока.

В двигателях Дейтц двойного действия охлаждающая поршень и шток вода подводится и отводится с одной стороны поршня у кривокопфа, для чего в полый шток вставлена отводная трубка (фиг. 313). Вода поступает по трубке *b* в полость штока, откуда по отверстиям *c* в

штоке и поршне—в полость последнего. Далее вода переходит в полость левой части штока, отделенной помощью уплотнения *d* от полости его



Фиг. 313. Охлаждаемый поршень завода Дейтц.

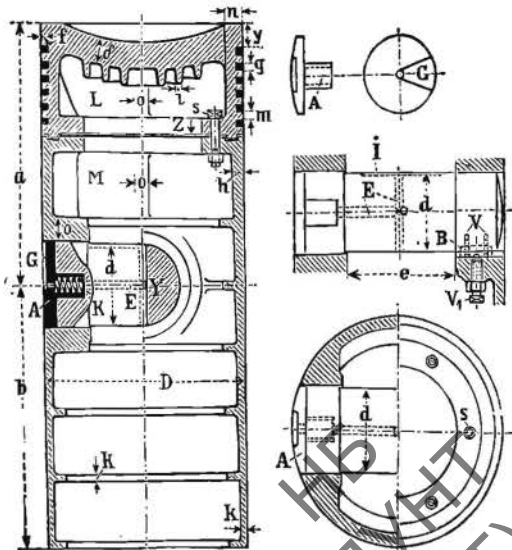


Фиг. 314. Поршень двухтактного двигателя Кертинг

правой части, откуда отводится по вставленной трубке и отводной трубке *a*. Поршень закрепляется на штоке помощью конуса и гайки.

В двухтактном двигателе двойного действия Кертинг длина поршня вместе с тем распределительным органом, выполняется значительно большей, чем в описанных конструкциях поршней двигателей двойного действия. При креплении в поршне

вызываются напряжения сжатия, дающие возможность выдерживать силы инерции заключенной значительной массы воды. Видимые на чертеже ребра



Фиг. 315. Составной поршень двдл. Дизель.

служат для придания поршню достаточной жесткости и для направления воды в наиболее горячие его части.

Поршни небольших двигателей Дизель простого действия выполняются подобно поршню, показанному на фиг. 311.

В более крупных машинах того же типа поршень (фиг. 315) выполняется составным; днище является легко сменной частью.

§ 5. ШАТУНЫ

Шатуны крупных машин выполняются либо с круглым, иногда полым, сечением из литой стали либо с фасонным сечением (двутавровым), полученным отливкой из стального литья или ковкого чугуна.

Стержень шатуна рассчитывается на продольный изгиб по формуле Эйлера:

$$P = \frac{1}{\sigma} P_x = \frac{\pi^2 EJ}{\sigma L^2} \text{ кг,} \quad 242$$

где

P_x — разрушающая нагрузка,

σ — степень надежности, принимаемая в пределах 15—20,

E — модуль упругости материала,

L — длина шатуна между осями шейки вала и поршневого (крейцкопфного) болта,

J — наименьший экваториальный момент инерции сечения шатуна,

P — максимальное усилие по оси шатуна, имеющее место за цикл двигателя.

Принимая для литой стали $E = 2\,000\,000 \text{ кг/см}^2$, $\sigma = 20$, $\pi^2 = 10$ и считая максимальную силу $P = P_s$, получим формулу:

$$P_s = \frac{\pi^2 EJ}{\sigma L^2} = \frac{10 \cdot 2\,000\,000 J}{20 \cdot L^2} \approx \frac{10^6 \cdot J}{L^2} \text{ кг.} \quad 243$$

Для круглого сечения, имеющего $J = \frac{\pi d^4}{64} \approx \frac{d^4}{20}$,

$$d \approx \sqrt[4]{\frac{20 P_s L^2}{10^6}} \approx \sqrt[4]{\frac{P_s L^2}{50\,000}} \text{ см.} \quad 244$$

Приближенные формулы для двигателей с нормальными диаграммами принимают вид:

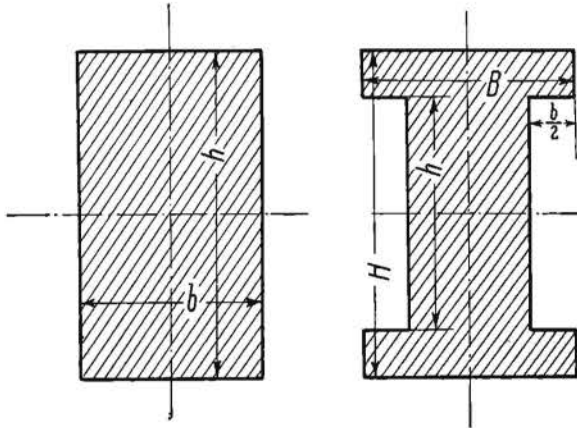
для двигателей, работающих по циклу Отто [$p_s = 25 \text{ атм}$, $P_s = 20 (D^2)$]:

$$d = \sqrt[4]{\frac{D^2 L^2}{2\,500}} = \sqrt{\frac{DL}{50}} \text{ см;} \quad 245$$

для двигателей Дизеля [$p_z = 35 \text{ атм}$; $P_z = 30 D^2$]:

$$d = \sqrt[4]{\frac{D^2 L^2}{1570}} \approx \sqrt{\frac{DL}{40}} \text{ см.} \quad 246$$

Определенный по вышеприведенным формулам диаметр должен быть осуществлен на расстоянии $2/5$ длины шатуна, считая от кривошипной



Фиг. 316.

головки. К поршневой головке диаметр стержня шатуна уменьшается до $0,75 d$. К кривошипной головке диаметр увеличивается в зависимости от конструкции таковой.

Для прямоугольных сечений шатуна (фиг. 316) $J_{min} = \frac{b^3 h}{12}$, при чем отношение $\frac{h}{b}$ выбирается в пределах от 1,7 до 2. Для случая $\frac{h}{b} = 1,9$ формула 243 принимает вид:

$$P_z = \frac{83500 b^3 h}{L^2} \approx 160000 \cdot \frac{b^4}{L^2}, \quad 247$$

откуда

$$b = \sqrt[4]{\frac{P_z L^2}{160000}} \text{ см,} \quad 248$$

а для нормальных диаграмм для двигателей, работающих по циклу Отто ($p_z = 25 \text{ атм}$):

$$b = \sqrt[4]{\frac{D^2 L^2}{8000}} \approx \sqrt{\frac{DL}{90}}, \quad 249$$

и для двигателей Дизеля ($p_z = 35-38 \text{ атм}$):

$$b = \sqrt[4]{\frac{D^2 L^2}{5350}} \approx \sqrt{\frac{DL}{75}}. \quad 250$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Для двутавровых сечений (фиг. 316) экваториальные моменты инерции получаются по формулам:

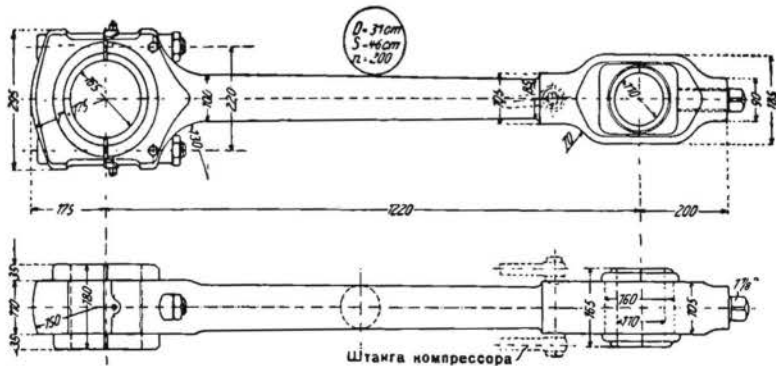
$$J_{max} = \frac{BH^3 - bh^3}{12} \text{ см}^4 \quad 251$$

и

$$J_{min} = \frac{(H-h) B^3 + h (B-b)^3}{12} \text{ см}^4. \quad 252$$

Проверка прочности шатуна производится по J_{min} . Сечение, надежное на продольный изгиб силой P_x , получается достаточно прочным на растяжение той же силой в двигателях двойного действия.

Крышечные болты шатуна в двигателе простого действия нагружаются силами инерции поступательно движущихся частей, силами трения, разрежением всасывания и предварительной затяжкой, а в двигателях двойного действия еще и давлением на поршень со стороны вала. В двухтактных двигателях простого действия крышечные болты в условиях нормальной работы испытывают только усилия от предварительной затяжки, так как



Фиг. 317 Шатун двигателя Дизель завода Зульцер в 40—50 л. с.

на поршень действует все время давление газов в цилиндре, превышающее в нормальном выполнении направленные обратно силы инерции. Лишь при отсутствии сжатия (заевший клапан, открытый индикаторный кран и пр.) могут появиться усилия, растягивающие болты. Ввиду больших разрушений, вызываемых обрывом шатунных болтов, последние рассчитывают с большим запасом прочности, придавая им размеры, достаточные для выдерживания усилия, равного давлению на поршень в 15 атм¹⁾ для двигателей простого действия. Ввиду возможности ударного действия нагрузки материалом берется либо литое железо лучшего качества либо мягкая сталь. Напряжение на разрыв для надежности допускается не свыше 500 кг/см² для стали и 350 кг/см² для железа.

1) Гюльднер рекомендует болты всех двигателей рассчитывать на нагрузку P_2 .

Выполнение крышечных болтов должно быть самое тщательное, не допускающее каких-либо перекосов от неправильного прилегания головки и гайки. Резьба нарезается мелкая ленточная или мелкая треугольная. Фёппль (Föppel) дает нижеследующую таблицу для резьбы шатунных болтов.

ТАБЛИЦА 38.

Внешний диаметр в дюймах	Число ниток на 1"	Внутренн. диаметр в мм	Внешний диаметр в дюймах	Число ниток на 1"	Внутренн. диаметр в мм	Внешний диаметр в дюймах	Число ниток на 1"	Внутренн. диаметр в мм
1	11	23,0	2	7	46,3	3	6	71,6
1 ¹ / ₈	10	25,8	2 ¹ / ₈	6	48,6	3 ¹ / ₈	5	73,5
1 ¹ / ₄	9	28,4	2 ¹ / ₄	6	52,6	3 ¹ / ₄	5	76,5
1 ³ / ₈	8	30,9	2 ³ / ₈	6	55,6	3 ³ / ₈	5	79,5
1 ¹ / ₂	8	34,9	2 ¹ / ₂	6	58,6	3 ¹ / ₂	5	82,5
1 ⁵ / ₈	7	37,3	2 ⁵ / ₈	6	61,6	3 ⁵ / ₈	5	86,5
1 ³ / ₄	7	40,3	2 ³ / ₄	6	64,6	3 ³ / ₄	5	89,5
1 ⁷ / ₈	7	43,3	2 ⁷ / ₈	6	68,6	3 ⁷ / ₈	4,5	91,8
						4	4,5	94,8

Гайки должны снабжаться надежными замками.

Вкладыши кривошипной головки обычно изготавливаются из чугуна или стального литья с заливкой баббитом, вкладыши поршневой головки — из фосфористой бронзы.

