

И. Г. Есьман

Цена 75 р.
НМ 1

3

Поршневые насосы

1931



Государственное
научно-техническое издательство

НБ
УДУНТ
(ДУИТ)

Проф. И. Г. ЕСЬМАН

Засл. деятель науки

1984

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ

*Научно-технической секцией Государственного ученого совета
допущено в качестве пособия для вузов*



22965



ГОСУДАРСТВЕННОЕ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

МОСКВА ★ ЛЕНИНГРАД ★ МАЙ ★ 1931

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

ОТПЕЧАТАНО

В ШКОЛЕ
ФЗУ ОГИЗа
имени АРТЕМА
ХАЛАТОВА.
Москва, Колпачный, 13.
Уполном. Главлита 2646. Огиз 43235.
Н-60. Заказ № 3-а. Тираж 15 000.

НБ
УДУНТ
(ДУТ)

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ.

Содержание книги во втором издании сравнительно немногим отличается от первого, так-как практика показала, что оно достаточно хорошо отвечает как по объему, так и по расположению материала программам общих, не специальных курсов втузов.

Некоторой, небольшой в общем переработке, подвергались лишь выводы, касающиеся неустановившегося движения в период всасывания и нагнетания.

Помещенные в книге чертежи остались также без изменений, так как их роль, как-то объяснено уже в первом издании пояснять прилагаемые в книге идеи, но не давать исчерпывающие конструктивные детали.

Проф. *И. Есьман.*

3/II 1931 г.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ПРЕДИСЛОВИЕ К ПЕРВОМУ ИЗДАНИЮ.

Настоящая книга является систематическим изложением лекций, читанных автором в 1925/26 учебном году в Азербайджанском Политехническом институте в г. Баку. Курс предполагает основательное знакомство с законами гидравлики, что позволило сделать попытку применения в курсе уравнения неустановившегося движения жидкости. Этим достигается изложение теории движения жидкости через насос более краткое и более обоснованное теоретически, чем то возможно при обычно встречающемся в курсах насосов способе изложения. То же, предполагаемое в читателях, основательное знакомство с гидравликой позволило не останавливаться долго на вопросе о сущности и формулах местных сопротивлений, которые в насосах играют столь существенную роль в отличие от других областей применения гидравлики.

Естественное стремление сделать книгу возможно компактнее заставило обратить внимание лишь на самое существенное в области поршневых насосов и оставить в стороне особо сложные выводы. К таким, например, пришлось отнести точную теорию колебательных движений в воздушных колпаках. Из тех же соображений оставлены в стороне некоторые общие детали насосов в предположении, что они должны быть известны читателям из курса деталей машин и кинематики механизмов (например, детали кривошипного механизма, сальников и пр.).

В противоположность этому как теория клапанов, так и их детали развиты сравнительно больше, чем это обычно принято в кратких курсах. Это делается в целях рассеяния весьма распространенного мнения о том, что нет теории движения клапана помимо теории клапана в насосе с кривошипным механизмом.

Невозможность снабдить книгу атласом конструкции привела к значительному сокращению описательной части книги, теряющей смысл без пояснительных чертежей. Остается прибегнуть к обычному для кратких изданий приему—отсылать

читателя к специальным атласам или капитальным сочинениям, например, к книге Berg. *Die Kolbenpumpen*.

Из источников, на которые можно было сослаться в разных частях курса и которые использованы в большей или меньшей степени, необходимо указать нижеследующие:

H. Berg. *Die Kolbenpumpen*.

N. Swindin. *The modern Theorie of Pumping*.

Matthiessen—Fuchslocher. *Die Pumpen*.

Дамэ. *Поршневые насосы*.

Бурдаков. *Поршневые насосы*.

Проф. И. Есьман.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ОГЛАВЛЕНИЕ.

	Стр.
Предисловие ко второму изданию	3
Предисловие к первому изданию	4
Глава I. Основные понятия .	7
Глава II. Теоретические основы движения жидкости в насосе	21
Глава III. Теория воздушных колпаков	51
Глава IV. Работа, совершаемая насосом	70
Глава V. Теория действия клапанов .	82
Глава VI. Конструкции поршневых насосов и их детали	102
Глава VII. Особые конструкции насосов	116

НБ
УДУНТ
(ДУТ)

ГЛАВА I.

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ.

§ 1. Определение насосов. Энергия капельной жидкости, как это известно из гидравлики, может выражаться в тройном виде: энергии положения относительно некоторой определенной горизонтальной плоскости, энергии давления и энергии кинетической. Энергию принято относить к единице веса жидкости, вводя понятие так называемой удельной энергии. Удельную энергию весьма часто называют напором, именуя удельную энергию положения геометрическим напором, удельную энергию давления пьезометрическим напором и удельную энергию кинетическую скоростным напором. Полная удельная энергия e жидкости, отнесенная к некоторой горизонтальной плоскости, или полный напор, есть сумма перечисленных трех напоров:

$$e = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g},$$

где через z обозначена высота возвышения рассматриваемой частицы жидкости над избранной координатной горизонтальной плоскостью, p есть гидромеханическое давление в данной частице, γ — вес единицы объема частицы (объемный вес), $\frac{p}{\gamma}$ — пьезометрическая высота или пьезометрический напор,

v — скорость частицы, g — ускорение силы тяжести, $\frac{v^2}{2g}$ — скоростная высота или скоростной напор.

Увеличение энергии частицы капельной жидкости равнозначно с увеличением ее полного напора, с увеличением какой-либо из трех высот (или всех вместе), в каких он выражается. Увеличение энергии жидкости в гидравлическом смысле равно

значно с поднятием жидкости на высоту соответствующую увеличению напора.

Приспособления, служащие для увеличения энергии жидкости, могут быть названы механизмами для подъема жидкости; из них наиболее обширными является класс водоподъемных механизмов.

Насосами называются такие из механизмов для подъема капельных жидкостей, которые снабжены приспособлениями для получения разрежения и для засасывания этим жидкости.

§ 2. Различные виды насосов и подъемников для жидкостей. Типы подъемников для жидкостей и насосов чрезвычайно разнообразны, и нет возможности, особенно в настоящем кратком курсе, заняться описанием всех механизмов, которые для этой цели существуют. Это к тому же тем более затруднительно, что не существует определенной их классификации, повидимому, вследствие отсутствия в том особой надобности, так как за исключением двух основных типов большинство из остальных возможных к осуществлению типов подъемников имеют весьма слабое применение и лишены широкого практического значения.

Основными типами являются поршневой насос и центробежный насос. Характерными частями поршневого насоса является насосная камера, в которой движется попеременно возвратным движением особое тело, образующее при своем выдвигении из насосной камеры пустое в ней пространство, заполняемое вследствие получаемого разрежения притекающею к камере жидкостью (всасывание), с тем, чтобы при обратном его ходе вступившую вследствие всасывания жидкость возможно было вытеснить (нагнетание) из камеры через так называемую напорную (нагнетательную) трубу; телом, имеющим в камере насоса попеременно возвратное движение, обычно является так называемое ныряло (скалка) или плунжер, часто принимающий вид обычного поршня, от чего и самый тип насоса получил свое название; в некоторых случаях таким телом может являться газообразная жидкость, пар и т. п., чему примеры будут даны впоследствии (см. стр. 123). Для периодического соединения насосной камеры попеременно с пространством, из которого насос засасывает жидкость (пространство всасывания), и с пространством,

куда поступает нагнетаемая жидкость, должны существовать клапаны, в количестве двух: всасывающий и нагнетательный.

Центробежный насос в своей основе состоит из так называемого рабочего колеса, вращающегося с большим числом оборотов в жидкости и благодаря развивающейся при вращении центробежной силе отбрасывающего находящуюся в нем жидкость от центра к периферии; создавая возможность для отбрасываемой к периферии жидкости поступать в пространство нагнетания и для соответствующего объема жидкости вступать из пространства всасывания к центру рабочего колеса, мы образуем непрерывный ток жидкости через насос и увеличиваем в то же время ее удельную энергию.

Оба типа насосов, как поршневой, так и центробежный, имеют обширное поле применения. Насос центробежный благодаря большому числу оборотов весьма удобен для непосредственного соединения с быстро вращающимися двигателями, каковы электромотор и паровая турбина; поршневой насос, имеющий по существу дела небольшое по сравнению с центробежным число ходов, во избежание проявления сил инерции несжимаемой жидкости при попеременно возвратном его движении, удобен для работы с двигателями со сравнительно медленным движением. Кроме того, поршневой насос лучше центробежного приспособлен для получения больших давлений жидкости, в особенности в сравнительно небольших ее количествах, благодаря чему для этой цели его предпочитают центробежному во всех случаях, независимо от числа оборотов двигателя, прибегая к их уменьшению, если это понадобится, при посредстве ременной или зубчатой передачи.

Кроме названных двух типов подъемников для жидкостей должны быть упомянуты следующие типы, имеющие второстепенное значение.

Водоподъемные колеса, являющиеся обращенными водяными колесами, поднимающими жидкость на верхний уровень непосредственным ее перемещением в ковшах колеса. До недавнего еще сравнительно времени эти колеса были в большом употреблении для перемещения больших масс воды на небольшие высоты, что имеет часто место при осушительных работах (например, в Голландии); ныне эти колеса вытесняются более совершенными центробежными насосами.

Черпаковые механизмы, поднимающие воду на некоторую высоту непосредственным переносом в особого вида черпаках, прикрепленных к ободу колеса или же к непрерывному гибкому телу, перекинутому через приводное колесо. Этот тип привился в примитивных сельскохозяйственных установках с применением для их движения силы домашних животных.

Струйные аппараты, перемещающие жидкость сообщением ей части живой силы другой, рабочей жидкости, которой может быть капельная жидкость, пар, газ. К этому типу принадлежат водоструйные приборы и инжектор (движущую жидкостью является пар); последний имеет специальное применение в качестве прибора для питания паровых котлов.

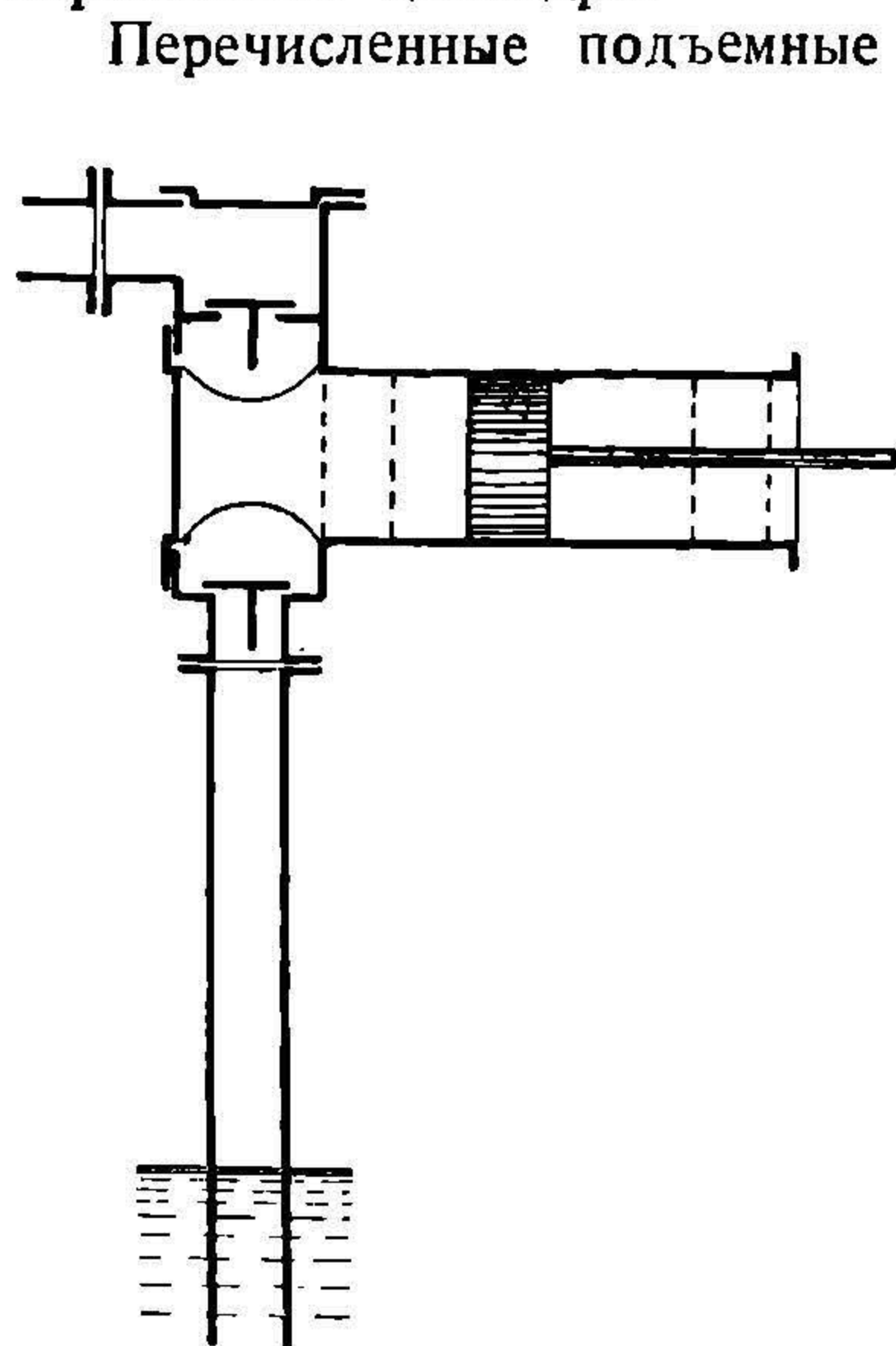
В близком соприкосновении со струйными аппаратами, работая однако на особом от них принципе, находятся так называемые воздушные подъемники — для извлечения жидкости из глубоких скважин при помощи смешивания ее со сжатым соответственно воздухом (в последнее время также и другими газами).

§ 3. Исторический очерк развития насосов. История водоподъемных механизмов интересна главным образом потому, что эти механизмы являются повидимому самыми древними, какие были известны человечеству. В подъеме воды на некоторую высоту человек был заинтересован с первых моментов своего существования для последующего ее затем перемещения естественным уклоном в целях орошения обрабатываемых им земель; нередко также воду приходилось извлекать из колодцев для питья как самого человека, так и его домашних животных.

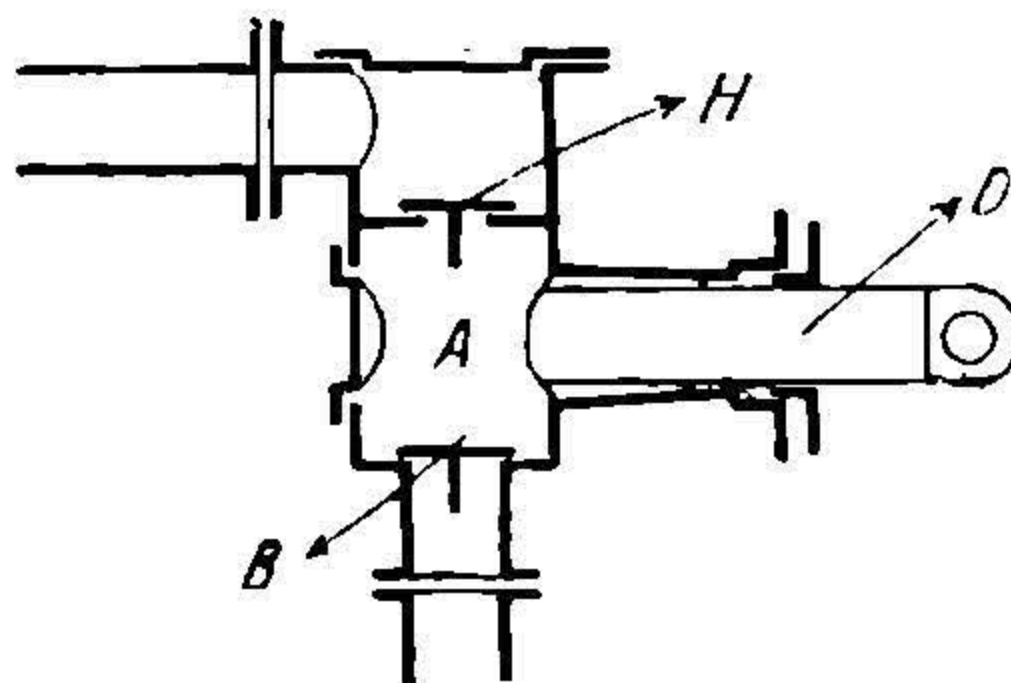
Первым прибором для подъема воды был черпак, выкидывающий воду на некоторую высоту при посредстве придаваемого ему рукою человека качательного движения. Для увеличения размаха качаний и усовершенствования способа приложения усилия черпак подвешивался на рычаге, качающемся на специальной стойке (китайская лопата). На ряду с этим для извлечения воды из колодцев и перемещения ее в горизонтальном направлении стали применяться ведра и ковши, подвешиваемые на веревках. С целью усовершенствования способа приложения к ведру силы был введен противовес

с прикреплением его ко второму плечу всем известного и по настоящий день журавля. Дальнейшим усовершенствованием подъема ведра было применение ворота. Наконец, черпаки, соединяемые по несколько штук на непрерывном вращающемся ободе, дали возможность достичь непрерывной подачи воды и послужили для развития идеи водоподъемного колеса.

Применение поршня, движущегося в цилиндре, явилось значительно более поздним изобретением, которое могло быть осуществлено лишь после приобретения познаний в правильном высверливании ствола дерева для образования цилиндра.



Фиг. 2.

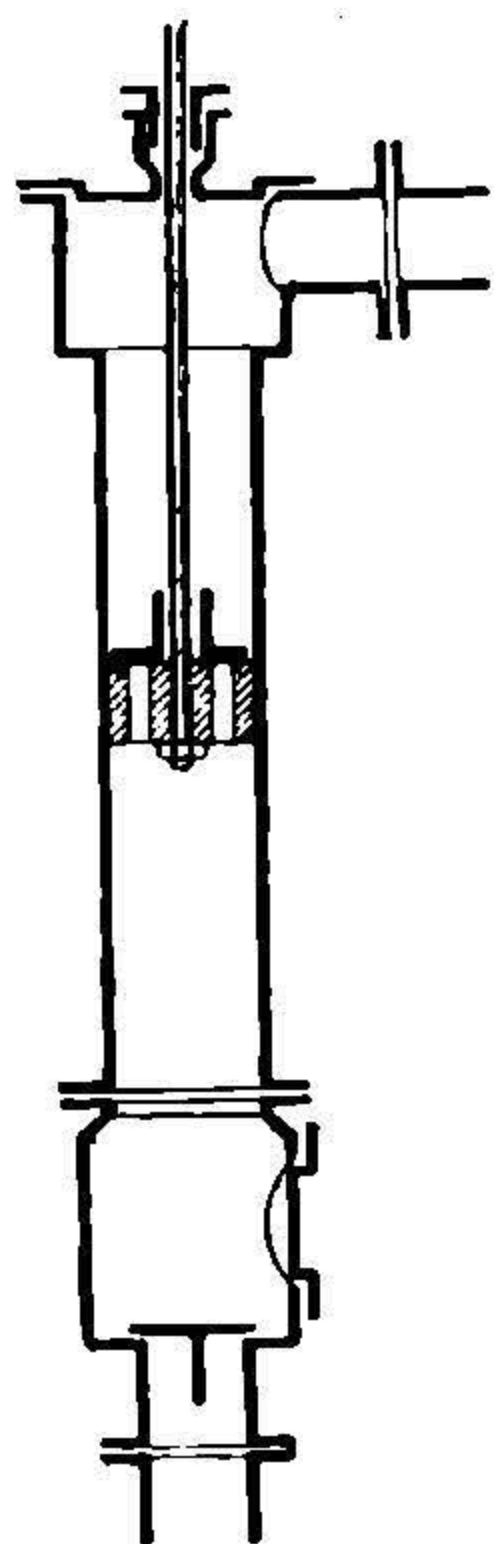


Фиг. 1.

Перечисленные подъемные приспособления в разнообразном выполнении были долгое время единственно возможными. Только лишь с изобретением способов отливки чугуна и его обработки, позволивших заменить дерево металлом, стали возможными улучшение прежних конструкций и постепенный переход к новым идеям в насосном деле, в том числе к идее использования центробежной силы. Появление в XVIII столетии паровой машины, имеющей попеременно возвратное движение, естественно послужило к развитию в первую очередь поршневого насоса. Развитие электропередачи в конце XIX столетия и возможность приспособления к насосу в качестве двигателя электромотора дали толчок к развитию центробежного насоса, изобретенного

гораздо раньше, но не получившего применения вследствие отсутствия подходящего быстроходного двигателя.

§ 4. Классификация поршневых насосов. То крайнее разнообразие конструкции, в котором выполняются поршневые насосы, делает невозможным создать какую-либо вполне точную и определенную их классификацию. Наиболее простым и часто применяемым является деление насосов на насосы одиночного действия, двойного, тройного и четверного.

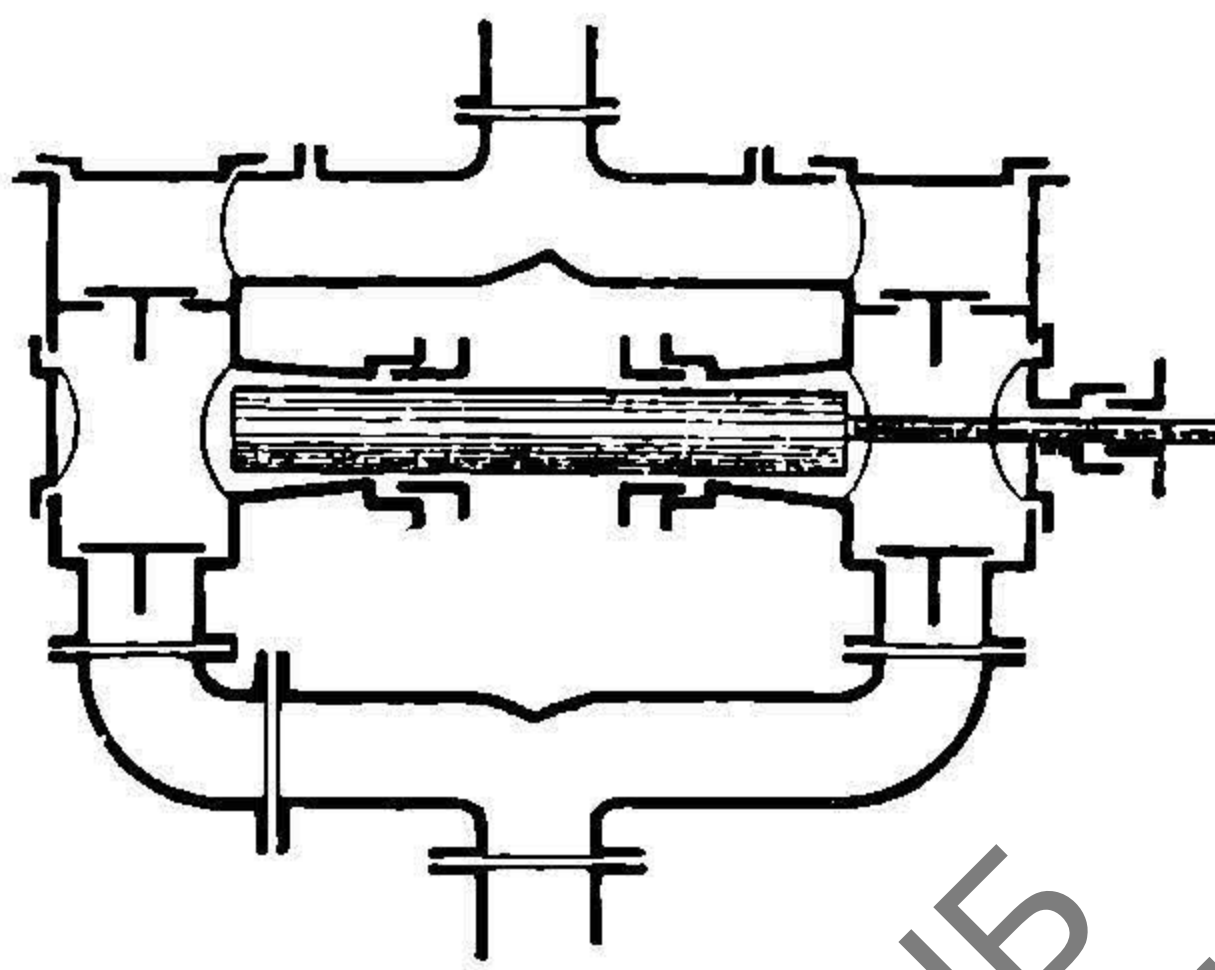


Фиг. 3.

Насос одиночного действия в наиболее простом выполнении состоит (фиг. 1) из насосной камеры *A* с входящим в нее через сальник плунжером *D*. Камера с одной стороны снабжена всасывающим клапаном *B*, а с другой стороны нагнетательным *H*. Перед всасывающим клапаном расположена всасывающая труба, подводящая воду к камере, и после нагнетательного клапана — напорная труба, отводящая воду. Плунжер может иметь вместо горизонтального также и вертикальное расположение. Если вместо плунжера применить поршень, то, с одной стороны, при одиночном действии насоса устраняется необходимость в сальнике, но зато, с другой стороны, должен быть применен обточенный внутри цилиндр, длина которого соответствует длине хода поршня (фиг. 2).

В случае употребления поршня и вертикального расположения цилиндра бывает иной раз удобным нагнетательный клапан помещать на самом поршне, создавая тип насоса с так называемым проходным поршнем (фиг. 3).

Насос двойного действия всасывает и нагнетает обеими сторонами плунжера (или поршня) и этим, во-первых, удваивает количество подаваемой за



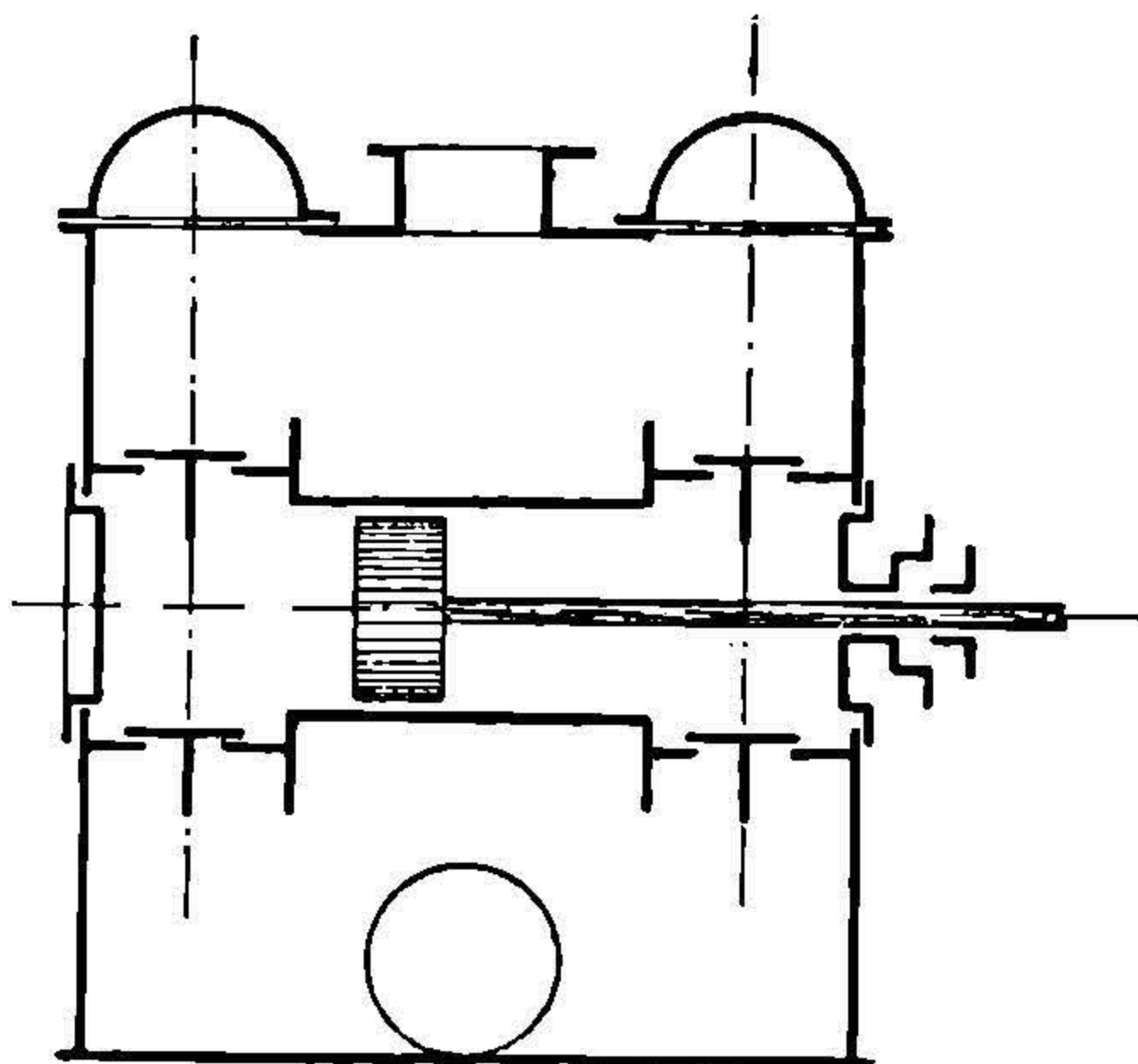
Фиг. 4.

НБ
ДУНТ
(ДНТ)

один оборот жидкости и, во-вторых, делает более равномерную работу насоса за полный его оборот. Эти оба обстоятельства будут изучены более подробно в дальнейшем. Схема плунжерного насоса двойного действия изображена на фиг. 4, схема поршневого — на фиг. 5. Легко видеть, что плунжерный насос в своей конструкции получается длиннее поршневого при равных диаметрах, но зато в поршневом труднее устранить просачивание жидкости с одной стороны поршня, нагнетающей на другую, всасывающую. Благодаря этому плунжерные насосы применяются преимущественно при больших высотах подъема жидкости, а поршневые насосы для сравнительно малых напоров и в тех случаях, где дешевизна насоса и сокращение объема стоят на первом плане.

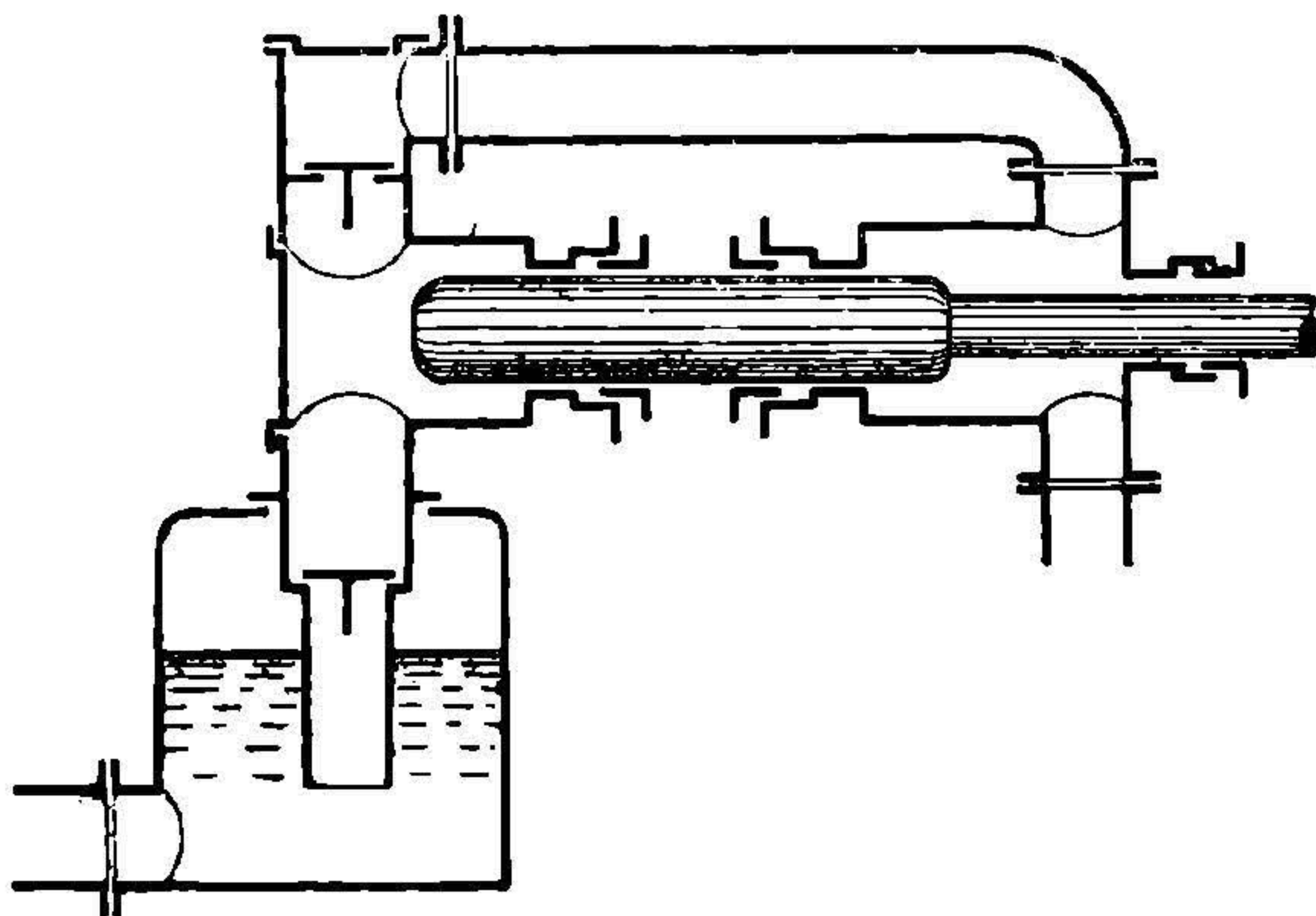
Насосы тройного и четверного действия, употребляемые для увеличения равномерности подъема и равномерности работ на один оборот, применяются реже и по идее конструкции не отличаются от уже описанных; насос тройного действия осуществим применением трех отдельных насосов одиночного действия; четверное действие осуществляется в двух насосах двойного действия.

Несколько отличной от описанных является идея так называемого дифференциального насоса (фиг. 6). При ходе вправо левый конец плунжера освобождает соответствующее пространство над всасывающим клапаном, благодаря чему последний открывается и пропускает в камеру насоса из пространства всасывания соответствующий объем жидкости при закрытом нагнетательном клапане. При обратном ходе, влево, всасывающий клапан закрывается, и вступивший до этого объем жидкости выталкивается через нагнетательный клапан; таким образом всасывание происходит только за первую половину



Фиг. 5.

оборота. Что касается нагнетания в напорную трубу вытесненного левой стороной плунжера за вторую половину хода объема, то очевидно оно происходит в равных частях как при ходе вперед, так и при ходе назад, если только сделать площадь сечения правой, более тонкой части плунжера на половину меньше левой. В самом деле, при ходе влево половина вытесняемого левой половиной плунжера объема вступает в напорную трубу, и половина заполняет собой пространство, освобождающееся в правой части камеры насоса вследствие замены в ней толстой части плунжера более тонкой; при ходе вправо, при закрытом нагнетательном клапане в напорную трубу вступает эта вторая половина объема вследствие вытеснения ее из



Фиг. 6.

первой части камеры при замене в ней тонкой части плунжера более толстой. Таким образом, делая подачу жидкости столь же равномерной, как в насосе двойного действия, дифференциальный насос имеет то преимущество, что требует только двух клапанов вместо четырех; в то же время однако размеры дифференциального насоса, определяемые размерами плунжера и клапанов, будут одинаковы для определенного количества жидкости с размерами насоса одиночного действия, т. е. больше размеров соответствующего насоса двойного действия.

§ 5. Производительность насоса. Объем жидкости, подаваемой насосом за один оборот, исчисляется на основании весьма простых соображений.

Пусть длина хода одиночного насоса равна S , площадь сечения плунжера (или поршня) F , тогда объем жидкости, всасываемой насосом за одну половину оборота (т. е. за ход „вперед“) и вытесняемой за вторую половину оборота (т. е. за ход „назад“), будет равен:

$$V = F \cdot S;$$

очевидно, что для одиночного действия этот объем в то же время будет подачей насоса за весь полный оборот.

Если число оборотов насоса в минуту равно n , то средний объем жидкости, подаваемой насосом в одну секунду, будет равен:

$$Q = \frac{F \cdot S \cdot n}{60}.$$

В насосе двойного действия объемы, подаваемые обеими половинами насоса, складываются за полный оборот насоса. Необходимо при этом учитывать неодинаковую величину вытесняемого обеими сторонами насоса объема благодаря конечной толщине штока поршня. Называя площадь сечения поршня через f , имеем очевидно подачу одной и другой сторон насоса:

$$V_1 = FS; \quad V_2 = (F - f) \cdot S;$$

$$Q = \frac{V_1 + V_2}{60} \cdot S \cdot n = (2F - f) \frac{S \cdot n}{60}.$$

В насосе дифференциальном всасывание совершается при ходе насоса в одну сторону (ход „вперед“)

$$V = F \cdot S;$$

нагнетание при ходе „назад“ равно:

$$V_1 = F \cdot S - (F - f) \cdot S = f \cdot S,$$

при ходе „вперед“

$$V_2 = (F - f) \cdot S.$$

Полный объем жидкости, подаваемый дифференциальным насосом за ход „вперед“ и „назад“, равен:

$$V = V_1 + V_2 = F \cdot S,$$

УДМУНЬ
(ДИТ)

т. е. соответствует в точности объему, вступившему в насос в период всасывания.

Объем жидкости, подаваемой насосом в действительности, всегда меньше вычисленного теоретического. Отношение действительно поданного объема к теоретическому носит название коэффициента наполнения насоса (реже коэффициента производительности):

$$\alpha = \frac{V_d}{V};$$

$$V_d = \alpha V.$$

Разница между теоретической и действительной подачей насоса зависит от многих причин. Как это будет доказано дальше, обычно происходит запаздывание в открывании и закрывании клапанов как нагнетательного, так и всасывающего, благодаря чему, во-первых, происходит обратная утечка жидкости через незакрытые клапаны и, во-вторых, всасывание и нагнетание происходят не на всей длине хода. Вторую причиной являются неплотности клапанов, поршня, сальников и пр.; в-третьих, число ходов насоса может не соответствовать размерам клапанов и высоте всасывания, благодаря чему жидкость может не успевать всасываться в должном количестве за поршнем. Наиболее обычно все же, наиболее существенной причиной уменьшения подачи является появление воздуха во всасываемой жидкости, как вследствие естественного выделения благодаря уменьшенному давлению растворенного в ней воздуха, так и вследствие проникновения некоторого объема воздуха через неплотности всасывающей трубы, сальников и т. п. При правильном устройстве насоса этот воздух, скапливаясь в повышенных местах, уходит вместе с жидкостью через клапаны в напорную трубу. При неправильной же конструкции могут образоваться воздушные мешки, объем которых, расширяясь при всасывании и сжимаясь при нагнетании, уменьшает соответственно подачу самой жидкости; очевидно при этом, что влияние воздушных мешков тем больше, чем больше разрежение и последующее сжатие, т. е. чем больше высота всасывания и высота нагнетания.

Коэффициент наполнения в больших насосах хорошей конструкции обычно имеет величину, доходящую до 0,97—0,99. Для насосов средней величины α лежит в пределах 0,90—0,95, а для малых насосов $\alpha = 0,85$ до 0,90. В некоторых случаях при недостаточно тщательном выполнении насоса или при его изнашивании α может понижаться до весьма малых значений, например, до величины 0,40 и меньше.

§ 6. Графическое изображение подачи насоса. Объем жидкости, подаваемой за целый ход насоса, определяется весьма просто на основании соображений, изложенных в предшествующем параграфе, и равен для насоса одиночного действия:

$$V = F \cdot S.$$

Для суждения о том, как изменяется подача насоса в разных частях хода, полезно определить дифференциал написанного выше выражения. Так как F не меняется во время работы насоса, то, очевидно:

$$dV = F \cdot dS.$$

Но dS есть путь, проходимый поршнем за бесконечно малый промежуток времени dt , и может быть выражен через скорость поршня u :

$$dS = u dt.$$

Вместе с чем:

$$dV = Fu dt.$$

Таким образом подача насоса изменяется во времени пропорционально с изменением скорости поршня: закон изменения этой скорости обычно известен; в большинстве случаев насос приводится в движение при посредстве кривошипного механизма от вала, вращение которого возможно считать равномерным.