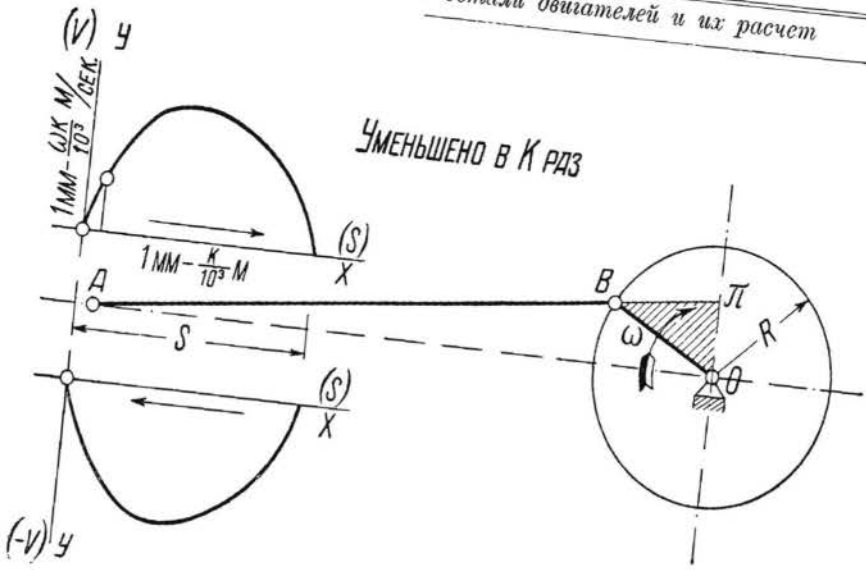
На фиг. 317 представлен шатун вертикального двигателя Дизель в 40 л. с.

Стержень шатуна — круглый, кривошипная головка — разъемная (на 2 болтах), поршневая головка — цельная.

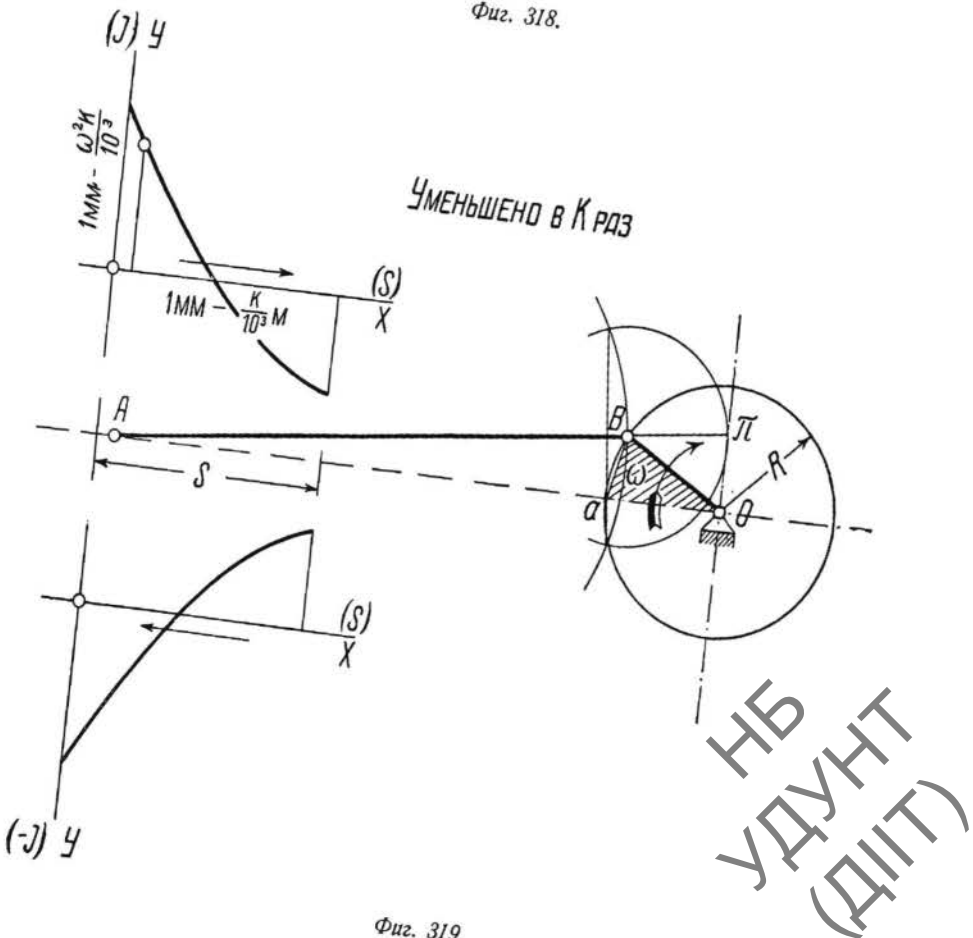
§ 6. КОРЕННЫЕ ВАЛЫ

Коренные валы нагружены силами давления газов, передающимися через шатун, силами инерции поступательно движущихся частей, шатуна, противовеса и весом маховика. Обычно при учете сил инерции шатуна, его массу распределяют по его двум головкам, относя две трети ее к цапфе кривошипа и одну треть к поступательно движущимся частям. При определении сил инерции воспользуемся графическим методом исследования.

Если OBA (фиг. 318) представляет кривошипный механизм, уменьшенный в k раз, то, приняв отрезок BO за вектор, представляющий



Фиг. 318.



Фиг. 319.

скорость точки B , получим скорость точки A из треугольника (плана) скоростей πBO в виде отрезка πO . Масштаб плана скоростей равен $\frac{\omega k}{10^3}$, где ω —угловая скорость вращения кривошипа. Построив планы скоростей для ряда положений кривошипного механизма и отложив векторы скоростей точек A на соответствующих их положениях, получаем диаграммы скоростей поршня. Масштаб путей $1 \text{ мм} = \frac{k}{10^3} \text{ м}$ и скоростей $1 \text{ мм} = \frac{\omega k}{10^3} \text{ м/сек.}$

Ускорения точки A получаем из треугольников (планов) ускорений, построение которых дано на фиг. 319. В плане ускорений $O B a B O$ —вектор, представляющий ускорение точки B , а $a O$ —вектор, дающий ускорение точки A . Масштаб плана ускорений $= \frac{\omega^2 k}{10^3}$. Откладывая соответствующие векторы ускорений точки A , считая положительными ускорения, а отрицательными замедления, получим диаграмму ускорений точки A .

Из соотношения $P = -mj$, где P —сила инерции, j —ускорение, а m —масса ускоряемого тела, видно, что диаграмма ускорений (фиг. 319), взятая с обратным знаком, дает в новом масштабе диаграмму сил инерции поступательно движущихся деталей.

Как выше было указано, в массу поступательно движущихся частей включается от $1/3$ до $1/2$ массы шатуна.

Гюльднер дает вес поступательно движущихся частей, отнесенный к см^2 площади поршня, согласно таблицы 39.

ТАБЛИЦА 39.

Типы машин	Двигатели, работ. по циклу Отто	Двигатели Дизель
I. Двигатели простого действия		
без крейцкопфа $S < 1,5 D$	0,4 — 0,6	0,4 — 0,6
$S > 1,5 D$. .	0,6 — 0,75	0,7 — 0,8
с крейцкопфом ($S = 1\frac{1}{2} - 1\frac{1}{3} D$).	0,9 — 1,2	1,0 — 1,3
Двухцилиндровые тандем .	1,25 — 1,5	1,35 — 1,6
II. Двигатели двойного действия		
Однoцилиндровые без задних параллелей .	1,0 — 1,25	
Однoцилиндровые с задними параллелями .	1,2 — 1,4	1,3 — 1,5
Двухцилиндровые тандем } .	1,5 — 1,8	1,6 — 1,9
Трехцилиндровые (1 цил. воздухоудвки) .	2,0	—

Масштаб диаграммы сил инерции поступательно движущихся частей, отнесенных к 1 см^2 площади поршня, называемых также давлениями сил инерции (диаграмма ускорений, взятая с обратным знаком) получается:

$$1 \text{ мм} - \frac{G_0}{g} \frac{\omega^2 \cdot k}{10^3} = m_0 \frac{\omega^2 k}{10^3} \text{ кг/см}^2,$$

где

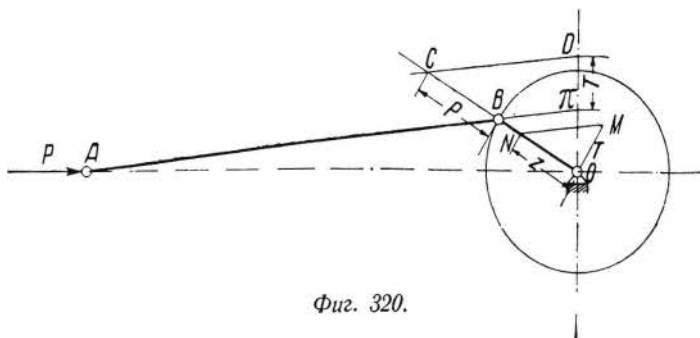
G_0 —вес поступательно движущихся частей, отнесенный к 1 см^2 площади поршня,

g —ускорение силы тяжести,

m_0 —масса поступательно движущихся частей на 1 см^2 поршня.

Как видно, масштаб диаграммы давлений сил инерции, а следовательно и величина силы инерции, возрастает с квадратом угловой скорости или с квадратом числа оборотов.

Шатун передает на коленчатый вал усилие, равное алгебраической сумме силы давления газов и силы инерции поступательно движущихся частей. Силу, действующую на коленчатый вал, разлагают на две—тангенциальную и нормальную, рассматривая действие той и другой в отдель-



Фиг. 320.

ности. Графическое определение тангенциального усилия указано на фиг. 320. На той же диаграмме указано определение нормального усилия. В основу построения положено условие равенства секундных работ сил, приложенных в точках A и B:

$$Pv_A = Tv_B; \quad 253$$

отложив на продолжении радиуса OB отрезок BC , представляющий усилие, действующее на точку A , и проведя CD параллельно направлению шатуна, получаем на вертикали через ось вращения кривошипа отрезок πO , представляющий в том же масштабе тангенциальное усилие. Правильность построения вытекает из параллельности прямых CD и BC и свойства треугольника скоростей $BO\pi$:

$$\frac{CB}{BO} = \frac{D\pi}{\pi O}; \quad CB \cdot \pi O = D\pi \cdot BO; \quad Pv_A = Tv_B.$$

Построение нормального усилия ясно из фиг. 320.

Произведя указанное построение для ряда последовательных поло-

жений кривошипного механизма, получаем диаграммы тангенциальных и нормальных усилий на коленчатый вал. Сложение давлений газов на поршень с давлениями сил инерции производится на диаграмме усилий на поршень, построенной по развернутому пути его, в которой те и другие силы наносят в одном и том же масштабе, считая силы, направленные по скорости, положительными, и наоборот. На фиг. 321, 322 и 323 дано построение указанных диаграмм для одноцилиндрового четырехтактного двигателя Дизель в предположении, что вес поступательно движущихся частей составляет $G_0 = 0,6 \text{ кг/см}^2$.

Расчет шеек коленчатого вала на смятие и нагрев

Допускаемое удельное давление смятия на проекцию поверхности шейки ограничено условием сохранения слоя смазки между шейкой и подшипником. Расчет ведется по формуле

$$P = kdl, \quad 254$$

где

P —давление на шейку в кг ,
 d —диаметр шейки в см ,
 l —ее длина в см .

Нагрев шеек происходит за счет работы трения на их поверхности, равной

$$A = P\mu v \text{ кг-м/сек},$$

где

P —среднее усилие на шейку,
 μ —коэффициент трения,
 v —средняя скорость поверхности шейки по отношению к подшипнику. Относя работу трения к единице проекции шейки, получаем

$$A_r = \frac{P}{dl} \mu v = kv\mu \text{ кг-м/сек. см}^2. \quad 255$$

Для практических расчетов проверку шейки на нагрев производят по величине kv . Допустимый предел этой величины зависит от нагрузки, качества выполнения, смазки, материала трущихся частей и интенсивности отвода тепла. Расчетная формула принимает вид:

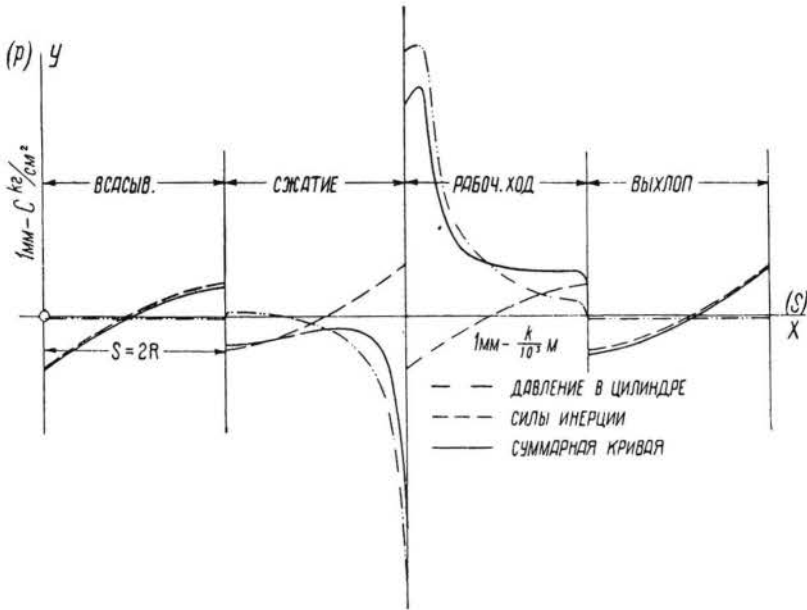
$$kv = \frac{P}{dl} \frac{\pi dn}{60 \cdot 100} = \frac{P\pi n}{6000l}. \quad 256$$

Как видно, $k v$ не зависит от диаметра шейки.

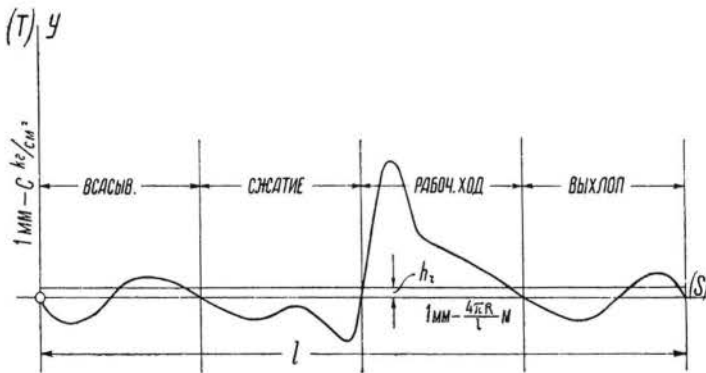
Цапфа кривошипа. На смятие расчет ведется по формуле 254, считая по максимальному давлению вспышки:

$$k = \frac{P_s}{dl} = \frac{p_s \cdot 0,785 D^2}{d l} \leq 100 \text{ кг/см}^2. \quad 257$$

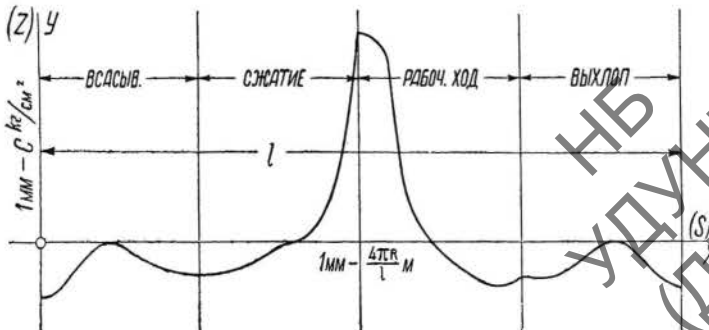
Расчет на нагрев по формуле 200 должен вестись по среднему давлению на цапфу P_m . С достаточной степенью точности среднее давление



Фиг. 321. Диаграмма усилий на поршень.



Фиг. 322. Диаграмма тангенциальных усилий.



Фиг. 323. Диаграмма нормальных усилий.

может быть определено по средней величине индикаторных давлений за отдельные такты цикла.

$$P_m = 0,785 D^2 p_m, \quad 258$$

где

$$p_m = \frac{p_1 + p_2 + p_3 + p_4}{4} \text{ кг/см}^2 \quad 259$$

для четырехтактного цикла.

Гюльднер дает величины p_m и P_m при нормальной нагрузке: для двигателей, работающих по циклу Отто ($p_i = 5,8 \text{ атм}$):

$$p_m = 4,25 \text{ кг/см}^2; P_m = 4,25 \cdot 0,785 D^2 \cong 3,5 D^2 \text{ кг}, \quad 260$$

для двигателей, работающих по циклу Дизеля ($p_i = 6,5 \text{ атм}$):

$$p_m = 5,25 \text{ кг/см}^2; P_m = 5,25 \cdot 0,785 D^2 \cong 4,2 D^2 \text{ кг}. \quad 261$$

Расчетные формулы принимают вид:

$$kv = \frac{P_m \pi n}{6000 l} \cong \frac{P_m n}{1900 l} \cong \frac{p_m D^2 n}{2400 l}; l_{min} = \frac{p_m D^2 n}{2400 kv} \text{ см}, \quad 262$$

или для нормальных диаграмм:

для двигателей, работающих по циклу Отто:

$$kv = \frac{4,25 D^2 n}{2400 l} \cong \frac{D^2 n}{550 l} \text{ кг-м/сек}, \quad 263$$

и

$$l \geq \frac{D^2 n}{550 kv} \text{ см}, \quad 264$$

для двигателей Дизель:

$$kv = \frac{5,25 D^2 n}{2400 l} \cong \frac{D^2 n}{450 l} \text{ кг-м/сек}, \quad 265$$

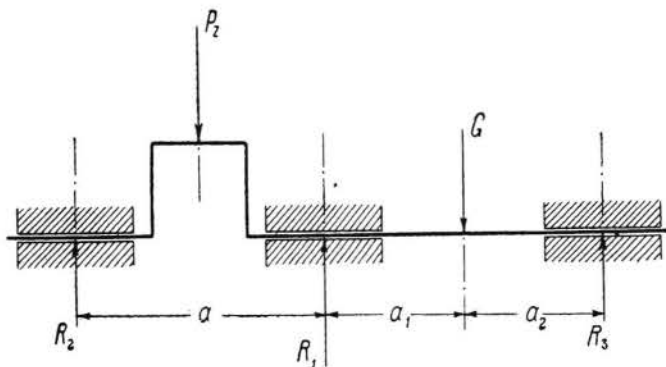
и

$$l \geq \frac{D^2 n}{450 kv} \text{ см}. \quad 266$$

Для стационарных двигателей с обычным выполнением подшипника и смазки kv можно доводить до 30—35 кг-м/сек. При циркуляционной смазке и особых мерах для охлаждения шейки kv может достигать значений, значительно превышающих указанный предел.

Шейки коренных подшипников. Расчет шеек коренных подшипников на смятие и нагрев производится на основании тех же положений, что и расчет шатунных шеек. Сила, действующая на каждый подшипник, определяется как реакция опоры коленчатого вала, считая наиболее неблагоприятную схему нагрузки (одинаковое направление дей-

ствия силы давления газов и веса маховика). Размеры определяются по наиболее нагруженному подшипнику, прилегающему к маховику; остальные коренные подшипники обычно выполняются тех же размеров. Тогда по схеме фиг. 324 усилие в момент давления вспышки на подшипник будет:



Фиг. 324.

$$\text{для вала без выносного подшипника} \quad R_1 = 0,5 P_2 + G \frac{a + a_1}{a} \quad 267$$

$$\text{для вала с выносным подшипником} \quad R_1 = 0,5 P + G \frac{a_2}{a_1 + a_2} \quad 268$$

где G — вес маховика. Формула для расчета на смятие:

$$k = \frac{R_1}{dl}; \quad k \leq 100 \text{ кг/см}^2. \quad 269$$

Для расчета на нагрев средняя сила принимается равной для указанных двух схем нагрузки:

$$R_m = 0,5 P_m + G \frac{a + a_1}{a} \quad 270$$

и

$$R_m = 0,5 P_m + G \frac{a_2}{a_1 + a_2}, \quad 271$$

$kv \leq 15$ для обычно выполняемой кольцевой смазки.

В выносном подшипнике обычно k не превышает 30 кг/см^2 .

Расчет коленчатых валов на крепость

Валы одноцилиндровых двигателей. Проверка прочности валов одноцилиндровых двигателей производится для двух положений кривошипного механизма:

1. В мертвом положении в момент вспышки по максимальному давлению вспышки. Силы инерции во внимание не принимаются, так как при малом числе оборотов двигателя во время пуска в ход они крайне незначительны.

2. В момент максимального крутящего момента, обычно наступающего после мертвой точки через $35-36^\circ$ для двигателей, работающих

по циклу Отто, и $32-35^\circ$ для двигателей Дизель. В данном положении нормальные силы Z и тангенциальные силы T для обычных диаграмм достигают значений:

Двигатели, работающие по циклу Отто $T = 0,4 P_z$ $Z = 0,48 P_z$	Двигатели, работающие по циклу Дизеля $T = 0,6 P_z$ $Z = 0,7 P_z$	}	272
---	--	---	-----

Расчет ведется в предположении совершенной жесткости вала и приложения сил по геометрической оси элементов, например силы шатуна считаются приложенными по его оси, а реакции опор—по середине рабочей длины шеек.

Валы одноцилиндровых двигателей без выносного подшипника. Коленчатые валы одноцилиндровых двигателей без выносных подшипников, выполняющиеся для небольших мощностей—до 15—20 л. с.,—поддаются исследованию, как статически определенные системы. По действующим силам—усилию по шатуну, весу маховика (весом ременного шкива и натяжением ремня пренебрегаем)—обычным способом легко определяются реакции подшипников. По данным силам ведется расчет основных сечений.

1) Напряжения в мертвой точке при давлении вспышки p_z

Цапфа кривошипа. Цапфа кривошипа нагружается:

изгибающим моментом от поршневого усилия $P_z - M_{b1}$;

изгибающим моментом от веса маховика $G - M_{b2}$.

В горизонтальных машинах цапфа, кроме того, нагружается крутящим моментом от веса G маховика.

На фиг. 325 даны схемы действия сил на вал горизонтального и вертикального двигателей.