Примем, для простоты рассуждений, что длина шатуна весьма большая по сравнению с длиной кривошипа r ; для этого случая, как известно, скорость u выражается через угловую скорость ω вращения вала следующим образом:

$$u = \omega r \sin \omega t,$$

где ωt равно φ , углу поворота кривошипа, пропорциональному времени и отсчитываемому от одного из мертвых положений кривошипа. При этом дифференциал объема подаваемой насосом жидкости для одиночного насоса будет иметь вид:

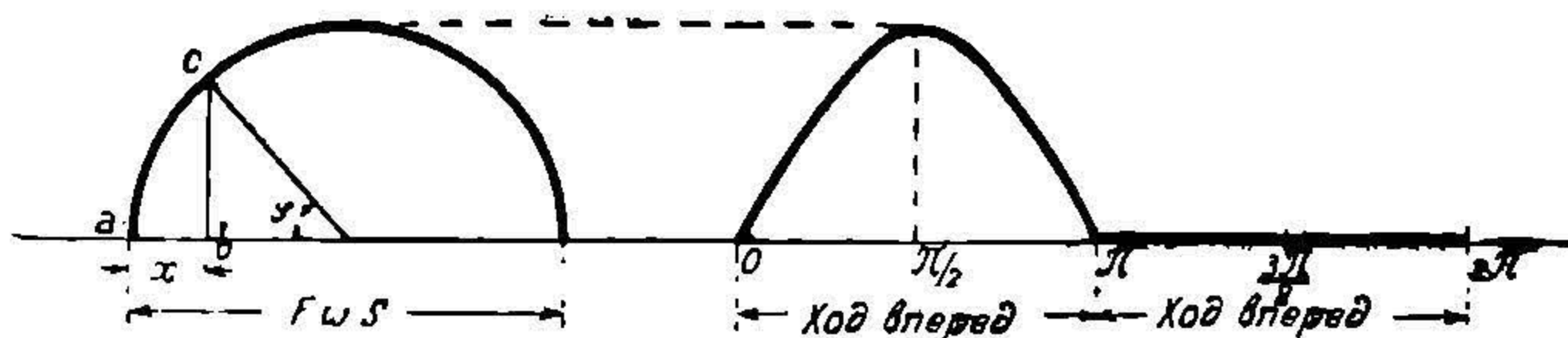
$$dV = F \omega r \sin \omega t dt.$$

Если, ради проверки, проинтегрировать это выражение от $\omega t = 0$ до $\omega t = \pi$, т. е. для половины оборота насоса, то, очевидно, должно получить полную подачу одиночного насоса FS . В самом деле, замечая, что $2r = S$, имеем:

$$Y = F \int_0^{\frac{\pi}{\omega}} \omega r \sin \omega t dt = -F \omega r \left| \frac{\cos(\omega t)}{\omega} \right|_0^{\frac{\pi}{\omega}}$$

$$V = F \cdot 2r = F \cdot S.$$

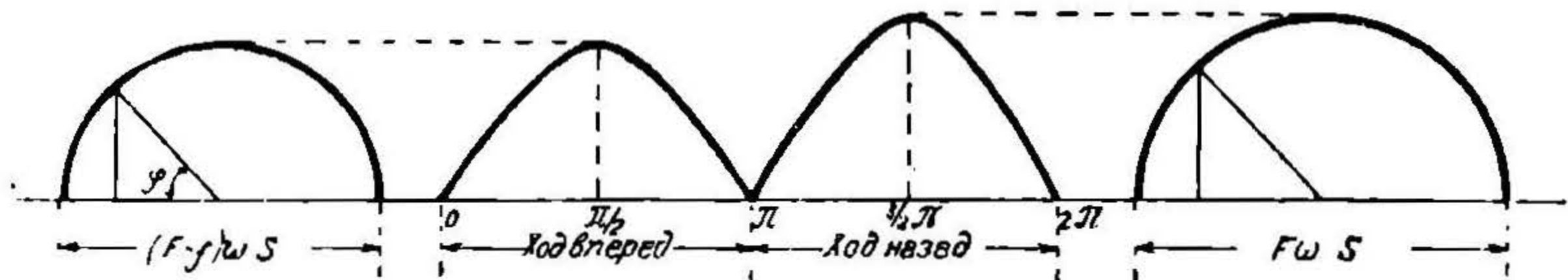
Так как dV пропорционален синусу угла $\varphi = \omega t$, то построение его чрезвычайно просто и производится обычным путем, изложенным в теории кривошипного механизма. Вычертим



Фиг. 7.

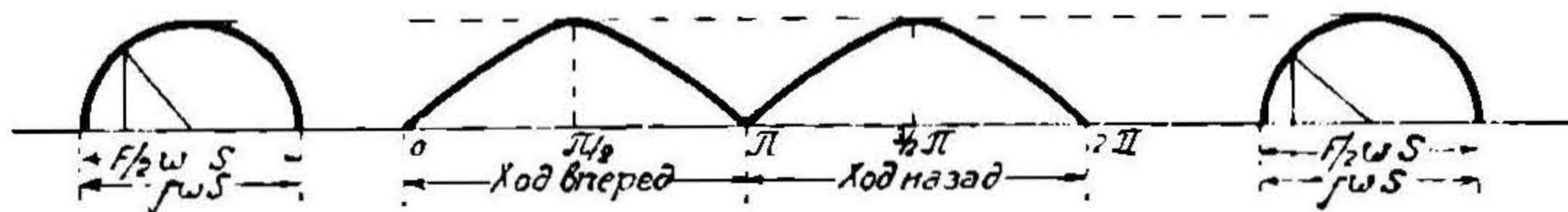
полуокружность радиуса $F\omega r = \frac{1}{2} F\omega S$ (фиг. 7). Для любого угла φ и вместе с тем для любого расстояния $x = ab$ поршня от начального положения a , отрезок cb дает нам величину, пропорциональную dV . Если по оси абсцисс откладывать время t (или, для удобства и наглядности, как на чертеже, величину угла φ , пропорциональную времени), то получим кривую $O_c\pi$ (синусоиду), дающую характер изменения подачи во время, а величина площади, заключенной между этой кривой и осью абсцисс, дает величину, пропорциональную ве-

личине интеграла, определяющего объем V . Так как в насосе одиночного действия подачи при обратном ходе нет, что может быть выражено на чертеже отрезком $\pi - 2\pi$, совпадающим



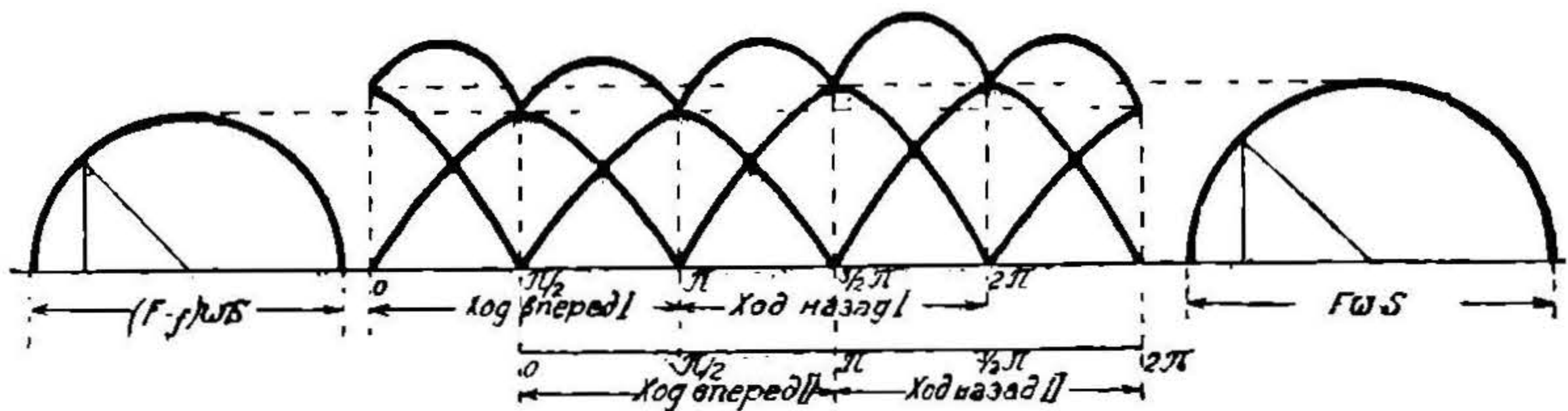
Фиг. 8.

с осью абсцисс, то вся вычерченная линия $O - c - \pi - 2\pi$ графически выражает собой характер подачи одиночного насоса за весь его полный оборот.



Фиг. 9.

Если бы закон изменения скорости поршня во времени был для данного насоса иной, чем то принято выше, то диаграмма изменилась бы соответственным образом. Это могло

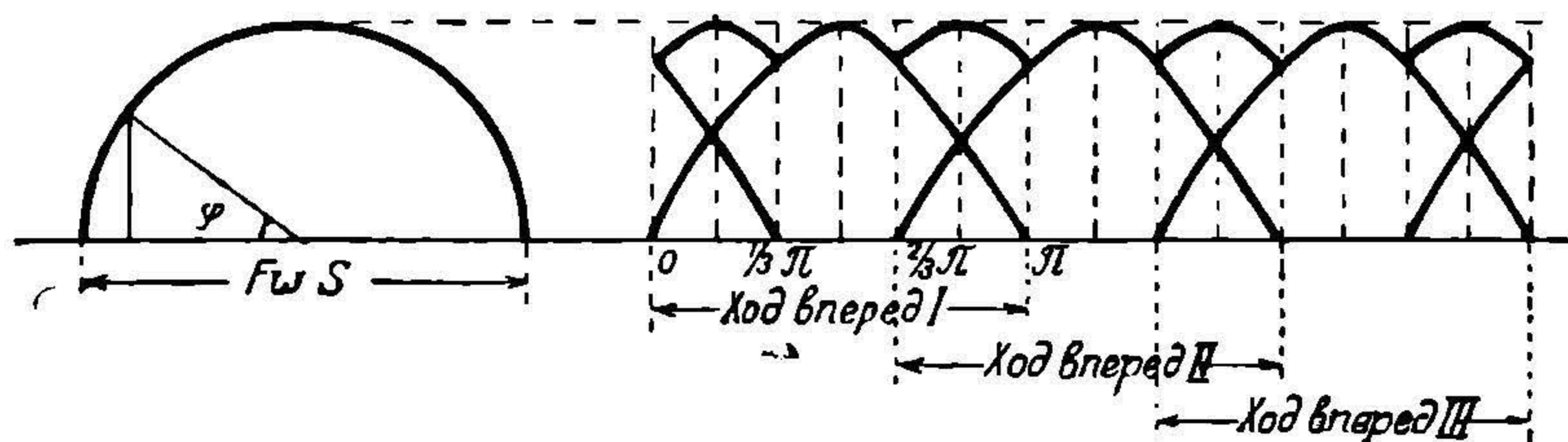


Фиг. 10.

бы иметь место, например, в случае желанья принять во внимание конечную длину шатуна или же неравномерность вращения вала и непостоянство его угловой скорости ω и т. п.

Несомненно, что изложенный метод графического построения подачи может быть применен не только для насоса одиночного действия, но и для любого иного.

Так, например, на фиг. 8 изображена диаграмма для насоса двойного действия, работающего по типу, данному фиг. 4 (или фиг. 5). При ходе „вперед“ подает в напорную трубу правая сторона поршня, с площадью сечения ($F - f$), уменьшенного на величину площади сечения штока; при ходе „назад“ подача происходит левой стороной поршня, не стесненной штоком; это отражается на диаграмме соответственным уменьшением ординат синусоиды переднего хода. На фиг. 9 изображена диаграмма подачи дифференциального насоса, равной подаче насоса одиночного действия (фиг. 7), но



Фиг. 11.

распределенной поровну на ход вперед и ход назад, что значительно увеличивает ее равномерность.

Фиг. 10 дает диаграмму совокупной работы двух насосов двойного действия (фиг. 8), соединенных под углом 90° друг к другу (насос четверного действия). Верхняя волнообразная кривая дает представление о суммарной подаче и ее степени равномерности.

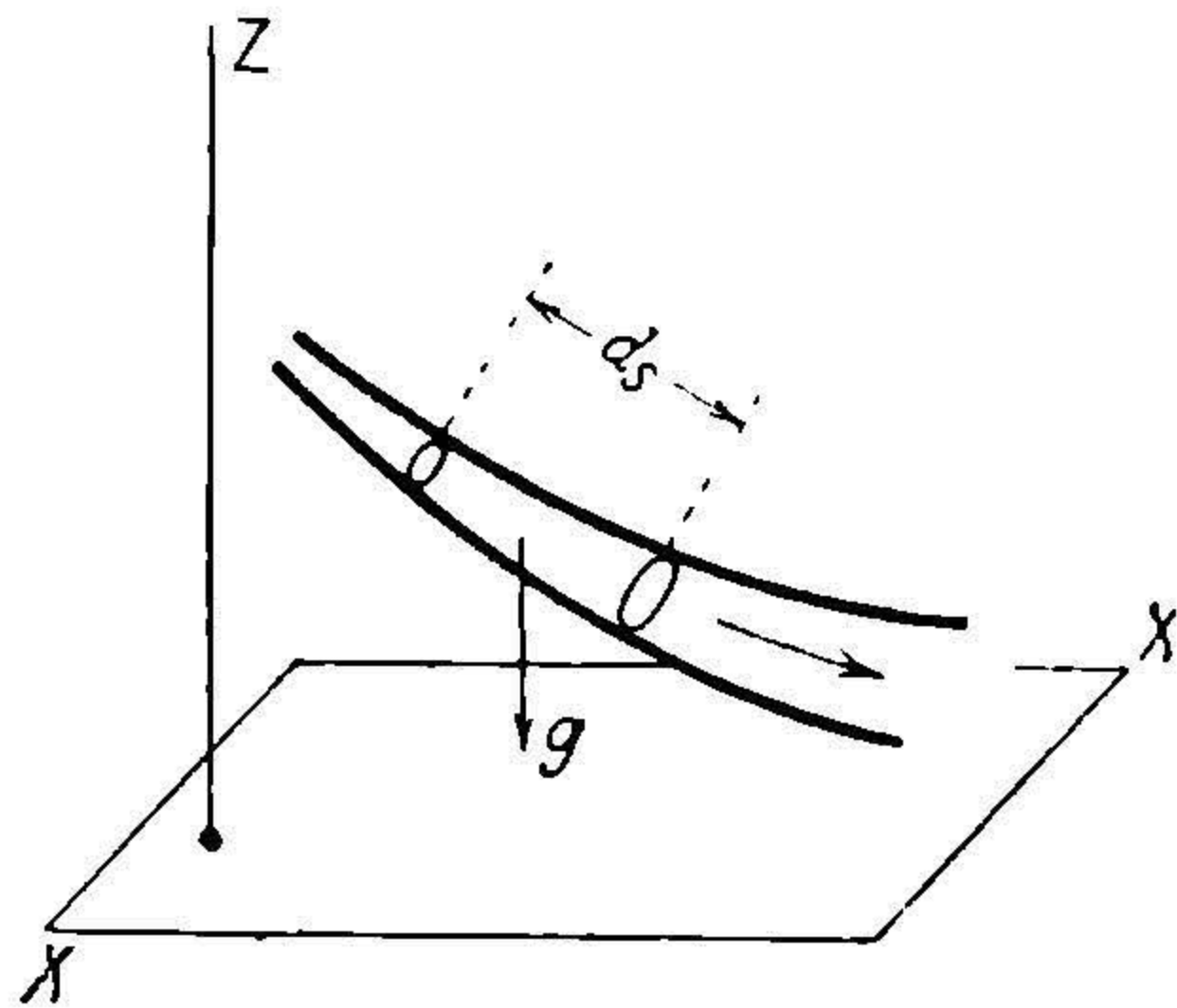
Наконец, фиг. 11 дает диаграмму совокупной работы трех насосов одиночного действия на фиг. 7, соединенных под углом 120° друг к другу. Нетрудно видеть, что суммарная подача этого тройного насоса равномернее подачи насоса четверного действия фиг. 10, что делает более предпочтительным построение насосов тройного действия перед четверным и доказывает нецелесообразность усложнения конструкции применения четверного и высшей кратности действия.

ГЛАВА II.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В НАСОСЕ.

§ 7. Уравнение неустановившегося движения. Благодаря попеременно возвратному движению поршня поршневого насоса жидкость в нем движется неустановившимся движением, при котором следует учитывать влияние проявляющихся сил инерции жидкости. Для лучшего усвоения сущности неустановившегося движения дадим основные выводы соответствующего уравнения, долженствующего в дальнейшем заместить обычное уравнение Бернулли, применение которого в данном случае было бы ошибочным.

Траектория жидкости дана направлением труб и корпуса насоса. Примем движение одномерным, т. е. предположим, что поперечные размеры движущейся струи весьма малы по сравнению с длиной траектории. Движущаяся жидкость есть жидкость тяжелая, т. е. подвержена действию одной только внешней силы тяжести. Отнесем заданную траекторию и движущуюся по ней весьма тонкую струйку к системе координат заданной горизонтальной плоскостью Xx и вертикальной осью Z (фиг. 12). Рассмотрим движение элементарного объема жидкости длиной ds , взятой по направлению движения, и с поперечным, по условию, весьма малым сечением ω ; изменения поперечного сечения по длине траектории предполагаются плавными и следовательно бесконечно малыми по длине ds . Спроектируем все силы, действующие на взятый элементарный объем, на направление ds . На основании начала



Фиг. 12.

Даламбера сумму этих проекций, включая и силу инерции, необходимо приравнять нулю.

Величина взятого объема равна, очевидно, при сделанных предположениях, ωds . Если вес единицы объема равен γ , то проекция силы тяжести на направление ds будет равна:

$$\gamma \omega ds \cos(g, ds).$$

Сила давления на боковую поверхность взятого объема в проекции на направление ds равна давлению на проекцию этой боковой стенки на плоскость перпендикулярную к направлению ds , т. е. на плоскость поперечного сечения. Принимая с точностью до бесконечно малых высших порядков, что удельное давление на боковой поверхности равномерно и равно p , имеем величину искомой проекции давления на всю боковую поверхность в виде $+p d\omega$.

Сила давления на концевые площадки, нормальные к ds , проектируется в натуральную величину на направление ds и будет равна для задней площадки:

$$+p\omega,$$

и для передней

$$-\left(p + \frac{\partial p}{\partial s} ds\right)(\omega + d\omega).$$

Сила инерции равна произведению массы данного объема $\frac{\gamma}{g} \omega ds$ на ускорение движения, взятое с обратным знаком; если скорость движения обозначить через v , то сила инерции будет равна:

$$-\frac{\gamma}{g} \omega ds \frac{dv}{dt}.$$

Суммируя полученные выражения для проекции сил, приравнявая их сумму нулю, отбрасывая члены бесконечно малые высших порядков и относя уравнение к единице веса (делением его на $\gamma \omega ds$), имеем уравнение одноразменного движения тяжелой жидкости:

$$\cos(g, ds) - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial s} - \frac{1}{g} \frac{dv}{dt} = 0.$$

Входящий в уравнение косинус угла наклона траектории к вертикали всегда известен при заданной траектории; он может быть выражен через элемент dz вертикальной координаты z . Если начало оси z расположено ниже рассматриваемой траектории, то при остром угле (g, ds) координата z убывает в направлении движения и dz отрицательно; ввиду этого:

$$\cos(g, ds) = -\frac{z}{ds}$$

Так как z для данной точки траектории с течением времени не меняется, то

$$\frac{dz}{ds} = \frac{dz}{ds}$$

Полная производная по времени от v может быть написана в виде суммы двух частных производных от двух переменных s и t :

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial s} \frac{ds}{dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial s} = \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{v^2}{2} \right).$$

После этого выведенное уравнение движения примет окончательный вид:

$$\frac{\partial z}{\partial s} + \frac{1}{\gamma} \frac{\partial p}{\partial s} + \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{v^2}{2g} \right) + \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} = 0;$$

так как мы не ставили никаких ограничений для движения, то написанное уравнение является общим выражением неустановившегося движения.

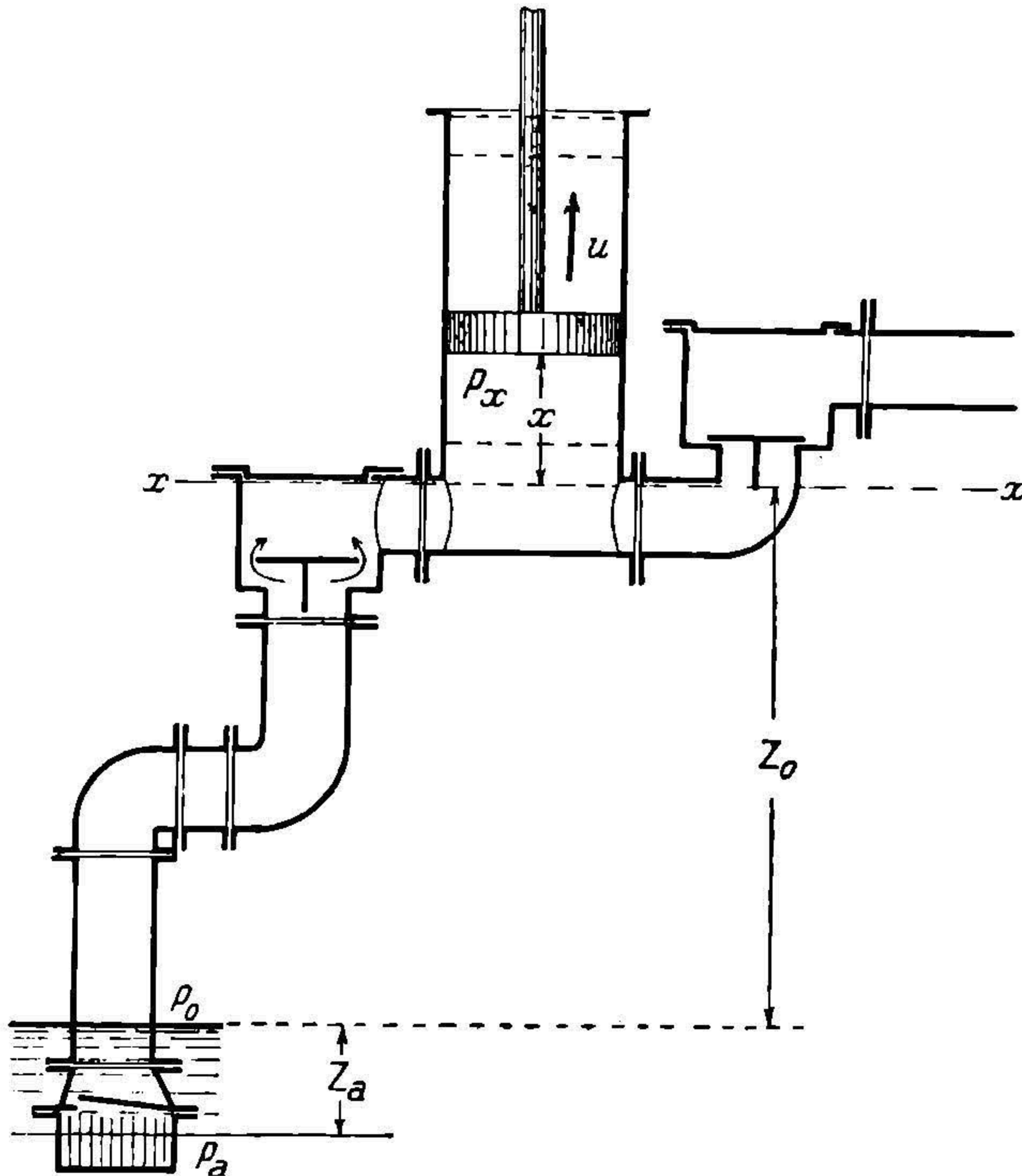
В случае применения этого уравнения для реальной капельной жидкости необходимо учесть силы вредных сопротивлений. Для этого представим написанное уравнение в виде:

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \right) + \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} = 0$$

(считаем γ для капельной однородной жидкости постоянным).

Первый член уравнения представляет собою производную полной удельной энергии жидкости, взятую по пути s , т. е.

изменение этой энергии на единицу длины пути. В реальной жидкости это изменение будет затрачено не только на преодоление силы инерции (член $\frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t}$), но также и на преодо-



Фиг. 43.

ление вредных сопротивлений. Имея это в виду, для реальной жидкости необходимо ввести еще член относительного падения

энергии от вредных сопротивлений $\left(\frac{\partial \xi}{\partial t}\right)$:

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \right) + \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial \xi}{\partial s} = 0.$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

§ 8. Уравнение движения жидкости для периода всасывания. Применим выведенное уравнение для периода всасывания одиночного насоса. Для большей общности рассмотрим насос с дисковым поршнем, расположенным вертикально (фиг. 13). Насосный цилиндр расположен над нижним уровнем на высоте z_0 , считаемой до нижнего положения поршня $x - x$. На всасывающей трубе имеются сетка, заборный клапан, клапанная коробка и всасывающий клапан. Поршень при всасывании движется вверх.

Применим для этого случая уравнение предшествующего параграфа. Траекторией движущейся жидкости в данном случае необходимо считать всю всасывающую трубу от точки входа в нее жидкости через сетку, помещаемую под нижним уровнем, и до нижней поверхности поршня, находящегося в расстоянии x от своего начального нижнего положения $x - x$. Умножим уравнение предшествующего параграфа на ds и проинтегрируем по всей длине рассматриваемой траектории. Верхним пределом интеграла будет очевидно величина s_x , соответствующая всей рассматриваемой длине всасывающей трубы, до нижней поверхности поршня, а нижним величина $s = 0$:

$$\int_{s=0}^{s=s_x} \frac{\partial}{\partial s} \left(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \right) ds + \frac{1}{g} \int_{s=0}^{s=s_x} \frac{\partial v}{\partial t} ds + \int_{s=0}^{s=s_x} \frac{\partial \xi}{\partial s} ds = 0.$$

Первый интеграл разобьем на три части, соответственно трем входящим в него членам.

$$\int_0^{s_x} \frac{\partial z}{\partial s} ds = z_0 + x + z_a,$$

где z_a есть глубина погружения начальной точки всасывающей трубы под свободной поверхностью нижнего уровня.

$$\int_0^{s_x} \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{p}{\gamma} \right) ds = \frac{p_x}{\gamma} - \frac{p_a}{\gamma},$$

НБ
УДУНТ
(ДІТ)

где p_x есть давление непосредственно под поршнем и p_a — давление на глубине z_a под свободною поверхностью нижнего уровня.

$$\int_0^{s_x} \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{v^2}{2g} \right) ds = \frac{v_x^2}{2g} - \frac{v_a^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} - \frac{v_a^2}{2g} = \frac{u^2}{2g},$$

где v_x — скорость жидкости непосредственно под поршнем, равная, очевидно, скорости самого поршня u , и v_a — скорость при входе во всасывающую трубу, обычно равная нулю.

Для нахождения второго интеграла написанного уравнения воспользуемся уравнением постоянства расхода для всех сечений рассматриваемой траектории: если a есть площадь любого сечения ее и v скорость этого сечения, то

$$av = \text{const},$$

но для верхнего сечения его площадь равна площади поршня F и скорость равна скорости поршня u , поэтому

$$av = Fu, \quad v = \frac{F}{a} \cdot u,$$

так как F и a с течением времени не меняются, то

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{F}{a} \frac{\partial u}{\partial t}$$

и следовательно искомый интеграл примет вид:

$$\frac{1}{g} \int_0^{s_x} \frac{\partial v}{\partial t} ds = \frac{1}{g} \int_0^{s_x} \frac{\partial u}{\partial t} \frac{F}{a} ds.$$

Но $\frac{\partial u}{\partial t}$ меняется лишь в зависимости от t и не зависит от переменной интегрирования s , благодаря чему может быть вы-

несена из-под знака интеграла. Если длину s_x всасывающей трубы разбить на участки от 0 до s_1 , от s_1 до s_2, \dots , для которых площадь сечения является постоянной и равной соответственно a_1, a_2, \dots, F , то искомый интеграл окажется равным:

$$\frac{1}{g} \int_0^{s_x} \frac{\partial v}{\partial t} ds = \frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t} \left[\int_0^{s_1} \frac{F}{a_1} ds + \int_{s_1}^{s_2} \frac{F}{a_2} ds + \int_{s_2}^{s_3} \frac{F}{a_3} ds + \dots \right. \\ \left. \dots + \int_{s_{x-1}}^{s_x} \frac{F}{F} ds \right].$$

В каждом интеграле, стоящем в прямых скобках, величины F и a постоянны; поэтому:

$$\frac{1}{g} \int_0^{s_x} \frac{\partial v}{\partial t} ds = \frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t} \left[\frac{F}{a_1} s_1 + \frac{F}{a_2} (s_2 - s_1) + \frac{F}{a_3} (s_3 - s_2) + \dots + x \right].$$

Выражение, стоящее в скобках, имеет измерение длины и может быть названо приведенной длиной всасывающей трубы, которая тем больше действительной длины всасывающей трубы, чем меньше площадь сечения различных ее участков по сравнению с площадью сечения поршня. Называя приведенную длину всасывающей трубы от нижней точки до сечения x — x через L_c , имеем окончательно:

$$\frac{1}{g} \int_0^{s_x} \frac{\partial v}{\partial t} ds = \frac{1}{g} (L_c + x) \frac{\partial u}{\partial t}.$$

Что касается последнего интеграла интегрируемого нами уравнения движения, то он точно также может быть разбит на ряд интегралов, из которых каждый будет заключать в себе какое-либо специальное сопротивление, действующее на известной длине всасывающей трубы. Нетрудно видеть, что, пользуясь при этом приемом, обычно применяемым в гидравлике для опре-

деления энергии, теряемой на сопротивления, полезно отделить сопротивление трения от так называемых местных сопротивлений; энергия, теряемая на трение, может быть выражена для каждого отдельного участка с одинаковым диаметром, на которые может быть разбита вся длина всасывающей трубы, через выражение вида:

$$\int_{s_{i-1}}^{s_i} \lambda_i \frac{v_i^2}{2g} \frac{1}{d_i} ds = \lambda_i \frac{v_i^2}{2g} \frac{s_i - s_{i-1}}{d_i};$$

равным образом энергия, теряемая на каждое отдельное местное сопротивление, может быть точно также выражена через

$$\zeta_k \frac{v_k^2}{2g};$$

но, согласно вышеуказанному, каждая скорость v_i и v_k какого-либо отдельного участка может быть выражена через скорость поршня u через уравнение постоянства расхода:

$$v_i = \frac{F}{a_i} u; \quad v_k = \frac{F}{a_k} u.$$

Благодаря этому искомый интеграл сведется окончательно к виду:

$$\int_0^{s_x} \frac{dz}{ds} ds = \frac{u^2}{2g} \sum \lambda_i \frac{s_i - s_{i-1} - 1}{d_i} \left(\frac{F}{a_i} \right)^2 + \frac{u^2}{2g} \sum \zeta_k \left(\frac{F}{a_k} \right)^2 = w \frac{u^2}{2g},$$

где w может быть всегда вычислено при заданных размерах всасывающей трубы.

Из величины $w \frac{u^2}{2g}$ удобно выделить сопротивления всасывающего клапана; как показывает опыт, это сопротивление почти не изменяется на протяжении всего хода и только лишь в начале хода, при подъеме клапана, имеет сравнительно большое значение. Обозначим эту часть сопротивления буквою k .

После произведенного анализа входящих в состав уравнения движения отдельных интегралов имеем окончательно:

$$z_0 + x + z_a + \frac{p_x}{\gamma} - \frac{p_a}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} + \left(L_c + x \right) \frac{\partial u}{\partial t} + w \frac{u^2}{2g} + k = 0.$$

В полученном уравнении возможно заменить давление p_a на глубине z_a под свободную поверхность нижнего уровня через давление на свободной поверхности p_0 ;

$$\frac{p_a}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} + z_a.$$

Вводя это условие, имеем:

$$z_0 + x + \frac{p_x}{\gamma} - \frac{p_0}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} + \frac{L_c + x}{g} \frac{\partial u}{\partial t} + w \frac{u^2}{2g} + k = 0.$$

§ 9. Анализ величины давления под поршнем в период всасывания. Из уравнения предшествующего параграфа определяем давление под поршнем:

$$\frac{p_x}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} - \left[z_0 + x + \frac{L_c + x}{g} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{u^2}{2g} + w \frac{u^2}{2g} + k \right].$$

Выведенное уравнение дает возможность определить, какое влияние на величину давления p_x имеют различные факторы, участвующие в работе насоса. Так как все стоящие в скобках величины обычно положительны, то давление $\frac{p_x}{\gamma}$ всегда меньше давления на свободной поверхности нижнего уровня и может в некоторых случаях сделаться равным нулю и даже меньше его.

Исключением является величина z_0 , которая в некоторых редких случаях бывает отрицательной, когда насос установлен ниже всасываемой жидкости. Давление под поршнем, меньшее давления паров подаваемой жидкости при данной

температуре, знаменует собою разрыв струи жидкости и возможность отделения поршня от всасываемой жидкости. Если бы такое явление было допущено в насосе и всасываемая жидкость не успевала бы в своем движении за поршнем, то это не только бы обозначало уменьшение коэффициента наполнения, но влекло бы к ударам жидкости о поршень, когда последний, замедляя движение, был бы настигнут движущейся за ним жидкостью. Удар был бы еще опаснее, если бы поршень успел пройти отдельно от жидкости до своего крайнего мертвого положения и соединился бы с нею при своем обратном движении, когда направление движения жидкости и поршня были бы противоположными. Отсюда ясно видно, что непременным условием правильного действия насоса является требование, чтобы ни при каком положении поршня вторая часть уравнения не сделалась меньше давления паров соответствующей температуры подаваемой жидкости. Отсюда, например, необходимо прийти к заключению, что всасывание кипящей воды, т. е. жидкости, давление паров которой равно атмосферному, невозможно, и приток к насосу такой жидкости возможен лишь при условии расположения насоса ниже уровня жидкости, что равнозначно также наличию повышенного против атмосферного давления на поверхности этой жидкости.

Проанализируем значение отдельных членов второй части уравнения на выполнение указанного выше условия.

Давление p_0 является обычно давлением атмосферы. Оно тем меньше, чем выше относительно уровня моря расположено место работы насоса и вообще чем меньше барометрическое давление. В обычных условиях возможно принимать, что давление p_0 соответствует давлению технической атмосферы, т. е. одному килограмму на один квадратный сантиметр, и пьезометрическая высота, соответствующая этому давлению, для воды равна 10 метрам.

Высота z_0 расположения насоса над нижним уровнем может быть тем больше, чем меньше остальные члены, стоящие в скобках уравнения. В среднем для нормальных условий для воды z_0 не должно превосходить 4—5 метров.

Величина x имеет наибольшее значение для верхнего положения поршня. Для сокращения этой величины необходимо отдавать предпочтение горизонтальному расположению цилиндров насоса перед вертикальным.

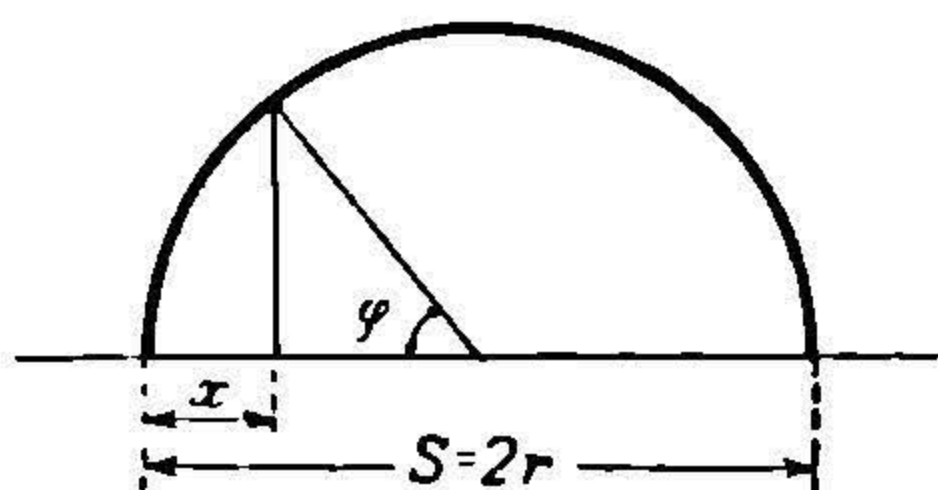
Величина $\frac{u^2}{2g}$ входит два раза в выражение в скобках. Скорость поршня u является переменной, и от нуля, в мертвых положениях поршня, изменяется до наибольшего своего значения в среднем его положении, являясь функцией от x и от числа оборотов. Ниже будет более подробно изучено влияние u при различных значениях x для кривошипного привода.

Весьма большое значение имеет величина w , зависящая от сопротивлений. Совершенство насоса существенно связано с возможно более короткой всасывающей трубой, без изгибов и закруглений, без изменений сечения, достаточно большого диаметра. Особо следует выделить сопротивление k , испытываемое жидкостью при проходе через клапан, которое весьма сильно зависит от инерции последнего, а потому и достигает наибольшей своей величины в начале хода, при открывании клапана.

Наконец член $\frac{L_c + x}{g} \frac{\partial u}{\partial t}$ тем меньше, чем меньше L_c , чем меньше x и чем меньше $\frac{\partial u}{\partial t}$. Приведенная длина тем меньше, чем вообще меньше длина всасывающей трубы и чем ближе она по сечению к сечению поршня. Что касается величины $\frac{\partial u}{\partial t}$, то она является не чем иным, как ускорением поршня, величина которого, вообще наибольшая в мертвых положениях его, зависит от числа оборотов насоса. Отсюда ясно, что наибольшее возможное для насоса число оборотов находится в тесной связи с остальными величинами, влияющими на величину правой части уравнения для $\frac{P_x}{\gamma}$, и может быть тем больше, чем меньше они, т. е. чем меньше высота всасывания z_0 , чем меньше длина всасывающей трубы и ее сопротивление и т. д. Ниже будет подробно выяснено значение этой связи.

§ 10. Графическое изображение давления всасывания. Для определения того положения поршня и соответствующего значения x , при котором величина $\frac{P_x}{\gamma}$ достигает своего наименьшего, а значит и наиболее опасного значения,

удобно применить графический метод. Для примера рассмотрим насос, приводимый в движение от кривошипного механизма бесконечною длиною шатуна.



Фиг. 14.

Число оборотов насоса равно n в минуту, что соответствует угловой скорости равномерного вращения кривошипа $\omega = \frac{2\pi n}{60}$. В этом случае,

как то известно из кинематики механизмов, легко устанавливается

аналитическая зависимость между скоростью поршня u и величиною x (фиг. 14). В самом деле:

$$x = r - r \cos \varphi = r(1 - \cos \varphi);$$

$$u = \frac{dx}{dt} = r \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = \omega r \sin \varphi;$$

$$\frac{u^2}{2g} = \frac{\omega^2 r^2}{2g} \sin^2 \varphi = \frac{\omega^2 r^2}{2g} (1 - \cos^2 \varphi).$$

Но из первого уравнения:

$$\cos \varphi = \frac{r - x}{r} = 1 - \frac{x}{r};$$

поэтому:

$$\frac{u^2}{2g} = \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left[1 - \left(1 - \frac{x}{r} \right)^2 \right] = \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right);$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \omega r \cos \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial t} = \omega^2 r \cos \varphi = \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r} \right).$$

Вставив найденные значения в выражение для $\frac{p_x}{\gamma}$ предшествующего параграфа, легко получить:

$$\frac{p_x}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} - \left[z_0 + x + (1 + \omega) \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right) + \right. \\ \left. + \frac{L_c}{g} \omega r^2 \left(1 - \frac{x}{r} \right) + \omega^2 r \frac{x}{g} \left(1 - \frac{x}{r} \right) \right]$$

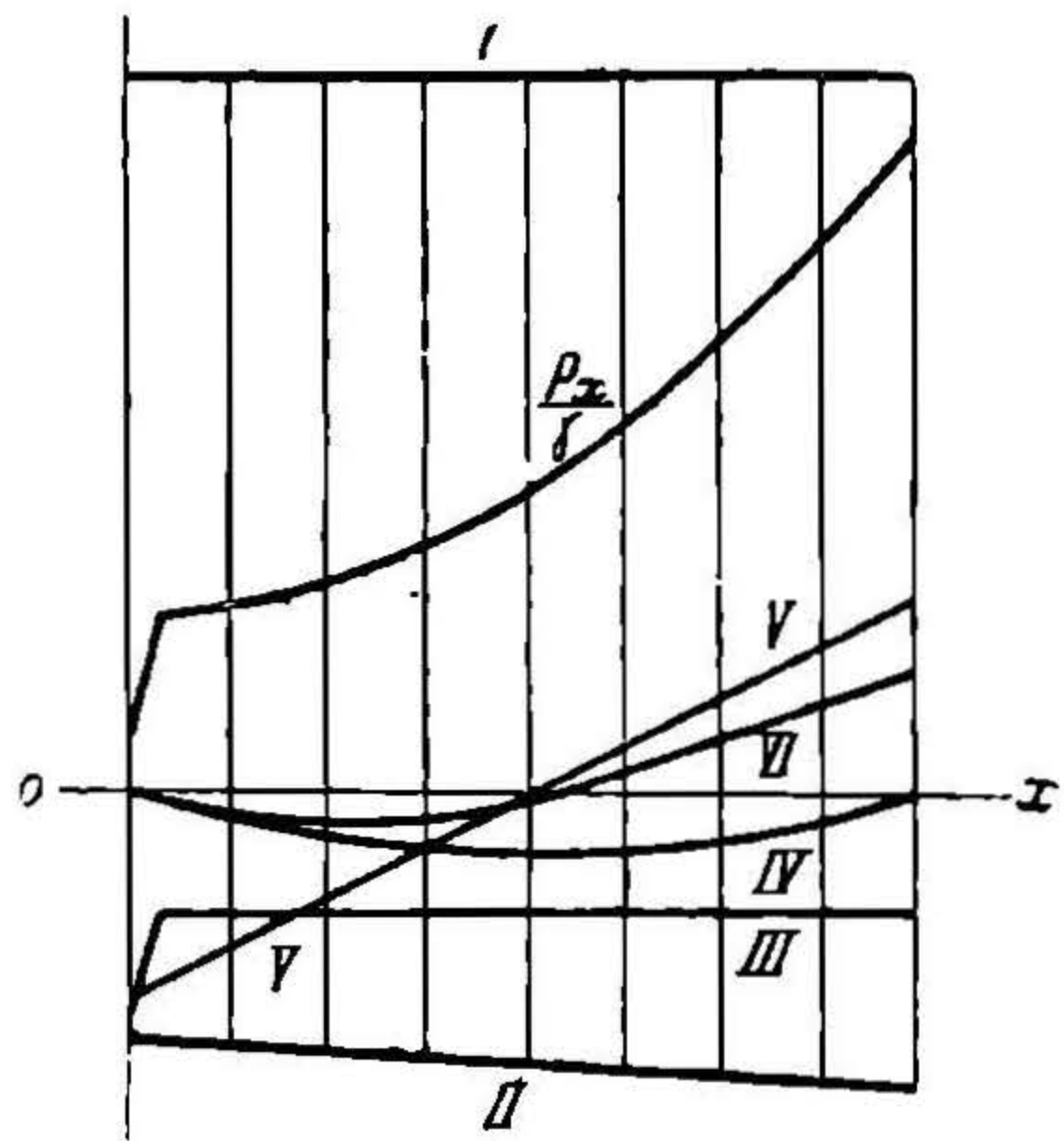
УДМУНТ
(ДІТТ)

Это выражение легко может быть построено графически, в функции от x .