Реакции опор равны:

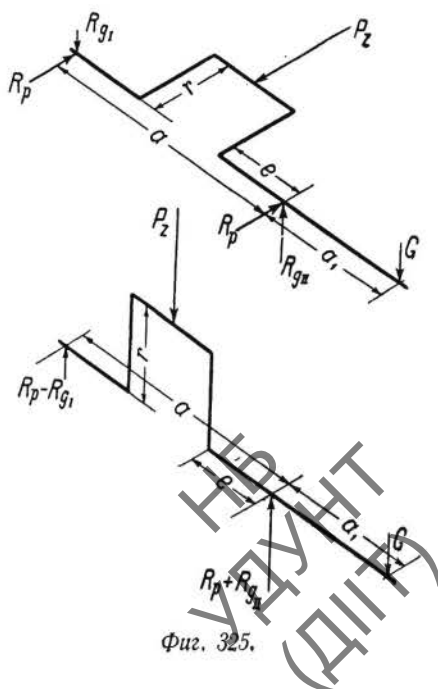
$$R_p = \frac{P}{2}$$

$$R_{gI} = G \frac{a_1}{a},$$

$$R_{gII} = G \frac{a + a_1}{a}$$

и указанные моменты получаются:

$$M_{b1} = \frac{P_z a}{4} \text{ кг-см}$$



Фиг. 325.

$$M_{b2} = \frac{R_{g1}a}{2}$$

и

$$M_a = R_{g1}r \text{ (в горизонтальных двигателях).}$$

В вертикальных двигателях с обычным расположением (цилиндр над валом) эти моменты вычитаются, и результирующий (суммарный) момент

$$M_r = M_{b1} - M_{b2}. \quad 273$$

В горизонтальных машинах моменты M_{b1} и M_{b2} действуют в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях. Равнодействующий момент

$$M_b = \sqrt{M_{b1}^2 + M_{b2}^2} \text{ кг-см.} \quad 274$$

Моменты M_b и M_a можно сложить по формуле Баха в результирующий момент

$$M_r = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + aM_a^2} \text{ кг-см.} \quad 275$$

Коэффициент $\alpha = \frac{k_b}{1,3 k_a}$; для стали с $k_b \cong 900 \text{ кг/см}^2$ и $k_a \cong 700 \text{ кг/см}^2$

$\alpha = \frac{900}{1,3 \cdot 700} \cong 1$, и его можно не вводить.

По результирующему моменту M_r определяется напряжение в шейке на изгиб:

$$\sigma_b = \frac{M_r}{W} \text{ кг/см}^2,$$

где

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \cong 0,1 d^3,$$

$$\sigma_b = \frac{10 M_r}{d^3}. \quad 276$$

Расчет на один лишь изгибающий момент M_{b1} дает приближенную формулу:

$$\sigma_b = \frac{M_{b1}}{W} = \frac{P_z a}{4W} = \frac{2,5 P_z a}{d^3} \text{ кг/см}^2. \quad 277$$

При $\sigma_b = 1000 \text{ кг/см}^2$

$$d = \sqrt[3]{\frac{P_z \cdot a \cdot 2,5}{1000}} = \sqrt[3]{\frac{P_z a}{400}} \text{ см.} \quad 278$$

Для $a = 2,2 D$ —обычное соотношение размеров,—получаем примерный размер шейки вала:

для двигателей, работающих по циклу Отто ($p_z = 25 \text{ атм}$; $P = 20 D^2$):

$$d = \sqrt[3]{\frac{20 \cdot D^2 \cdot 2,2 \cdot D}{400}} \cong 0,48 D; \quad 279$$

для двигателей Дизеля ($p_z = 38 \text{ атм}$; $P_z = 30 D^3$):

$$d = \sqrt[3]{\frac{30 \cdot D^3 \cdot 2,2 \cdot D}{400}} \cong 0,55 D. \quad 280$$

Плечи колен. В момент вспышки в мертвой точке плечи колена подвергаются сжатию и изгибу, а в горизонтальных машинах еще и кручению. Напряжением сжатия ввиду его незначительности можно пренебречь. Более нагруженным является плечо, ближайшее к маховику. Действующие моменты будут:

изгибающий от силы P_z

$$M_{b1} = \frac{P_z}{2} e;$$

изгибающий от R_{gI}

$$\begin{cases} M_{b2} = R_{gI}(a - e) & \text{— вертикальный двигатель} \\ M_{b2} = R_{gI} r & \text{— горизонтальный двигатель.} \end{cases}$$

В горизонтальных машинах кроме того крутящий момент от R_{gI}

$$M_d = R_{gI}(a - e).$$

В вертикальных машинах моменты M_{b1} и M_{b2} действуют в одной плоскости, при обычном выполнении вычитаясь один из другого, давая суммарный момент

$$M_b = M_{b1} - M_{b2}.$$

Наиболее напряженной является широкая сторона сечения плеча:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{\frac{1}{6} b^2 h}.$$

В плече колена горизонтальных машин вызываются напряжения:

изгиба от M_{b1} :

$$\sigma_{b1} = \frac{M_{b1}}{\frac{1}{6} b^2 h} \text{ — в широкой стороне сечения плеча колена;}$$

изгиба от M_{b2} :

$$\sigma_{b2} = \frac{M_{b2}}{\frac{1}{6} h^2 b} \text{ — в узкой стороне сечения плеча колена,}$$

кручения от M_d :

$$\tau = \frac{M_d}{\frac{2}{9} b^2 h} \text{ — в середине широкой стороны сечения плеча колена}$$

(b — толщина плеча — размер, в направлении оси коленчатого вала, h — ширина плеча — размер в плоскости вращения).

Таким образом в отдельных точках сечения суммируются напряжения:

в двух наиболее напряженных углах сечения $\sigma_b = \sigma_{b1} + \sigma_{b2}$,
в середине широкой стороны плеча σ_{b1} и τ ,

узкой σ_{b2} и $\tau_1 = \tau \frac{b}{h}$.

Нормальные и тангенциальные напряжения дают результирующее сложное нормальное напряжение.

По формуле Баха

$$\sigma_r = 0,35 \sigma_b + 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}. \quad 281$$

Толщина плеча b (меньший размер сечения) для машин с маховиком на весу берется:

$$b \geq 0,75d \quad 282$$

(d —диаметр шейки).

Ширина плеча $h = 1 \frac{1}{4} d$ до $1 \frac{1}{3} d$. 283

Отношение $\frac{h}{b}$ колеблется от 2,2 до 2,5.

2) Напряжения при наибольшей величине крутящего момента.

Положение кривошипа и величины тангенциальных и нормальных усилий при максимальном крутящем моменте для нормальных диаграмм даны выше (ф-лы 272).

Цапфа кривошипа подвергается действию:

изгибающего момента от силы T :

$$M_{b1} = \frac{Ta}{4},$$

изгибающего момента от силы Z :

$$M_{b2} = \frac{Za}{4};$$

крутящего момента от реакции силы T :

$$M_d = R_T r$$

(R_T —реакция подшипника от силы T ; $R_T = \frac{T}{2}$).

Моментами от веса маховика пренебрегаем ввиду его относительно незначительного влияния на результирующие напряжения.

Моменты M_{b1} и M_{b2} , действующие в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях, дадут в сумме момент

$$M_b = \sqrt{M_{b1}^2 + M_{b2}^2}.$$

Напряжения на изгиб

$$\sigma_b = \frac{10M_b}{d^3} \text{ кг/см}^2$$

и на кручение,

$$\tau = \frac{5M_d}{d^3} \text{ кг/см}^2, \quad 284$$

дают результирующее сложное напряжение

$$\sigma_r = 0,35 \sigma_b + 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \tau^2}.$$

Плечи колен. Крутящий момент обычно передается через одно плечо, обращенное к маховику. В данном случае напряжением сжатия от силы $\frac{Z}{2}$ можно пренебречь.

На плечо действуют:

изгибающий момент от силы Z :

$$M_{b1} = R_z e = \frac{Z}{2} e,$$

дающий напряжение

$$\sigma_{b1} = \frac{M_{b1}}{\frac{1}{6} b^2 h} \text{ кг/см}^2;$$

изгибающий момент от силы T :

$$M_{b2} = T r,$$

дающий напряжение

$$\sigma_{b2} = \frac{M_{b2}}{\frac{1}{6} b h^2} \text{ кг/см}^2;$$

крутящий момент реакции подшипника от силы T

$$M_d = R_T e,$$

дающий напряжение

$$\tau = \frac{M_d}{\frac{2}{9} b^2 h}.$$

Полные напряжения будут слагаться:

в двух наиболее напряженных ребрах $\sigma_b = \sigma_{b1} + \sigma_{b2}$,

в середине широкой стороны плеча из напряжений σ_{b1} и τ ,

в середине узкой стороны плеча из напряжений σ_{b2} и $\tau_1 = \tau \frac{b}{h}$.

Нормальные и тангенциальные напряжения σ и τ слагаются по формуле Баха.

Шейка коренного подшипника, расположенного к маховику, через которую обычно передается весь крутящий момент, нагру-

жается изгибающим моментом от свободно висящего маховика и полным крутящим моментом:

$$\begin{aligned} M_b &= Ga_1; \\ M_d &= Tr. \end{aligned}$$

Эти моменты могут быть сведены к результирующему сложному моменту

$$M_r = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2},$$

по которому определяется результирующее напряжение

$$\sigma_r = \frac{M_r}{W} = \frac{10M_r}{d^3}.$$

Из условий изготовления и обработки вала обе шейки выполняются обычно одинакового диаметра.

Валы одноцилиндровых двигателей с выносным подшипником. Валы одноцилиндровых двигателей с выносным подшипником, как системы с тремя точками опоры, а потому статически неопределимые, могут поддаваться расчету на прочность введением к основным условиям равновесия дополнительных, выведенных на основании упругой линии оси вала при определенных, заранее принятых условиях жесткости опор. Ввиду неопределенности последних и больших отклонений действительных напряжений от теоретически подсчитанных, вследствие невозможности осуществления абсолютно жестких опор, в практике с достаточной надежностью расчет можно вести, предполагая вал разрезным по оси подшипника, ближайшему к маховику, и считая каждый отрезок вала как тело, лежащее на двух опорах, сводя тем задачу к статически определенной. Ход расчета колена сохраняется тот же, что и для вала со свободно висящим маховиком, с той разницей, что вес маховика не создает момента в колене вала. Отрезок вала под маховиком и шкивом рассчитывается на момент от силы тяжести сидящих на этом отрезке деталей и усилий от передаточного механизма (ремень, канаты) и максимального крутящего момента. Дополнительно проверяется по обычной формуле сопротивления материалов стрела прогиба данного отрезка вала. Величина стрелы прогиба не должна превышать $f = 0,5$ мм. Максимальная допустимая стрела прогиба вала, на котором непосредственно сидит ротор динамомашин, задается фирмами, изготовляющими последний.

Валы многоцилиндровых двигателей. Валы многоколенчатые обычно рассчитываются в предположении разрезного вала, т. е. жесткости вала и опор между коленами, и тогда пользуются методами и формулами, приведенными выше для одноцилиндровых машин.

§ 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ МАХОВИКА

Диаграмма тангенциальных усилий на цапфу кривошипа может рассматриваться построенной или по времени, считая, что вращение кривошипа равномерное, или по пути. В последнем случае площадь диаграммы, заключенная между кривой тангенциальных усилий и осью абсцисс, взя-

тая для каждого участка с соответствующим знаком, представляет собой работу, совершаемую на кривошипе за полный цикл, отнесенную к единице площади поршня. При пуске двигателя в ход без нагрузки вся эта работа идет на увеличение живой силы вращающихся частей (маховика и вала). При нормальной же работе на постоянном числе оборотов эта работа идет на преодоление полезного сопротивления машин, приводимых в движение двигателем. Это сопротивление может быть представлено тангенциальной силой P_r , приложенной в цапфе кривошипа. Обозначим эту силу, отнесенную к единице площади поршня, через p_r :

$$p_r = \frac{P_r}{F}.$$

При работе двигателя на привод или электрический генератор сила p_r может быть принята постоянной; в случае периодических закономерных изменений силы сопротивлений (работа двигателя непосредственно на воздухоподувку, поршневой насос и пр.) изменение может быть представлено в виде диаграммы тангенциальных усилий сопротивления. Разность тангенциальных действующих усилий и сопротивлений дает свободные усилия в каждый данный момент, работа которых за данный путь идет на увеличение живой силы движущихся частей механизма двигателя и, следовательно, на изменение угловой скорости вращения кривошипа.