Будем откладывать по оси абсцисс величину x , а по оси ординат соответствующие ей значения членов, входящих в правую часть написанного уравнения (фиг. 15).

Величина $\frac{p_0}{\gamma}$, как постоянная, выразится прямою I, параллельною оси абсцисс. Величина $z_0 + x$ изобразится наклонною прямою II, лежащею ниже оси абсцисс благодаря наличию знака минус; наименьшая ордината этой прямой будет соответствовать значению z_0 , наибольшая значению $z_0 + 2r$.

Сопротивление клапана K может быть на фиг. 15 изображено линией III.



Фиг. 15.

В члене $(1 + \omega) \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right)$, по исключении из него

сопротивления клапана величина ω делается постоянною, не зависящею от x , благодаря чему весь член на фиг. 15 может быть представлен параболою IV, ординаты которой равны нулю при $x = 0$ и при $x = 2r$ и имеют наибольшую величину при $x = r$, равную

$$(1 + \omega) \frac{\omega^2 r^2}{2g};$$

член $\frac{L_c}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r} \right)$ представляет собою наклонную прямую

V, пересекающую ось абсцисс при $x = r$; наибольшие ординаты соответствуют $x = 0$ и $x = 2r$ и по численной величине

равны $\frac{L_c}{g} \omega^2 r$.

Наконец, член $\frac{\omega^2 r}{g} x \left(1 - \frac{x}{r}\right)$ представляет параболу VI, имеющую ординаты, равные нулю при $x = 0$ и при $x = r$.

Суммируя ординаты всех перечисленных кривых и откладывая сумму от линии I вниз, получим линию $\frac{p_x}{\gamma}$, ординаты которой очевидно и дадут значения $\frac{p_x}{\gamma}$, соответствующие разным x .

Из вида этой кривой легко усматривается, что наименьшее значение $\frac{p_x}{\gamma}$ соответствует началу хода поршня. Для увеличения наименьшей ординаты для $\frac{p_x}{\gamma}$ необходимо следовать указаниям предыдущего параграфа. На ее величину, как оказывается, не имеют влияния сопротивления во всасывающей трубе, за исключением сопротивления клапана; значительным образом влияют высота всасывания z_0 и член с ускорением движения, который весьма сильно зависит от приведенной длины L_c , величины хода $S = 2r$ и, особенно, от угловой скорости, входящей в квадрате. Это обстоятельство вообще ограничивает число ходов насоса и последнее редко превышает 100—120 оборотов в минуту и лишь для особо быстроходных типов доходит до 180—200.

На заводе бывш. Густав Лист в Москве¹ придерживаются следующих взаимоотношений между температурой, подаваемой насосом воды, числом оборотов и предельною высотой всасывания (см. табл. на стр. 35).

Полезно отметить, что если насос приводится в движение не кривошипным механизмом или если в кривошипном механизме длина шатуна не бесконечно большая, то величина давления может отличаться от полученного в разобранным примере и может быть различна в зависимости от того, приближается ли поршень к движущему его валу или удаляется

¹ А. А. Бурлаков, проф. Поршневые насосы, стр. 50.

ТАБЛИЦА
ДОПУСКАЕМОЙ ВЫСОТЫ ВСАСЫВАНИЯ В МЕТРАХ В ЗАВИСИМОСТИ
ОТ ЧИСЛА ОБОРОТОВ ДЛЯ ВОДЫ.

Число оборо- тов в минуту	Температура в С						
	0	20	30	40	50	60	70
50	7	6 $\frac{1}{3}$	6	5 $\frac{1}{2}$	4	2 $\frac{1}{2}$	0
60	6 $\frac{1}{2}$	6	5 $\frac{1}{2}$	5	3 $\frac{1}{2}$	2	0
90	5 $\frac{1}{2}$	5	4 $\frac{1}{2}$	4	2 $\frac{1}{2}$	1	0
120	4 $\frac{1}{2}$	4	3 $\frac{1}{2}$	3	1 $\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	0
150	3 $\frac{1}{2}$	3	2 $\frac{1}{2}$	2	$\frac{1}{2}$	0	0
180	2 $\frac{1}{2}$	2	1 $\frac{1}{2}$	1	0	0	0

от него, в зависимости от тех ускорений, которые получает поршень. Это обстоятельство необходимо принимать во внимание при более точных подсчетах насосов.

§ 11. Пример. Определим в виде примера давление всасывания для насоса указанных ниже разрядов ¹.

Для определения давления $\frac{P_x}{\gamma}$ воспользуемся формулою настоящего параграфа, в предположении, что насос одиночного действия приводится в движение от кривошипного механизма с радиусом кривошипа $r = 0,075$ м.

Число оборотов насоса $n = 60$; при этом угловая скорость $\omega = \frac{\pi n}{30} = 6,28$, $\omega^2 = 39,44$; ход поршня $S = 0,15$, $m = 2$; $r = 0,075$ м, при этом $\omega^2 r = 2,96$; $\omega^2 r^2 = 0,22$.

¹ Основные данные в примере заимствованы из Н. Berg. Die Kolbenpumpen.

НБ
УДМУНТ
(ДПТ)

Величина $\frac{p_0}{\gamma}$ в формуле для $\frac{p_x}{\gamma}$ равна высоте столба жидкости, соответствующей давлению на поверхности нижнего уровня; давление это зависит от геодезической высоты места расположения насоса. Эту зависимость можно усмотреть из нижеследующей таблицы.

Высота над уровн. моря в метрах	0	100	200	300	400	500	600
Норм. баром. давление мм ртут. ст.	760	751	742	733	724	716	707
Соотв. высота водян. столба в метрах	10,3	10,2	10,1	9,9	9,8	9,7	9,6

Высота над уровн. моря в метрах	700	800	900	1 000	1 200	1 500	2 000
Норм. баром. давление мм ртут. ст.	699	690	682	674	658	635	598
Соотв. высота водян. столба в метрах	9,5	9,4	9,3	9,2	8,9	8,6	8,1

Предполагая в данном случае среднюю высоту над уровнем моря в 250 метров, принимаем $\frac{p_0}{\gamma} = 10$ м.

Величину z_0 , высоту расположения поршня над нижним уровнем в нижней мертвой точке, примем равной 4,25 метров.

Наименьшая величина x равна нулю, наибольшая равна величине хода поршня $S = 2r = 0,15$ метра, промежуточная средняя 0,075. Сопротивление всасывающего клапана возможно принять постоянным для всего хода поршня.

Примем высоту напора, соответствующую этому сопротивлению, равной 0,360 метров (см. § 29).

Для начала хода поршня, в момент открывания клапана это сопротивление имеет большую величину, в зависимости от необходимости преодолевать инерцию начинающегося дви-

жения клапана (§ 29). Примем высоту, соответствующую этому сопротивлению, равную 1,280 метров.

Остальные сопротивления всасывания определяются в выражении для $\frac{P_x}{\gamma}$ членом $h_w = (1 + \omega) \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right)$.

Для определения величины ω имеем нижеследующие размеры всасывающей трубы (фиг. 13). Глубина погружения трубы под нижним уровнем 0,25 метра, диаметр всасывающей трубы 0,05 метра, длина до всасывающего клапана (считая и погруженную часть и измеряя длину по средней линии закруглений) 5,50 метра.

При этих размерах коэффициенты соответствующих сопротивлений (в формуле $\zeta \frac{v^2}{2g}$) могут быть взяты нижеследующие:

$$\text{сопротивление от трения } \zeta = \frac{\lambda \cdot l}{d} = \frac{0,03 \cdot 5,5}{0,05} = 3,3$$

(коэффициент λ взят в среднем по Дюпюи)

$$\text{сопротивление в двух закруглениях } 2 \times 0,5 = 1,0$$

$$\text{сопротивление при входе во всас. сетку} = 1,5$$

$$\text{Всего } \Sigma \zeta = 5,8$$

Приводя этот суммарный коэффициент к скорости поршня диаметром 0,075 метра, отличной от скорости во всасывающей трубе диаметром 0,05 м, имеем:

$$\zeta_1 = \frac{F_u}{F_v} 5,8 = \left(\frac{0,075^2}{0,050^2} \right)^2 5,8 = 5,8 \cdot 2,25 = 12,95.$$

Диаметр патрубка, соединяющего всасывающий клапан с цилиндром, примем равным 0,070 метра; расстояние середины клапанной коробки от середины поршня равным 0,25 метра.

При этом имеем коэффициент ζ на этом протяжении:
от трения

$$\zeta = \frac{\lambda \cdot l}{p} = \frac{0,03 \cdot 0,25}{0,07} = 0,11$$

от двух изменений направления при $\delta = 90^\circ = 2,00$

$$\text{Всего } \Sigma \zeta = 2,11$$

НБ
УДУНТ
(ДІТ)

приводя к скорости поршня, имеем:

$$\zeta_2 = \frac{F_u}{F_v} 2,11 = \left(\frac{0,075^2}{0,070^2} \right)^2 2,11 = 2,78,$$

$$\omega = \zeta_1 + \zeta_2 = 12,95 + 2,78 = 15,73,$$

$$h_w = (1 + \omega) \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right) = (1 + 15,73) \frac{0,22}{2 \cdot 9,81} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right);$$

при $x = 0$

$$h_w = 0,$$

при $x = r$ (максимум)

$$h_w = 0,187 \text{ м},$$

при $x = 2r$

$$h_w = 0.$$

Если внизу над сеткой во всасывающей трубе имеется клапан, то возможно для него принять те же значения сопротивлений, какие указаны для всасывающего клапана как для открытого его состояния, так и для периода открывания.

Приведенная длина L_c всей всасывающей трубы, как ниже, так и выше всасывающего клапана, определится из нижеследующего выражения:

$$\begin{aligned} L_c &= 5,5 \frac{0,075^2}{0,050^2} + 2,25 \frac{0,075^2}{0,070^2} + 0,25 = \\ &= 12,38 + 0,29 + 0,25 = 12,92 \end{aligned}$$

(здесь третий член выражает собою приведенную длину пути воды через всасывающий клапан, взятую по соображению на-глаз, ввиду невозможности определить ее достаточно точно; вследствие незначительности этого члена, такое определение на-глаз допускается).

Вместе с этим член в выражении для $\frac{P_x}{\gamma}$, зависящий от инерции воды во всасывающей трубе, будет равен:

$$h_i = \frac{L_c}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r} \right) = \frac{12,92}{9,81} \cdot 2,96 \left(1 - \frac{x}{r} \right) = 3,83 \left(1 - \frac{x}{r} \right),$$

при $x = 0$

$$h_i = 3,83,$$

при $x = r$

$$h_i = 0,$$

при $x = 2r$

$$h_i = -3,83.$$

Наконец, последний член, зависящий от инерции воды в самом цилиндре

$$h'_i = \frac{\omega^2 r}{g} \left(1 - \frac{x}{r}\right) = \frac{2,96}{9,81} \left(1 - \frac{x}{r}\right) = 0,30 \left(1 - \frac{x}{r}\right),$$

при $x = 0$

$$h'_i = 0,30,$$

при $x = r$

$$h'_i = 0,$$

при $x = 2r$

$$h'_i = -0,30 \times 2r = -0,30 \times 0,15 = 0,045.$$

Подводя итог всем найденным выражениям, имеем:

для $x = 0$

$$\frac{p_x}{\gamma} = 10 - 4,25 - 1,28 - 1,28 - 3,83 = -0,64 \text{ м},$$

для $x = r$

$$\frac{p_x}{\gamma} = 10 - 4,25 - 0,075 - 0,36 - 0,187 - 0,36 = 4,768,$$

для $x = 2r$

$$\frac{p_x}{\gamma} = 10 - 4,25 - 0,15 - 0,36 - 0,36 + 3,83 + 0,045 = 8,75.$$

Из полученных цифр усматривается, во-первых, что наименьшая величина давления под поршнем в период всасывания получается при начале хода, т. е. при $x = 0$; для других положений поршня давление p_x значительно больше; во-вторых, констатировано, что при $x = 0$ давление под поршнем имеет отрицательную величину, что недопустимо. Мерами, устраняющими это обстоятельство, могли бы служить:

1) Уменьшение высоты расположения насоса под нижним уровнем на 0,64 метра, т. е. до высоты $4,25 - 0,64 = 3,61$ метра.

2) Уменьшение длины всасывающей трубы; уменьшение можно произвести отчасти приближением клапанной коробки к оси насоса и отчасти сокращением горизонтального участка всасывающей трубы; так, сокращением этой последней до 4,25 метра, т. е. на 1,25 метра, мы достигли бы сокращения приведенной длины на $1,25 \frac{0,075^2}{0,050^2} = 2,81$ и соответственно высоты h_i на $\frac{2,81 \cdot 2,96}{9,81} = 0,88$ метра, что достаточно для приведения величины $\frac{P_a}{\gamma}$ к надлежащей норме.

3) Устранение нижнего обратного клапана и соответственное устранение высоты, теряемой на сопротивления его открытию; этим может быть выиграна высота в 1,28 метра; ясно, что надлежащее изменение конструкции этого клапана может также в достаточной степени понизить его сопротивление.

4) Изменение диаметра всасывающей трубы; так, например, увеличивая диаметр трубы с 0,05 метра до 0,07 метра при той же длине в 5,5 метра, получим уменьшение приведенной длины на $5,5 \frac{0,075^2}{0,070^2} = 8,6$ метра, т. е. на $12,38 - 8,6 = 3,78$ м, что ведет к уменьшению члена h_i на $\frac{3,78}{9,81} \cdot 296 = 1,13$ метра.

5) Уменьшение числа оборотов, которые входят через угловую скорость ω в выражение для h_i ; для уменьшения величины h_i с 3,83 метра на 0,64 метра, т. е. до величины 3,19 м достаточно угловую скорость уменьшить в отношении

$$\sqrt{\frac{3,19}{3,83}} \approx 0,9, \text{ т. е. число оборотов уменьшить до } 60 \times 0,9 = 54.$$

6) Изменение величины хода S ; причем необходимо иметь в виду, что величина хода влияет на величину члена $h_i = \frac{L_c}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r}\right)$ при $x = 0$ и прямо через $r = S/2$ и косвенно через L_c .

7) Введение всасывающего воздушного колпака, согласно указаниям § 13 и след.

Все изложенное в разобранным примере относится к воде нормального удельного веса, обуславливающего соответствующую высоту столба жидкости для давления $\frac{P_0}{\gamma}$. Обычно подразумевают при этом чистую воду температуры около 10 — 14°.

При изменении удельного веса воды (от примесей или от температуры) или вообще при замене воды другою жидкостью необходимо учесть соответствующее изменение удельного веса.

Характерным является, что изменение вязкости жидкости, а значит, и величины вредных сопротивлений для начала хода, т. е. при $x = 0$, на величину $\frac{P_0}{\gamma}$ влияния не оказывает.

Весьма большое значение имеет температура жидкости и не только вследствие изменения удельного веса, но главным образом вследствие изменения допустимого минимума для $\frac{P_x}{\gamma}$; в то время как для холодной воды этот минимум весьма близок к нулю, для более высоких температур он повышается и во всяком случае не может быть ниже давления паров перекачиваемой жидкости соответствующей температуры.

Для воды, как известно, имеется следующая зависимость между давлением паров и температурой:

T	0	10	20	30	40	50
Давление в мм ртутн. столба	4,60	9,16	17,39	31,55	54,91	91,98

T	60	70	80	90	100
Давление в мм ртутн. столба	148,79	233,08	354,62	525,39	760,00

Полезно также иметь в виду, что весь пример разобран выше в предположении бесконечно длинного шатуна. При шатуне конечной длины необходимо ввести соответствующие поправки на увеличение скорости и ускорений поршня. Эта поправка для мертвого положения поршня, т. е. для $x = 0$, при котором $\frac{P_x}{\gamma}$ достигает минимума, сведется к поправке в величине члена, зависящего от инерции всасываемой воды, т. е. от члена $h_s = \frac{P_c}{g} \omega^2 r$. Поправка выразится в умножении этого члена на величину $\left(1 \pm \frac{r}{e}\right)$, где $\frac{r}{e}$ отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; знак плюс соответствует мертвому положению кривошипа, лежащему между валом и насосом, и знак минус к положению противоположному.

§ 12. Уравнение движения жидкости в период нагнетания и выражение для давления над поршнем. Рассмотрим то же расположение поршня, как и в период всасывания, но при движении вниз, когда открыт нагнетательный клапан и через него происходит движение жидкости в напорную трубу (фиг. 16). Поршень идет вниз и в рассматриваемый момент времени отстоит от верхнего мертвого положения на величину y . Применим уравнение неустановившегося движения вполне аналогично с изложенным для периода всасывания. Умножим его на ds и проинтегрируем по всей длине нагнетательной трубы, т. е. от $s = s_y$ и до $s = 0$:

$$\int_0^{s_y} \frac{\partial}{\partial s} \left(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \right) ds + \frac{1}{g} \int_0^{s_y} \frac{\partial v}{\partial t} ds + \int_0^{s_y} \frac{\partial \xi}{\partial s} ds = 0;$$

не повторяя рассуждений, изложенных в § 8, будем соответственно иметь:

$$\int_0^{s_y} \frac{\partial z}{\partial s} ds = z_1 - S + y, \quad \int_0^{s_y} \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{p}{\gamma} \right) ds = \frac{p_H}{\gamma} - \frac{p_y}{\gamma},$$

УДУНЬ
УДУНТ
(ДУНТ)

где $\frac{p_n}{\gamma}$ соответствует абсолютному давлению на конце напорной трубы и $\frac{p_y}{\gamma}$ давлению под поршнем.

$$\int_0^{s_y} \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{v^2}{2g} \right) ds = \frac{v_n^2}{2g} - \frac{v_y^2}{2g} = \frac{v_n^2}{2g} - \frac{u^2}{2g},$$

где v_n — скорость в конце напорной трубы,

$$\frac{1}{g} \int_0^{s_y} \frac{\partial v}{\partial t} ds = \frac{1}{g} \left[L_n + (S - y) \right] \frac{du}{dt},$$

$$\int_0^{s_y} \frac{\partial \xi}{\partial s} ds = \omega \frac{u^2}{2g} + k.$$

После чего уравнение движения примет вид:

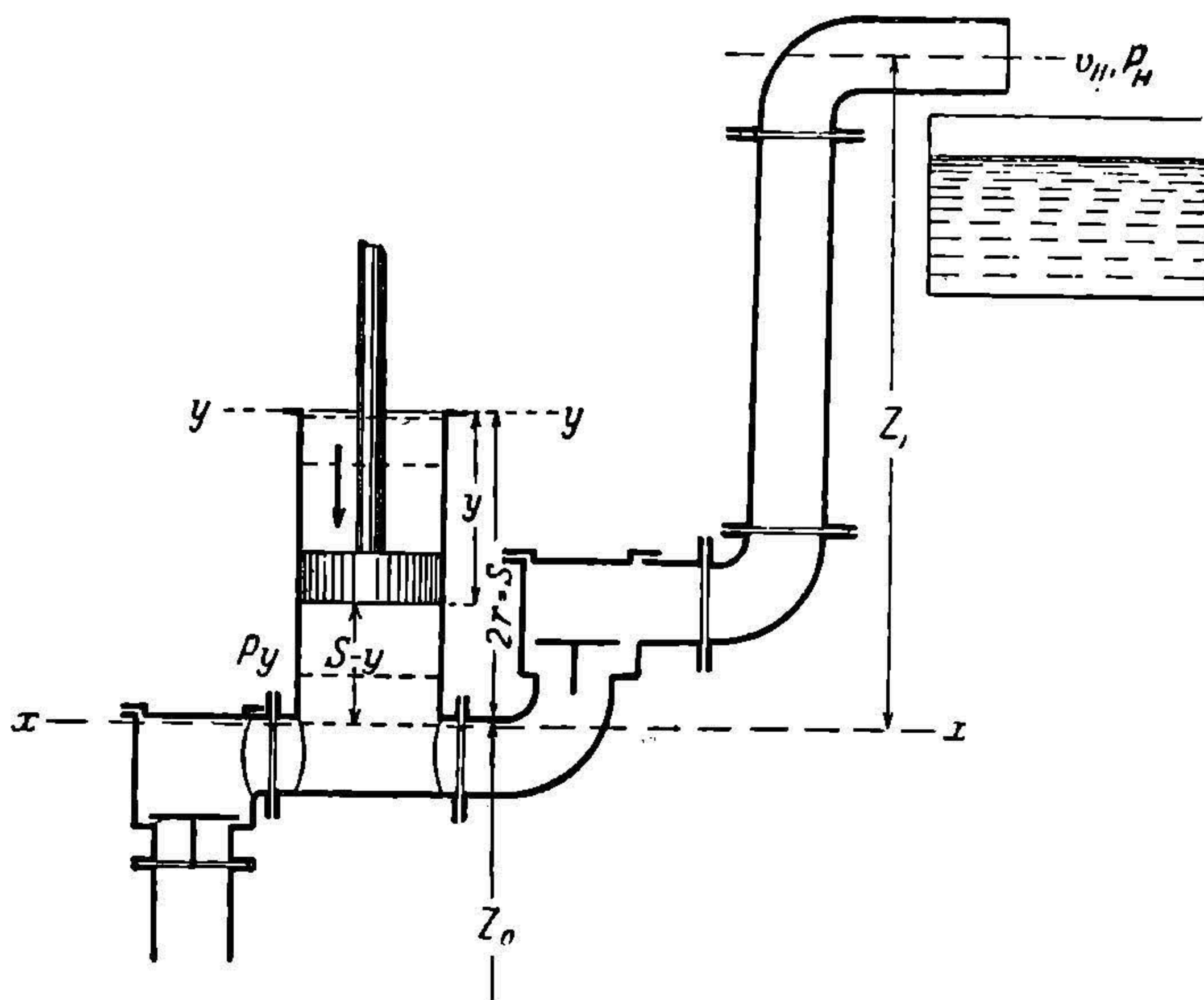
$$z_1 - S + y + \frac{p_n}{\gamma} - \frac{p_y}{\gamma} + \frac{v_n^2}{2g} - \frac{u^2}{2g} + \\ + \frac{1}{g} \left[L_n + (S - y) \right] \frac{du}{dt} + \omega \frac{u^2}{2g} + k = 0,$$

откуда определяется давление $\frac{p_y}{\gamma}$

$$\frac{p_y}{\gamma} = \frac{p_n}{\gamma} + z_1 - (S - y) + \frac{v_n^2}{2g} + (\omega - 1) \frac{u^2}{2g} + k + \\ + \frac{1}{g} \left[L_n + (S - y) \right] \frac{du}{dt};$$

зависимость давления p_y от величин, входящих во вторую часть уравнения, после указаний § 9 не требует дополнительных пояснений. Исключением является последний член, зависящий от сил инерции жидкости. Необходимо иметь в виду,

что во второй половине хода ускорение поршня $\frac{du}{dt}$ отрицательно и что следовательно последний член для второй половины входит со знаком минус; так как при длинной напорной трубе приведенная длина ее L_n может иметь весьма большие значения, то и величина последнего члена может оказаться больше суммы всех остальных членов второй части уравнения, что приведет к отрицательному значению давления $\frac{p_y}{\gamma}$, недопустимому, как то уже выяснено, в хорошо действующ-



Фиг. 16.

щих насосах. И таким образом ясно, что и в периоде нагнетания может существовать для насоса некоторое определенное число оборотов, за которым его работа становится неправильной. Графическое построение величины давления $\frac{p_y}{\gamma}$ в за-

висимости от y может быть выполнено совершенно аналогично с изложенным в параграфе 10.

Ограничиваясь опять случаем кривошипного механизма с равномерным вращением вала и с бесконечно длинным шатуном, можем легко получить диаграмму, изображенную на фиг. 17.

Здесь прямая I изображает величину давления $\frac{p_n}{\gamma}$ прямая

II — высоту $z_1 = (S - y)$; ломаная III — сопротивление k нагнетательного клапана, парабола

$$V — \text{член } (\omega - 1) \frac{u^2}{2g} + \frac{v_n^2}{2g},$$

т. е. высоту, теряемую на сопротивление и на образование скорости v_n в конце напорной

трубы, так как член $\frac{v_n^2}{2g}$ пропорционален, очевидно $\frac{u^2}{2g}$ и может быть заменен выражением

$\frac{F u^2}{a_n 2g}$, где F , попрежнему, площадь поршня и a_n — площадь

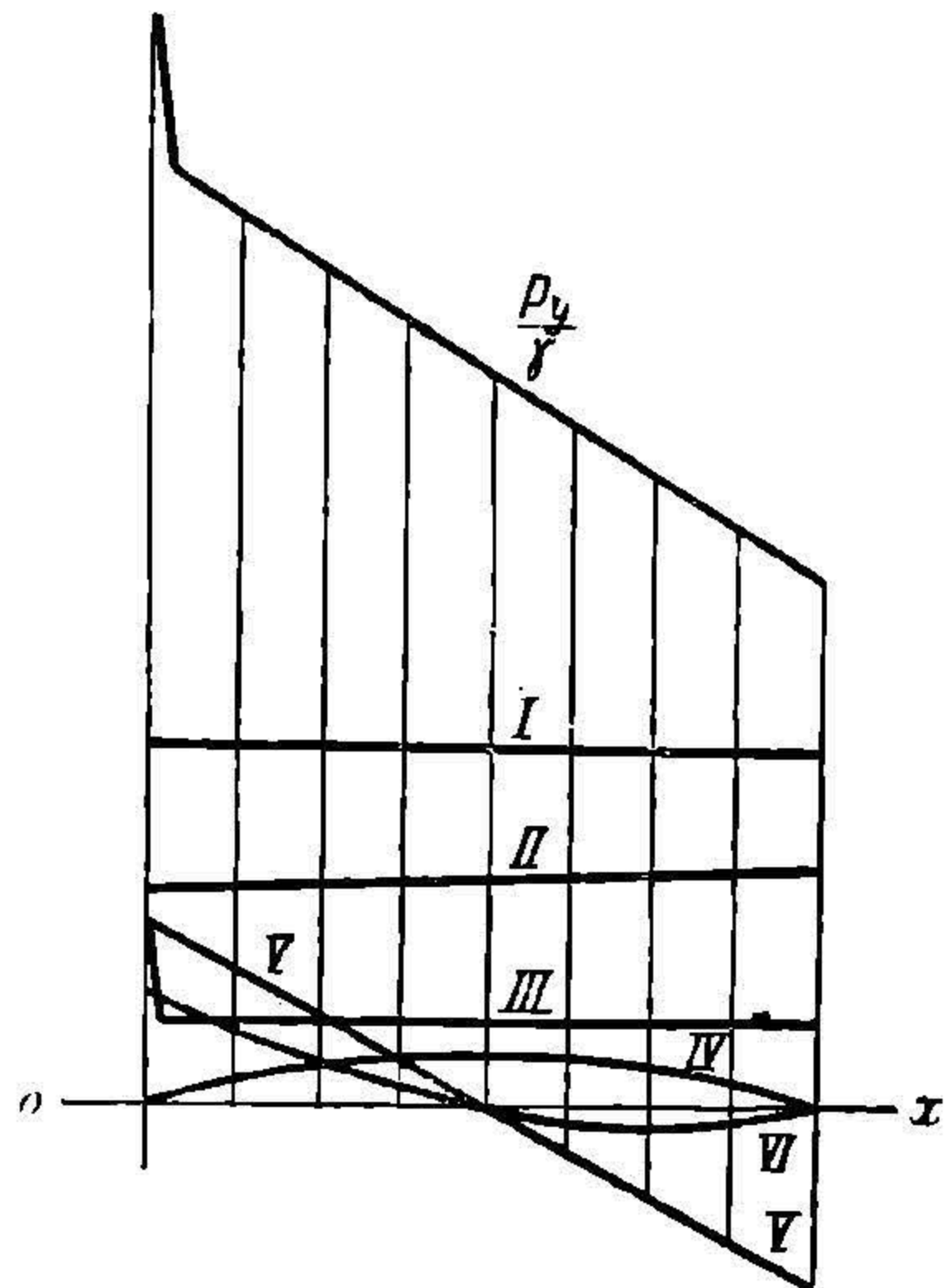
выходного сечения напорной трубы; при этом:

$$(\omega - 1) \frac{u^2}{2g} + \frac{v_n^2}{2g} = \left(\omega - 1 + \frac{F}{a_n} \right) \frac{u^2}{2g}$$

Наклонная прямая V на чертеже выражает член $\frac{1}{g} L_n \frac{du}{dt}$ и,

наконец, парабола VI — член $\frac{1}{g} (S - y) \frac{du}{dt}$

Суммируя ординаты всех указанных кривых, получим кривую зависимости давления $\frac{p_y}{\gamma}$ от положения поршня x . Из



Фиг. 17.

чертежа ясно видно, что наименьшая величина давления соответствует мертвому положению в конце хода и что для этого момента необходима проверка величины этого давления.

Уменьшение давления в период нагнетания может повлечь не только обрыв столба жидкости и последующий удар при обратном соединении жидкости с поверхностью поршня. Еще ранее достижения этого явления небольшая величина давления в камере насоса может повлечь за собой открытие всасывающего клапана и вступление через него некоторого объема жидкости в дополнение к тому, которое вытесняется поршнем, что поведет к явлению так называемой перепроизводительности насоса, когда объем вступающей в напорную трубу жидкости в известные моменты больше того объема, который соответствует объему, вытесняемому поршнем.

Заслуживает внимания, что недопустимо малая величина давления может получиться не только под поршнем, но и в некоторых точках напорной трубы, в чем легко убедиться, строя диаграммы соответственных давлений. Не входя в подробности нахождения этих давлений, укажем лишь, что это может быть выполнено сравнительно просто, если интегрирование уравнения движения жидкости в напорной трубе производить не по всей длине трубы, как сделано выше, а лишь по длине, ограниченной, с одной стороны, выходным сечением и, с другой — тем сечением, в котором давление подлежит изучению.

§ 13. Пример. Определим в виде примера давление, передаваемое на поршень в воде в период нагнетания для насоса, разобранный для периода всасывания уже выше, в § 10.

Выражение для давления $\frac{p_y}{\gamma}$ применимо для случая кривошипного механизма, причем, имея в виду, что выражение будем применять для мертвых положений кривошипа, т. е. для $y = 0$ и $y = 2r = S$, возможно заранее исключить члены напора, теряемого на образование скорости выхода и на сопротивление: $\frac{v_n^2}{2g} + (\omega - 1) \frac{u^2}{2g}$, как равные нулю для этих значений y , за исключением сопротивления в клапане, которое для

начала хода нагнетания ($y=0$) равно сопротивлению при открывании h_k^1 , а в конце хода ($y=2r$) равно нулю.

После этих указаний выражение для $\frac{p_y}{\gamma}$ примет вид:

$$\left(\frac{p_y}{\gamma}\right)_{y=0} = \frac{p_n}{\gamma} + L_1 - 2r + h_k^1 + \frac{1}{g}(L_n + 2r)\omega^2 r,$$

$$\left(\frac{p_y}{\gamma}\right)_{y=2r} = \frac{p_n}{\gamma} + L_1 - \frac{1}{g}L_n\omega^2 r.$$

В рассматриваемом случае имеем попережнему число оборотов насоса $n=60$, ход поршня $S=0,15$ метра, радиус кривошипа $r=0,075$ метра, что дает значение угловой скорости

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = 6,28; \quad \omega^2 = 39,44; \quad \omega^2 r = 2,96.$$

Далее примем (фиг. 16), что насос подает воду в резервуар с атмосферным давлением и что $\frac{p_n}{\gamma}$ равняется 10 метрам; высоту подачи L_1 возьмем равную 5 метрам; диаметр напорной трубы равен 0,050 метра, длина линии, частью в вертикальном, частью в горизонтальном направлении, равна 15 метрам.

При этих данных приведенная длина напорной трубы будет равна $L_n = \frac{0,075^2}{0,050^2} \cdot 15 = 33,75$ метров.

Если принять, что сопротивление тарельчатого нагнетательного клапана исчислено для открытого состояния попережнему в 0,360 метра и для момента открывания в 8,873 метра,

то возможно написать выражения для $\frac{p_y}{\gamma}$ в следующем виде:

для $y=0$

$$\frac{p_y}{\gamma} = 10,0 + 5,0 - 0,15 + 8,873 + \frac{1}{9,81}(33,75 + 0,15)2,96.$$

(Здесь ради упрощения в выражении приведенной длины

пренебрегается, по сравнению с длиной напорной линии, коротким участком пути между осью насоса и осью коробки нагнетательного клапана.)

$$P_y = 33,90 \text{ м};$$

для $y = S = 2r$

$$\frac{P_y}{\gamma} = 10,0 + 5,0 - \frac{1}{9,81} \cdot 33,75 \cdot 2,96 = 15,0 - 10,16 = 4,84 \text{ м}.$$

Отсюда видно, как значительно падает давление в конце хода по сравнению с давлением в начале хода и какое влияние имеет приведенная длина напорной линии; так, при увеличении этой длины, примерно, в полтора раза, что соответствует такому же увеличению и действительной длины напорной линии, давление упало бы до абсолютного нуля, что знаменовало бы обрыв всего столба жидкости в трубе и отделение его от поршня. Из вывода ясно также что опасность обрыва при данной длине тем меньше, чем больше давление в конце напорной трубы (p_n) и чем больше геометрическая высота подачи (L_1).

Для устранения обрыва столба жидкости в напорной трубе, если бы он был обнаружен вычислением, можно было бы прибегнуть к увеличению диаметра напорной трубы или к уменьшению угловой скорости ω , т. е. к уменьшению числа оборотов насоса n .

§ 14. Давление всасывания и нагнетания для насосов кратного действия. Все вышеизложенные рассуждения и выводы, касающиеся величины давлений на стороны всасывания и нагнетания, относились к насосам одиночного действия. При насосах кратного действия величина этих давлений может получиться несколько другая вследствие наложения движений жидкости, производимых отдельными поршнями подобного насоса. Для более подробного изучения, где и при каких условиях может происходить подобного рода наложение движений, остановимся на периоде всасывания и разберем его по очереди для насосов двойного действия, тройного, четверного и т. д.

Для этого весьма удобно обратиться к диаграммам производительности, даваемым фиг. 7, 8, 9, 10, 11. Из этих диаграмм усматривается, что при одиночном действии движение жидкости за поршнем, а вместе с этим и во всей всасывающей трубе, происходит с разными скоростями в разные моменты времени, причем эта скорость от нуля возрастает до некоторой величины и затем падает опять до нуля, после чего жидкость пребывает в покое некоторый промежуток времени, соответствующий продолжительности обратного хода, и лишь затем вновь возникает ее движение и повторяется прежний цикл. Этими колебаниями скорости определяется величина ускорения движения, которая и оказывает влияние на величину давления под поршнем согласно формул §§ 8, 9, 10.

Если обратиться к насосу двойного действия, или, что одно и то же, к двум насосам одиночного действия, работающим поршнями под углом кривошипа в 180° , то получим диаграмму фиг. 8. Из нее совершенно ясно усматривается, что величина и характер колебания скоростей во всасывающей линии, общей для обоих поршней, совершенно одинаковы с колебаниями фиг. 7, т. е. лежат в пределах от нуля до одного и того же максимума; разница обнаруживается лишь в том, что период пребывания жидкости в покое во всасывающей трубе для двойного действия равен нулю. При одной и той же величине колебаний скоростей за те же промежутки времени (половина хода при прочих равных условиях), очевидно, ускорение жидкости и соответственное давление под поршнем имеют одну и ту же величину. Таким образом сдвигание насоса не может оказать влияния на величину давления под поршнем.

Несомненно, что характер движения и на стороне нагнетания тождествен с тем, что описано для всасывания.

Дифференциальный насос, как то усматривается из его описания в § 4, всасывая только за пол-оборота, в диаграмме всасывания тождествен с насосом одиночного действия, что делает его также тождественным и по величине получаемого давления под поршнем.

Разница для дифференциального насоса по сравнению с одиночным насосом обнаруживается на стороне нагнетания; в этот период скорость колеблется также от нуля и до максимума, который вдвое меньше по абсолютной величине ма-

ксимума одиночного насоса той же производительности, благодаря чему вдвое меньше и ускорение жидкости, что влияет в благоприятную сторону на колебание давления.

Если перейти к насосу четверного действия, то из диаграммы фиг. 10 видно, что колебание совокупной подачи жидкости всеми четырьмя поршнями и, значит, соответственно и колебания в общей всасывающей (и напорной) трубе будут меньше, нежели в одиночном и двойном насосах, и скорость в них уже не падает до нуля, что влечет более равномерное движение и меньшие его ускорения. Еще более благоприятно в смысле уменьшения ускорений движения во всасывающей и напорной трубах соединение трех насосов по диаграмме фиг. 11.

Таким образом в тех случаях, когда важно ослабить влияние силы инерции жидкости, как это имеет место при большом числе оборотов насоса, полезно применять насосы четверного действия или, еще лучше, строенные насосы.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

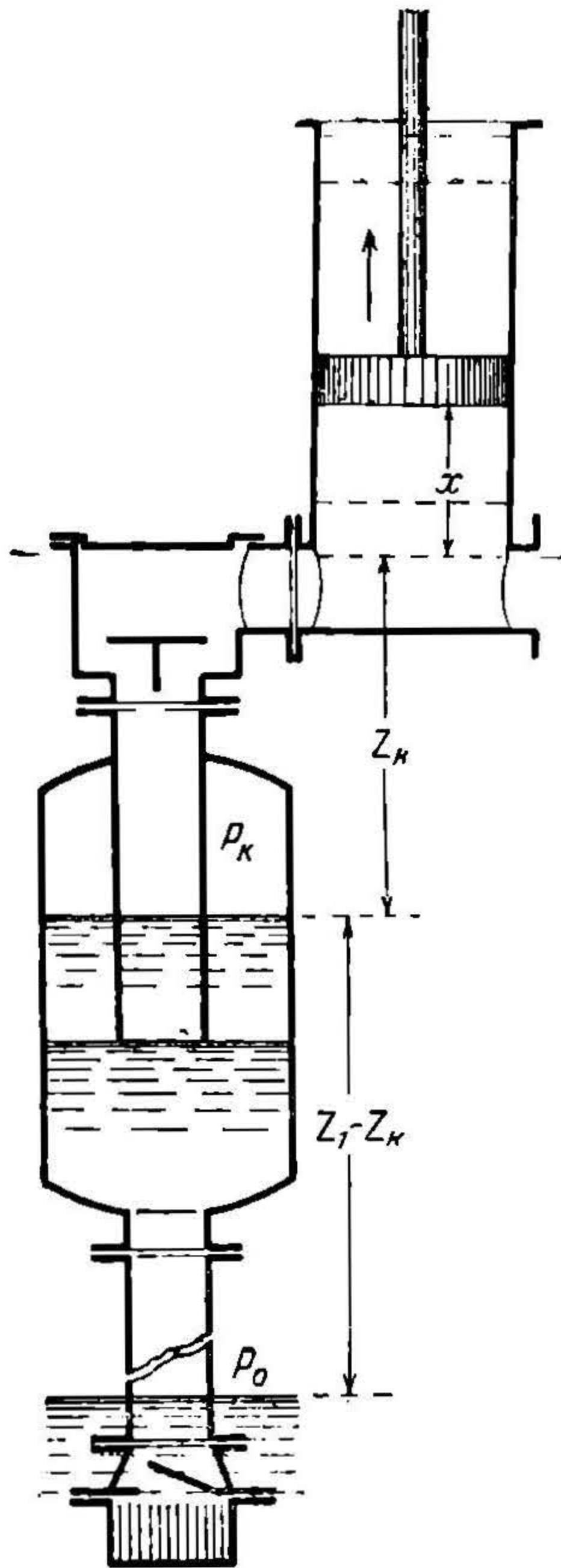
ГЛАВА III.

ТЕОРИЯ ВОЗДУШНЫХ КОЛПАКОВ.

§ 15. Воздушный колпак на всасывающей трубе. Как то уже выяснено выше, в §§ 9 и 10, давление под поршнем в период всасывания может быть повышено уменьшением приведенной длины L_c всасывающей трубы. Это может быть достигнуто не только соответственным выбором размеров труб, но и сокращением ее действительной длины путем приближения к поршню поверхности нижнего уровня. Для этой последней цели может быть применен так называемый воздушный колпак на всасывающей трубе или просто всасывающий колпак. Сущность его действия возможно усмотреть из фиг. 18. Непосредственно под поршнем устанавливается герметически закрытая коробка, сообщающаяся с нижним уровнем трубой. Выше уровня жидкости в этой коробке находится воздух, причем его давление меньше атмосферного на величину, соответствующую высоте расположения коробки над нижним уровнем. Поршень засасывает жидкость из этой коробки при посредстве сравнительной весьма короткой всасывающей трубы. Если размеры коробки достаточно большие, то, несмотря на уменьшение величины засасываемого поршнем в разные моменты его пути объема (см. § 6), колебания уровня жидкости в коробке незначительны, и благодаря этому подача жидкости в нее с нижнего уровня происходит движением, близким к установившемуся, без проявления сил инерции, и эти последние могут возникать лишь на том коротком участке всасывающей трубы, который соединяет колпак с насосом. Попутно достигается еще одно удобство, а именно—уменьшение сопротивлений в трубе, соединяющей колпак с нижним уровнем, так как движение в ней происходит с постоянной скоростью, среднюю между скоростями переменного движения в трубе без

воздушного колпака, а значит, и меньшей прежних наибольших ее значений.

Если вычислить давление $\frac{p_x}{\gamma}$ для периода всасывания под



Фиг. 18.

поршнем, то, аналогично с уравнением § 9, можно написать:

$$p_x = \frac{p_k}{\gamma} \left[z_k + x + \frac{L_{ck} + x}{g} \frac{du}{dt} + (1 + \omega_k) \frac{u^2}{2g} \right],$$

где $\frac{p_k}{\gamma}$ — давление во всасывающем колпаке, z_k — вертикальное расстояние свободной поверхности всасывающего колпака от нижнего мертвого положения поршня и наконец L_{ck} — приведенная длина всасывающей трубы между поршнем и колпаком; ω_k должно быть исчислено соответственно с новыми размерами этого участка всасывающей трубы.

В написанном уравнении уменьшение $\frac{p_k}{\gamma}$ против соответственного значения § 9 компенсируется соответственным уменьшением также и z_k ; в выигрыше остается уменьшение L_{ck} против прежней L_c . Если обратиться к фиг. 15 § 10, то в ней при наличии колпака уменьшится очевидно наклон прямой V, что поведет к поднятию

левого конца кривой для $\frac{p_x}{\gamma}$ и вообще

уменьшит общий наклон этой кривой,

приблизив ее к горизонтали (фиг. 19) и сделав давление более равномерным за весь период всасывания.

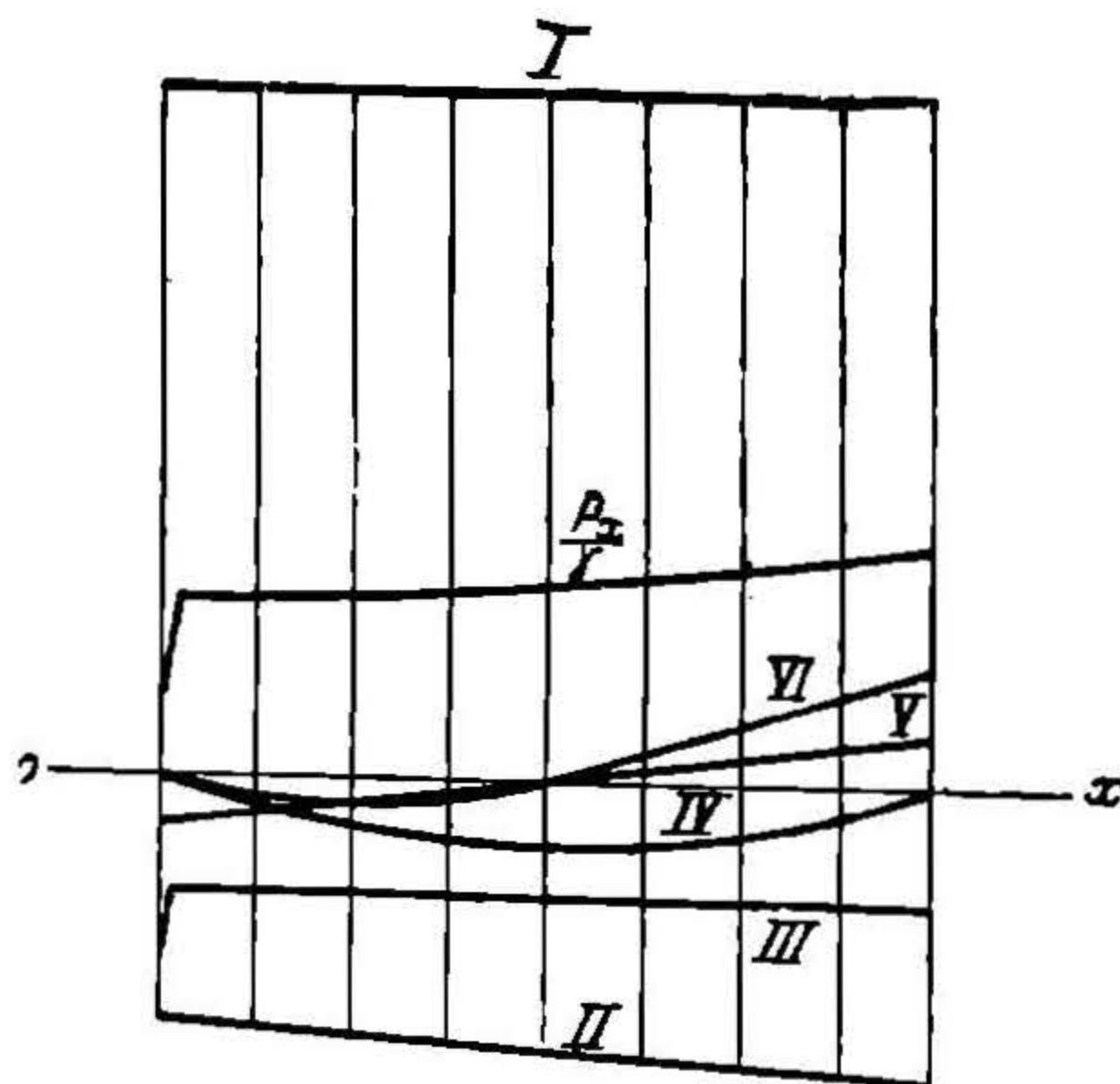
Величина давления $\frac{p_k}{\gamma}$ может быть вычислена из обстоя-

УДУУУТ
(ДІТТ)

тельств движения между нижним уровнем и колпаком. Очевидно, для этого движения существует нижеследующая зависимость:

$$\frac{P_k}{\gamma} = \frac{P_0}{\gamma} - z_1 + z_k - \zeta_k \frac{c_k^2}{2g}$$

Здесь член $\zeta_k \frac{c_k^2}{2g}$ выражает собою потери на сопротивлении в трубе при постоянной в ней скорости c_k . Принимая во внимание полученное выражение для $\frac{P_k}{\gamma}$ уравнение для $\frac{P_x}{\gamma}$ возможно переписать в виде:



Фиг 19.

$$\frac{P_x}{\gamma} = \frac{P_0}{\gamma} - \left[z_1 + x + \frac{L_{ck} + x}{g} \frac{du}{dt} + (1 + \omega_k) \frac{u^2}{2g} + k - \zeta_k \frac{c_k^2}{2g} \right]$$

§ 16. Пример. Определим, для примера, обстоятельства движения в насосе, разобранным в примере § 10, при установке на его всасывающей трубе воздушного клапана.

Вычислим давление $\frac{P_k}{\gamma}$ во всасывающем колпаке, для чего примем, что колпак помещен непосредственно под всасывающим клапаном и что благодаря этому длина всасывающей трубы не изменилась против расположения, указанного на фиг. 13; высоту уровня воды в колпаке (принимается постоянной, среднюю между крайними ее пределами, в общем мало разнящимися между собою) над нижним уровнем воды примем равною 4 м, т. е. на $z_k = 0,25$ м ниже нижнего положения поршня, попрежнему расположенного на $z_1 = 4,25$ м выше нижнего уровня воды.

Давление $\frac{P_k}{\gamma}$ вычислится по вышенаписанной формуле:

$$\frac{P_k}{\gamma} = \frac{P_0}{\gamma} - z_1 + z_k - \zeta_k \frac{c_k^2}{2g};$$

УДМУНТ
(ДІТТ)

здесь $\frac{\rho_0}{\gamma}$ попережнему принимаем равным 10 м;

$$z_1 - z_k = 4,25 - 0,25 = 4 \text{ м.}$$

c_k есть постоянная скорость во всасывающей трубе. Она определяется по секундному количеству воды, засасываемой насосом. Принимая для простоты коэффициент наполнения равным единице, имеем, что количество воды, засасываемое за один оборот при диаметре поршня в 75 мм, равно

$$V = F \cdot S = \frac{\pi \cdot 0,075^2}{4} 0,15$$

и в одну секунду при $n = 60$ оборотах в минуту

$$Q = \frac{Vn}{60} = \frac{\pi \cdot 0,075^2}{4} \cdot 0,15 \cdot \frac{60}{60} = 0,00066 \text{ м}^3.$$

При этом скорость во всасывающей трубе диаметром в 50 мм будет равна $c_k = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot 0,05^2} = 0,336 \text{ м}$ в секунду.

Коэффициент сопротивления определится по тем же данным, как и в примере § 10, и будет равен сумме коэффициентов; сопротивления от трения в трубе длиной 5,5 м

$$\zeta = \frac{\lambda l}{d} = \frac{0,03 \cdot 5,5}{0,05} = 3,3$$

сопротивления в двух закруглениях	. . .	1,0
сопротивления при входе во всасывающую сетку и нижний клапан $10 \div 1,5 =$		11,5
напора, теряемого на образовании скорости	1,0
		<hr/>
		$\zeta_k = \Sigma \zeta = 16,8$

В связи с исчисленным значением для ζ_k имеем

$$\zeta_k \frac{c_k^2}{2g} = 16,8 \frac{0,336^2}{2g} = 0,10$$

НБ
УДУНТ
(ДІТ)

и давление во всасывающем колпаке

$$\frac{P_k}{\gamma} 10,0 - 4 - 0,10 = 5,9 \text{ м.}$$

Исходя из найденной величины давления $\frac{P_x}{\gamma}$, возможно приступить к определению границ для давления $\frac{P_h}{\gamma}$ под поршнем во время периода всасывания, т. е. для $x = 0$ и для $x = 2r = S$.

Как это уже было выяснено раньше при решении примера § 10, сопротивления от трения для этих двух крайних положений поршня будут равны нулю и останется лишь сопротивление всасывающего клапана; для начала хода это последнее сопротивление будет равно сопротивлению в момент открывания, равному, согласно принятому в примере § 10, 1,28 м, для конца хода сопротивление клапана будет равно 0,36 м. Приведенная длина будет состоять из приведенной длины всасывающей трубы от колпака до клапана, действительную длину которой примем равную 0,25 м и диаметр 0,05 м, из приведенной длины всасывающей коробки и из приведенной длины пути между клапанной коробкой и поршнем; принимая для этих двух последних величин значения, взятые в примере § 10, имеем:

$$L_{ck} = 0,25 \frac{0,075^2}{0,050^2} + 0,25 + 0,29 =$$

$$0,56 + 0,25 + 0,29 = 1,10 \text{ м.}$$

Вместе с этим определяем: для $x = 0$:

$$\begin{aligned} \frac{P_x}{\gamma} &= \frac{P_k}{\gamma} \left[0,25 + \frac{1,1}{9,81} \cdot \omega^2 + 1,28 \right] \\ &= 5,9 - \left[0,25 + 0,33 + 1,28 \right] = 3,5 \end{aligned}$$

НЕ
УДУНТ
(ДІТ)

и для $x = S = 0,15$ м

$$\begin{aligned} \frac{P_x}{\gamma} &= \frac{P_k}{\gamma} - \left[0,25 + 0,15 \frac{1,1 + 0,15}{9,81} 2,96 + 0,36 \right] = \\ &= 5,9 - \left[0,25 + 0,15 - 0,37 + 0,36 \right] \cong 5,5 \text{ м.} \end{aligned}$$

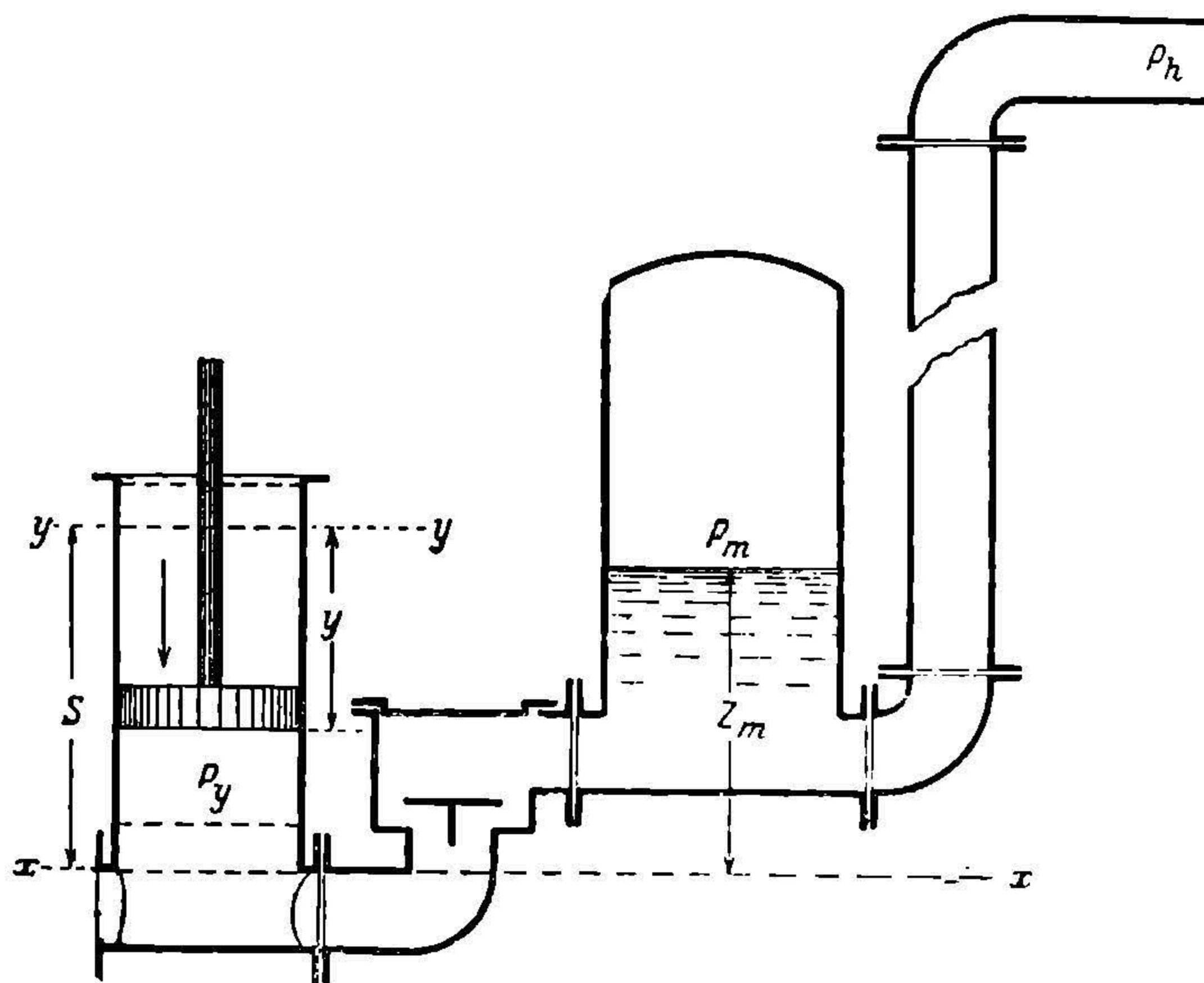
Таким образом, наличие воздушного колпака на всасывающей трубе, во-первых, сблизило пределы, между которыми изменяется давление $\frac{P_x}{\gamma}$, сделав его значительно ближе к равномерному, и, во-вторых, увеличило ту минимальную величину, до которой может снижаться это давление; в самом деле, в то время как при отсутствии колпака давление $\frac{P_x}{\gamma}$ для взятых отношений падало ниже абсолютного нуля, при наличии колпака оно не опускается ниже 3,5 м. Получающийся запас давления дает возможность ввести нижеследующие изменения в насосе:

1) увеличить высоту всасывания, поднимая весь насос и тем уменьшая давление во всасывающем колпаке p_k . Доводя это уменьшение до предела, близкого к нулю (например, до 1 м), возможно очевидно поднять насос с высоты 4,25 м до высоты $4,25 + 2,5 \text{ м} = 6,75 \text{ м}$;

2) увеличить длину горизонтального участка всасывающей трубы (не увеличивая высоты всасывания), используя для этого возможность увеличения члена, зависящего от сопротивлений в трубе $\zeta_k \frac{c_k^2}{2g}$ с величины 0,10 м до величины $0,1 + 2,5 = 2,6 \text{ м}$, что равносильно увеличению коэффициента ζ_k с величины 16,8 до величины 42,5 и соответствует возможности увеличения коэффициента сопротивления от трения в трубе с 3,3 до 411,5 и следовательно до увеличения длины трубы с 5,5 до 685 м;

3) увеличить число оборотов насоса, для чего использовать возможность увеличения члена, зависящего от инерции воды, находящейся во всасывающей линии между колпаком и поршнем; этот член может быть увеличен при прежних пред-

положениях на 2,5 м, т. е. с 0,33 до 2,83 м, что ведет к возможности увеличения угловой скорости ω в $\sqrt{\frac{2,83}{0,33}} \approx 2,92$ раз; во столько же раз может быть увеличено число оборотов, т. е. оно может быть поднято с 60 до 175. Конечно, предполагается, что одновременно с поднятием числа оборотов и соответственным увеличением секундной подачи насоса и скорости во всасывающей трубе будут приняты меры к сохранению прежнего значения $\frac{p_k}{\gamma}$, независимо от увеличения коли-



Фиг. 20.

чества засасываемой воды, для чего пришлось бы либо уменьшить высоту всасывания, приблизив насос к нижнему уровню, либо увеличить диаметр всасывающей трубы для сохранения прежнего значения величины $\zeta_k \frac{c_k^2}{2g}$. Равным образом естественно

предполагается, что на стороне нагнетания будут также устранены препятствия к установлению повышенного числа оборотов.

§ 17. Воздушный колпак на напорной трубе. Не повторяя рассуждений предшествующего параграфа, применимых соответственно и для периода нагнетания, возможно написать выражение для давления $\frac{P_y}{\gamma}$ в период нагнетания (см. § 11)

фиг. 20:

$$\frac{P_y}{\gamma} = \frac{P_m}{\gamma} + z_m - (S - y) + (\omega_m - 1) \frac{u^2}{2g} + k + \frac{1}{g} \left[L_{nm} + (S - y) \right] \frac{\partial u}{\partial t}.$$

Давление $\frac{P_m}{\gamma}$ в колпаке находится из выражения:

$$\frac{P_m}{\gamma} = \frac{P_n}{\gamma} + z_1 - z_m + \frac{c_n^2}{2g} + z_m \frac{c_m^2}{2g},$$

где c_m есть постоянная скорость в напорной трубе, а c_n постоянная скорость у выхода из нее; при этом:

$$\frac{P_y}{\gamma} = \frac{P_n}{\gamma} + z_1 - (S - y) + \frac{1}{g} \left[L_{kn} + (S - y) \right] \frac{\partial u}{\partial t} + (\omega_m - 1) \frac{u^2}{2g} + k + \frac{c_k^2}{2g} + z_m \frac{c_m^2}{2g}.$$

§ 18. Пример. Применим эти формулы для случая, разобранный в примере § 11. Для этого примем, что воздушный колпак поставлен непосредственно за клапанной коробкой нагнетательного клапана и что ни длина, ни диаметр напорной трубы при этом не изменятся. Вычислим при этих условиях

давление $\frac{P_m}{\gamma}$ в напорном колпаке, принимая, что уровень воды

в нем постоянен и лежит на высоте $z_m = 0,50$ м над нижним мертвым положением поршня; геометрическая высота подъема воды z_1 остается, как и в примере § 11, равною 5 м. Скорость в напорной трубе, диаметр которой равен диаметру всасывающей трубы, будет постоянна и будет равна скорости

во всасывающей трубе, исчисленной в предшествующем параграфе, т. е. равна:

$$c_m = c_k = 0,336 \text{ м в секунду.}$$

Коэффициент ζ_m , характеризующий сопротивления в напорной трубе, складывается из следующих элементов:

коэф. сопротивления при входе в напорную трубу из напорного колпака	1,0
коэф. сопротивления в двух закруглениях	1,0
коэф. сопротивления в задвижке	2,0
коэф. трения $\zeta = \lambda \frac{e}{d} = \frac{0,03 \cdot 15}{0,05}$	9,0
$\zeta_m = \sum \zeta = 13,0$	

Скорость c_n выхода из напорной трубы примем равною скорости c_m , т. е. предположим, что особого наконечника на напорной трубе не имеется. В результате члены, заключающие скорости, в выражении для $\frac{P_m}{\gamma}$ будут иметь значение:

$$\frac{c_n^2}{2g} + \zeta_m \frac{c_m^2}{2g} = (1 + \zeta_m) \frac{c_m^2}{2g} = 14,0 \frac{0,326^2}{2g} = 0,08.$$

Вместе с этим, имея в виду, что $\frac{P_0}{\gamma}$ равно 10 м, получим:

$$\frac{P_m}{\gamma} = 10,0 + 5,0 - 0,50 + 0,08 = 14,58 \text{ м;}$$

после этого исчислим давление $\frac{P_y}{\gamma}$ под поршнем для двух крайних положений последнего: $y = 0$ и $y = 2r$.

Имея в виду, что для этих двух положений, как это уже было выяснено в предшествующих примерах, в выражении для $\frac{P_y}{\gamma}$ член, зависящий от сопротивлений $(w_m - 1) \frac{u^2}{2g}$, за ис-

ключением сопротивления в клапане k , должен быть принят равным нулю, получим:

для $y = 0$

$$\frac{P_y}{\gamma} = \frac{P_m}{\gamma} + z_m - 2r + \frac{1}{g} (L_{\text{нм}} + 2r) \omega^2 r + k,$$

для $y = 2r$

$$\frac{P_y}{\gamma} = \frac{P_m}{\gamma} + z_m - \frac{1}{g} L_{\text{нм}} \omega^2 r + k.$$

В этих выражениях остается вычислить величину приведенной длины $L_{\text{нм}}$, которая в данном случае сведется к приведенной длине пути от оси поршня до оси клапанной коробки и пути в самой клапанной коробке. Принимая размеры этих последних такими же, как и со стороны всасывания, имеем:

$$L_{\text{нм}} = 0,25 + 0,29 = 0,54 \text{ м.}$$

Вместе с этим, принимая величину сопротивления в клапане такую же, как и в случае отсутствия воздушного колпака, имеем:

для $y = 0$

$$\begin{aligned} \frac{P_y}{\gamma} &= 14,58 + 0,50 - 0,15 + \frac{0,54 + 0,15}{9,81} 2,96 + 8,873 = \\ &= 24,013 \text{ м;} \end{aligned}$$

для $y = 2r$

$$\frac{P_y}{\gamma} = 14,58 + 0,50 - \frac{0,54}{9,81} 2,96 = 14,92 \text{ м.}$$

Пределы изменений $\frac{P_y}{\gamma}$ при наличии воздушного колпака значительно сблизились по сравнению с пределами того же давления при отсутствии колпака, найденными в примере § 11. Кроме того, устранена опасность обрыва столба в напорной трубе вследствие значительного повышения нижнего предела этого давления.

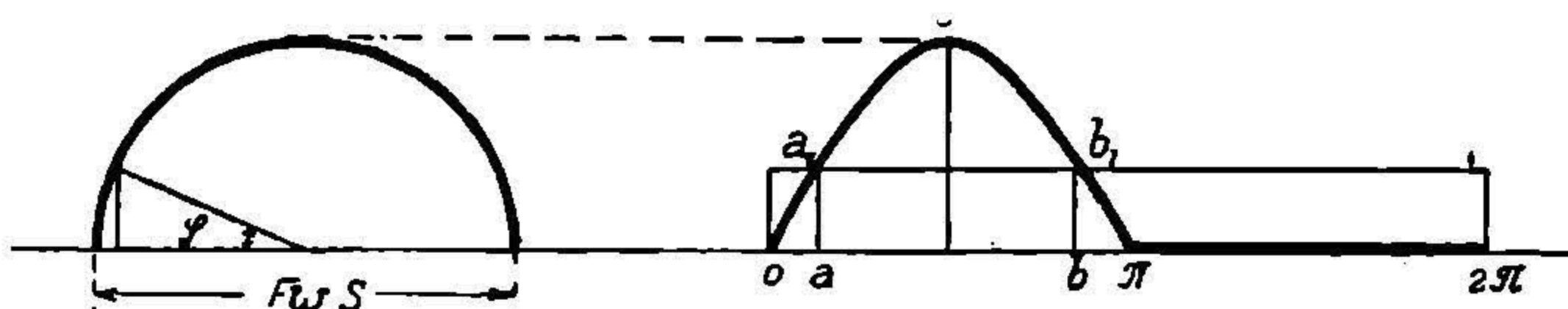
Благодаря этому получается возможность:

1) уменьшить геометрическую высоту напора за счет увеличения напора, теряемого на сопротивление в более длинной напорной трубе;

2) увеличить число оборотов с таким расчетом, чтобы мог быть увеличен в выражении для $\frac{p_y}{\gamma}$ член, зависящий от инерции масс и входящий со знаком минус для нижнего крайнего положения поршня.

§ 19. Метод расчета воздушных колпаков. Для расчета всасывающего колпака возможно применить нижеследующие рассуждения, имея в виду, попрежнему, для простоты насос одиночного действия. Как то было указано в § 6, колебания подачи через всасывающую трубу для насоса одиночного действия могут быть выражены диаграммой, изображенной на фиг. 21, аналогичной фиг. 7.

Эти же колебания соответствуют также колебаниям объема, засасываемого в разные моменты времени из всасывающего колпака. В то же время в этот последний непрерывно и равномерно поступает жидкость с нижнего уровня в таком коли-



Фиг 21.

честве, что подача насоса за один оборот и объем, вступающий в колпак с нижнего уровня, равны между собой. В зависимости от этого во всасывающем колпаке в период, определяемый точками a и d , наблюдается уменьшение заключенного в нем объема жидкости, а в остальное время имеет место пополнение этой убыли. Из этой картины следует, что в момент времени, который соответствует положению поршня в точке a , объем жидкости, заключенной во всасывающем колпаке, будет наибольший; затем этот объем благодаря всасыванию поршнем постепенно уменьшается, и при положении поршня, соответствующем точке b , он достигает минимума с тем, чтобы вновь увеличиваться до максимума в период прекращения

всасывания. В противоположность этому объем воздуха, заполняющего верхнюю часть колпака, будет наименьшим в точке a и наибольшим в точке b . Чем больше разница между этими максимальным и минимальным объемами по сравнению со средним объемом воздуха в колпаке, тем больше также разница между соответствующими давлениями воздуха и тем дальше будет действие всасывающего колпака от того идеального, которое положено в основу предшествующего описания (§ 13). Для выяснения разницы между максимальным и минимальным объемами воздуха в колпаке, которая в то же время очевидно равна разнице между максимальным и минимальным объемами жидкости в том же колпаке, найдем углы φ_a и φ_b кривошипа, соответствующие точкам a и b диаграммы фиг. 21. Вычисление произведем, для простоты, для случая кривошипного привода с бесконечно длинным шатуном, при котором кривая подачи есть синусоида (при желании большей точности необходимо учесть конечную длину шатуна). При этом

$$\sin \varphi_a = aa_1, \quad \varphi_b = \pi - \varphi_a,$$

отрезок aa_1 , есть очевидно высота прямоугольника с длиной основания 2π , площадь которого равна площади контура Oa_1cb_1 π :

$$aa_1 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\pi} \sin \varphi d\varphi = \frac{1}{\pi},$$

$$\sin \varphi_a = \frac{1}{\pi},$$

$$\varphi_a = 18^\circ 34', \quad \varphi_b = 161^\circ 26'.$$

Искомая разность максимального и минимального объемов жидкости в колпаке пропорциональна площади, заключенной между кривой a_1cb_1 и прямой a_1b_1 :

$$V_{\max} - V_{\min} = k \times \text{пл. } a_1cb_1a_1,$$

где k — коэффициент пропорциональности.

НБ
УДУНТ
(ДІТ)

пл. $a_1cb_1a_1 = \text{пл. } aa_1cb_1ba - \text{пл. } aa_1b_1ba;$

$$\text{пл. } aa_1cb_1ba = \int_{\varphi_b}^{\varphi_a} \sin \varphi d\varphi = 2 \int_{\varphi_a}^{\frac{\pi}{2}} \sin \varphi d\varphi = 2 \cos \varphi_a;$$

$$\text{пл. } aa_1b_1ba = ab \cdot aa_1 = (\pi - 2\varphi_a) \frac{1}{\pi};$$

отсюда

$$V_{\max} - V_{\min} = k \left[2 \cos \varphi_a - \frac{1}{\pi} (\pi - 2\varphi_a) \right],$$

что при найденном значении угла φ_a дает:

$$V_{\max} - V_{\min} = 1,1k.$$

Величину коэффициента пропорциональности нетрудно определить, если иметь в виду, что на диаграмме фиг. 21 площадь прямоугольника с основанием 2π и высотой bb_1 пропорциональна объему, поданному насосом за один оборот:

$$k \cdot 2\pi \cdot aa_1 = V = F \cdot S.$$

Но так как $aa_1 = \frac{1}{\pi}$, то:

$$k = \frac{1}{2} V = Fr,$$

причем

$$V_{\max} - V_{\min} = 0,55 V.$$

Рассуждая подобным образом, мы могли бы получить для насоса двойного действия, приводимого кривошипным механизмом:

$$\varphi_a = 39^\circ 32',$$

$$V_{\max} - V_{\min} = 0,21 V.$$

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

Для насоса тройного действия:

$$\varphi_a = 72^\circ 44',$$

$$V_{\max} - V_{\min} = 0,009 V.$$

Следовательно, в последнем случае условия всасывания будут значительно более благоприятные и колебания давления в колпаке значительно слабее.

Если ввести условие, чтобы значение разницы максимального и минимального объемов воздуха не превышало некоторой $\frac{1}{m}$ доли среднего объема воздуха B в воздушном колпаке, то получим данную для определения этого среднего объема;

$$\frac{1}{m} B = B_{\max} - B_{\min} = V_{\max} - V_{\min},$$

$$B = m (B_{\max} - B_{\min}) = m (V_{\max} - V_{\min}),$$

где B_{\max} и B_{\min} суть соответственные объемы воздуха в колпаке.

Так как в то же время существует обычная зависимость средней величины от кратных значений:

$$E = \frac{1}{2} (B_{\max} + B_{\min}),$$

то

$$B_{\min} = B \left[1 - \frac{1}{2m} \right],$$

$$B_{\max} = B \left[1 + \frac{1}{2m} \right].$$

Более существенным является определение не m , а тех границ, в которых должно колебаться давление воздуха в колпаке. Предполагая, что воздух расширяется изотермически, т. е. следуя закону Мариотта, имеем следующее отношение давле-

ний p_a и p_b воздуха в колпаке для точек a и b диаграммы фиг. 21:

$$\frac{p_a}{p_b} = \frac{V_{\min}}{V_{\max}} = \frac{2m - 1}{2m + 1} = n;$$

обычно довольствуются $n = 0,9$ (во избежание чрезмерно больших объемов всасывающего колпака), при этом $m = 9,5$, и для насоса простого действия

$$V = 9,5 (V_{\max} - V_{\min}) = 5,2 V.$$

Соответственные данные легко получить для объемов всасывающих колпаков насосов двойного, тройного действия и т. п.

Выводы, полученные нами для всасывающего воздушного колпака, в полной мере приложимы и для напорного. Вследствие того, что напорная труба обычно несравненно длиннее всасывающей, влияние инерции жидкости на стороне нагнетания проявляется сильнее, и для его заметного ослабления необходимо выбирать значения для n и m больше указанных выше. Обычно для n возможно брать величину около 0,99, что соответствует m около 100. Так как установка воздушного колпака такого значительного объема затруднительна, то обычно в таких случаях воздушный колпак ставят на напорной линии отдельно от насоса; на самом же насосе ставят дополнительно колпак меньших размеров, рассчитывая его на инерцию жидкости только на участке напорной трубы между нагнетательным клапаном насоса и указанным выше большим колпаком.

Выведенные выше соотношения очевидно несколько изменятся, если учесть конечную длину шатуна. Однако вводимое этим усложнение расчета мало повлияло бы на точность вычислений, так как кроме конечной длины шатуна в указанном выше методе расчета упущено еще много других обстоятельств. В числе их необходимо отметить, например, то, что коэффициент наполнения принят нами равным единице; что не учтено влияние переменной высоты уровня в колпаках на величину давления под поршнем; не учтено влияние переменного давления на скорость движения во всасывающей (соответственно напорной) линии.

Особенно сильно влияние последнего обстоятельства, так как благодаря легкой сжимаемости воздуха в колпаках, перемена давления в них ведет к колебательным движениям, которые в некоторых случаях, как указывают более точная теория и опыт, могут развиваться до весьма значительных пределов, сильно превышающих указанные выше нормы.¹

§ 20. Воздушный колпак при пуске насоса в ход. Вся вышеизложенная теория действия воздушных колпаков относится, очевидно, к нормальному ходу насоса, когда его работа уже успела установиться.

При начале действия насоса, когда необходимо привести в движение большие массы жидкости и довести их скорость до нормальных величин как во всасывающей, так в особенности в напорной трубах, действие воздушных колпаков будет отличаться от нормального.

В самом деле, так как объем жидкости в напорной трубе за воздушным колпаком в начале действия насоса еще находится в покое, то притекающая из-под поршня в колпак вода будет двигаться дальше по напорной трубе лишь постольку, поскольку может притти в движение наполняющий ее объем в соответствии с его массой и имеющеюся налицо силою для сообщения ему некоторого ускорения, т. е. в соответствии с давлением в колпаке. В связи с этим повышение давления в воздушном колпаке должно зависеть от длины напорной трубы, ее диаметра, объема воздуха в колпаке и от той быстроты, с которой стремятся пустить в ход насос и довести его режим до нормального.

Решение задачи о величине давления, которое при этом может получиться, является задачей теоретической механики, которая благодаря некоторой сложности не может быть здесь изложена. Все же заметим, что при расчете напорных колпаков на прочность полезно производить проверку его на пуск в ход, так как давления в колпаке при длинных напорных линиях могут получаться весьма большие, превосходящие в несколько раз нормальные. Естественно, что и мощность двигателя для пуска в ход подобного насоса, приключенного к длинной напорной линии, должна быть взята с соответственным запасом.

¹ См., например, *Ver g.* Die Kolbenpumpe.

При желании взвесить в несколько более грубом приближении характер и пределы нарастания давления в воздушном колпаке на стороне нагнетания в период пуска, возможно приложить метод последовательного применения уравнений неустановившегося движения для небольших промежутков времени, на которые разбивают весь период пуска.

Для этого напишем уравнения неустановившегося движения отдельно для двух участков: от поршня до напорного колпака и от напорного колпака до выхода из напорной трубы (см. § 14)

$$\frac{p_v}{\gamma} = \frac{p_m}{\gamma} + z_m - (2r - y) + (\omega_m - 1) \frac{u^2}{2g} + k + \frac{1}{g} [L_{nm} + (2r - y)] \frac{du}{dt};$$

$$\frac{p_m}{\gamma} = \frac{p_n}{\gamma} + z_1 - z_m + \frac{c_n^2}{2g} + \zeta_m \frac{c_m^2}{2g} + \frac{1}{g} L_{nd} \frac{\partial c_m}{\partial t}.$$

Во втором уравнении последний член выражает собою влияние инерции воды в напорной трубе; в нем $\frac{\partial c_m}{\partial t}$ есть ускорение в движении этой воды, а L_{nd} длина всей напорной трубы, приведенная к диаметру того ее участка, для которого исчислена скорость c_m ; естественно, что в этом уравнении скорости c_m и c_n необходимо считать переменными вследствие того, что уравнение написано для периода начала движения воды в напорной трубе, когда эти скорости увеличиваются от нуля до своей нормальной постоянной величины. Второе уравнение без всяких затруднений приводится к написанному виду интегрированием общего уравнения неустановившегося движения по длине всей напорной трубы по методам, изложенным в § 9 и следующих.

Считаем, что насос движется от кривошипного привода и скорость вращения кривошипа постоянна и устанавливается с самого начала движения; тогда для любого промежутка времени известна скорость поршня u и его ускорение $\frac{du}{dt}$, благо-

даря чему первое из написанных уравнений возможно использовать для определения $\frac{P_y}{\gamma}$, по известному $\frac{P_m}{\gamma}$ для любого заданного момента времени; затем, по известному давлению $\frac{P_y}{\gamma}$ возможно найти и соответствующую мощность, которую необходимо развивать на валу кривошипа для его равномерного вращения; весьма полезно и удобно соответствующие u и $\frac{du}{dt}$ брать из диаграмм, построенных для данного насоса, аналогично изображенным на фиг. 24 и 25.

Что касается давления $\frac{P_m}{\gamma}$, то оно должно быть определено для каждого заданного момента времени из объема воды и воздуха в напорном колпаке. Для начального момента времени как эти объемы, так и давление в колпаке заданы начальными условиями: примем, что давление в колпаке меняется скачками в конце каждого промежутка времени, на которые разбит весь период пуска насоса, и что следовательно в течение всего данного промежутка оно остается неизменным.

В соответствии с этим необходимо считать, что в течение первого промежутка давление в напорном колпаке постоянно и равно начальному, т. е. не вызывает движения в напорной трубе; вместе с этим необходимо принять, что в течение всего первого промежутка времени — движения в напорной трубе нет, и весь объем жидкости, подаваемой находящимся в движении поршнем, накапливается в воздушном колпаке, сжимая воздух и повышая соответственно его начальное давление; для определения конечного для рассматриваемого промежутка времени давления по начальному, возможно принять сжатие изотермическим и применить закон Бойля-Мариотта. Соответственный объем нагнетаемой в колпак воды весьма удобно взять из диаграммы, построенной аналогично фиг. 7 и следующим.

Исчисленное для конца первого промежутка времени давление в колпаке $\frac{P_m}{\gamma}$ может быть принято исходным для опре-

деления ускорения и скорости в напорной трубе из второго написанного выше уравнения неустановившегося движения, для следующего, по счету второго, промежутка времени, причем для упрощения необходимо принять в нем, что давление $\frac{P_m}{\gamma}$ в течение всего промежутка постоянно. Начальные скорость и ускорение должны быть приняты равными нулю. По известной скорости в напорной трубе в течение второго промежутка определяем объем протекающей по ней за этот промежуток воды. Это делает возможным определение объема воздуха, оставшегося в колпаке к концу этого второго промежутка времени, как разность вступившего в него из-под поршня объема и ушедшего в напорную трубу; вместе с тем явится возможным определить и соответственное давление $\frac{P_m}{\gamma}$ в напорном колпаке, которое явится исходным для третьего промежутка времени и позволит определить вновь ускорение и скорость в напорной трубе.

Переходя таким образом последовательно от одного промежутка времени к последующим, необходимо продолжать расчет до тех пор, пока ускорение в напорной трубе не окажется равным нулю, что будет отмечать начало равномерного в ней движения, а вместе с тем и начало установившегося периода движения насоса.

Построив графически в функции от времени найденные давления $\frac{P_m}{\gamma}$ для отдельных моментов, нетрудно установить его максимум.

НБ
УДУНТ
(ДІТ)

ГЛАВА IV.

РАБОТА, СОВЕРШАЕМАЯ НАСОСОМ.

§ 21. Работа в насосе одиночного действия на стороне всасывания. Необходимая для определения работы величина силы может быть найдена весьма просто из обстоятельств изложенных в §§ 8, 9, 10. В самом деле, величина давления на поршень на стороне всасывания известна из формул, выведенных в указанных параграфах. Давление на другую сторону поршня в насосе одиночного действия для периода всасывания равно давлению атмосферному, т. е. тому же давлению, которое действует на нижнем уровне жидкости. Ввиду этого нетрудно вычислить силу полного давления P_b на поршень умножением разности между атмосферным давлением и давлением жидкости на величину площади поршня F и на объемный вес γ . В обозначениях § 9 имеем:

$$P_b = \gamma F \left(\frac{P_0}{\gamma} - \frac{P_x}{\gamma} \right) = \\ = \gamma F \left[z_0 + x + \frac{L_c + x}{g} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{u^2}{2g} (1 + w) + k \right].$$

На фиг. 15 разность $\frac{P_0}{\gamma} - \frac{P_x}{\gamma}$ для разных значений пути поршня определяется в виде отрезков, ограниченных с одной стороны прямой I и с другой кривою $\frac{P_x}{\gamma}$.

Элементарная работа полученной силы давления найдется умножением выражения для P_b на элементарный путь dx , а полная работа за весь ход поршня равна интегралу от этой элементарной работы, взятому по всему ходу поршня. На фиг. 15 этот интеграл изобразится в виде площади, заключен-

ной между кривой $\frac{P_x}{\gamma}$ и прямой I. Из выражения для силы P_b усматривается, что ее величина меняется в зависимости от пути поршня, в соответствии с чем должна быть переменной и сила, приводящая в движение насос. Это обстоятельство должно быть учтено в расчете двигателя к насосу выбором соответствующих его размеров, регулировкой, использованием инерции движущихся масс (маховик) и прочими средствами, указываемыми в курсе прикладной механики.