Для постоянной тангенциальной силы сопротивления величина ее может быть определена из диаграммы тангенциальных усилий по условию равенства работ сил сопротивлений и тангенциальных усилий, а отрезок в диаграмме в соответствующем масштабе по условию

$$\Sigma f = h_r l,$$

где

h_r — ордината диаграммы тангенциальной силы сопротивления,

l — длина диаграммы,

Σf — алгебраическая сумма площадок диаграммы.

Так как все построение диаграммы проведено в предположении отсутствия трения, величина силы сопротивления может быть определена также из среднего индикаторного давления, исходя из того же равенства работ сил сопротивления и газов в цилиндре:

$$p_r \pi r i = p_i 2r,$$

откуда

$$p_r = \frac{2 p_i}{\pi i},$$

где i — тактность двигателя.

Для частных случаев имеем:

для двухтактного двигателя:

$$p_r = \frac{p_i}{\pi};$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

для четырехтактного двигателя:

$$P_r = \frac{P_i}{2\pi},$$

на каждую рабочую полость двигателя.

Графическое вычитание из тангенциального усилия постоянной силы сопротивления удобно производить сносом оси абсцисс на отрезок, равный h_r , или просто принятием в диаграмме тангенциальных усилий за новую ось абсцисс линии, представляющей тангенциальную силу сопротивления. Полученную новую диаграмму назовем диаграммой свободных тангенциальных усилий (фиг. 326).

Как выше было указано, работа свободных тангенциальных сил идет на изменение живой силы движущихся частей:

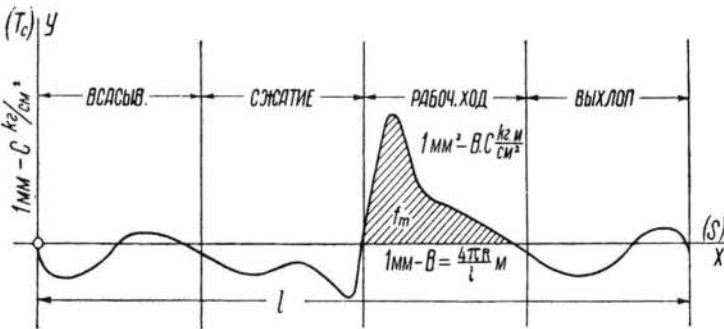
$$A = \frac{J_o}{2} (\omega_2^2 - \omega_1^2), \quad 285$$

где

A — работа свободных тангенциальных сил за данный угловой путь кривошипа,

J_o — момент инерции движущихся частей (для простоты расчета за J_o считается только момент инерции маховика).

Так как за отдельные участки диаграммы свободных тангенциальных сил работа $A \neq 0$, вращение кривошипа не может быть равномерным,



Фиг. 326. Диаграмма свободных тангенциальных усилий.

и лишь соответствующим подбором момента инерции маховика могут быть обеспечены определенные пределы колебания угловой скорости, характеризующиеся степенью неравномерности маховика δ .

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}}, \quad 286$$

тогда

$$\begin{aligned} A_m &= \frac{J_o}{2} (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) = \frac{J_o}{2} (\omega_{max} + \omega_{min}) (\omega_{max} - \omega_{min}) = \\ &= J_o \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} \omega \frac{(\omega_{max} - \omega_{min})}{\omega}. \end{aligned}$$

Принимая $\frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} = \omega$ — средней скорости вращения кривошипа,

имеем:

$$A_m = J_o \omega^2 \delta, \quad 286a$$

где A_m — работа свободных тангенциальных сил за участок диаграммы, в котором площадка $f_m = \Sigma f_+ - \Sigma f_-$ имеет максимальное значение.

Для четырехтактного одноцилиндрового двигателя площадка заштрихована на фиг. 326:

$$A_m = B.C.f_m.F^1). \quad 287$$

Для машин определенного назначения должна быть обеспечена определенная степень неравномерности, так:

для работы на трансмиссию $\delta = 1/30 - 1/40$
динамо:

постоянного тока, прямое соединение	$\delta = 1/100 - 1/120$
	через ременную передачу $\delta = 1/70 - 1/80$
переменного	прямое соединение $\delta = 1/175 - 1/200$
	через ременную передачу $\delta = 1/125 - 1/150$.

Таким образом диаграммой свободных усилий и степень неравномерности при заданной угловой скорости определяется момент инерции маховика.

Считая, что весь момент инерции создается ободом маховика, вес его при радиусе окружности центров тяжести сечений обода R получаем из равенства

$$\frac{G}{g} R^2 = J_o; \quad G = \frac{J_o g}{R^2},$$

и связь веса обода со степенью неравномерности для данного двигателя выразится уравнением:

$$G = \frac{A_m g}{R^2 \omega^2 \delta} = \frac{A_m g}{\delta v^2}, \quad 288$$

где v — скорость центра тяжести сечения обода.

Обратно, степень неравномерности для данного двигателя, снабженного маховиком данных размера и веса,

$$\delta = \frac{A_m g}{v^2 G}. \quad 289$$

С уменьшением нагрузки двигателя с прецизионным регулированием величина избыточной площади f_m уменьшается, что указывает на улучшение равномерности хода машины с приближением к холостой нагрузке. Ввиду этого проверку степени неравномерности или определение момента инерции маховика надо производить по максимальной индикаторной диаграмме, развиваемой двигателем.

1) F — площадь поршня.

Для приближенных расчетов маховиков одноцилиндровых четырехтактных двигателей Гюльднер дает формулы:

$$G = \frac{(0,75 + \rho) \cdot 90\,000 \cdot N_i}{\delta \cdot v^2 \cdot n} \text{ кг}, \quad 290$$

$$\delta = \frac{(0,75 + \rho) \cdot 90\,000 \cdot N_i}{G \cdot v^2 \cdot n}, \quad 291$$

в которых $\rho = \frac{p_c}{p_i}$ — отношение среднего давления сжатия к среднему индикаторному давлению.

Значения ρ для различных типов двигателей даны в таблице 40 (по Гюльднеру).

ТАБЛИЦА 40

Значения $\rho = \frac{p_c}{p_i}$

Двиг. светильного газа	. $\rho = 0,25 - 0,35$
силового газа .	. $\rho = 0,35 - 0,45$
Двигатели Дизель	. $\rho = 0,48 - 0,52$

В машинах с регулированием пропусками условия равномерности хода ухудшаются с уменьшением нагрузки. Для обеспечения заданного предела колебания угловых скоростей практически необходимо брать вес маховика вдвое больший, чем получающийся из условия работы без пропуска вспышек.

Для двигателей двойного действия и многоцилиндровых расчет массы (веса) маховика производится аналогичным образом, строя для одного цикла ряд диаграмм тангенциальных усилий одной рабочей полости, сдвигая их на угол между последовательными вспышками и производя графическое сложение полученных кривых. По суммарной кривой определяются обычным способом максимальная избыточная площадь f_m и основные данные маховика.

§ 8. КЛАПАНЫ

Размеры сечений, необходимых для пропуски данного секундного количества газа, определяются по допустимой скорости потока. В клапанах сечениями с возможными наибольшими скоростями являются кольцевое пространство с диаметром d (фиг. 327) и круговая щель между грибок и седлом клапана. Предельное условие равенства скоростей потока в этих двух сечениях приводит к соотношению

$$\pi d h' \leq \frac{\pi d^2}{4}$$

или

$$h' \leq \frac{d}{4}.$$

292

Для конических клапанов $h' = h \cos \gamma$, ввиду чего максимальный рационально допустимый подъем клапана

$$h = \frac{d}{4 \cos \gamma}. \quad 293$$

Секундный объемный расход газов через всасывающий клапан в данный момент определяется по скорости и площади сечения поршня:

$$V_{сек} = Fc,$$

где c — скорость поршня.

Если скорость потока через щель клапана — v , то

$$vf = Fc.$$

Как видно, скорость в клапане пропорциональна скорости поршня в каждый данный момент в предположении несжимаемости газа и постоянства сечения клапана.

Обычно расчет сечения ведется по средней скорости поршня

$$c_m = \frac{Sn}{30} \text{ м/сек},$$

и средняя скорость потока в клапане в стационарных двигателях допускается до 40—45 м/сек.

Тогда

$$f = \pi dh' = \frac{\pi D^2}{4} \frac{Sn}{30v_m}$$

или

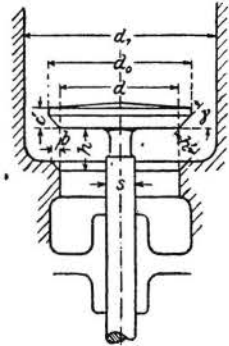
$$dh' = \frac{D^2 Sn}{120v_m} \cong \frac{D^2 S n}{5000} \text{ см}^2. \quad 294$$

Толщина грибка берется по формуле:

$$\delta = \sqrt{\frac{p_2(0,5 d_0)^2}{450}} \text{ см.} \quad 295$$

Ширина b опорной поверхности седла определяется по эмпирической формуле:

$$b = 0,01 d + 0,4 \text{ см.} \quad 296$$



Фиг. 327.

Угол конуса γ выдерживается около 45° ; в крупных клапанах величину угла уменьшают до 30° . В горизонтально расположенных клапанах седло клапана лучше делать плоским из-за возможного одностороннего износа направляющей, нарушающего герметичность конического клапана.

Размер стержня клапана s берется по эмпирической формуле:

$$s = \frac{1}{8}d + 0,5 \text{ до } \frac{1}{8}d + 0,8 \text{ см.} \quad 297$$

В выхлопных клапанах этот размер желательно иметь еще больше для лучшего отвода тепла и меньшего износа направляющей.