Ниже мы ограничиваемся нахождением работы всасывания за один оборот вала. Она, согласно указанному, равна:

$$A_b = \gamma F \int_0^s \left[z_0 + x + \frac{L_c + x \frac{\partial u}{\partial t}}{g} + \frac{u^2}{2g} (1 + \omega) + k \right] dx;$$

расчленив написанный интеграл на три, находим:

$$\int_0^s (z_0 + x) dx = \left(z + \frac{S}{2} \right) S.$$

Второй и третий интегралы могут быть определены, если задана зависимость между x , u и t . Как это легко проверить на случае кривошипного механизма (см. § 10), второй интеграл, за-

ключающий величину $\frac{\partial u}{\partial t}$, обращается при взятых пределах

в нуль, как и должно быть, так как силы инерции в начале хода имеют отрицательную величину, а в конце положительную. Что касается третьего интеграла, то он очевидно представляет собою работу сил сопротивлений за один ход поршня, отнесенную к единице площади. Если среднюю величину подынтегрального выражения этого интеграла обозначить через h_{wb} , то очевидно третий интеграл может быть изображен в виде:

$$\int_0^s \left[\frac{u^2}{2g} (1 + \omega) + k \right] dx = h_{wb} S.$$

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

После этого:

$$A_b = \gamma F \cdot S \cdot \left(z_0 + \frac{S}{2} h_{wb} \right)$$

или, обозначая одною буквою h_0 величину $z_0 + \frac{S}{2}$, представляющую собою высоту возвышения середины насоса над нижним уровнем, и замечая, что $F \cdot S = V$, имеем:

$$A_b = \gamma F \cdot S \cdot (h_0 + h_{wb}) = \gamma V (h_0 + h_{wb}).$$

Величина h_{wb} может быть названа высотой напора, теряемого на сопротивление на стороне всасывания.

§ 22. Работа в насосе одиночного действия со стороны нагнетания. Совершенно аналогичным образом может быть вычислена и работа, идущая на нагнетание жидкости при обратном ходе насоса. Из § 11 и фиг. 16 найдем необходимое выражение для силы давления на поршень P_n в период нагнетания:

$$P_n = \left(\frac{p_y - p_o}{\gamma - \gamma} \right) F \cdot \gamma,$$

$$P_n = \gamma F \left[\frac{p_n - p_o}{\gamma} + z_1 - (S - y) + \frac{v_n^2}{2g} + \right. \\ \left. + (\omega - 1) \frac{u^2}{2g} + k + \frac{1}{g} (L_n + |S - y|) \frac{\partial u}{\partial t} \right].$$

Выражение в квадратных скобках для разных положений поршня может быть изображено графически по фиг. 17 отрезками ординат между кривою $\frac{p_y}{\gamma}$ и прямою I.

Работа за весь путь поршня в период нагнетания найдется из интеграла:

$$A_n = \gamma F \int_0^s \left[\left(\frac{p_n - p}{\gamma - \gamma} \right) + z_1 - (S - y) + \frac{v_n^2}{2g} + \right. \\ \left. + (\omega - 1) \frac{u^2}{2g} + k + \frac{1}{g} (L_n + S - y) \frac{\partial u}{\partial t} \right] dx.$$

НБ
УДУНТ
(ДІТТ)

Расчленив вторую часть выражения на отдельные интегралы, легко найдем:

$$\int_0^s \left(\frac{p_n - p_o}{\gamma - \gamma} \right) dx = \frac{p_m}{\gamma} S,$$

где через $\frac{p_m}{\gamma}$ обозначена разность напоров $\frac{p_n}{\gamma} - \frac{p_o}{\gamma}$, представляющая собою обычно, при p_o , равному атмосфере, не что иное, как так называемое манометрическое давление в конце нагнетательной трубы.

$$\int_0^s \left[z_1 - (S - y) \right] dx = \left(z_1 - \frac{S}{2} \right) S.$$

Интеграл третий, выражающий собою работу, теряемую на вредные сопротивления, попрежнему заменим его средним значением:

$$\int_0^s \left[(\omega - 1) \frac{u^2}{2g} + \kappa \right] dx = h_{\omega \kappa} S.$$

Интеграл, выражающий собою работу, идущую на сообщение скорости, выходящей из напорной трубы, может быть также выражен его средним значением:

$$\int_0^s \frac{v_n^2}{2g} dx = h_v S.$$

Наконец, последний интеграл примем равным нулю по соображениям, изложенным выше при изучении работы в период всасывания:

$$\int_0^s \frac{1}{g} (L_n + S - y) \frac{\partial u}{\partial t} dx = 0.$$

НБ
УДУНТ
(ДІТ)

После этого выражение для работы в период нагнетания изобразится в виде:

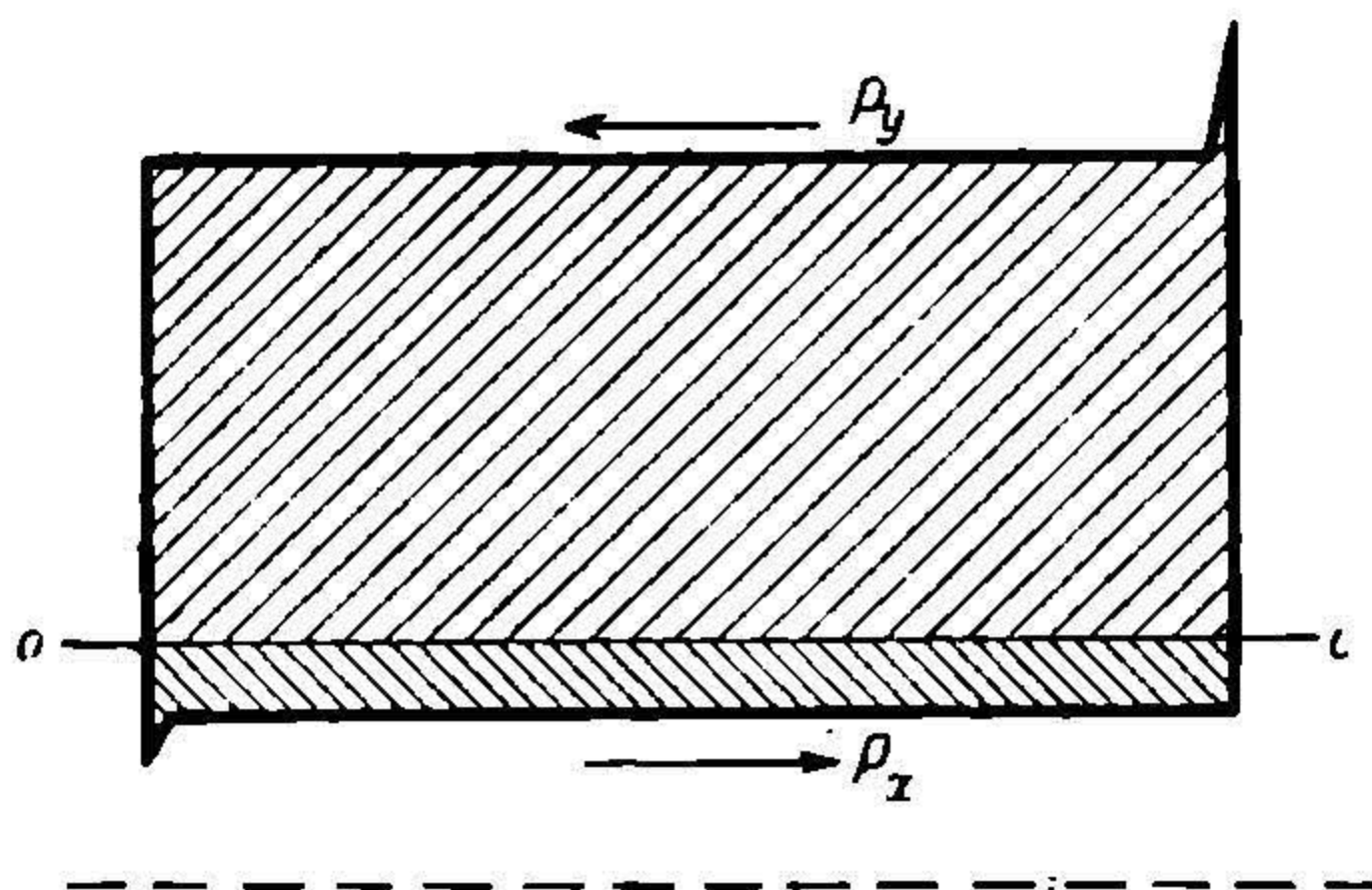
$$A_n = \gamma FS \cdot \left[\frac{p_m}{\gamma} + z_1 - \frac{S}{2} + h_v + h_{wn} \right] = \gamma V (h_n + h_{wn}),$$

где буквою h_n обозначен напор, преодолеваемый насосом на стороне нагнетания, отнесенный к середине насоса.

§ 23. Полная работа насоса одиночного действия. Полная работа одиночного насоса за один полный оборот равна сумме работ всасывания и нагнетания:

$$A = A_b + A_n = \gamma V (h_0 + h_n + h_{wb} + h_{wn}).$$

Через h может быть обозначен полный напор насоса, равный



Фиг. 22.

очевидно сумме геометрических высот от нижнего уровня до центра насоса и от центра насоса до верхнего уровня, сложенных с высотой давления на верхнем уровне (которая, вообще говоря, может и не быть равна нулю); через h_w полный напор, теряемый на сопротивления во всем насосе со

всеми трубами как всасывающими, так и нагнетательными.

$$A = \gamma V (h + h_w).$$

Работа, требуемая насосом в единицу времени, т. е. мощность, выразится делением A на время одного полного оборота:

$$L = \frac{A}{T} = \gamma Q (h + h_w),$$

где Q , попрежнему как и в § 5, выражает собою секундную подачу насоса. Площадь индикаторной диаграммы, снятой за один оборот насоса, дает величину, пропорциональную най-

денной нами работе насоса A (фиг. 22). Очевидно, что индикаторная диаграмма есть совмещение на одном чертеже диаграмм фиг. 15 и фиг. 17.

§ 24. Коэффициент полезного действия. Теоретическая работа, необходимая для перемещения секундного объема Q жидкости на высоту h , может быть найдена из выше полученного выражения для L при условии, что вредные сопротивления h_w равны нулю. При этом

$$L_t = \gamma Q h,$$

отношение L_t к L носит название гидравлического коэффициента полезного действия, ввиду того, что он учитывает гидравлические потери в насосе:

$$\epsilon_h = \frac{L_t}{L} = \frac{h}{h + h_w}.$$

Если кроме гидравлических потерь учесть и потери в подаваемом объеме, т.е. принять во внимание коэффициент наполнения, то получим так называемый индикаторный коэффициент полезного действия. Если Q_0 есть действительно подаваемый в единицу времени объем жидкости, то теоретическая работа, на это затраченная, должна была бы быть равна:

$$L_{t0} = \gamma Q_0 h.$$

На самом же деле затраченная работа:

$$L = \gamma Q (h + h_w).$$

Таким образом

$$\epsilon_l = \frac{\gamma Q_0 h}{\gamma Q (h + h_w)} = \frac{Q_0}{Q} \cdot \frac{h}{h + h_w} = \alpha \cdot \epsilon_h,$$

где α попрежнему есть коэффициент наполнения (§ 5).¹

¹ Выражение для ϵ_l имеет лишь приблизительную точность, так как на самом деле затрачиваемая работа L в написанном для нее выражении не учитывает работы, идущей на перемещение некоторого объема жидкости внутри насоса через неплотности, например, поршня, клапанов и т. п. и считает, что весь объем Q вступает в напорную трубу.

Работа, которая в действительности должна быть затрачена двигателем на перемещения жидкости, будет больше индикаторной от различного рода механических потерь на пути от двигателя к насосу. Из них главным являются сопротивления в сальниках, силы инерции массы поршня и штока и наконец вес последних частей. Но инерция масс и вес являются силами, работа которых за весь полный оборот равна нулю; поэтому при исчислении работы за полный оборот они могут быть исключены из рассмотрения. Отношения работы L , действительно затраченной двигателем L_0 может быть названо механическим коэффициентом полезного действия:

$$\epsilon_m = \frac{L}{L_0}.$$

Величина L_0 может быть выражена через мощность N , затрачиваемую двигателем и выраженную в лошадиных силах:

$$L_0 = 75 N;$$

$$\epsilon_m = \frac{L}{75N}.$$

Полный коэффициент полезного действия выразится отношением теоретической работы и работы, затраченной двигателем:

$$\epsilon = \frac{\gamma Q_0 h}{75N} = \epsilon_l \epsilon_m = \alpha \epsilon_h \epsilon_m.$$

Величина ϵ , как показывает практика, колеблется в пределах от 0,70 до 0,98, в зависимости от величины насоса, совершенства конструкции и способа присоединения двигателя.

§ 25. Работа насоса кратного действия. Вышеизложенный метод нахождения работы насоса может быть применен очевидно и для насосов кратного действия почти без всяких изменений.

При определении работы насоса двойного действия складываются одновременно действующие на обе стороны поршня давления, одно на всасывание, другое на нагнетание, с тем лишь отличием от насоса одиночного действия, что на одной

стороне поршня давление распределяется на всю площадь поршня F , а на другой — на площадь поршня, уменьшенную на величину штока. Учитывая это обстоятельство, сила давления при ходе в одну сторону будет равна:

$$P_1 = \gamma F \frac{p_y}{\gamma} - \gamma (F - f) \frac{p_x}{\gamma}$$

и при ходе в другую сторону:

$$P_2 = \gamma (F - f) \frac{p_y}{\gamma} - \gamma F \frac{p_x}{\gamma}.$$

Соответственно работа на поршне за полный оборот насоса будет равна:

$$A = \int_0^s (P_1 + P_2) dx = \gamma F \int_0^s \left(\frac{p_y}{\gamma} - \frac{p_x}{\gamma} \right) dx + \\ + \gamma (F - f) \int_0^s \left(\frac{p_y}{\gamma} - \frac{p_x}{\gamma} \right) dx.$$

Из формул видно, что работа для насоса двойного действия равна сумме работ двух насосов одиночного действия, одного с площадью поршня F и другого с площадью поршня $(F - f)$, что возможно было предвидеть и заранее, так как насос двойного действия есть конечно не что иное как два соединенные вместе насоса одиночного действия, работающие под углом кривошипа в 180° .

После указанного все дальнейшие рассуждения, изложенные выше и касающиеся насосов одиночного действия, применимы в полной мере и к насосам двойного действия.

§ 26. Примерный расчет основных размеров насоса. Заданными возможно считать величину Q_d — действительную секундную подачу воды, общую высоту подачи h , или, еще лучше, отдельно высоту всасывания h_b и нагнетания h_n , длину и диаметр всасывающей и напорной трубы, характер подаваемой жидкости, т. е. объемный вес, вязкость, температуру

и т. п. Кроме того, необходимо задаться типом насоса в зависимости от тех целей, для которых насос предназначен (водопроводный насос, заводский, для гидравлического пресса, рудничный, питательный и т. п.). В зависимости от этого берется на основании практики соответствующий коэффициент наполнения α и в связи с этим устанавливается расчетное количество жидкости Q :

$$Q = \frac{1}{\alpha} Q_d.$$

Допустим, что выбран насос одиночного действия¹; тогда установлена следующая зависимость между площадью поршня F , ходом S и числом оборотов n :

$$FSn = 60 Q.$$

Число оборотов выбирается в зависимости от избранной системы соединения насоса с двигателем и мощности последнего и равным образом от характера будущей работы насоса.

Мощность двигателя исчисляется из уравнения § 20 для полного коэффициента полезного действия:

$$\epsilon = \frac{Q \partial h}{75 N};$$

$$N = \frac{1}{\epsilon} \gamma Q \partial h.$$

Величина ϵ выбирается на основании опытных данных в соответствии с избранным типом насоса.

Число оборотов насоса доходит до 250 и редко превосходит эту цифру, хотя теоретически для числа оборотов предела не существует, но таковой устанавливается практически заданной всякий раз высотой всасывания, как то выяснено в §§ 8, 9, 10.

Вторым обстоятельством, оказывающим большое влияние на выбор числа оборотов насоса, является число оборотов

¹ Несмотря на выбор одиночного действия нижеприводимый расчет не лишен общности, так как кратные насосы могут быть всегда разбиты на ряд одиночных.

двигателя, которое с развитием техники имеет тенденцию расти. Возможно считать, что к насосам тихоходным следует относить насосы, имеющие число оборотов от 40 до 60 в минуту, к нормальным от 60 до 160 оборотов и к быстроходным от 160 и выше.

Чрезмерно высокое число оборотов не дает особых преимуществ, так как, сокращая общие размеры насоса, оно в то же время вносит много неудобств, усложняя конструкцию клапанов и увеличивая их размеры, повышая значение воздушных колпаков, уменьшая гидравлический и общий коэффициент полезного действия и удорожая изготовление насоса; в то же время насосы быстроходные требуют более частого ремонта вследствие быстрого срабатывания клапанов.

По окончательном установлении числа оборотов из выше-написанной формулы определяется произведение FS :

$$FS = \frac{60Q}{n}.$$

Чем больше выбирается площадь сечения поршня S , тем больше усилие, которое требуется приложить на штоке поршня для его движения, и тем меньше, с другой стороны, ход поршня. При больших усилиях на поршне получаются большие размеры штока, цапф и прочих соединительных частей между насосом и двигателем; с другой стороны, короткий ход сокращает размеры насоса в длину. Обычно, руководствуясь этими соображениями, придают малую площадь сечения поршней и большой ход в насосах высокого давления; в насосах вертикальных ход сокращают по сравнению с горизонтальными для получения меньшей высоты машины. В быстроходных насосах, кроме изложенного, малый ход полезен в том отношении, что он уменьшает скорость поршня, а следовательно и влияние инерции масс, движущихся попеременно возвратным движением насосных частей, хотя и увеличивает в то же время приведенную длину всасывающей и напорной линии (см. § 8, 9, 10).

В среднем возможно принять, что отношение хода S к диаметру поршня D лежит в пределах от 1 до 2, чем

определяется как S , так и $F = \frac{\pi D^2}{4}$.

УДУНТ
(ДІТ)

В виде примера приводятся ниже основные размеры некоторых из насосов завода Вейзе и Монски в Галле¹.

I. БЫСТРОХОДНЫЕ НАСОСЫ, СТРОЕННЫЕ, ПРИВОДНЫЕ, ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ.

Диаметр плунжера, мм .	70	100	100	150	150	210	210
Ход, мм .	120	120	180	180	220	260	300
Максимальное число ходов (двойных) в минуту	180	200	135	150	120	115	100
Производительность в литрах в минуту, около	225	500	500	1 250	1 250	2 275	2 800
Высота напора, м .	150	70	150	70	100	70	100

II. НОРМАЛЬНОГО ХОДА НАСОСЫ, СДВОЕННЫЕ, ДВОЙНЫЕ, ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ, ПРИВОДНЫЕ (ДЛЯ СРЕДНИХ НАПОРОВ).

Диаметр плунжера, мм .	180	220	260	300	360	300	360
Ход, мм .	350	350	350	350	350	400	400
Максимальное число ходов (двойных) в минуту	45	45	45	45	45	40	40
Производительность в литрах в минуту, около	1 400	2 000	3 000	3 900	5 600	4 000	5 750
Высота напора, м .	90	60	40	33	23	42	30

¹ Приводимые данные являются краткою выдержкою из каталога фирмы и далеко не исчерпывают как разных типов приводимых насосов, выработанных фирмою, так и размеров отмеченных в приводимых таблицах типов.

III. НОРМАЛЬНОГО ХОДА НАСОСЫ, СДВОЕННЫЕ, ДВОЙНЫЕ, ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ (ДЛЯ ВЫСОКИХ НАПОРОВ).

Диаметр плунжера, мм .	70	80	90	120	140	110	150
Ход, мм .	180	180	180	180	180	250	250
Максимальное число ходов (двойных) в минуту	90	60	60	60	60	54	54
Производительность в литрах в минуту, около .	150	200	240	440	600	460	850
Высота напора, м.	300	250	200	100	80	150	150

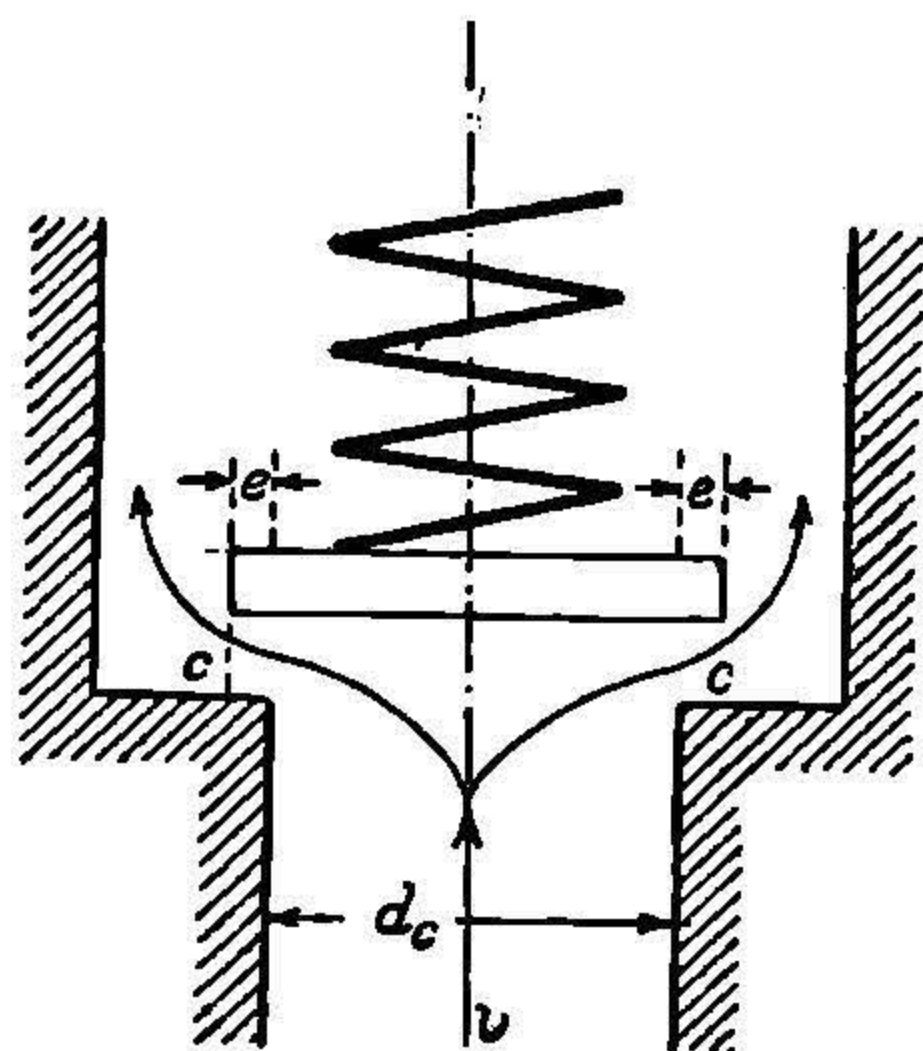
ГЛАВА V.

ТЕОРИЯ ДЕЙСТВИЯ КЛАПАНОВ.

§ 27. Общие определения. Для периодического изолирования насосной камеры от пространства всасывания и пространства нагнетания служат обычно клапаны и золотники; последние однако встречаются весьма редко и притом только в крайне специальных конструкциях насосов, почему ниже

будут изложены теория действия и конструкция исключительно клапанов.

Из клапанов, в свою очередь, наиболее распространенным является так называемый тарельчатый клапан, представляющий собою в самой простой своей сущности круглый диск, прикрывающий находящееся под ним круглое отверстие (фиг. 23). Диск располагается в горизонтальной плоскости с таким расчетом, чтобы вертикально действующий вал клапана заставлял его садиться на место, на так называемое седло клапана. Как



Фиг. 23.

то видно будет из дальнейшего, делать клапан тяжелым невыгодно из-за необходимости считаться при этом с большою массою его; вследствие этого более удобным оказывается вес клапана заменять давлением пружины, а клапан делать возможно более легким. Но и при легком клапане, как показывает более близкое изучение вопроса, невозможно достичь такого движения клапана, которое удовлетворяло бы всем требованиям наилучшей его работы. Ввиду этого были предложены в замену так называемым самодействующим клапанам клапаны с принудительной посадкой, в которой они связаны кинематически с приводом,двигающим поршень, и поэтому имеют движение, более отвечающее требованиям практики. Однако в последние годы благодаря

усовершенствованию самодействующих клапанов принудительная посадка почти вышла из употребления.

Разновидностью тарельчатого клапана является так называемый откидной или шарнирный клапан, вращающийся около оси, лежащей в плоскости прикосновения клапана к седлу. Эти клапаны употребляются в редких случаях, например при перекачке грязных жидкостей, и теория их, вообще более сложная, нежели простых тарельчатых клапанов, почти совершенно не разработана. Ввиду вышеперечисленных причин в дальнейшем излагается теория действия простого тарельчатого самодействующего клапана.

§ 28. Взаимоотношение между нагрузкою тарельчатого клапана и высотой его подъема. Обозначим через d_c диаметр и f_c площадь сечения прохода в седле клапана и рассмотрим обстоятельства, сопровождающие движение воды через тарельчатый клапан в предположении, что скорость v движения через указанный проход в седле клапана постоянна: скорость v соответствует очевидно секундному через клапан расходу $q = f_c v$.

Как то видно из фиг. 23, жидкость для прохода через клапан должна его приподнять и держать в приподнятом состоянии на некоторой высоте над седлом, преодолевая вес клапана и натяжение пружины. При постоянной скорости v очевидно клапан остается неподвижным на постоянной высоте h над седлом, и существует равновесие между силою давления воды на клапан снизу вверх и перечисленными выше силами, действующими сверху вниз.

Опытами установлена зависимость между размерами клапана, скоростью v , подъемом h и давлением, оказываемым жидкостью на клапан. Особенно известны в этом отношении исследования проф. Баха¹.

Эти опыты сведены в формулу:

$$P_k = \gamma f_c \frac{v^2}{2g} \left[a + \left(\frac{f_c}{b h l_c} \right) \right]^2$$

Здесь l_c периметр сечения седла ($= \pi d_c$), a и b коэффициенты, определяемые опытным путем и зависящие от формы клапана;

¹ В а с h. Versuche über Ventibelastung und Ventilwiderstand.

опыты Баха установили значение коэффициентов a и b для разнообразных случаев практики; отсылая вообще к справочникам (например Hütte), ниже приводим лишь значение a и b для наиболее употребительного тарельчатого клапана без нижних направляющих ребер (размеры в метрах):

$$a = 2,5 + 19 \frac{e - 0,1d_c}{d_c},$$

где e — ширина кольца соприкасания клапана с седлом, размеры каковой лежат между $0,1d_c$ и $0,25d_c$;

$$b = 0,60 - 0,62.$$

Все указанные значения коэффициентов a и b пригодны для высоты h поднятия клапана в пределах от $0,1d_c$ до $0,25d_c$.

Заслуживает внимания то обстоятельство, что величина давления P_k зависит не только от скорости v , но и от подъема клапана h .

Если вес клапана обозначить через G_k и натяжение пружины, соответствующее подъему h , через R , то при отмеченном уже равновесном положении клапана существует очевидное равенство:

$$G_k + R = P_k = \gamma f_c \frac{v^2}{2g} \left[a + \left(\frac{f_c}{bh_c} \right)^2 \right].$$

Определим из этого взаимоотношения h :

$$h = \frac{f_c v}{bl_c \sqrt{\frac{2g(G_k + R)}{f_c \gamma}}} av^2$$

Подъем клапана h при равновесном его положении для данных размеров клапана тем больше, чем больше скорость v , т. е. чем больше расход через клапан $f_c v = Q$; если расход Q переходит на другое значение и вновь остается постоянным, то клапан перемещается и устанавливается в другом положении с соответственным изменением величины h .

Берг ¹ предложил другой более удобный вид зависимости h от Q . Для этого следует скорость v в отверстии седла заменить скоростью выхода жидкости из-под клапана, считая по наружному его обводу. Уравнение постоянства расхода дает:

$$f_c v = \lambda c l h;$$

здесь c — скорость выхода из-под клапана, l — периметр по наружному обводу клапана, λ — коэффициент расхода при истечении из-под клапана. Выражая скорость v через c при посредстве этого уравнения, введем ее в выражение для P_k , для чего напишем его предварительно в виде:

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{P_k}{\gamma f_c a + \left(\frac{f_c}{bhl_c}\right)^2} = \frac{G_k + R}{\gamma f_c \left[a + \left(\frac{f_c}{bhl_c}\right)^2 \right]}$$

отсюда:

$$v = \sqrt{2g \frac{K}{\gamma l_e \left[a + \left(\frac{f_c}{bhl_c}\right)^2 \right]}}$$

где через K обозначена вся нагрузка клапана, состоящая из веса его и натяжения пружины: $K = G_k + R$. Заменяя v через c , получим:

$$c = \frac{f_c}{\gamma l_c h} \sqrt{2g \frac{K}{\gamma f_c \left[a + \left(\frac{f_c}{bhl_c}\right)^2 \right]}}$$

Для большей ясности введем понятие удельной нагрузки клапана, т. е. нагрузки, приходящейся на единицу площади его f . Называя эту удельную нагрузку через k , имеем

$$K = fk.$$

После чего выражение для c принимает вид:

$$c = \frac{1}{\lambda l h} \sqrt{2g \frac{f_c k f}{\left[a + \left(\frac{f_c}{bhl_c}\right)^2 \right]}} = \frac{1}{\sqrt{\psi}} \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}$$

¹ Berg. Die Wirkungsweise federbelasteten Pumpenventile или Berg. Die Kolbenpumpen.

УДУНТ
(ДІТТ)

здесь одною буквою ψ обозначено выражение:

$$\psi = \frac{(\lambda lh)^2 \left[a + \left(\frac{f_c}{bhl_c} \right)^2 \right]}{ff_c} .$$

Выведенная формула для s указывает, что скорость движения жидкости через клапанную щель зависит от $\frac{k}{\gamma}$, пьезометрической высоты, соответствующей давлению K на клапан, т. е. для данных размеров клапана и данной высоты h , т. е. вместе с тем и для постоянного ψ , скорость s есть величина постоянная.

Имея выражение для s , введем его в уравнение постоянства расхода и определим h :

$$h = \frac{f_c v}{\lambda c l} = \frac{\sqrt{\psi} f_c v}{\lambda l \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}} = \frac{f_c v}{\mu l \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}} ;$$

здесь через μ обозначен так называемый коэффициент Берга:

$$\mu = \frac{\lambda}{\sqrt{\psi}} .$$

§ 29. Влияние изменения скорости в седле клапана. Вышеуказанные зависимости, встречаясь на практике в насосах прямого действия, обычно все же подлежат некоторому коррективу, вводимому тем обстоятельством, что скорость v не является постоянной, но изменяется главным образом в связи с изменением скорости поршня, связанного в своем движении с движением кривошипного или иного приводного механизма. Периодическое изменение скорости v должно влиять и на периодическое изменение h , законы которого и следует изучить несколько подробнее.

В случае увеличения h , т. е. поднятия клапана, некоторая часть жидкости, проходящей через отверстие седла клапана, не проходит далее через клапанную щель, а остается в про-

странстве, освобождающемся от клапана благодаря его поднятию. При обратном ходе клапана и уменьшении h происходит обратное: количество жидкости, проходящее через щель клапана, больше объема, проходящего через отверстие седла.

Указанное явление подмечено впервые Вестфалем и носит название закона Вестфаля¹. В соответствии с этим уравнение постоянства расхода принимает более сложный вид:

$$\lambda clh = f_c v - f\omega,$$

где ω есть скорость самого клапана, которую условимся считать положительною при ходе клапана вверх и отрицательною при ходе вниз.

Высота поднятия клапана определяется из написанного уравнения постоянства расхода:

$$h = \frac{f_c v - f\omega}{\lambda cl}.$$

Это уравнение значительно сложнее уравнения предшествующего параграфа по следующим причинам. Во-первых, в нем v является величиною переменною. Во-вторых, скорость ω есть функция h , или, точнее, есть его производная по времени, в-третьих, коэффициент λ может зависеть от высоты h . Наиболее сложным является изменение c . Эта величина, завися конечно попрежнему от давления под клапаном, может быть выражена, как и выше, формулою:

$$c = \frac{1}{\sqrt{\psi}} \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}},$$

но в этой последней переменною является не только величина ψ , но также и k . В самом деле, давление P_k под клапаном, будучи раньше равным давлению, оказываемому сверху вниз самим клапаном, теперь, при движении клапана, должно быть определено из более сложного уравнения. Так, на основании

¹ Westphal. Beitrag zur Grössenbestimmung von Pumpenventilen Z. V. D. J. 1893.

принципа Даламбера при неравномерном движении в равновесии будут находиться следующие силы: сила давления на клапан P_k , действующая вверх, нагрузка на клапан $K = G_k + R$, действующие вниз силы сопротивления движению клапана W как гидравлические, так и механические, действующие всегда противоположно движению, и наконец силы инерции, зависящие от массы клапана M_k и его ускорения $i = \frac{dw}{dt}$, взятого со знаком минус. В зависимости от этого имеем при движении вверх:

$$+P_k - K - W - M_k i = 0,$$

$$P_k = K + W + M_k i;$$

при движении вниз:

$$-P_k + K - W - M_k i = 0,$$

$$P_k = K - W - M_k i.$$

Из этих уравнений возможно определить P_k и $k = \frac{P_k}{f}$ для внесения в выражения скорости.

Анализ выражения для h при таком сложном значении входящих в него величин и использование его для практики представляет почти непреодолимые трудности. Однако уже и сейчас возможно сделать одно заключение, а именно, что скорость s при ходе клапана вверх будет больше, чем при ходе вниз, и что в зависимости от этого подъем клапана не может протекать по одному и тому же закону для хода вверх и вниз.

§ 30. Подъем клапана в насосе с кривошипным приводом при постоянной скорости в седле. Более определенная картина получается в случае существования ясно выраженной кинематической связи между скоростью поршня u и скоростью жидкости в седле клапана v . Однако и в этом случае задачу возможно довести до конца при целом ряде упрощающих предположений, которые затем компенсируются введением поправочных коэффициентов.

Определим подъем клапана h для случая движения поршня насоса при посредстве кривошипного механизма, причем примем, как и выше в главе III, что радиус кривошипа равен $r = \frac{S}{2}$, угловая скорость вращения есть ω и что следовательно скорость движения поршня изменяется в зависимости от угла кривошипа φ по закону синуса:

$$u = \omega r \sin \varphi;$$

$$\frac{du}{dt} = \omega^2 r \cos \varphi.$$

Ограничимся временно случаем, разобранным в § 24, т. е. предположим, что скорость в седле клапана v есть величина постоянная и что клапан на высоте h держится неподвижно, т. е. что его собственная скорость w равна нулю. Точно также для лучшего выявления главных законов движения клапана пренебрежем изменениями коэффициента μ , приняв его неизменным.

В этом случае, как это уже установлено выше, равенство расходов даст уравнение:

$$\lambda h c = f_c v = F u,$$

$$h = \frac{f_c v}{\lambda c} = \frac{f_c v}{\mu l \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}} = \frac{F u}{\mu l \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}}$$

Примем, что μ есть постоянная величина. Так как при сделанных предположениях величина k является вполне определенной и притом постоянною, то из полученного выражения для h явствует, что подъем клапана пропорционален скорости поршня и может быть выражен аналогичными с ней диаграммами: окружностью и синусоидой, в зависимости от того, отложены ли по оси абсцисс пути поршня или углы поворота кривошипа (фиг. 24).

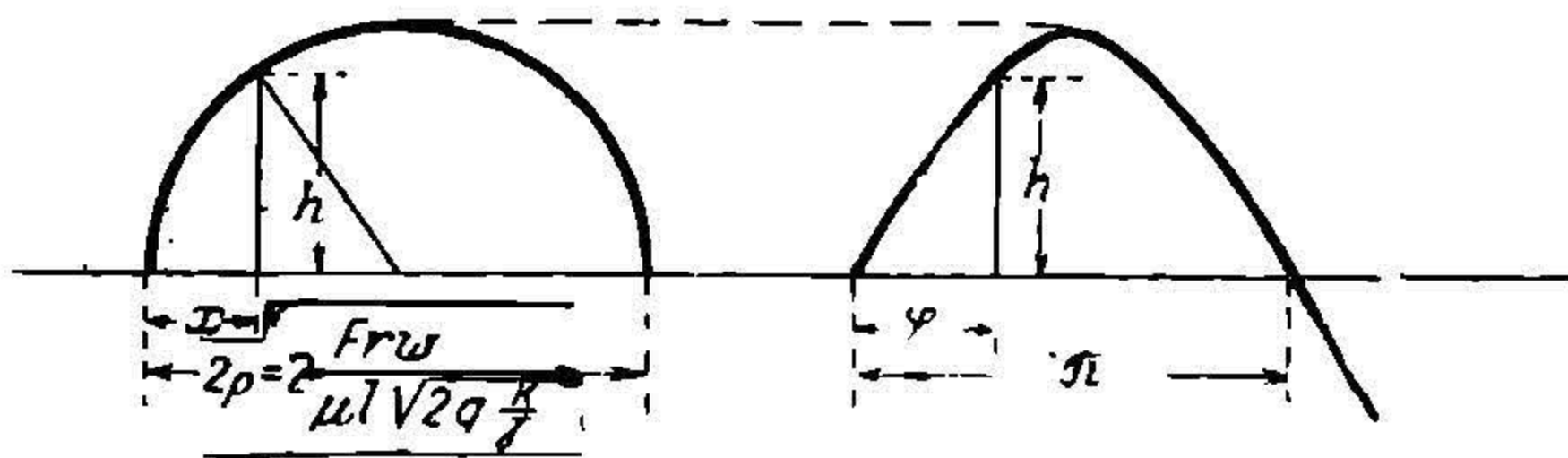
Из этой диаграммы усматривается, что h равно нулю для мертвых положений кривошипа и наибольшую величину имеет в середине хода поршня:

$$h_{\max} = \frac{Fu_{\max}}{\mu l \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}} = \frac{F\omega r}{\mu l \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}}$$

Если предположить, что клапан движется и переходит от одной высоты h к другой по найденному закону синусоиды, то скорость его найдется из выражения:

$$\omega = \frac{dh}{dl} = \frac{F}{\mu l \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}} \frac{du}{dt} = \frac{F}{\mu l \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}} \omega^2 \cos \varphi.$$

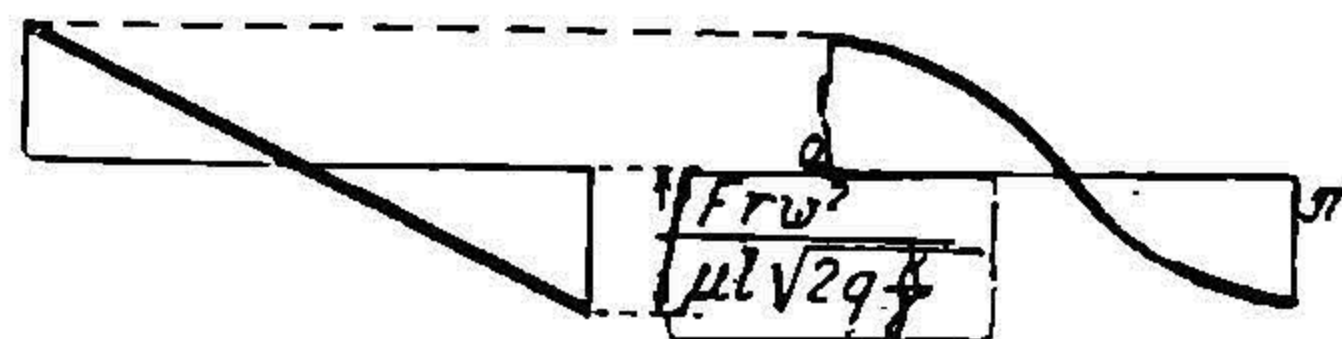
Графически эти зависимости могут быть изображены прямою наклонною в функции пути поршня и косинусоидой в



Фиг. 24.

функции угла φ в соответственно выраженных масштабах (фиг. 25). Заслуживающим внимания является то обстоятельство,

что скорость клапана при мертвом положении поршня, т. е. при открытии клапана, имеет наибольшую величину, равную притом скорости, с которой происходит обратная посадка клапана на седло. Это указывает на то, что ускорения в начале хода клапана и в конце его должны быть бесконечно большими, дабы образовать мгновенно конечную скорость его;



Фиг. 25

в зависимости от этого и сила, необходимая для поднятия клапана, точно также должна быть бесконечно большой. Если в действительности сила эта не имеет бесконечно большого значения, то все же ее величина должна быть весьма значительною, что и учтено было при построении кривой для давления $\frac{P_x}{\gamma}$ в § 10.

§ 31. Подъем клапана при переменной скорости в седле. Если учесть переменность скорости в седле клапана v , то необходимо основываться на выводах § 25 и применить следовательно для определения h уравнение:

$$h = \frac{f_c v - f \omega}{\lambda c l}$$

или с заменой скорости c ее выражением:

$$h = \frac{f_c v - f \omega}{\mu l \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}}$$

Попрежнему, как и в § 26, $f_c v = Fu = F \omega r \sin \varphi$, поэтому:

$$h = \frac{1}{\mu l \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}} (F \omega r \sin \varphi - f \omega)$$

Имея в виду, что $\omega = \frac{dh}{dt}$, получаем для определения h дифференциальное уравнение, которое и может быть проинтегрировано. Однако для упрощения вывода возможно употребить следующий менее сложный прием, дающий в то же время достаточную точность. Найдем выражение для ω , дифференцируя выражение для h и считая в нем множитель перед скобками постоянным:

$$\omega = \frac{dh}{dt} = \frac{1}{\mu l \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}} \left(F \omega^2 r \cos \varphi - \frac{d^2 h}{dt^2} \right)$$

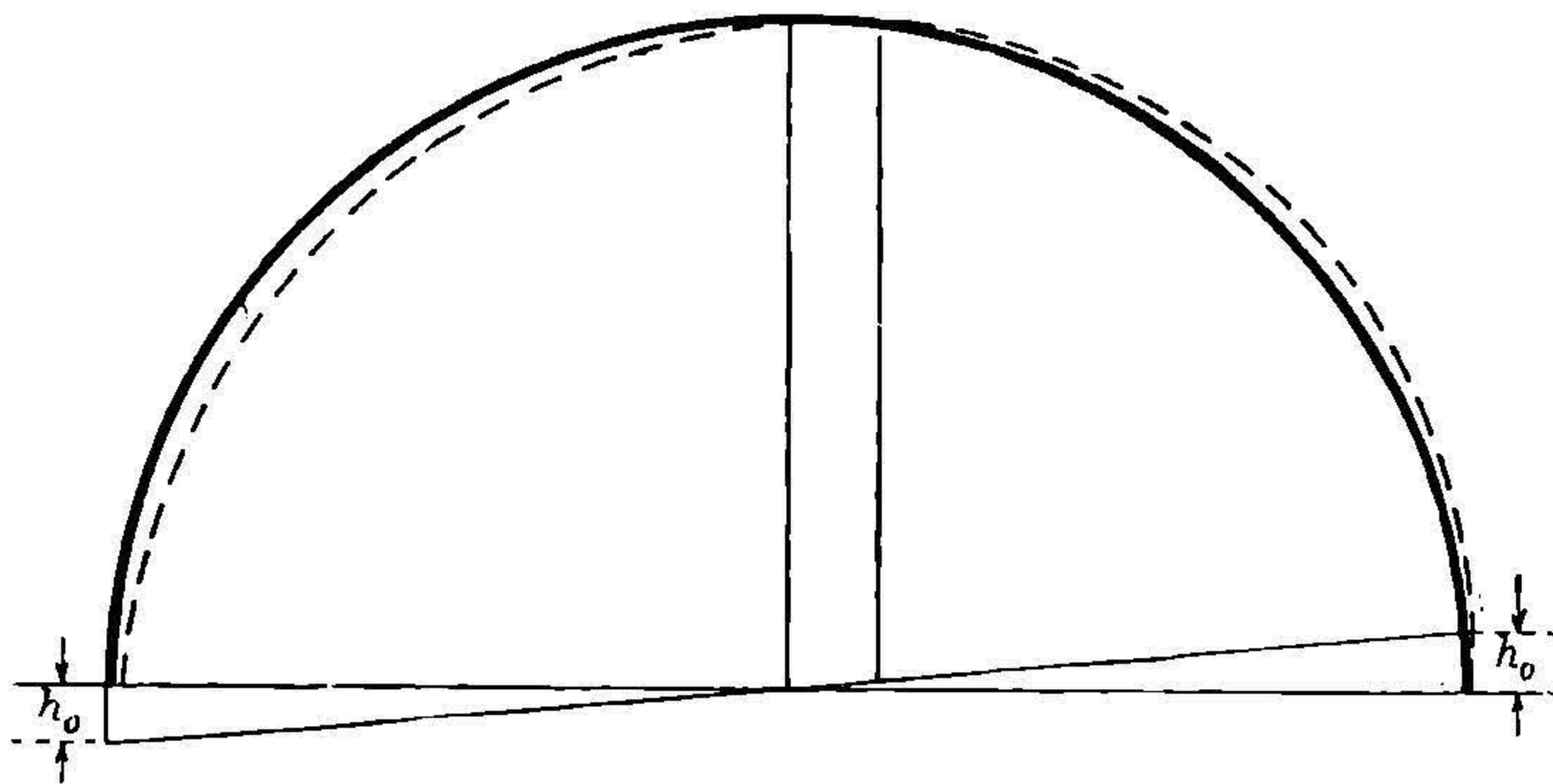
НБ
УДУНТ
(ДІТ)

Второй член в скобках по сравнению с первым представляет небольшую величину, благодаря чему им возможно пренебречь, после чего полученное выражение для ω вставим в уравнение для h :

$$h = \frac{F\omega r}{\mu l \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}} \sin \varphi - \frac{Ff\omega^2 r}{\left(\mu l \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}\right)^2} \cos \varphi.$$

Полученное выражение для h с большею наглядностью может быть изображено графически, так как первый член его представляет ту же величину, которая изображена на фиг. 24, а второй член пропорционален величине, изображенной на фиг. 25.

Таким образом влияние движения клапана сказывается в смещении кривой подъема поршня на некоторую величину (фиг. 26), что имеет следствием запоздание в открытии и закрытии клапана по сравнению с движением поршня. Так как



Фиг. 25.

подобное явление имеет место как на всасывающем, так и на нагнетательном клапане, то явление движения поршня и клапанов происходит в следующем порядке.

Поршень начинает движение от мертвой точки (на чертеже вправо от левой мертвой точки). Нагнетательный клапан еще не закрылся на величину h_0 , всасывающий еще не открылся; поршень засасывает жидкость из-под нагнетательного клапана

и отчасти может опережать поступающую таким образом жидкость, вызывая обрыв столба и сокращая производительность. Поршню необходимо пройти некоторый путь, прежде чем закроется напорный клапан. Одновременно с закрытием напорного клапана открывается всасывающий. Затем, в конце хода, при достижении поршнем правого мертвого положения всасывающий клапан еще не закрыт. При обратном ходе поршня (влево) всасывающий клапан продолжает быть некоторое время открытым при закрытом напорном.

Опыт показывает, что при любой скорости клапана в момент его закрывания удара не происходит, если только жидкость из-под клапана выдавливается наружу; удар происходит лишь в том случае, если прекращается выдавливание жидкости клапаном, а она засасывает из-под клапана обратно; удар достигает наибольшей силы тогда, когда слой жидкости между поверхностями клапана и седла совершенно отсасывается и происходит непосредственное соприкосновение между собою металлических поверхностей с конечной скоростью.

§ 32. Расчет тарельчатого клапана. Указанные выше особенности в движении клапана дают путь к его расчету.

Весьма удобно исходить из условия, чтобы подъем клапана h_0 в мертвом положении поршня не превосходил некоторой заданной величины с таким расчетом, чтобы посадка его могла произойти без заметного на слух удара. Определение h_0 возможно из формулы предшествующего параграфа:

$$h = \frac{F\omega r}{\mu l \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}} \left(\sin \varphi - \frac{f\omega}{\mu l \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}} \cos \varphi \right).$$

В ней необходимо положить $\varphi = 0^\circ$ (или 180°):

$$h_0 = \frac{F\omega^2 r f}{\left(\mu l \sqrt{2g \frac{k_0}{\gamma}} \right)^2}.$$

Опыт показывает, что для избежания удара необходимо, чтобы h_0 было не больше $0,004d$, что соответствует (см. табл. стр. 96) величине $\mu = 0,80$.

Подставляя эти значения в выражение для h_0 и заметив, что $f = \frac{\pi d^2}{4}$ и $l = \pi d$, имеем:

$$0,004d = \frac{F\omega^2 r \frac{\pi d^2}{4}}{0,80^2 \pi^2 d^2 2g \frac{k_0}{\gamma}}$$

Введем, кроме того, известные уже соотношения:

$$\frac{F \cdot S \cdot n}{60} = Q; \quad \frac{2\pi n}{60} = \omega; \quad S = 2r;$$

$$0,004d = \frac{\pi}{0,80^2 \cdot 120} \cdot \frac{Qn}{2g \frac{k_0}{\gamma}},$$

откуда окончательно:

$$\frac{k_0}{\gamma} \cdot d = 0,52 Qn.$$

При заданных расходе Q и числе оборотов насоса n полученное уравнение дает возможность определить нагрузку на клапан в мертвом положении поршня по заданному диаметру клапана, или же наоборот. Отсюда ясно, что возможны два способа решения задачи о размерах клапана: возможно задавать большой диаметр и, как следствие, иметь слабую нагрузку на клапан, или, наоборот, малый диаметр и большую нагрузку. В первом случае при слабой нагрузке имеем и не-

большую скорость $c = \frac{1}{\sqrt{\phi}} \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}$, малые сопротивления

движению и открыванию клапана, во втором — небольшие размеры, а значит удешевление конструкции. Первую комбинацию предпочитают при большом числе оборотов (см. § 10), вторую при насосах высокого давления, когда сопротивление клапана является лишь небольшой долей всего напора.

Обычно выбирают нагрузку на клапан таким образом, чтобы скорость c получалась в пределах 1 — 2 м в секунду для небольших напоров и в пределах до 5 м для больших.

Определив таким образом диаметр клапана d , возможно использовать формулу для максимального подъема клапана h_{\max} для чего необходимо в уравнение для h подставить $\phi = \frac{\pi}{2}$

$$h_{\max} = \frac{F\omega r}{\mu l \sqrt{2g \frac{k_1}{\gamma}}} = \frac{Q\pi}{l n \sqrt{2g \frac{k_1}{\gamma}}} = \frac{Q}{\mu l \sqrt{2g \frac{k_1}{\gamma}}}$$

Этим уравнением обычно пользуются для того, чтобы, задавшись наибольшей величиной подъема h_{\max} , определить соответствующую нагрузку клапана $\frac{k_1}{\gamma}$. При выборе значения для h_{\max} возможно руководствоваться тем, чтобы подъем клапана был тем меньше, чем больше число оборотов, для чего задаются формулой $nh_{\max} \cong 400$ [h_{\max} в миллиметрах].

Задавшись h_{\max} , из формулы, написанной выше, имеем соответствующую нагрузку клапана $\frac{k_1}{\gamma}$:

$$\frac{k_1}{\gamma} = 0,051 \left(\frac{Q}{\mu d h_{\max}} \right)^2$$

В полученном равенстве неизвестным является μ ; для его определения пользуются таблицей (см. стр. 96), найденной опытным путем, в которой μ дается в функции от h или от $\frac{f}{lh} = \frac{d}{4h}$.

В результате получаем величину нагрузки клапана в двух его положениях: одном, соответствующем максимальному его подъему, и втором, соответствующем мертвому положению поршня, что в виду малости h_0 возможно принять за положение, соответствующее закрытию клапана. Как в первом, так и во втором случае сила инерции равна нулю, благодаря чему нагрузка клапана будет равна сумме веса клапана и натяжения пружины:

$$G_k + R_0 = \frac{k_0 \pi d^2}{\gamma 4},$$

$$G_k + R_1 = \frac{k_1 \pi d^2}{\gamma 4}.$$

НБ
УДУНТ
(ДІТТ)

Таблица значений для μ и μ^2 .

h (мм)	$\frac{f}{lh}$	μ	μ^2	h (мм)	$\frac{f}{lh}$	μ	μ^2
0,0	—	0,650	0,423	6	2,50	0,532	0,283
0,1	150,00	0,710	0,504	6,5	2,31	0,523	0,274
0,2	75,00	0,780	0,608	7	2,14	0,515	0,265
0,3	50,00	0,845	0,714	7,5	2,00	0,507	0,257
0,4	37,50	0,890	0,792	8	1,87	0,500	0,250
0,5	30,00	0,911	0,830	8,5	1,76	0,493	0,243
0,6	25,00	0,913	0,834	9	1,67	0,485	0,235
0,8	18,75	0,902	0,814	9,5	1,58	0,477	0,228
1	15,00	0,870	0,757	10	1,50	0,472	0,223
1,5	10,00	0,788	0,621	11	1,36	0,459	0,211
2	7,50	0,732	0,536	12	1,25	0,445	0,198
2,5	6,00	0,690	0,476	13	1,15	0,431	0,186
3	5,00	0,650	0,423	14	1,07	0,420	0,176
3,5	4,23	0,622	0,387	15	1,00	0,407	0,166
4	3,75	0,599	0,359	16	0,94	0,395	0,156
4,5	3,33	0,578	0,334	17	0,88	0,381	0,145
5	3,00	0,560	0,314	18	0,83	0,370	0,137
5,5	2,73	0,545	0,297	—	—	—	—

Спроектировав клапан и найдя его вес, возможно спроектировать и пружину, зная ее натяжение в двух положениях сжатия; — по общим правилам, указываемым в курсе сопротивления материалов.

Полезно отметить, что вес клапана желательно брать возможно меньше для уменьшения массы клапана и связанной с ней силы инерции.

Второй путь расчета может быть прямо обратный изложенному. Задаются размерами пружины, вычисляют по задан-

ному натяжению R_0 ее натяжение R_1 и подбирают его таким образом, чтобы оно удовлетворило уравнению для h_{\max} , из которого при этом подборе определяется также и величина h_{\max} .

§ 33. Сопrotивление в клапане. Для определения давлений под поршнем, как то усматривается из формул и рассуждений §§ 8, 9, 10, необходимо знать сопротивления, оказываемые клапаном движению воды, в особенности в моменты его открытия. Сопrotивление в клапане будет различным по своему характеру в зависимости от того, находится ли клапан в движении или же опирается на седло в момент открывания.

Первого рода сопротивление возможно выразить обычной формулой гидравлических сопротивлений

$$h_k = \zeta \frac{(v \pm w)^2}{2g},$$

где скорости v и w имеют по прежнему расчету указания в § 27.

Как показывает опыт, это сопротивление сравнительно слабо меняется в зависимости от открытия клапана, незначительно уменьшаясь в период закрывания клапана, т. е. в период, не имеющий практического значения при определении давлений под клапаном. Поэтому является вполне достаточным определить, ради простоты, величину этого сопротивления для среднего положения поршня, т. е. для наибольшего подъема клапана h_{\max} , когда скорость самого клапана w равна нулю:

$$h_k = \zeta \frac{v_{\max}^2}{2g};$$

$$v_{\max} = u_{\max} \frac{F}{f_c} = \omega r \frac{E}{f_c}.$$

Для этого значения скорости v величина поднятия клапана (наибольшего) известна либо из выражений предшествующего параграфа для случая кривошипного привода, либо в общем случае из формулы § 24.

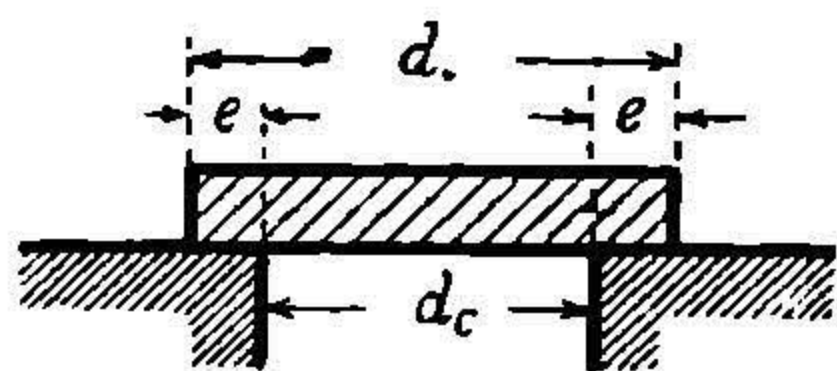
После этого коэффициент ζ возможно определить по существующим для этого эмпирическим формулам.

Наиболее известны опыты Баха¹. Данные этих опытов имеются в большинстве справочников (например Hütte). Ниже приводится лишь формула для тарельчатого клапана, как наиболее употребительного:

$$\zeta = a + \beta \left(\frac{d_c}{h} \right)^2;$$

здесь h — подъем клапана, d_c — диаметр отверстия седла, β — величина, колеблющаяся от 0,15 до 0,16, $a = 0,55 + 4 \frac{e_1 - 0,1d_c}{d_c}$, где e_1 — ширина поверхности соприкосновения клапана к седлу, лежащая в пределах от $0,1d_c$ до $0,25d_c$. Выражение для ζ пригодно для значений h , лежащих в пределах от $0,1d_c$ до $0,25d_c$.

Сопротивление в момент открывания возникает вследствие необходимости создать разницу давлений под клапаном и над клапаном для сообщения клапану должного ускорения движения. Для определения этой разницы возможно воспользоваться уравнением равновесия всех действующих на клапан сил, включая и силы инерции. Снизу вверх на нижнюю поверхность закрытого нагнетательного клапана (фиг. 27) действует сила



Фиг. 27.

давления жидкости $p_y f_c$, где p_y дается формулами главы II. Сверху вниз на верхнюю поверхность клапана действуют: сила давления жидкости $p_k f_k$, вес и натяжение пружины не открытого еще клапана $G_k + R$ (обозначения те же, что и в предшествующих параграфах) и сила инерции, равная произведению из массы клапана на ускорение его в мертвой точке $\frac{d^2 w}{dt^2}$ (§§ 23, 24). Сопротивление открываемого клапана, выраженное в высоте столба жидкости, будет равно разности давлений:

$$h_l = \frac{p_y - p_k}{\gamma}.$$

¹ B a c h. Versuche über Ventilbelastung und Ventilwiderstand.

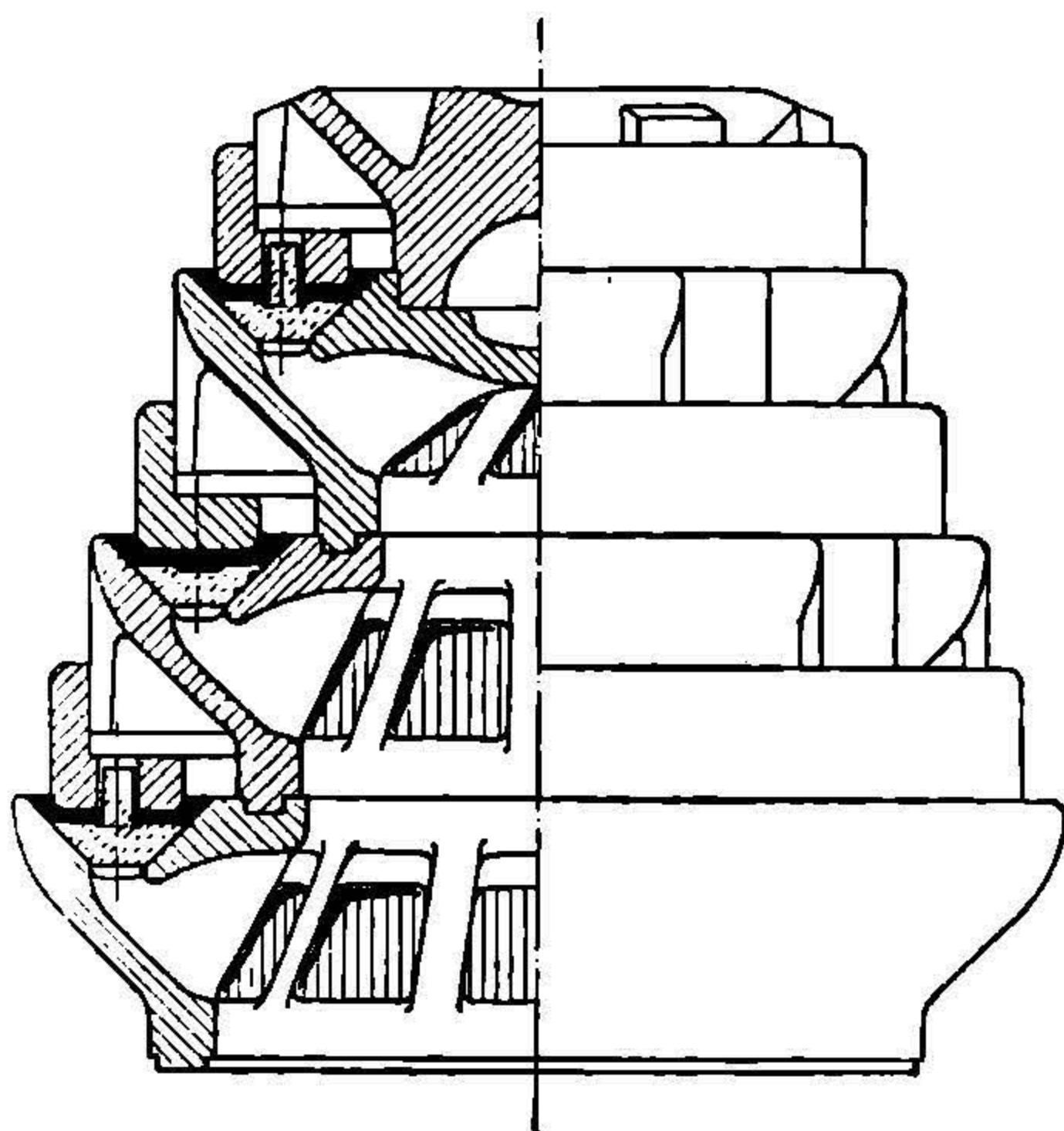
Эта разность может быть определена из уравнения равновесия всех перечисленных сил:

откуда
$$p_y f_c = p_k f + G_k + R + M_k \frac{dw}{dt},$$

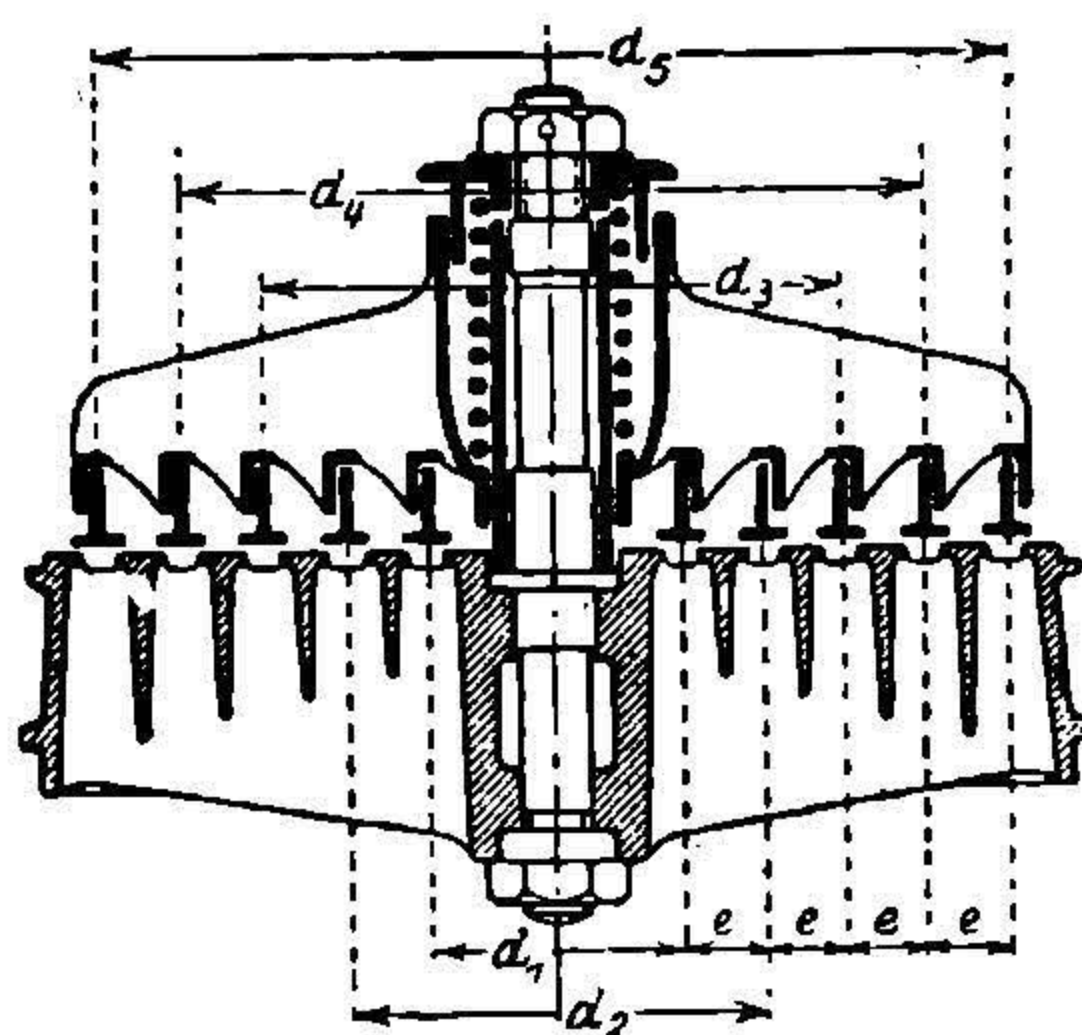
$$h_l = \frac{p_y - p_k}{\gamma} = \frac{1}{\gamma} \left[p_k \frac{f - f_c}{f_c} + \frac{G_k + R}{f_c} + \frac{M_k}{f_c} \frac{dw}{dt} \right].$$

Давление p_k определяется по методам, изложенным в §§ 8, 9, 10. Оно соответствует статическому напору над клапаном, увеличенному на высоту, соответствующую силе инерции жидкости в той части напорной трубы, которая имеет переменное движение и в которой

скорость при закрытом клапане очевидно еще равна нулю, что дает воз-



Фиг. 28.



Фиг. 29.

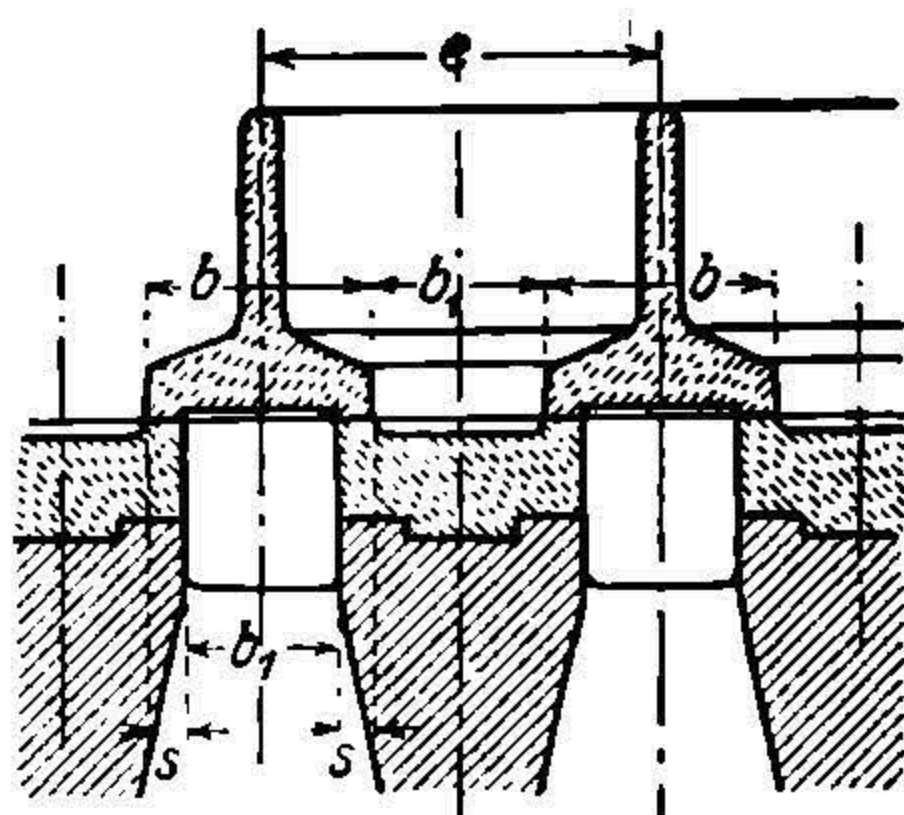
можность сопротивлениями в ней пренебречь.

Из написанного для h_l выражения ясно видно, какое большее значение имеет масса клапана и насколько важно придавать ему возможно малый вес.

Вывод для сопротивления открывания всасывающего клапана очевидно вполне аналогичен изложенному.

§ 34. Прочие типы клапанов. Если диаметр тарельчатого клапана получается согласно расчету чрезмерно большим, то это влечет за собою значительное его утяжеление, так как

сила давления сверху на клапан, его ломающая, растет прямо пропорционально квадрату его диаметра. Для устранения этих неудобств можно идти тремя путями: ставить вместо одного большого клапана группу нескольких меньших размеров (так называемые групповые клапаны); устанавливать так называемые эгажные клапаны (фиг. 28) или же наконец употреблять так называемые кольцевые клапаны (фиг. 29). Первый из



Фиг. 30.

перечисленных типов подходит вполне под разобранный уже тарельчатый клапан с тою лишь разницей, что количество проходящей через каждый клапан данной группы жидкости уменьшено пропорционально числу клапанов; второй тип ныне уже вышел из употребления вследствие сложности конструкции и в особенности досмотра и ремонта. Остается ознакомиться с третьим типом, хотя и он все больше начинает уступать первому вследствие

большой сложности конструкции, большей трудности поддержания в плотном состоянии поверхности соприкосновения с седлом, трудности избежать перекосов и коробления колец и т. п. В то же время изготовление групповых клапанов может быть массовое, а значит и дешевое с таким расчетом, чтобы ставить их в каждом данном насосе, группами из того числа единиц, какое требуется подачей последнего; небольшие размеры клапана и тождественность отдельных единиц облегчают, удешевляют и ускоряют ремонт их и замену новыми.

Ниже дается схема расчета кольцевого клапана. Пусть клапан состоит из z колец, с двусторонним пропуском жидкости каждое.

Диаметры центральных окружностей колец обозначим соответственно через $d_1, d_2, d_3, \dots, d_z$ (фиг. 29), расстояние между центрами колец одинаково и равно e ; таким образом:

$$d_1 = d_1$$

$$d_2 = d_1 + 2e,$$

$$d_3 = d_1 + 4e,$$

$$\dots$$

$$d_z = d_1 + (z - 1)2e,$$

$$\Sigma d = d_1 + d_2 + d_3 + \dots + dz = z[d_1 + (z - 1)e].$$

НБ
УДУНТ
(ДПТ)

Значение суммы Σd вычисляют таким образом, чтобы общий их подъем был равен h_{\max} , определяемому по способам, изложенным выше для простого тарельчатого клапана (§ 28):

$$h_{\max} = \frac{Q}{\mu \Sigma d \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}};$$

$$\Sigma d = \frac{Q}{\mu h_{\max} \sqrt{2g \frac{k}{\gamma}}}.$$

Зная Σd и задаваясь числом колец z , возможно по написанному выше выражению без труда определить e ; при этом d_1 выбирают возможно меньше и с таким расчетом, чтобы в нем достаточно прочно мог поместиться общий шпindel для направления клапана; размеры расстояния e должны получиться такие, чтобы на нем умещались достаточно удобно ширина кольца и ребро клапана надлежащей прочности (фиг. 30).

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ГЛАВА VI.

КОНСТРУКЦИЯ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ И ИХ ДЕТАЛИ.

§ 35. Общее расположение. Конструкция поршневых насосов выливается в столь разнообразные формы, что свести их в какие-либо характерные типы, незначительные числом, не представляется возможным. Следует указать как правило, что насосы одиночного действия встречаются в самостоятельных единицах сравнительно редко, за исключением насосов специального назначения; их применяют главным образом в строенных насосах. На фиг. 31 представлен один из таких насосов. Конструкция особых пояснений не требует. В ней применены групповые клапаны, по шести в каждой группе.

Наиболее употребительным возможно считать насос двойного действия, как обладающий наибольшей компактностью. На фиг. 32 изображен один из таких насосов.

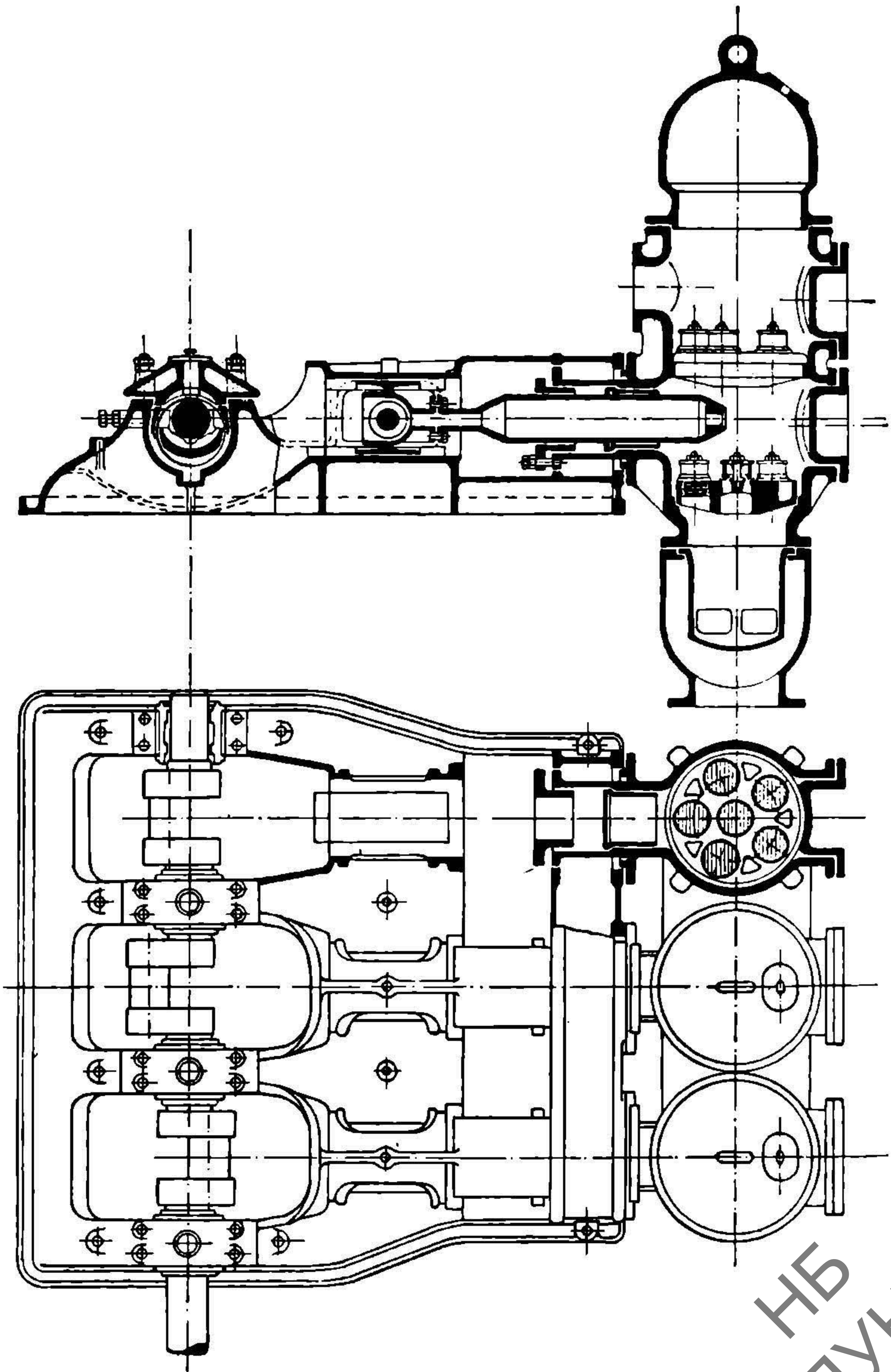
Наконец на фиг. 33 изображена схема дифференциального насоса.

§ 36. Корпус насоса. Материалом для изготовления корпуса насоса является чугун, и только для больших давлений берут литую сталь. Но и последний материал для очень больших напоров оказывается неудовлетворительным, так как жидкость может продавливаться через его поры. В этих случаях берут фосфористую бронзу или же кованую сталь с про сверливанием в ней необходимых камер, ходов и отверстий. Там, где есть опасение разъедания металла жидкостью, необходимо отказываться от чугуна и обращаться к бронзе или в крайнем случае снабжать чугунную отливку бронзовыми втулками. Последние употребляют и в водяных насосах, если им приходится работать с большими, перерывами, например в пожарном деле.

Толщину стенок s чугунных насосных камер возможно рассчитывать по формуле (в миллиметрах):

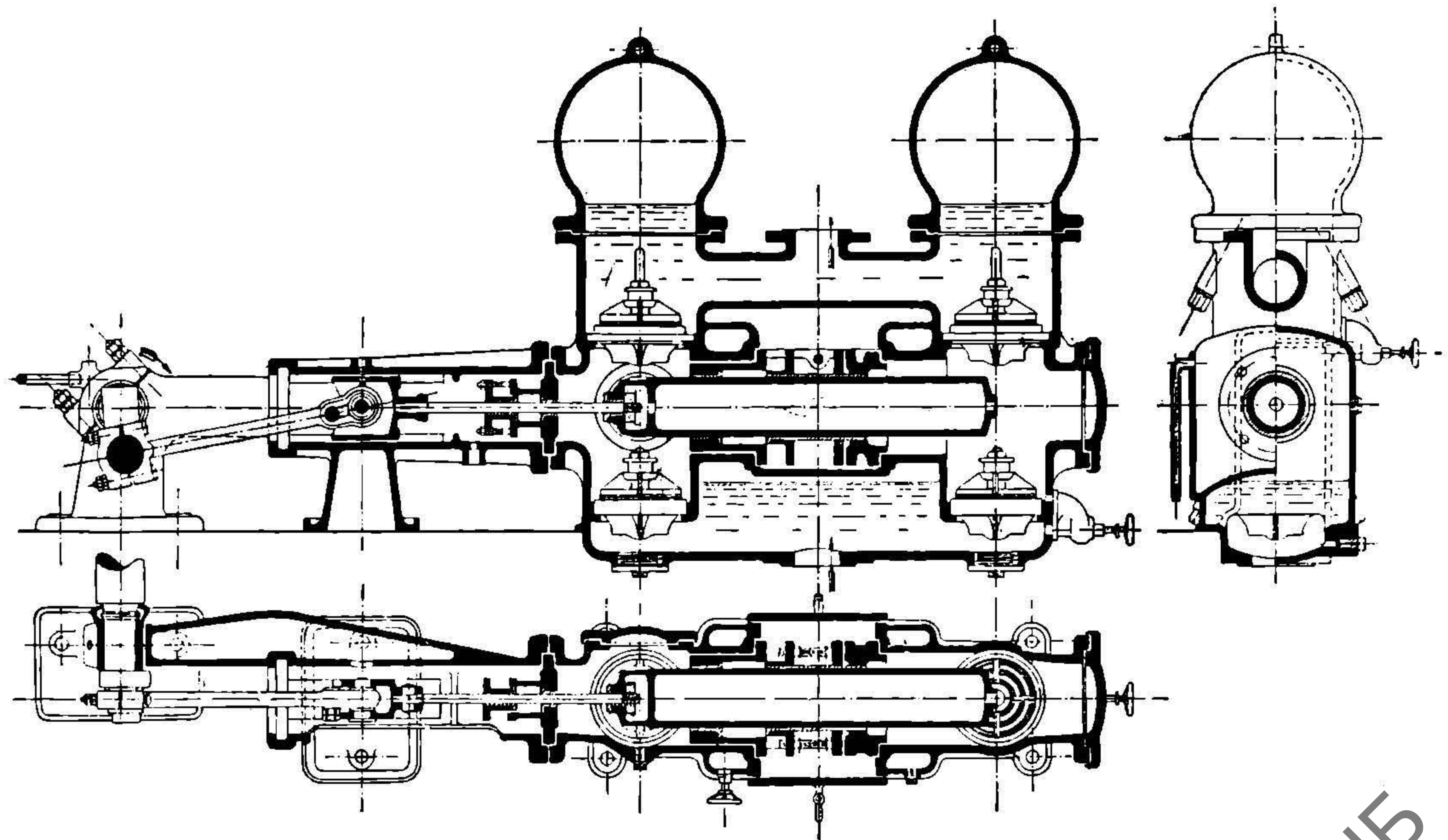
$$s = \frac{D}{50} + 10$$

НБ
УДУНТ
(ДІТТ)



Фиг. 31.

НБ
УДУНТ
(ДІПТ)



Фиг. 32.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

для вертикальной отливки и

$$s = \frac{D}{40} + 12$$

для горизонтальной отливки, где D — диаметр наибольшей цилиндрической части отливки.