Наименьший внутренний размер клапанной коробки получается из условия

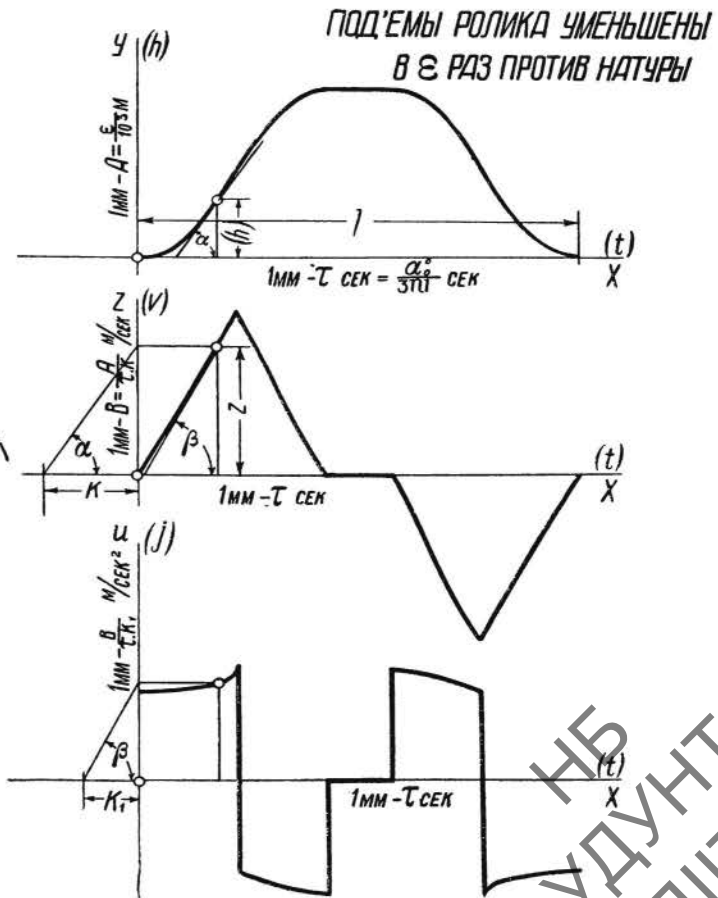
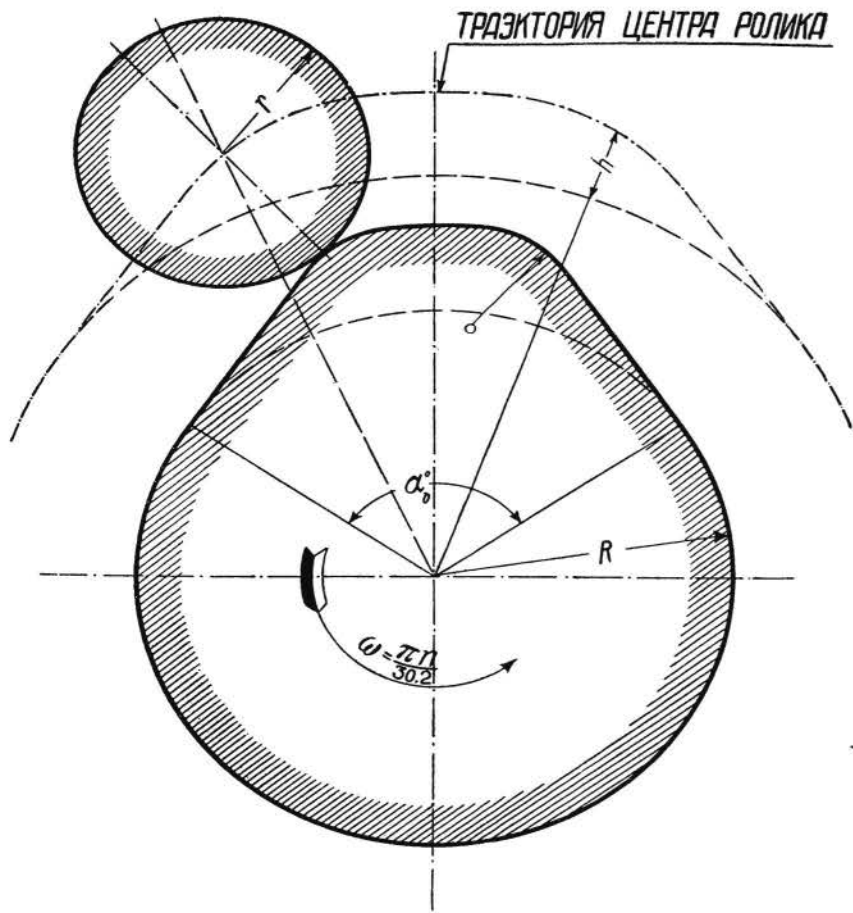
$$0,785(d_1^2 - d_0^2) > 0,785d^2. \quad 298$$

Натяжение клапанных пружин определяется по возможному разрежению в цилиндре, достигающему до $0,4 - 0,5 \text{ кг/см}^2$, а в двигателях с количественным регулированием—до $0,8 \text{ кг/см}^2$. В случае, если ускорение клапана и механизма распределения в период посадки клапана создается за счет натяжения пружины, последняя должна преодолевать силы инерции всех движущихся под ее влиянием деталей.

Ускорения клапана и приводного механизма зависят от принятой формы кулака. В стационарных машинах последняя берется обычно в виде двух касательных и окружности из центра кулачной шайбы с радиусом, обеспечивающим требуемый максимальный подъем клапана, связанных двумя закруглениями меньшего радиуса. Для определения ускорений клапана строится по данному размеру ролика рычага траектория движения центра ролика, по которой вычерчивается диаграмма подъемов клапана по времени. Двойное дифференцирование этой диаграммы дает кривые скоростей и ускорений клапана. На фиг. 328 проведены полностью указанные построения, при чем применен метод графического дифференцирования.

Из клапанов в охлаждении главным образом нуждается выхлопной. Всасывающий клапан в достаточной мере охлаждается свежей смесью и воздухом. Для двигателей малой мощности можно еще обходиться без охлаждения, так как поглощаемое клапаном тепло успевает уходить через шпindel и седло, не нагревая самого клапана за пределы допустимого; для средних же и больших мощностей охлаждение водой является уже необходимым.

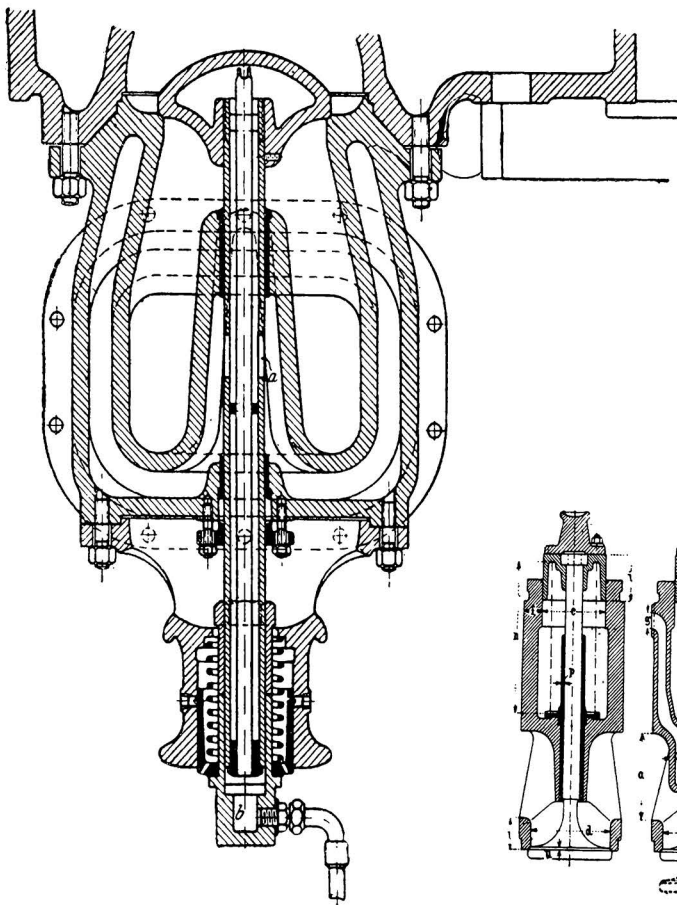
На фиг. 329 даны конструкции клапанов двигателей Дизель без охлаждения, с охлаждением направляющей и с охлаждением самого клапана. Второй тип является промежуточным по интенсивности охлаждения и применяется в двигателях средней мощности (40—100 сил в цилиндре). В третьем типе вода поступает по трубке E , опускается по вставленной



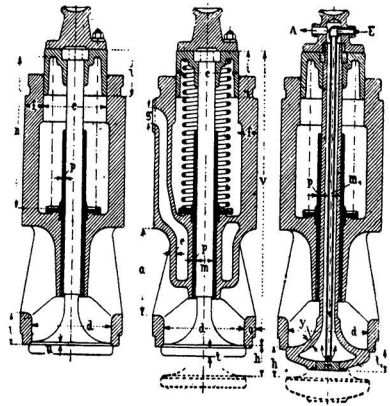
Фиг. 328.

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

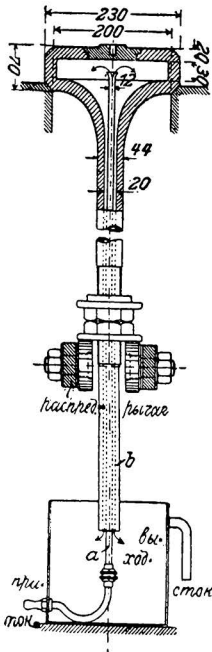
24*



Фиг. 330. Охлаждаемый выхлопной клапан Нюрнбергского завода.



Фиг. 329. Типы клапанов двигателей Дизель.

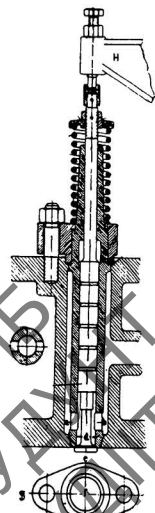


Фиг. 331. Охлаждение клапана по системе Павликовского.

в полый шпindel трубки, омывает тарелку клапана и отводится через полость шпинделя по трубке А.

На фиг. 330 дано охлаждение выхлопного клапана конструкции Нюрнбергского завода. Тарелка клапана выполнена в виде отдельной детали, скрепленной со шпинделем при помощи резьбы. Вода подводится через прорезы *a*, поднимается вверх и по внутренней трубке идет вниз в пространство *b*, откуда отводится по трубке. Подобная конструкция требует уплотнения шпинделя в двух местах.

В вышеприведенных примерах конструкции охлаждаемых клапанов требуется либо гибкое



Фиг. 332. Пусковой клапан двигателя Дизель.

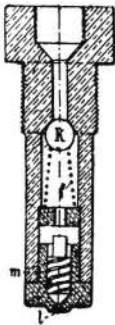
соединение клапана с подводящим и отводящим охлаждающую воду трубопроводами либо уплотнение шпинделя. Без этих конструктивных затруднений выполняется охлаждение клапанов по системе Павликовского (фиг. 331). В этой конструкции трубка *a* в движении клапана не участвует. Вода подводится по трубке *a* и сливается по полости шпинделя в сосуд, откуда она удаляется по сливной трубке.

Нормальная конструкция пускового клапана двигателя Дизель дана на фиг. 332. Пришлифованный шпиндель уплотняется помощью лабиринтного уплотнения. Рычаг *H* приводится в движение от пускового кулачка.

§ 9. ФОРСУНКИ

На фиг. 333 представлены распылитель и диафрагма форсунки нефтяных двигателей с механическим распыливанием топлива. Во время нагнетательного хода нефтяного насоса топливо прогоняется по винтовым канавкам распылителя *m* и с большой скоростью проходит через отверстие *l* диафрагмы. Шарик *k* служит обратным клапаном.

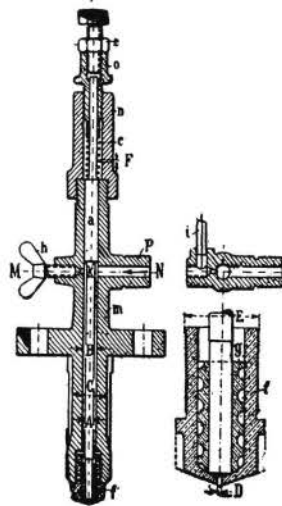
В конце рабочего хода нефтяного насоса скорость движения топлива через распылитель уменьшается, что ухудшает распыливание. Для избе-



Фиг. 333. Форсунка нефтяного двигателя с механическим распыливанием топлива.



Фиг. 334. Форсунка нефтяного двигателя.

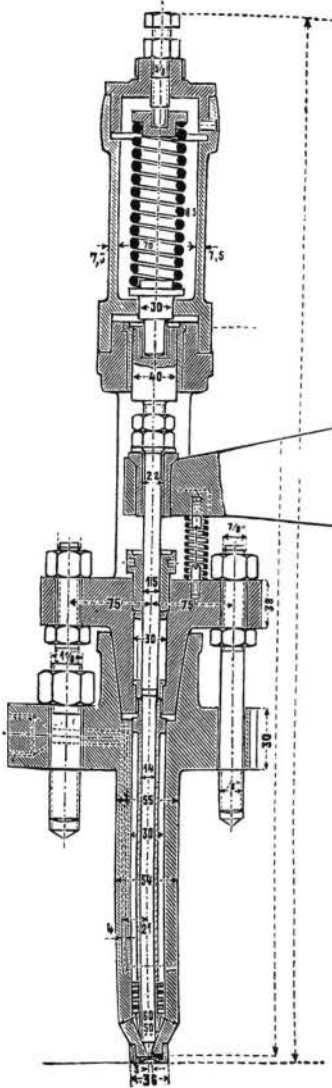


Фиг. 335. Форсунка завода Виганд.