При стали возможно брать соответственно:

$$s = \frac{D}{70} + 14$$

для вертикальной отливки и

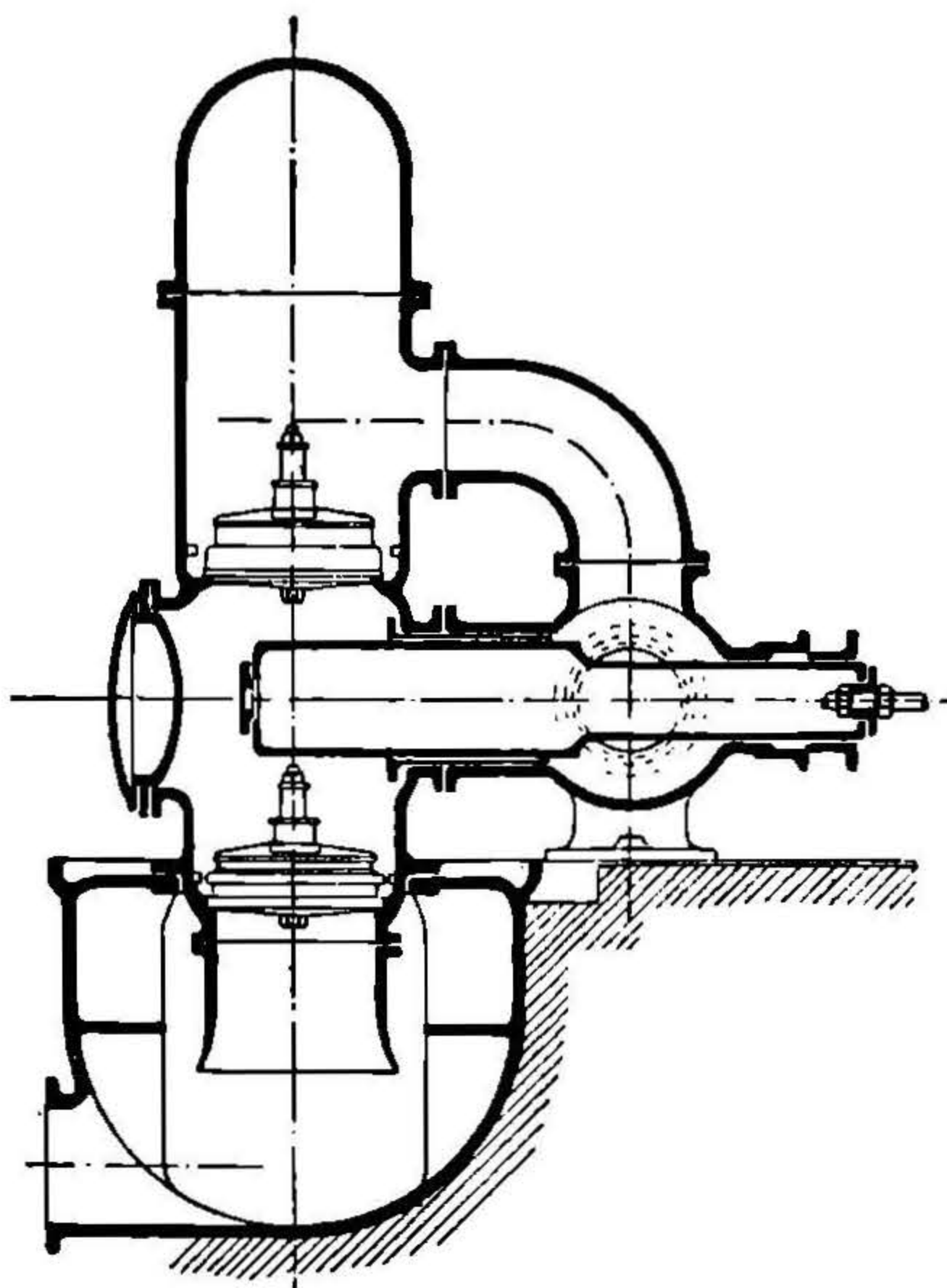
$$s = \frac{D}{60} + 16$$

для горизонтальной отливки.

При больших давлениях стремятся избегать плоских поверхностей в отливке, заменяя их цилиндрическими или выпуклыми наружу.

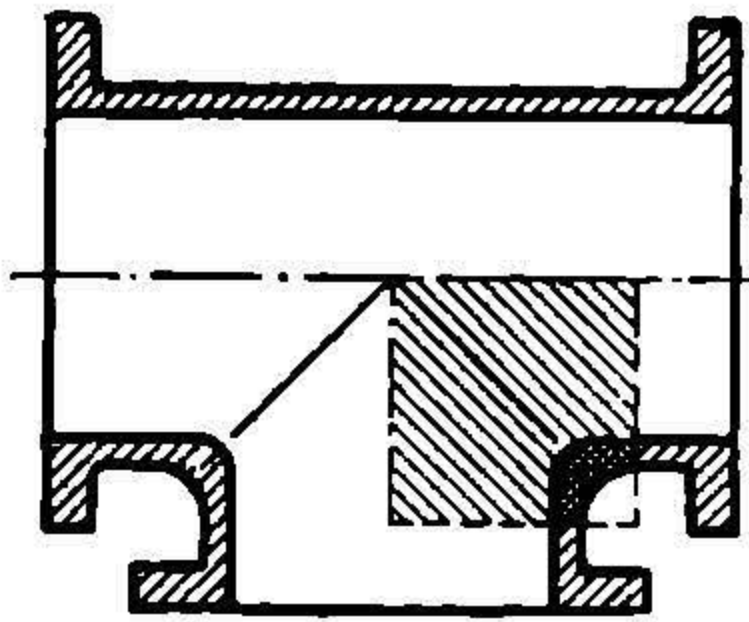
Очень вредно на прочность камеры влияют боковые отверстия фиг. 34. В этом случае площадь сечения в закруглении берут с таким расчетом, чтобы она была достаточно прочной на разрыв силою давления, производимого на заштрихованную на чертеже площадь. Если площадь сечения окажется при этой проверке недостаточной, то ее усиливают специальными железными анкерами-болтами, затягиваемыми для лучшей прочности в подогретом состоянии в специальных отверстиях (фиг. 35).

В конструкциях насосной камеры необходимо обращать большое внимание на такую форму, которая не давала бы

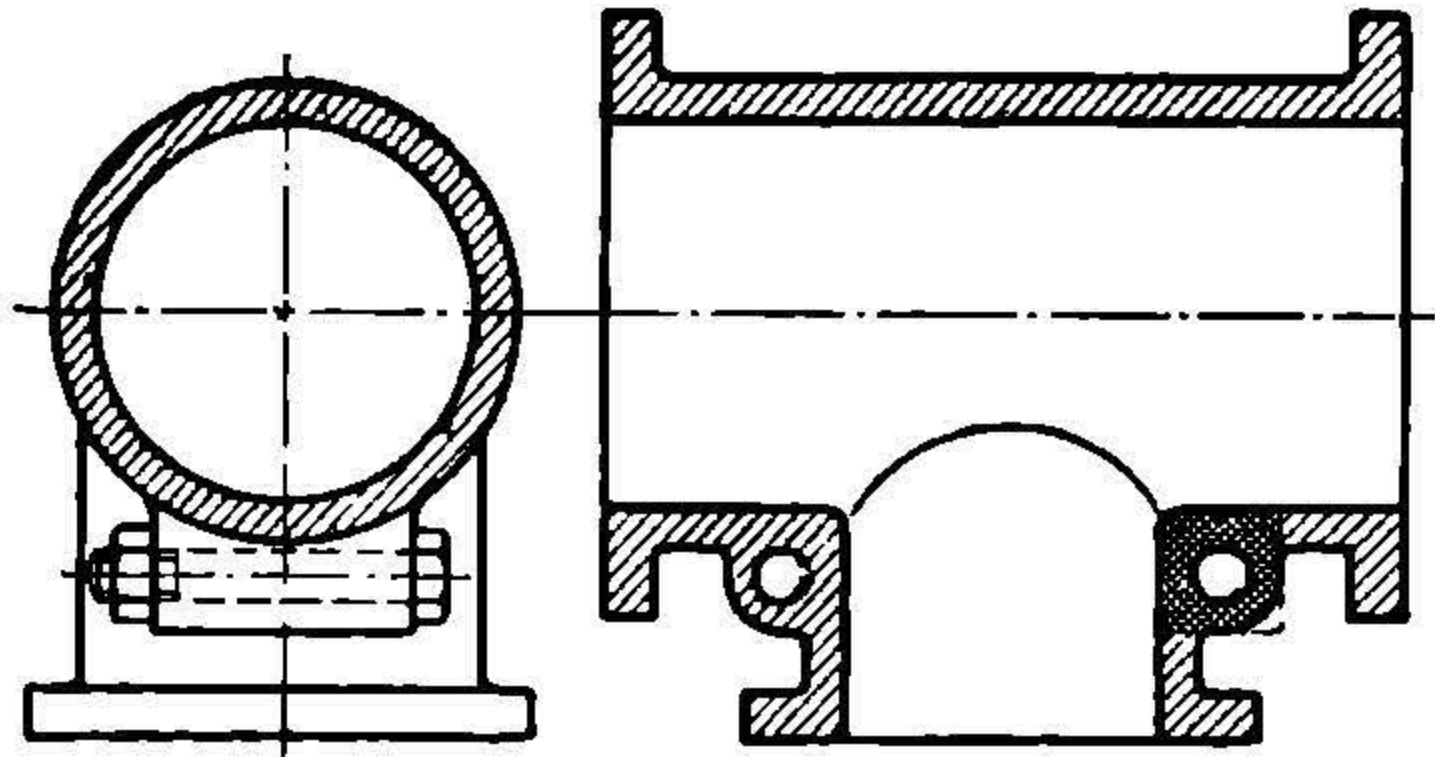


Фиг. 33.

возможности образоваться воздушным мешкам, отводя скопленный воздух к нагнетательному клапану, который должен

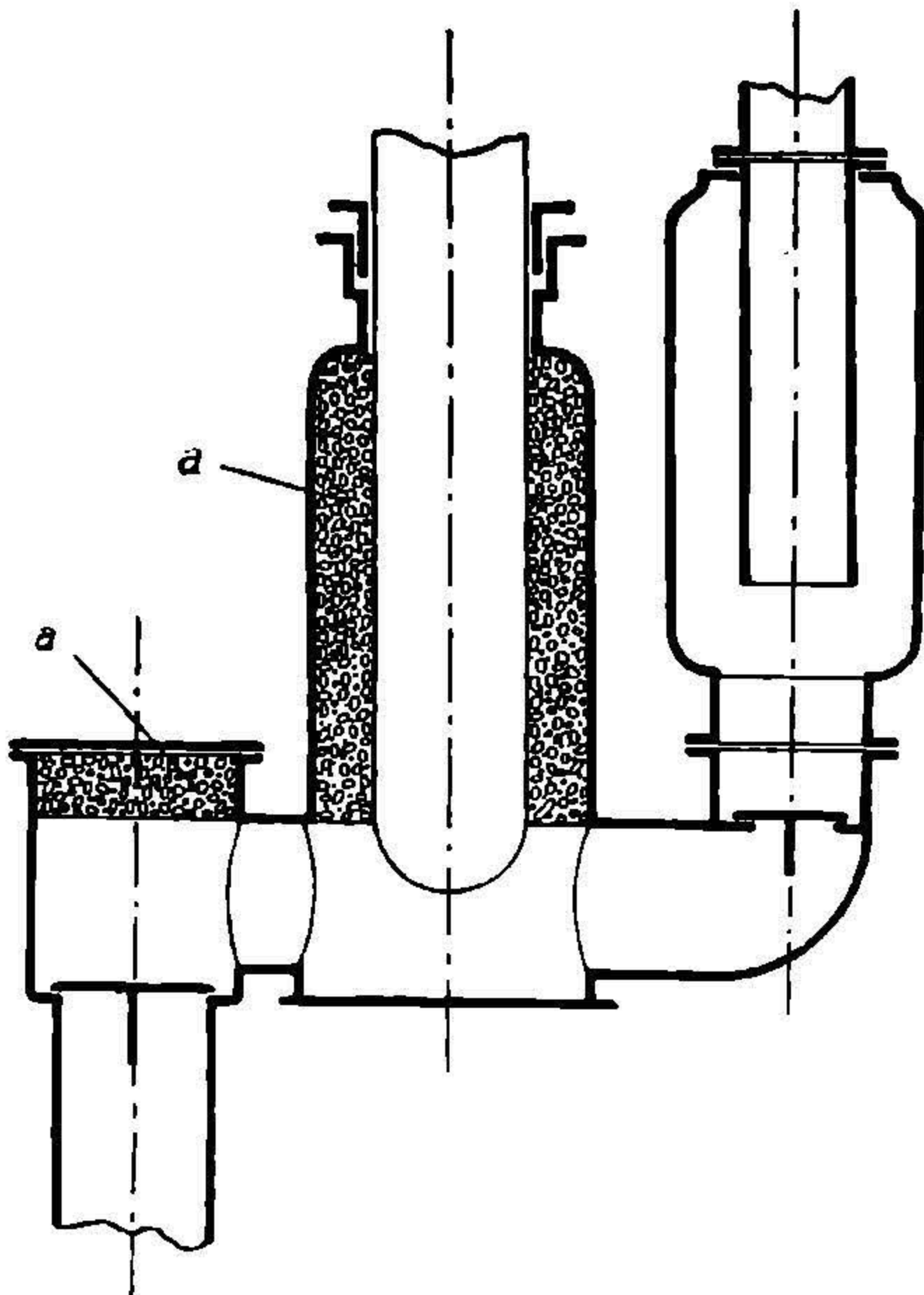


Фиг. 34.



Фиг. 35.

помещаться для этой цели в самой высокой точке камеры. На фиг. 36 дано неправильное расположение камеры (*a, a* — скопление воздуха) и на фиг. 37 — правильное.



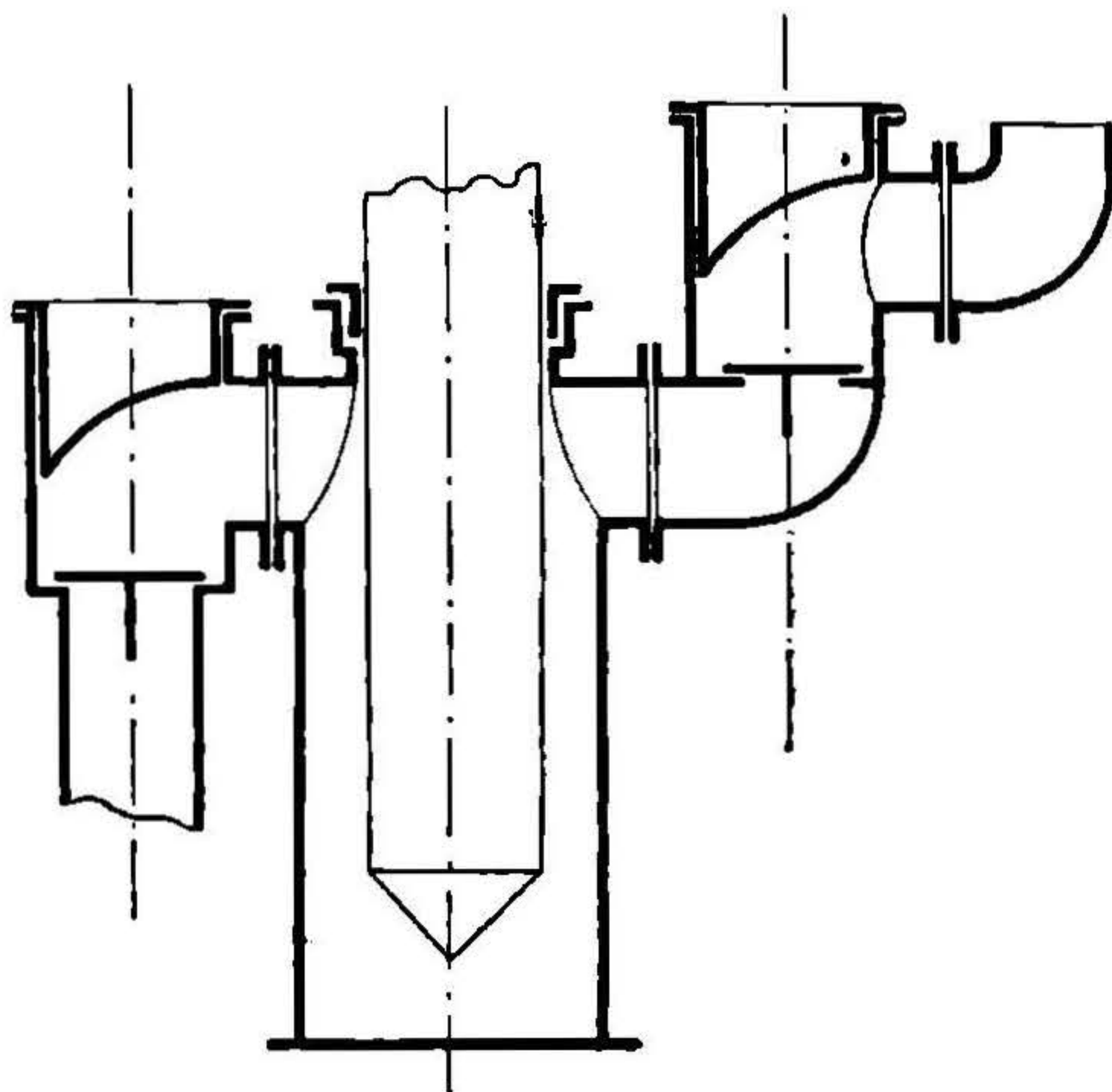
Фиг. 36.

Совершенно необходимой является надлежащая плотность фланцевых соединений, для чего весьма полезно фланцевые поверхности снабжать фальцами с прокладкой (фиг. 38).

§ 37. Поршни и ныряла. Употребление дисковых поршней в насосе требует наличия точно рассверленного цилиндра, в то время как ныряло нуждается лишь в наружном сальнике. Неплотности наружного сальника легче заметны и легче устранимы, нежели неплотность внутренних поршней, благодаря че-

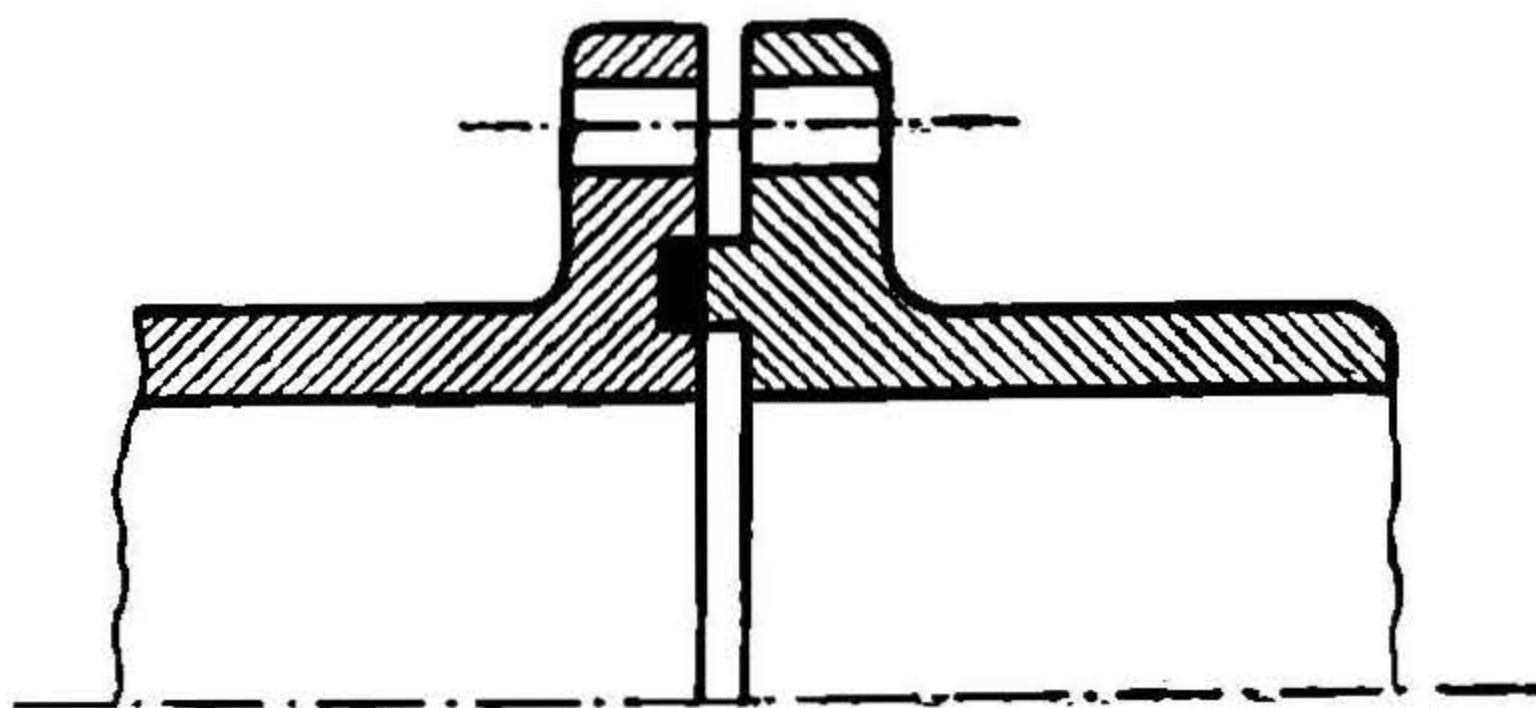
му употребление плунжеров более распространено, а поршни употребляются для небольших давлений в одну, две атмосферы в целях получения меньших размеров насосной камеры. Фиг. 39

дает изображение дискового насосного поршня с манжетами, а фиг. 40 — поршня с лабиринтным уплотнением. В ходу также для уплотнения металлические кольца и бронзовые втулки, — фиг. 41 дает изображение так называемого проходного поршня для вертикального насоса одиночного действия с расположенным на самом поршне клапаном. Детали поршней даются в курсе деталей машин. Для изготовления плунжеров-нырял употребляют чугун. Конец плунжера



Фиг. 37.

обычно бывает закругленным для уменьшения сопротивления



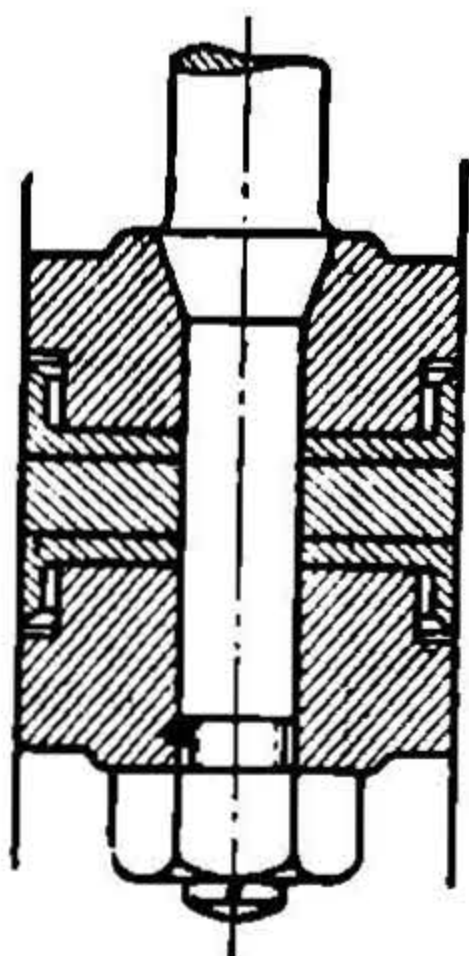
Фиг. 38.

движения, а в быстроходных насосах даже конусным. См. фиг. 42, 43 и 44.

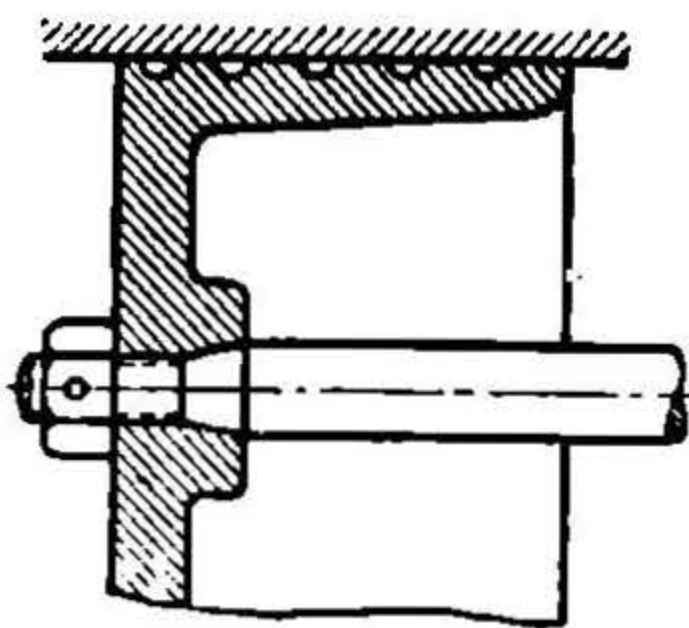
§ 38. Воздушные колпаки. Воздушные колпаки для наиболее совершенного выполнения своего назначения должны располагаться возможно близко к поршню или нырялу.

Весьма важно поддерживать в колпаках надлежащий объем воздуха, без чего он теряет конечно свое значение.

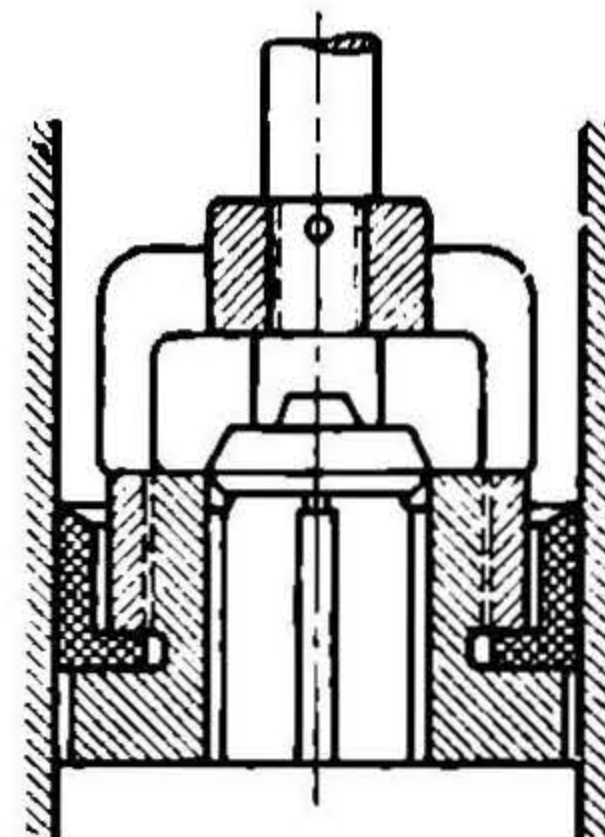
Всасывающий колпак весьма удобно устраивают в основ-



Фиг. 39.



Фиг. 40.

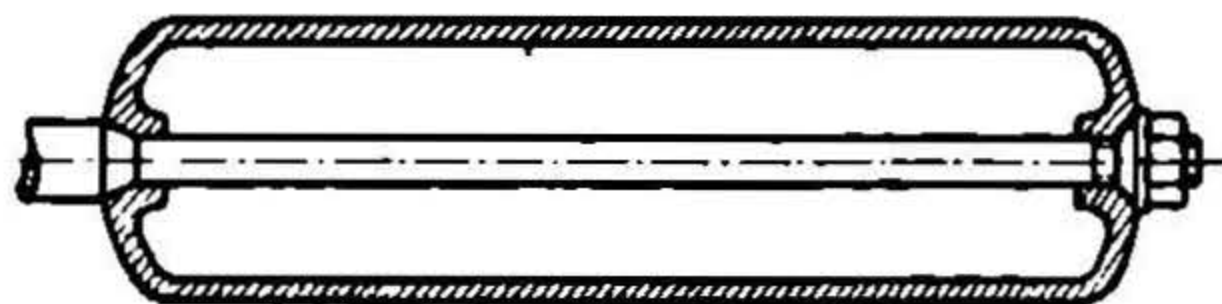


Фиг. 41.

ной плите насоса, которою последний опирается на фундамент.

Излишний воздух удаляется из колпака через всасывающие трубы, для чего последние снабжаются на надлежащей высоте

небольшими отверстиями с таким расчетом, чтобы воздух не мог засасываться сразу большими порциями, что повело бы к ударам (фиг. 45.)



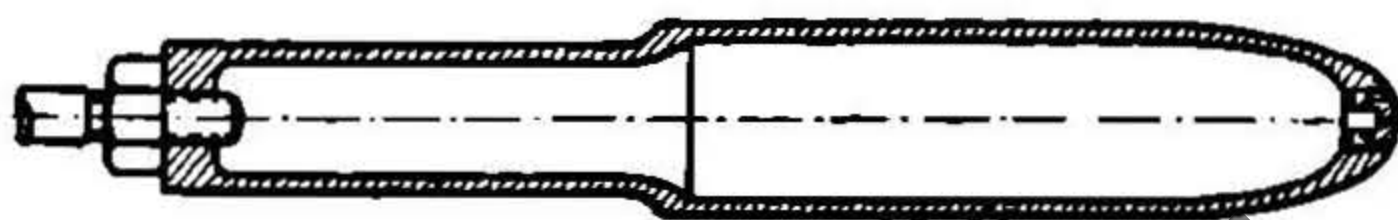
Фиг. 42.

Берг рекомендует делать в одной горизонтальной плоскости от 4 до 8 отверстий

с общей площадью, равною 0,01 площади сечения трубы.

Во всасывающем колпаке сдвоенного насоса, как это указано на фиг. 45, нередко располагаются плоские поверхности

для предупреждения образования вредных для действия клапана волн, появление которых возможно вследствие попеременного всасы-



Фиг. 43.

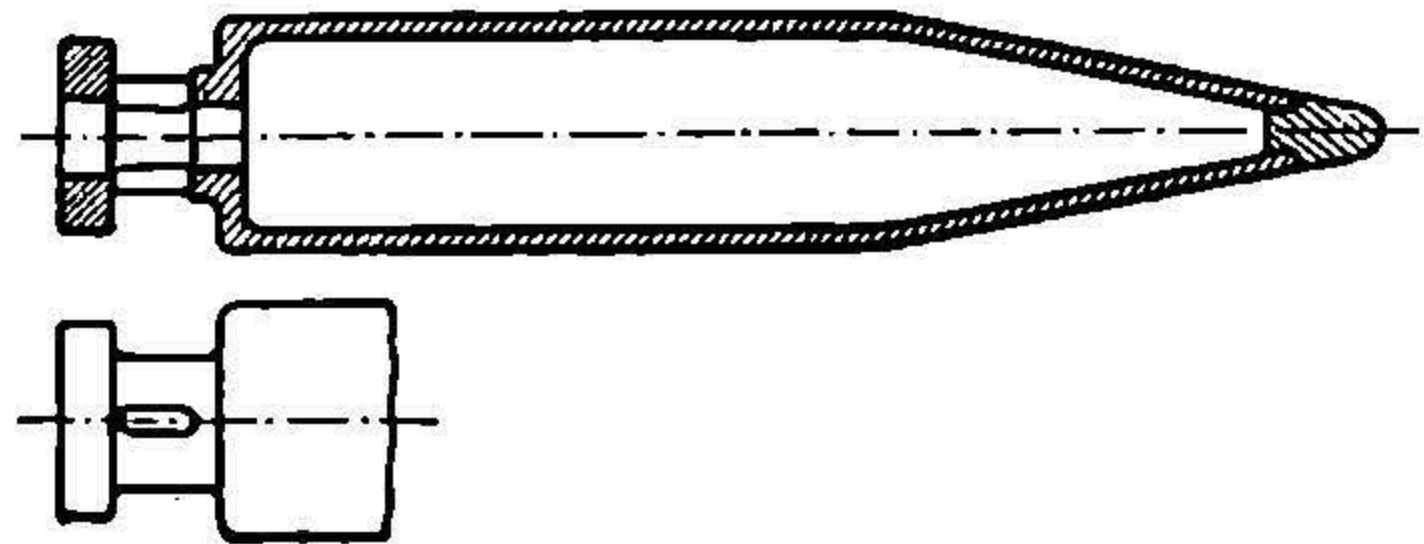
вания каждой из двух погруженных в колпак всасывающих труб.

Очень важно для правильного действия колпака располагать вход жидкости в колпак и затем из колпака под поршень

таким образом, чтобы сделать невозможным „проскакивания“ струи через пространство колпака без потери скорости, что свело бы очевидно на нет все устройство колпака.

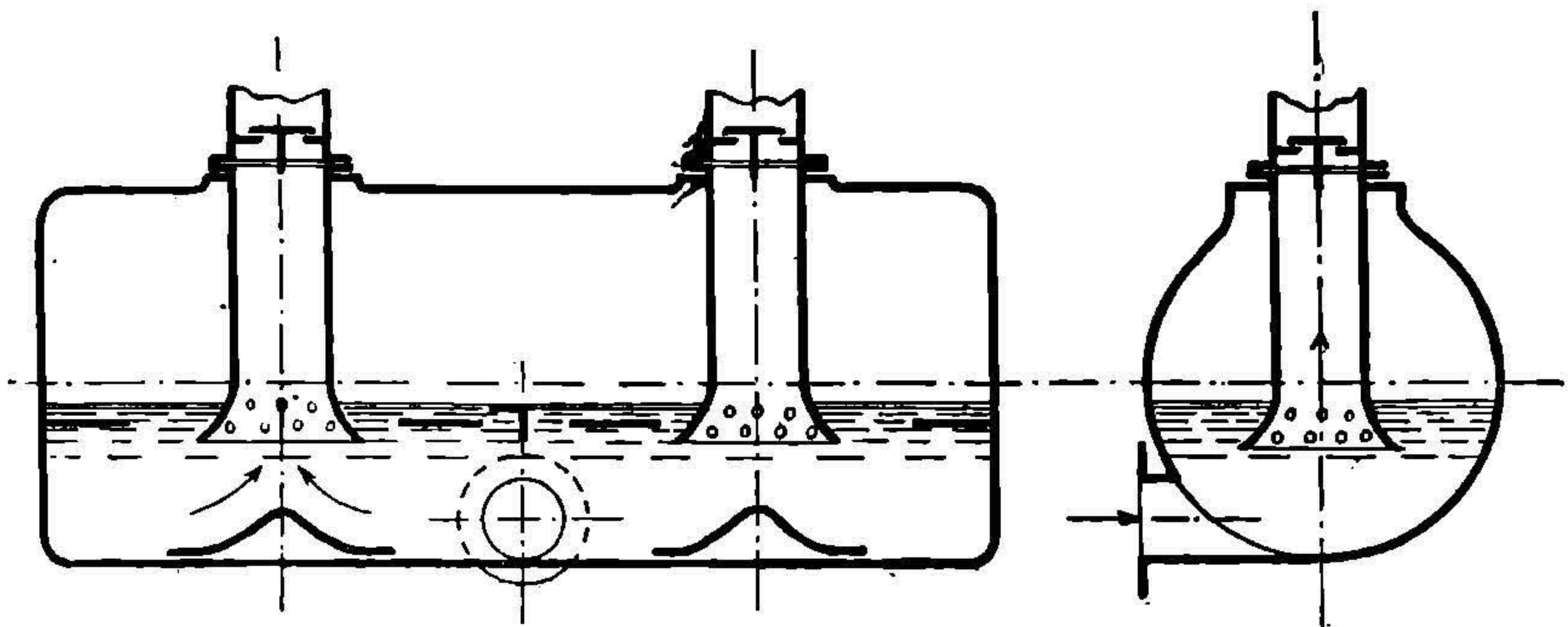
На всасывающем колпаке ставят водомерное стекло, вакуумметр и воздушный кран, необходимый при опорожнении насоса.

Напорный воздушный колпак требует особой прочности в виду возможных повышений давления в нем при пуске насоса в ход, как то выяснено уже выше (§ 16).



Фиг. 44.

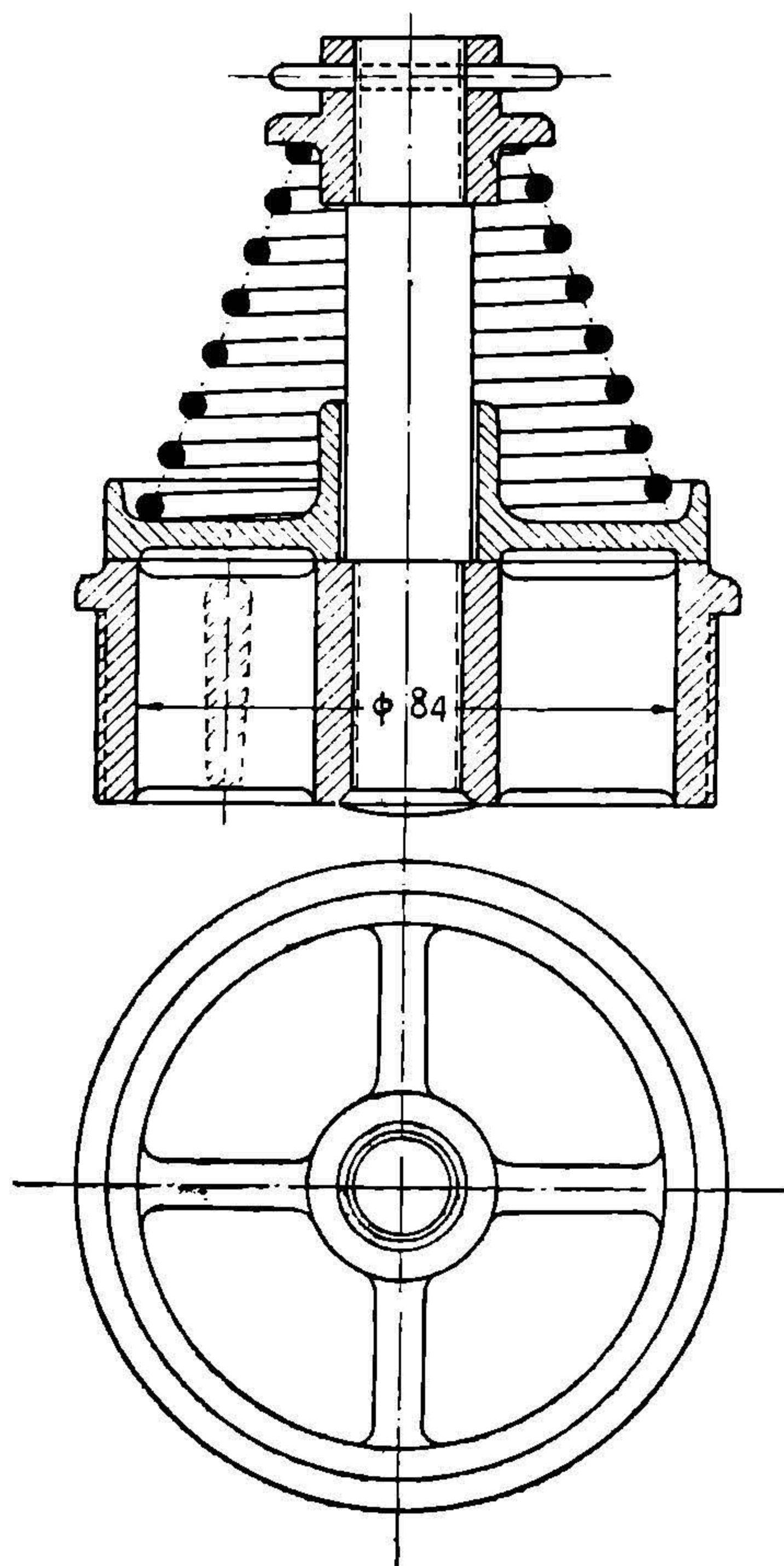
Весьма важно устроить правильное питание напорного колпака воздухом, который обычно в значительном количестве растворяется жидкостью (водою) и в тем большем количестве, чем выше давление в колпаке. Для снабжения воздухом напорного колпака нередко бывает недостаточно того воздуха, кото-



Фиг. 45.

рый поступает из всасывающего колпака через вышеописанные отверстия на конце всасывающих патрубков. В этом случае необходимо прибегать к устройству так называемых сосок, представляющих собою ввинченные в крышки насосных камер трубки, снабженные обратным воздушным клапаном, допускаю-

щим вход воздуха в период всасывания поршня; засасывание воздуха соской может быть в случае надобности приостановлено помощью особого крана на трубке. В больших насосах, особенно при больших давлениях, прибегают к установке вспомогательных воздушных компрессоров. На напорном клапане помещают водомерное стекло, манометр и воздушный кран, необходимые при опорожнении и наполнении насоса жидкостью.



Фиг. 46.