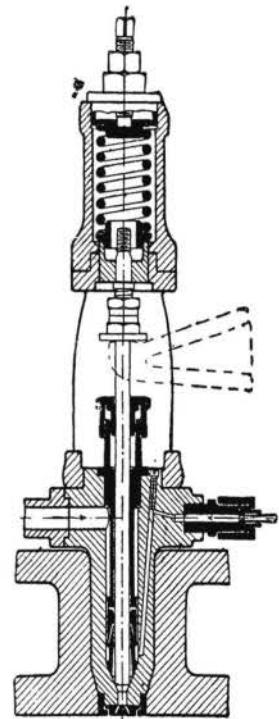
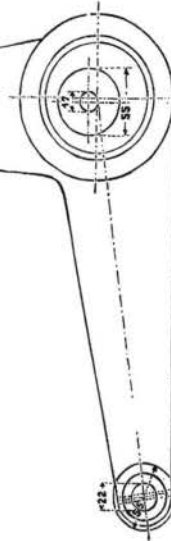
жания этого нежелательного явления применяется конструкция форсунок, представленная на фиг. 334. Топливо подается в форсунку через отверстие *r* и своим давлением приподнимает стержень *k*, нагруженный пружиной *w*. В конце подачи топлива стержень *k*, опускаясь, действует как дополнительный поршень и ускоряет движение топлива через распылитель и диафрагму. Натяжение пружины *w* регулируется винтом *v*.

Скопляющееся в нижней части форсунки под иглой топливо просачивается через диафрагму и, обугливаясь, вызывает загорание форсунки.

Это явление уничтожается в форсунке завода Виганд (фиг. 335) стержнем, проходящим через распылитель и перекрывающим непосредственно диафрагму. Бакшик h служит для открытия сливного отверстия при прокачивании нефти через насос и трубопровод с целью заполнения их топливом и удаления могущих быть пузырьков воздуха.



Фиг. 336. Форсунка двигателя Дизель Аугсбургского машиностроительного завода.



Фиг. 337. Форсунка Гессельмана.

Распылители пневматических форсунок к двигателям Дизель нормальной конструкции и по системе Гессельмана даны были на фиг. 189 и 213. На фиг. 336 и 337 даны те же форсунки в собранном виде.

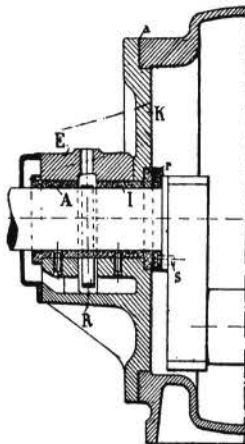
§ 10. УПЛОТНЕНИЯ КРИВОШИПНОЙ КАМЕРЫ В ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ С КРИВОШИПНО-КАМЕРНОЙ ПРОДУВКОЙ

В двухтактных двигателях с кривошипно-камерной продувкой должно быть обращено внимание на тщательное уплотнение подшипников во избежание просачивания сжатого воздуха и выдувания смазки.

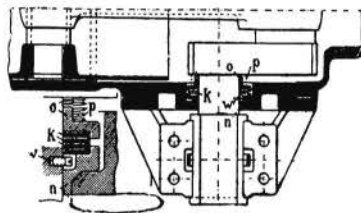
В конструкции, данной на фиг. 338, уплотнение достигается помощью бронзового кольца *r*, сидящего на валу и прилегающего к торцу вкладыша. В стык *a* прокладывается несколько слоев бумаги, которая по мере

снашивания трущихся поверхностей кольца и вкладыша удаляется, чем сохраняется герметичность уплотнения.

Уплотнение на фиг. 339 выполнено отдельно от вкладыша. Кольцо *n*, свободно сидя-

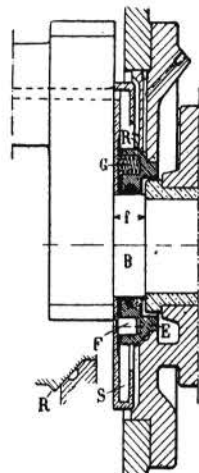


Фиг. 338. Уплотнение подшипников бронзовым кольцом.



Фиг. 339.

Уплотнения кривошипной камеры.

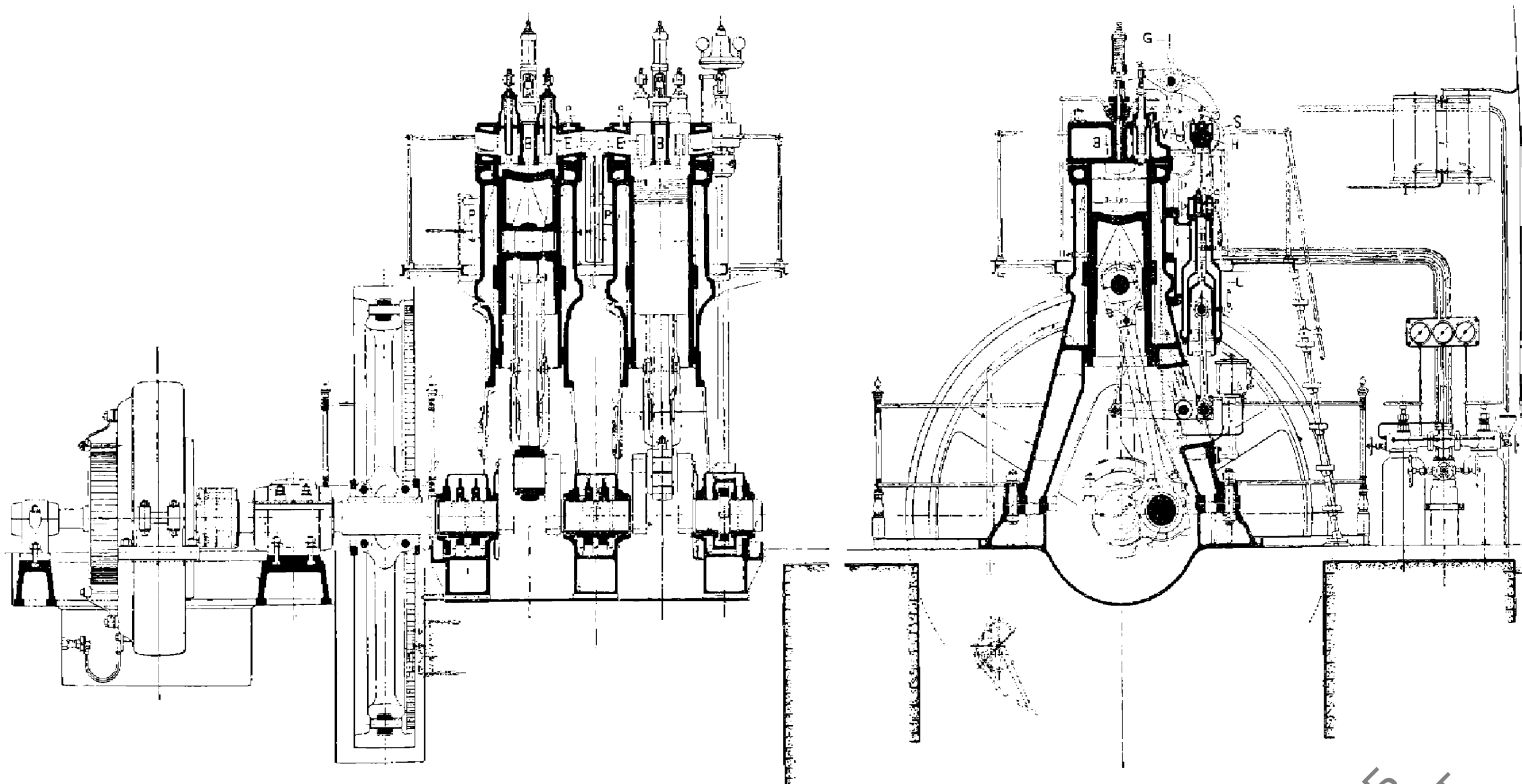


Фиг. 340.

щее на валу, своей конической частью уплотняет внутренность кривошипной камеры от окружающего воздуха. Просачиванию воздуха вдоль вала препятствуют несколько слоев кожи *k*, прижатых к кольцу *n* кольцом *o* и пружиной *p*.

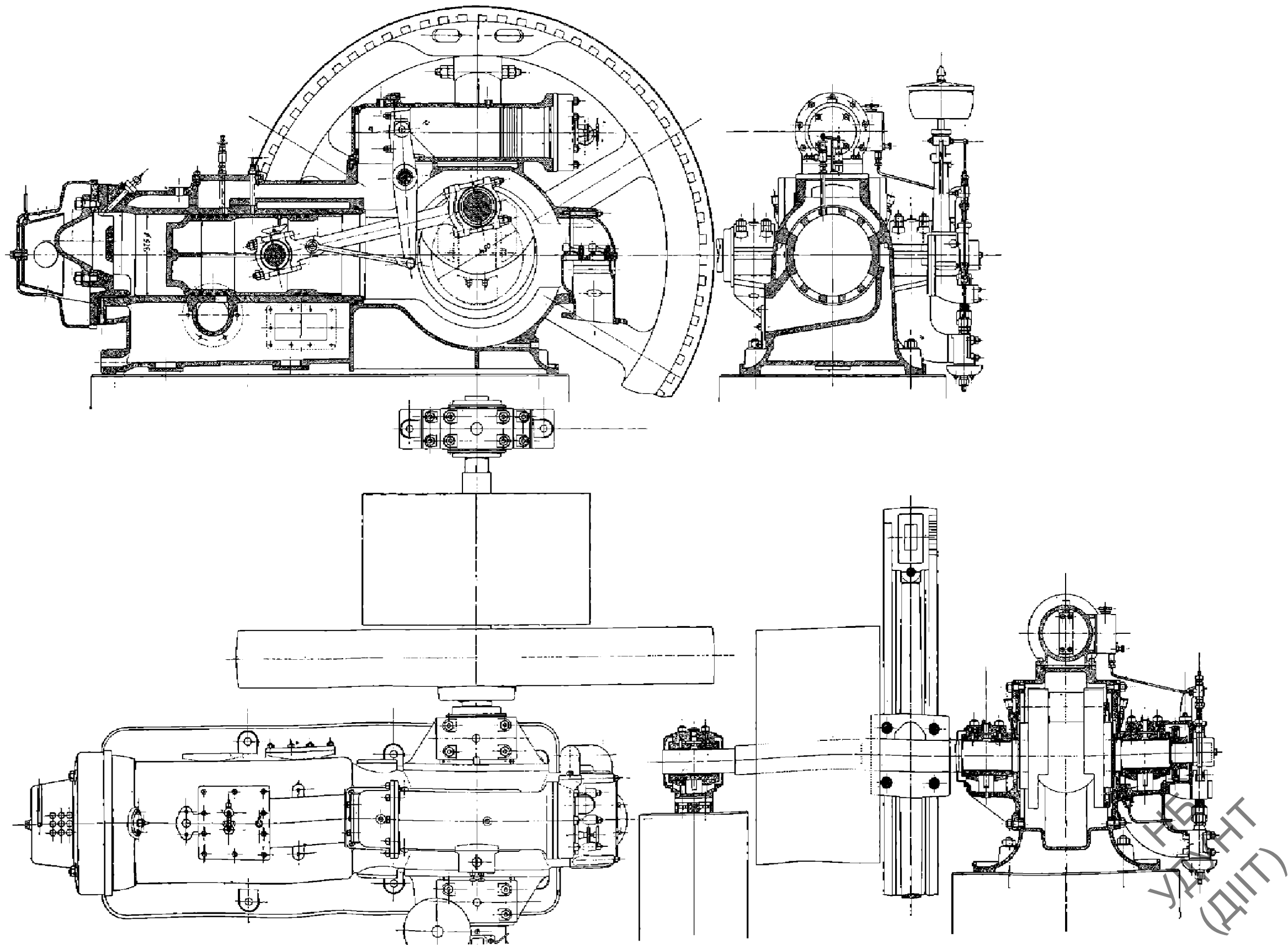
В конструкции уплотнения, представленной на фиг. 340, уплотняющим органом является кольцо, своей конической частью уплотняющее крышку кривошипной камеры. Уплотнение вала достигается вложенным кожаным кольцом. Достаточное прилегание кольца *E* к крышке вызывается пружинами *G*. Эта конструкция занимает сравнительно мало места по оси кривошипного вала.

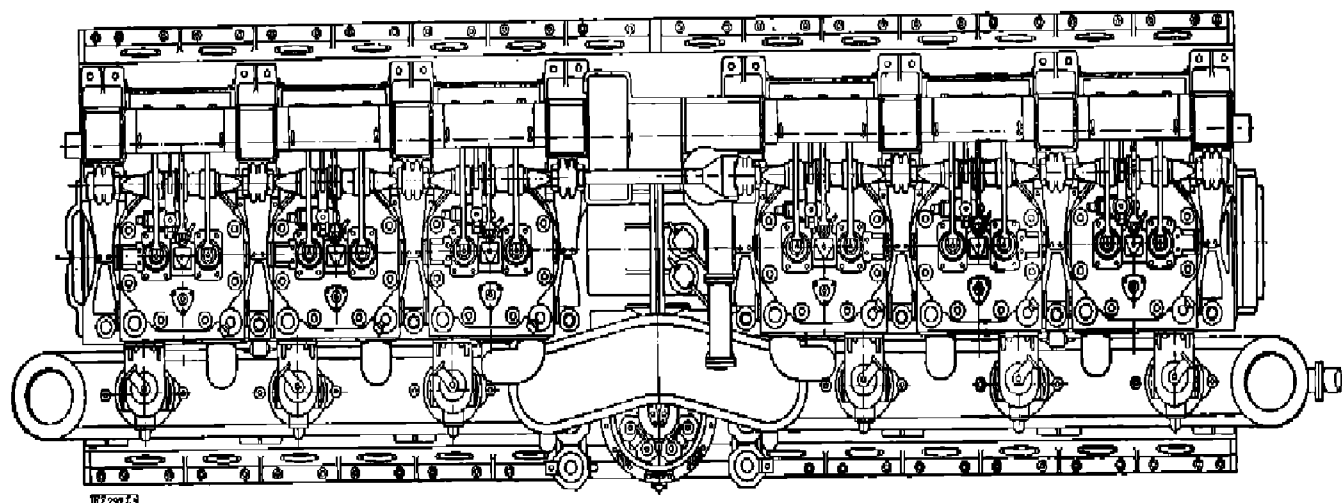
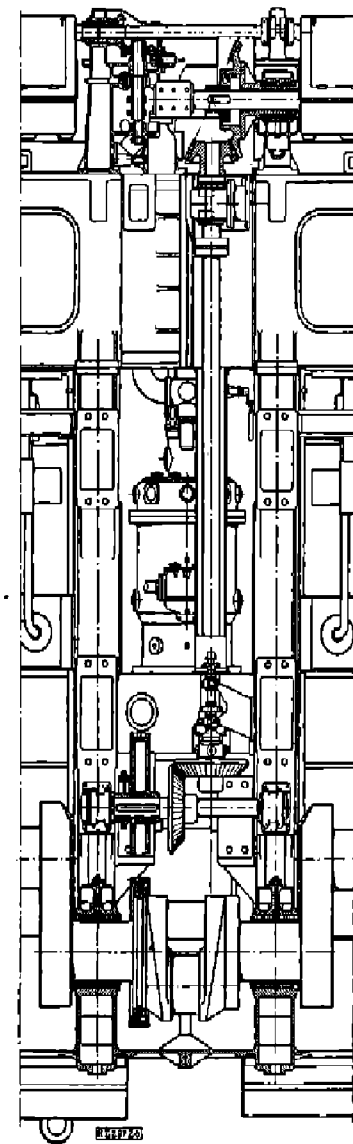
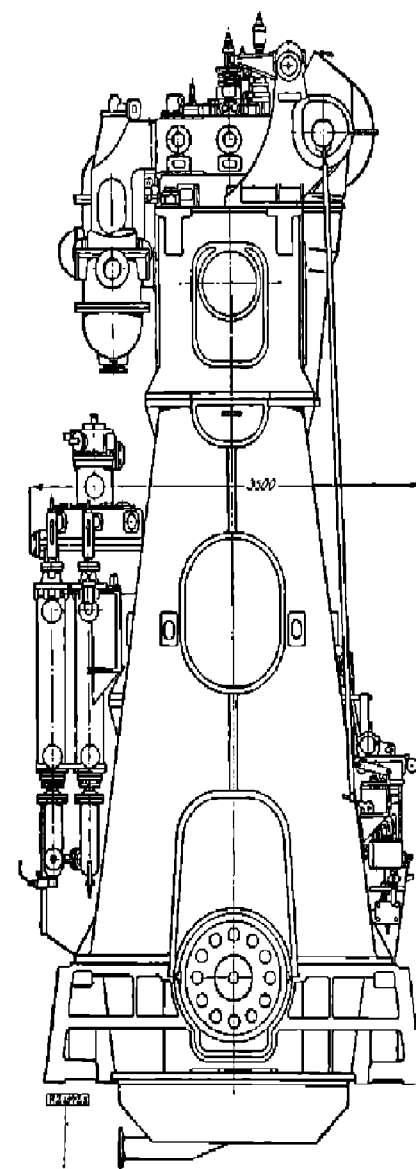
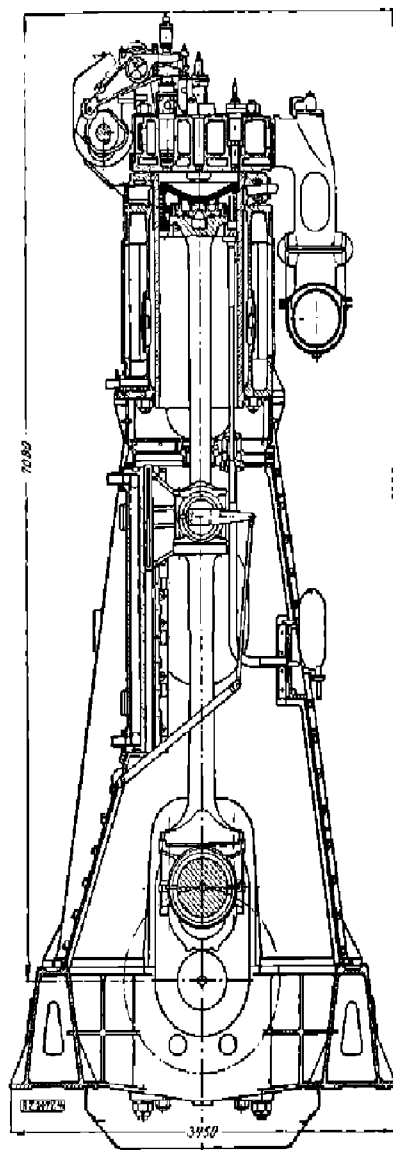
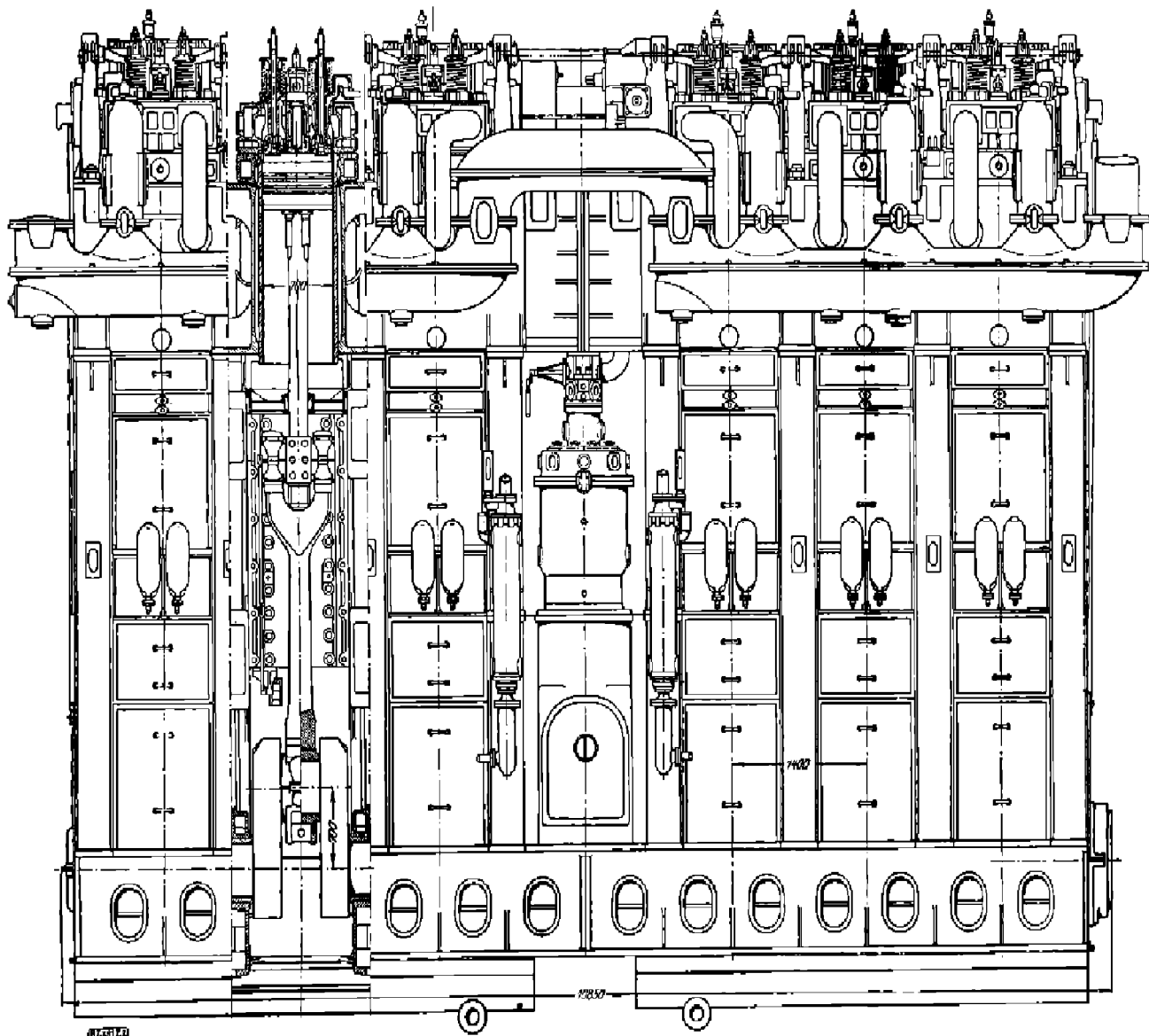
НБ
УДУНТ
(ДИТ)



Фиг. 196. Установочный чертеж 140-сильного двухцилиндрового двигателя Дизель.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)





Фиг. 226. Тихоходный четырехтактный
судовый двигатель завода М. А. Н.

НБ
УДУИТ
(ДИТ)



Сканувала Тараненко Т.В.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

5 руб. 25 коп.

Переплет 50 коп.