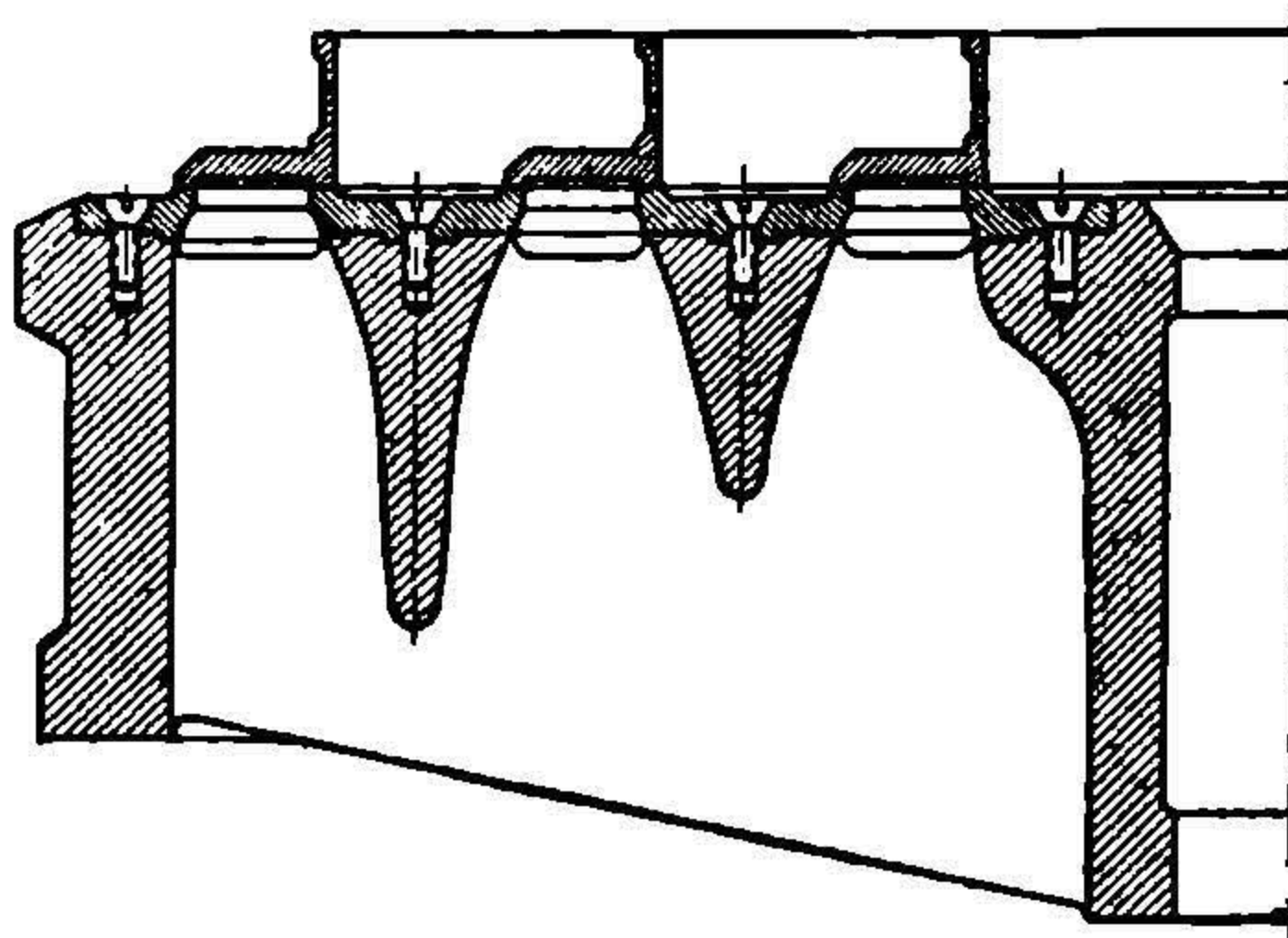
Из принадлежностей насоса, тесно связанных с колпаком, необходимо упомянуть еще об обходных трубах, при посредстве которых возможно переводить жидкость из напорной трубы (или колпака) в корпус насоса и затем из корпуса во всасывающий колпак и всасывающую трубу. Такие обходные трубы необходимы для предварительного наполнения насоса перед пуском его в ход, минуя напорные и всасывающие клапаны.

§ 39. Клапаны. Материалом для изготовления клапанов служит обычно бронза (фиг. 46), дающая возможность дости-

жения весьма гладких поверхностей, необходимых для плотности закрывания клапана. Кроме того удельный вес бронзы меньше других материалов, что весьма важно в смысле уменьшения массы клапана.

Если из экономических соображений клапан будет изготовлен из чугуна, то все же поверхности прикосновения клапана с седлом делают из бронзовых пластин (фиг. 47). При грязных жидкостях для достижения плотности невозможно ограничиться одними металлическими прокладками, но необходимо употреблять прокладки из более мягкого материала (кожа, резина, дерево). Для больших давлений мягкие прокладки употребляются в соединении с металлическими вспомогательными накладками (система Ферниса, фиг. 48).

Клапанные седла мелких клапанов (в том числе групповых) ввинчиваются в клапанную плиту насосной камеры или загоняются в нее под давлением. Седла больших клапанов закрепляются специаль-



Фиг. 47.

ными анкерами, вставляемыми с наружной стороны и удерживаемыми специальными болтами (фиг. 49, 50).

Направление клапана должно быть достаточной длины во избежание перекоса и застревания клапана.

Радиальные ребра в седле клапана должны быть рассчитаны на изгиб с достаточным запасом во избежание прогиба и перекоса ¹.

Закрепление шпинделя клапана происходит различным образом. Различные способы подобного закрепления показаны на фиг. 46, 48 и 49, а также на фиг. 29.

Пружины для клапанов быстроходных насосов нередко делаются из каучука (фиг. 49)². Весьма оригинальная конструк-

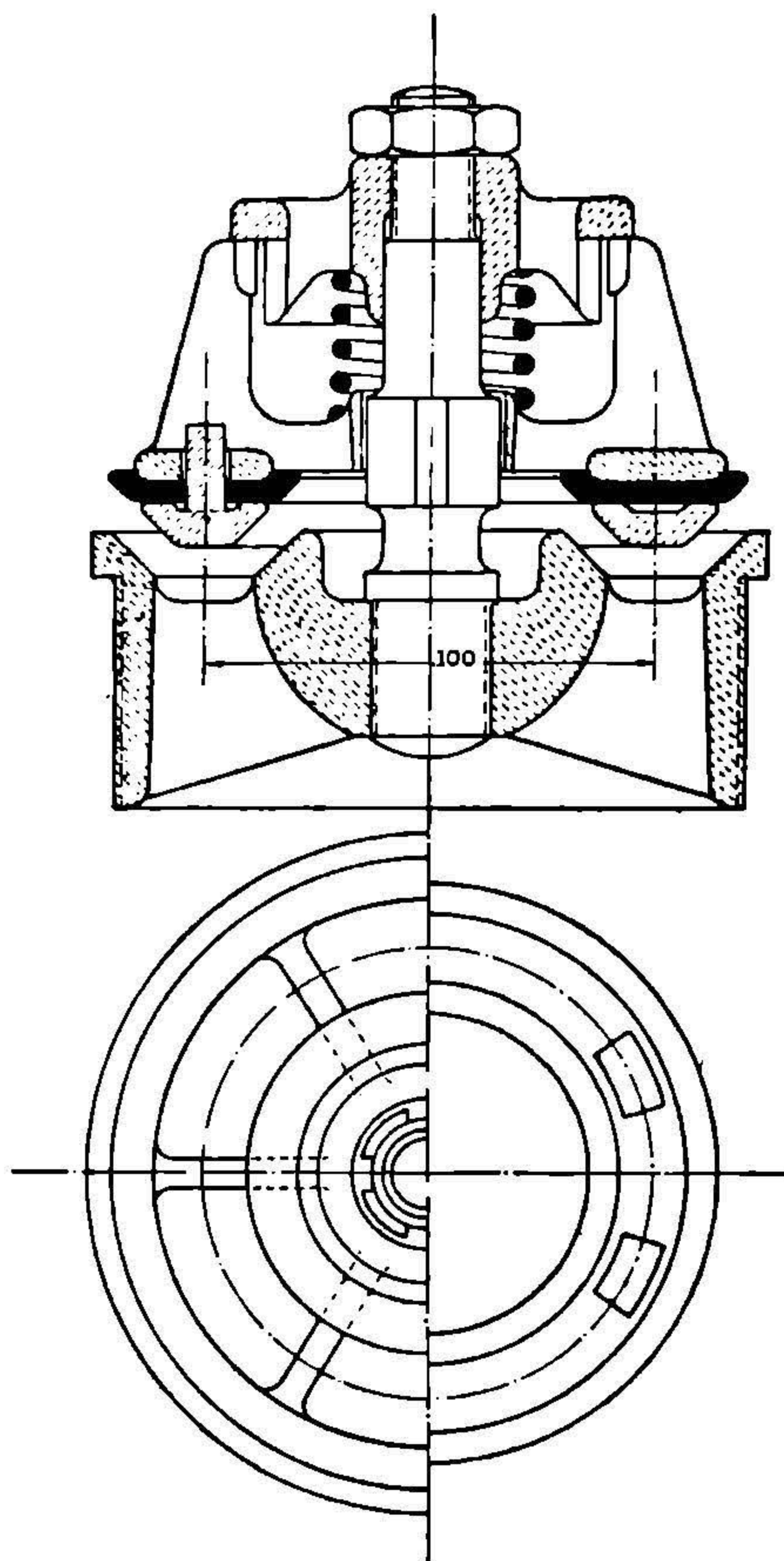
¹ Подробный расчет клапанного седла см. например Даме, Поршневые насосы.

ция бесшумно работающего клапана предложена Кертингом для быстроходных насосов (фиг. 51). В ней роль клапанов играют резиновые жгуты, прикрывающие отверстия специального этажного седла. Ана-

логично работает клапан, изображенный на фиг. 52, где вместо жгутов применены резиновые пластинки.

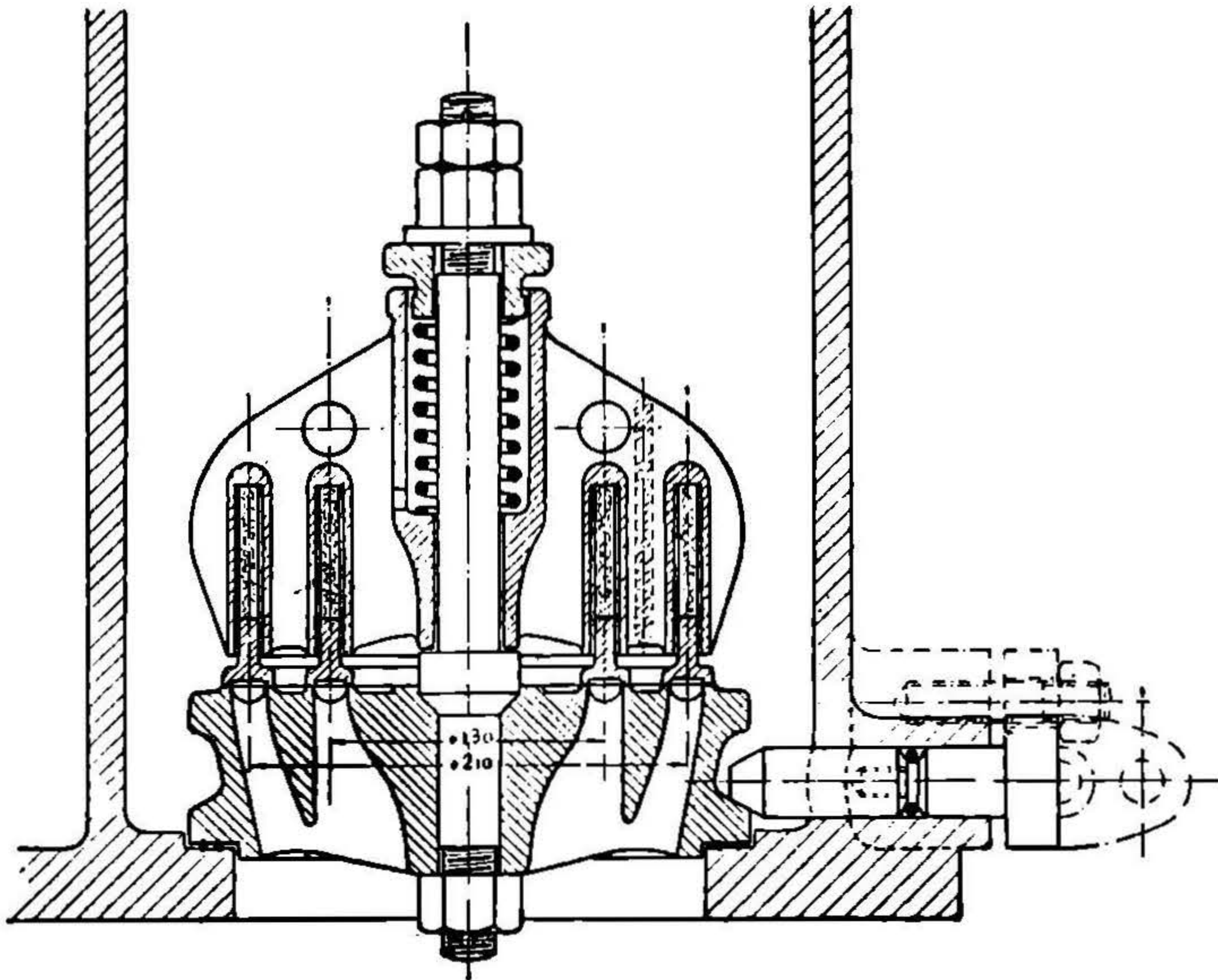
Весьма простую конструкцию имеют шаровые клапаны, употребляющиеся для грязных и густых жидкостей (фиг. 53). Небольшие шары для клапана делают сплошными из бронзы или стали, большие — полыми из бронзы или из твердого каучука. Для того чтобы шар не застревал в седле, необходимо, чтобы угол наклона конической поверхности седла, принимающей клапан, был не больше 45° , для чего диаметр шара должен быть не меньше 1,5 до 1,6 диаметра отверстия седла.

На фиг. 54 изображен откидной клапан, работающий обычно на кожаных прокладках. Как то указывалось выше, откидные клапаны употребляются редко, преимущественно для грязных жидкостей, и особой теории не имеют.

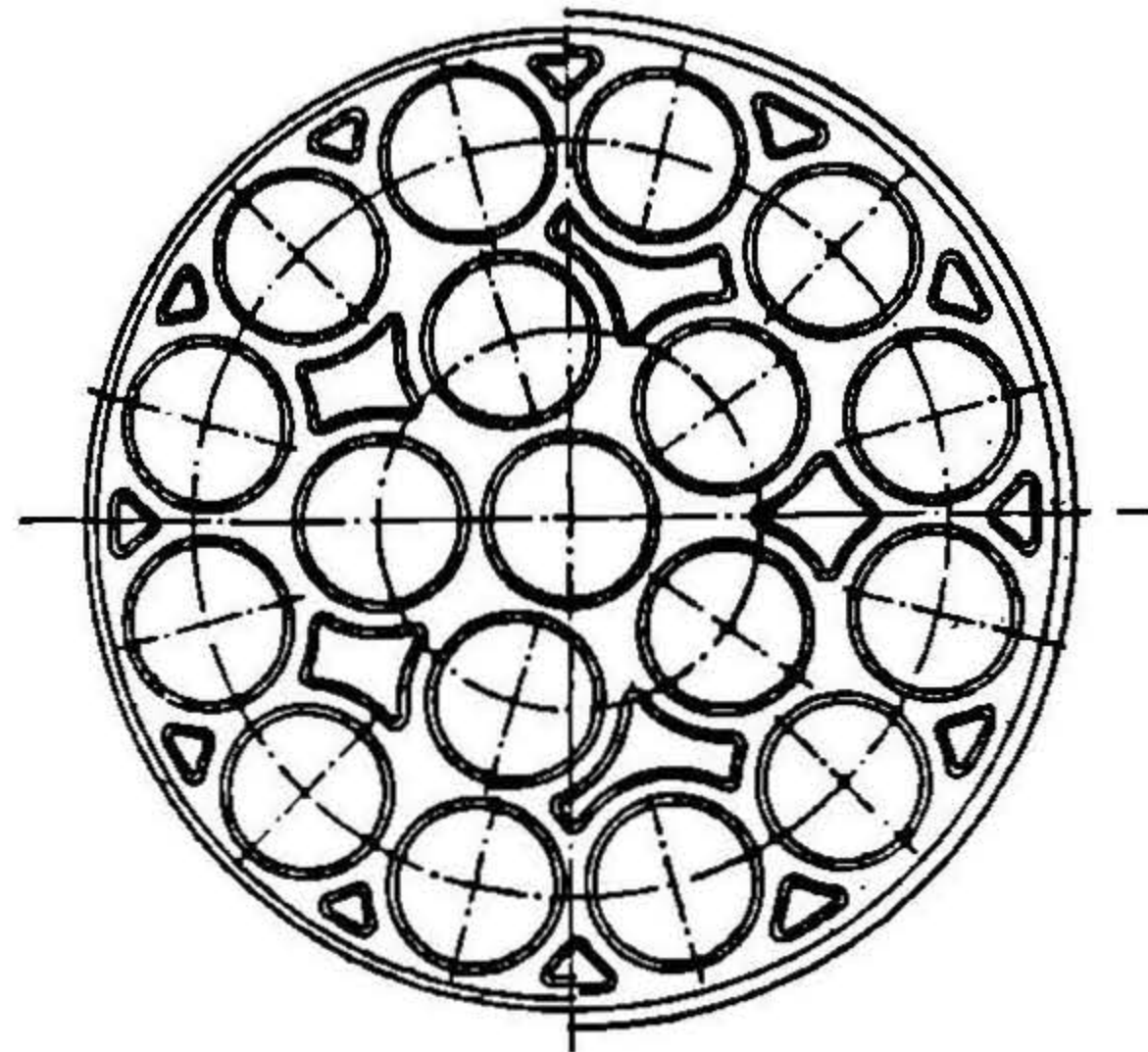
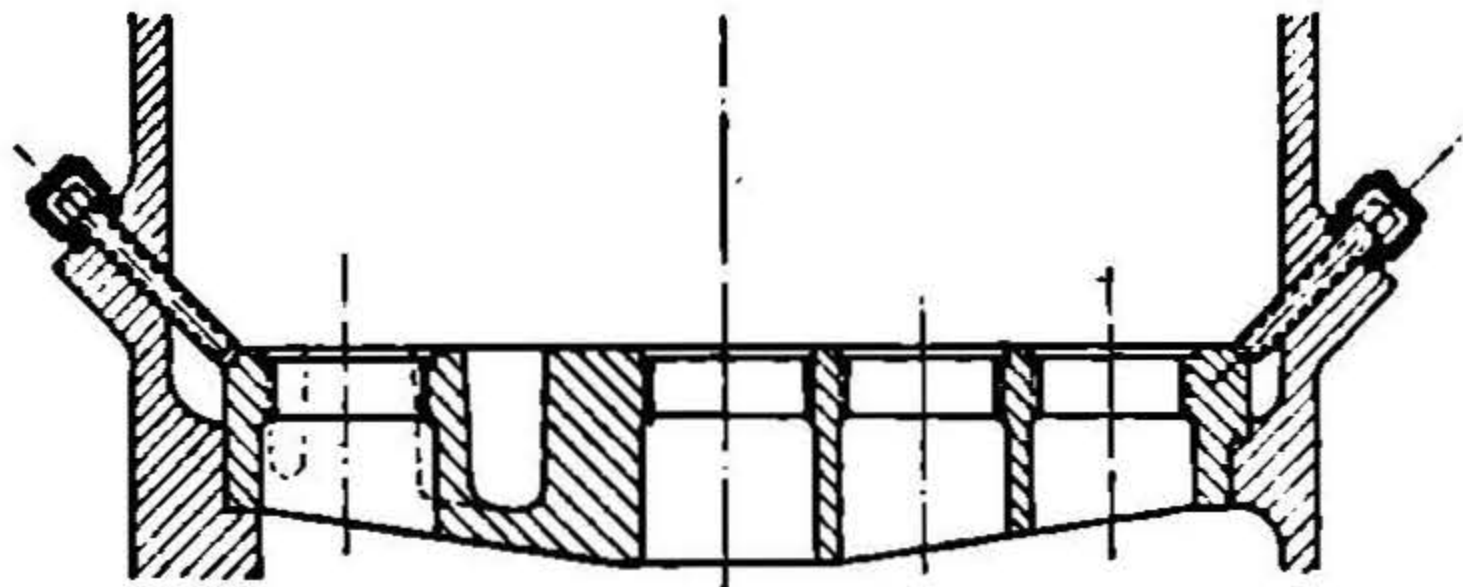


Фиг. 48.

§ 40. Пуск в ход насосов. Для пуска в ход насоса его наполняют жидкостью через обходные трубки, что сокращает время удаления воздуха из насоса и получения надлежащего разрежения во всасывающей трубе действием самих поршней.

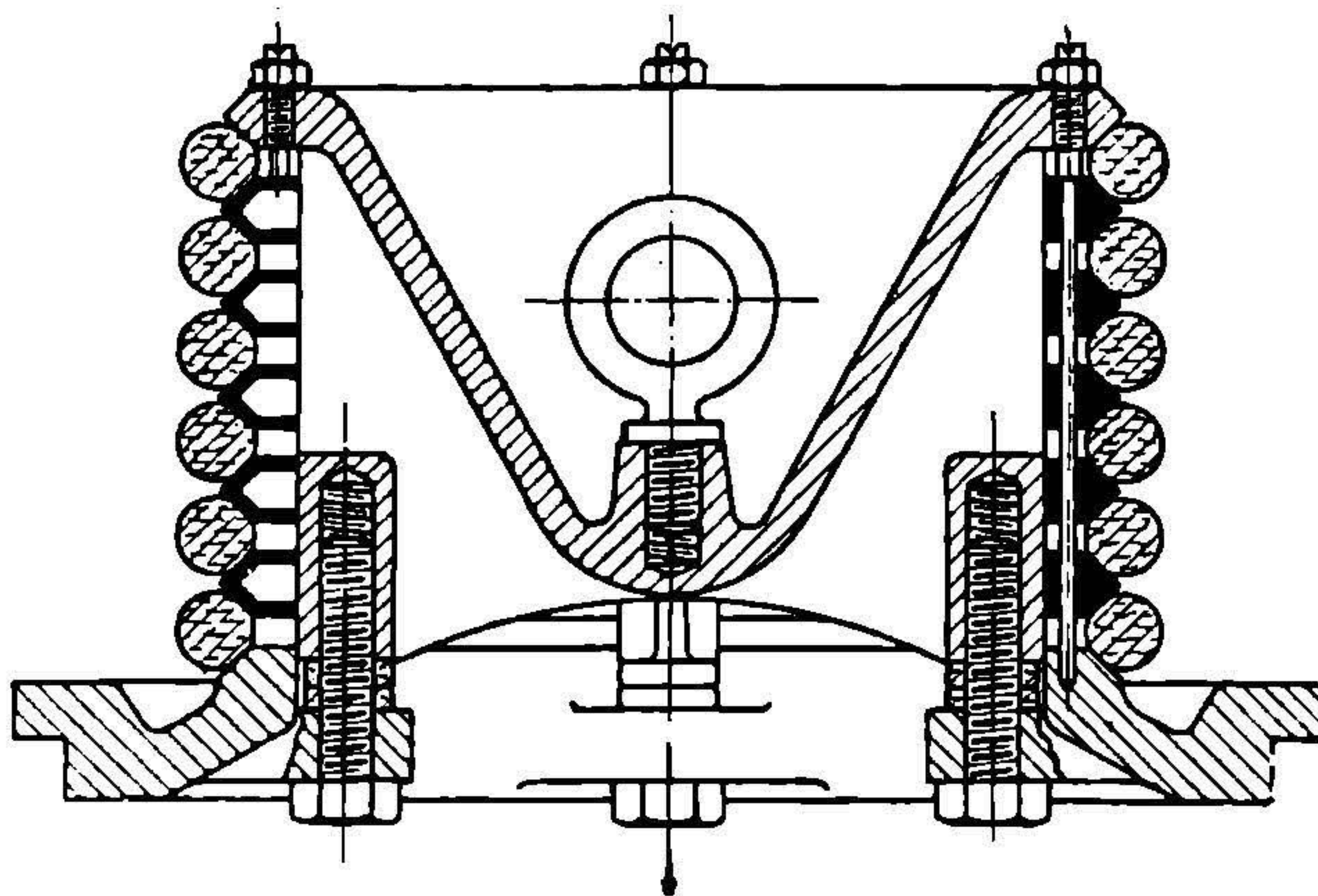


Фиг. 49.



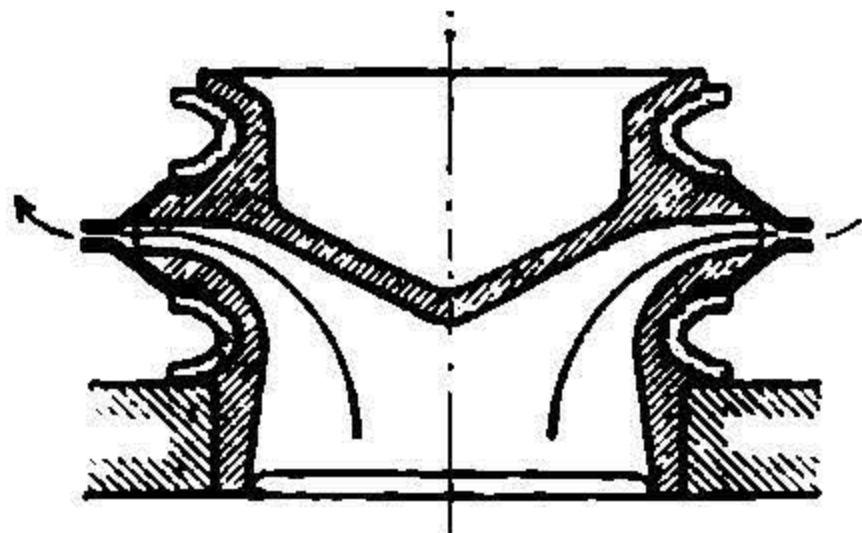
Фиг. 50.

Если при первоначальном пуске в ход насоса не имеется необходимого запаса жидкости для его наполнения, то при-

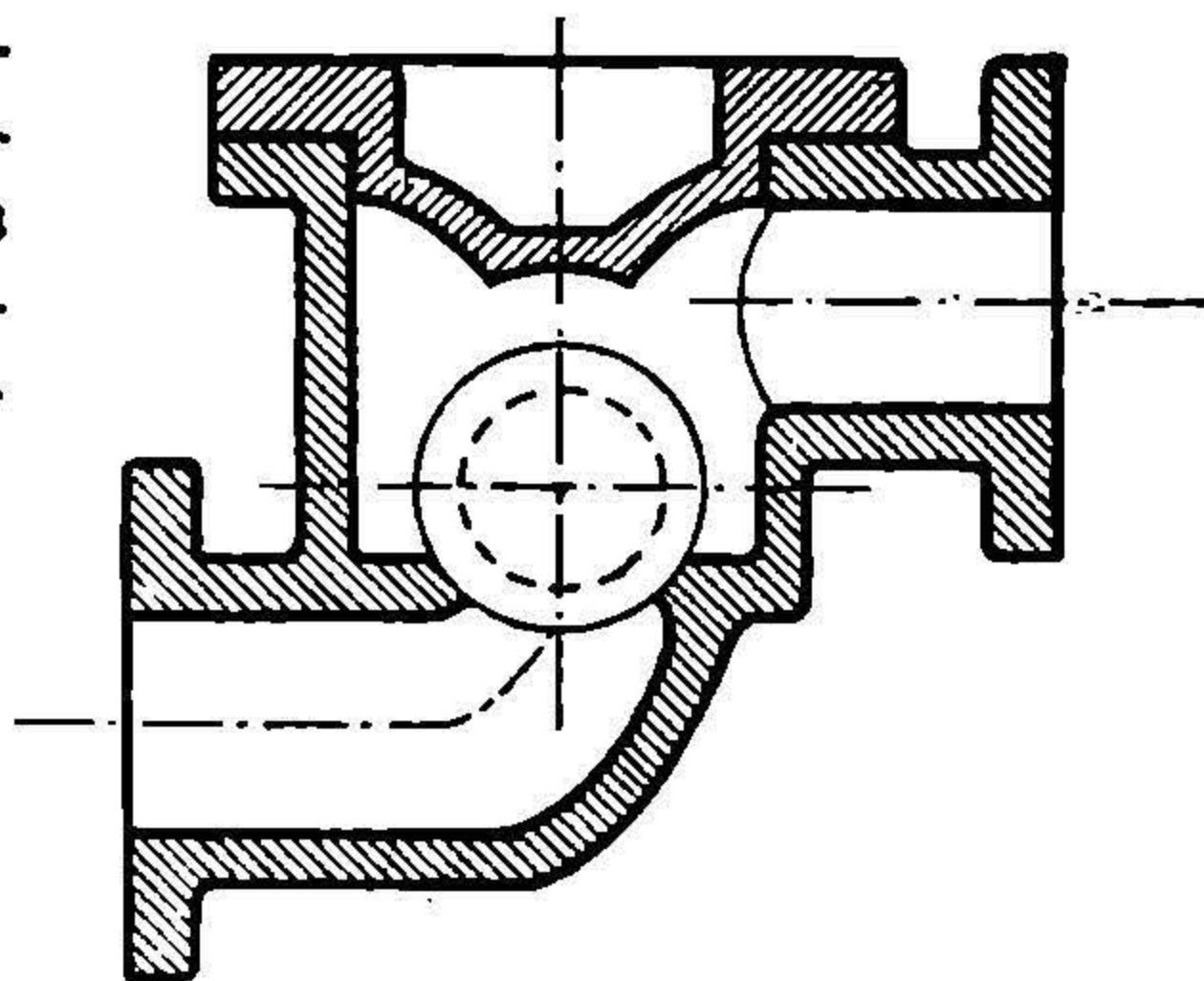


Фиг. 51.

ходится прибегать к так называемому сухому засасыванию при посредстве отсасывания воздуха самим насосом; удаление отсасываемого воздуха может происходить либо непосредственно в напорную трубу, либо, еще лучше, через специальные отверстия, находящиеся под напорным кла-



Фиг. 52.



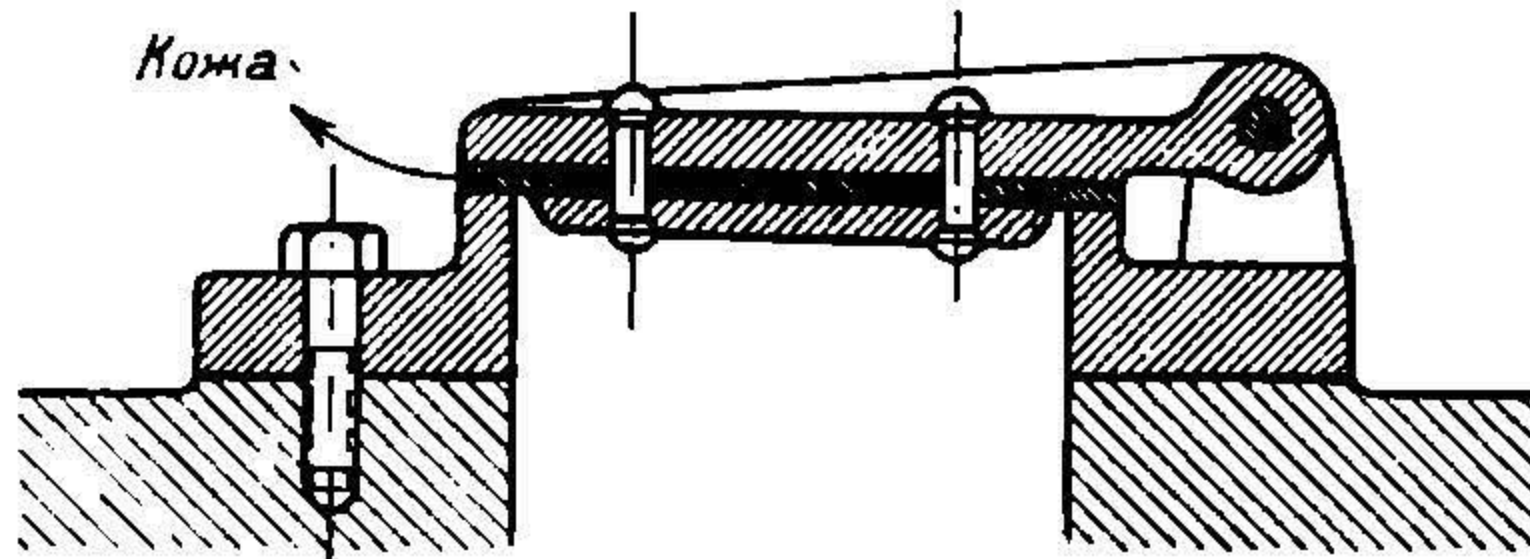
Фиг. 53.

паном и открываемые специальным краном по мере надобности.

Для регулирования количества жидкости, подаваемого насосом, которое, как это уже установлено выше, пропорционально

площади поршня, его ходу и числу оборотов, необходимо изменить одну из этих трех величин.

Хотя и существуют приспособления для изменения площади поршня, но они распространения не получили. Изменение хода



Фиг. 54.

достигается изменением радиуса кривошипа при посредстве перестановки цапфы кривошипа.

Наиболее все же применимым и наиболее естественным является изменение числа оборотов, которое производится обычно изменением числа оборотов двигателя, приводящего в движение насос, или изменением передаточных зубчатых колес и ременной трансмиссии.

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

ГЛАВА VII.

ОСОБЫЕ КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ.

§ 41. Паровые насосы прямого действия. Этот тип насосов имеет весьма большое распространение там, где требуется простота установки, хотя его работа крайне неэкономична. Характерным в конструкции этого насоса является расположение поршня насоса и поршня паровой машины на одном штоке без маховика. Таким образом движение поршней возможно лишь в том случае, если давление пара в паровом цилиндре больше давления жидкости в насосном; так как это последнее, согласно с указаниями §§ 8, 9, 10 почти постоянно за весь ход насоса (в особенности при наличии воздушных клапанов), то и давление пара должно быть тоже постоянным, а потому паровая машина должна работать без расширения, и в конце хода пар выпускается из парового цилиндра под полным своим давлением. Из этого усматривается, что работа такой машины будет крайне неэкономичной. Однако простота конструкции, незначительность требующегося для насоса места часто перевешивают экономическую сторону дела.

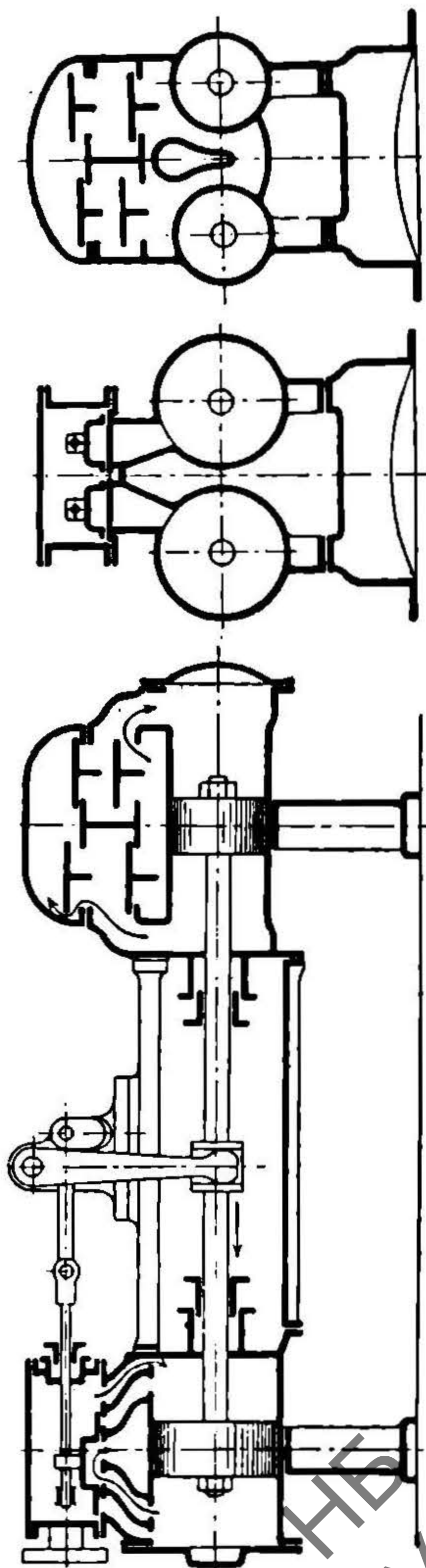
Наиболее частым является применение двух сдвоенных насосов двойного действия, так как при этом получается парораспределение одного насоса, при посредстве рычагов связанного с другим. Насос устанавливается таким образом, что при мертвом положении одного другой находится в среднем. Конструкция насоса усматривается из фиг. 55. Парораспределение производится при посредстве простых коробчатых золотников с той лишь особенностью, что впускные окна и каналы существуют отдельно от выпускных. Это обстоятельство дает возможность образования паровой подушки в конце хода поршня, когда он, приближаясь к мертвому положению, закрывает выпускной канал. Такая паровая подушка весьма удобна для плавной остановки поршней в конце хода; при этом устройством

небольшой перекрыши золотника на стороне впуска пара возможно даже достичь того, что остановившийся поршень не сразу начинает свое обратное движение, как это неизбежно при кривошипном приводе, а после нескольких моментов покоя. Это явление, характерное для насосов этого типа, весьма хорошо отражается на работе клапанов, так как последние садятся на место в спокойной жидкости и не засасываются при посадке идущим обратно поршнем, как то происходит при кривошипном приводе.

Поршень, начавший свое движение от мертвой точки, весьма быстро достигает нормальной скорости и весь свой путь до второй мертвой точки совершает с постоянной скоростью, которая соответствует конечно и постоянной скорости жидкости в насосном цилиндре.

Насосы нормально могут делать от 30 до 40 и максимально 50 оборотов. Регулирование оборотов производится от руки, простым открыванием или прикрыванием парового вентиля.

Несмотря на большие достоинства этих насосов, крайне не экономичное действие ограничивает их распространение. Для возможности применить расширение пара и тем достичь большей экономии в его расходовании, пытались устанавливать специальные гидравлические аккумуляторы, поглощающие энергию за первую половину хода с полным давлением пара и отдающие ее на второй половине с уменьшенным вследствие расширения давлением; однако эти установки развития не получили.



Фиг. 55.

Более действительным средством, делающим возможным применение расширения пара, является применение принципа компаунд, т. е. работы двух и даже трех паровых цилиндров увеличивающихся диаметров на одном штоке с водяным цилиндром. Заставляя пар переходить из первого малого цилиндра во второй (и третий) большего диаметра, выбирая соответственно величину площадей отдельных цилиндров и моменты их заполнения, возможно достичь достаточно равномерного давления пара всех цилиндров в совокупности за весь ход и в то же время значительно понизить давление отработанного пара в момент его выпуска¹.

Приготовление паровых насосов прямого действия является специальностью небольшого числа заводов Европы и Америки, которые непрерывным долголетним совершенствованием установленных ими типов достигли крайней степени их простоты и надежности действия и приспособляемости к разного рода условиям работы.

Поэтому их расчет сводится обыкновенно только лишь к установлению тех основных данных, которые могли бы служить исходными для выбора надлежащего типа из каталогов этих форм.

Обычно надлежит считать установленными производительность насоса в единицу времени и напор, который необходимо достичь в насосе. В зависимости от напора выбирается тип насоса: с дисковым поршнем, со скальчатый поршнем двойного хода и внутренним уплотняющим сальником, с отдельными для каждой стороны хода плунжерами и наружными сальниками в каждом из сдвоенных насосов; первый тип наиболее дешевый, последний наиболее дорогой. В соответствии с напором и располагаемым давлением пара в котле, обслуживающим насос, является возможным вычислить то отношение парового и водяного поршня, при котором возможно движение.

Так, если давление пара равно p_n и давление на водяном поршне должно быть p_b (в совокупности на стороне нагнетания и всасывания), то очевидно при расположении водяного

¹ См. Ш у х о в. Насосы прямого действия.

УДУНТ
(ДІТТ)

I. НАСОСЫ С ДИСКОВЫМИ ПОРШНЯМИ ДЛЯ ДАВЛЕНИЙ ОТ ДВУХ ДО ЧЕТЫРЕХ АТМОСФЕР.

Диаметр парового цилиндра, мм	160	180	180	220	300	280	300	375
Диаметр водяного цилиндра, мм	160	160	200	220	270	270	340	420
Ход поршня, мм	150	150	150	150	150	150	330	380
Число двойных ходов в минуту	67	67	67	67	67	53	45	42
Производительность ведер в час	3 650	3 650	5 600	6 825	10 200	13 900	24 500	41 500

II. НАСОСЫ С ВНУТРЕННИМИ САЛЬНИКАМИ И СКАЛЬЧАТЫМИ ПОРШНЯМИ ДЛЯ НАПОРА ДО ВОСЬМИ АТМОСФЕР.

Диаметр парового цилиндра, мм	300	300	350	325	375	375	425
Диаметр водяного цилиндра, мм	200	200	200	220	230	260	320
Ход поршня, мм	250	330	330	330	330	330	330
Число двойных ходов в минуту	55	46	46	46	46	46	45
Производительность ведер в час	8 050	8 800	8 800	10 700	11 700	14 600	22 000

II. НАСОСЫ С НАРУЖНЫМИ САЛЬНИКАМИ И ОТДЕЛЬНЫМИ ПЛУНЖЕРАМИ ДЛЯ НАПОРА ДО ПЯТНАДЦАТИ АТМ.

Диаметр парового цилиндра, мм	135	180	220	220	265	425	600
Диаметр водяного цилиндра, мм	66	110	110	140	140	250	280
Ход поршня, мм	125	150	150	250	250	330	380
Число двойных ходов в минуту	80	67	67	55	55	46	42
Производительность в ведрах в час.	490	1 660	1 660	3 900	3 900	13 600	18 500

IV. То же — для напора до пятнадцати атмосфер, компаунд.

Диаметр паров. поршня высок. давления, мм	150	180	200	330	375	425	450
Диаметр паров. поршня низк. давления, мм	220	280	320	550	600	700	750
Диаметр водяного поршня, мм	110	140	140	250	250	280	280
Ход поршней, мм	150	250	250	330	330	380	380
Число ходов	67	55	55	46	46	42	42
Производительность в ведрах в час	1 660	3 900	3 900	13 600	13 600	18 500	18 500

и парового поршней на одном штоке должна существовать зависимость

$$p_n F_n \geq p_b F_b,$$

где F_n и F_b соответственно площади сечения поршней парового и водяного; или

$$\frac{p_n}{p_b} \geq \frac{F_b}{F_n}$$

Указанных данных достаточно для выбора соответственного типа в каталоге.

На стр. 119 и 120 для примера даются основные размеры некоторых типов горизонтальных паровых насосов прямого действия завода Вейзе и Монски в Галле ¹.

Насосы прямого действия могут быть изготовлены для очень больших давлений, достигающих до 750 и более атмосфер, что требует, кроме соответственного отношения поршней, также и специального материала для цилиндров, специальных сальников и т. п.

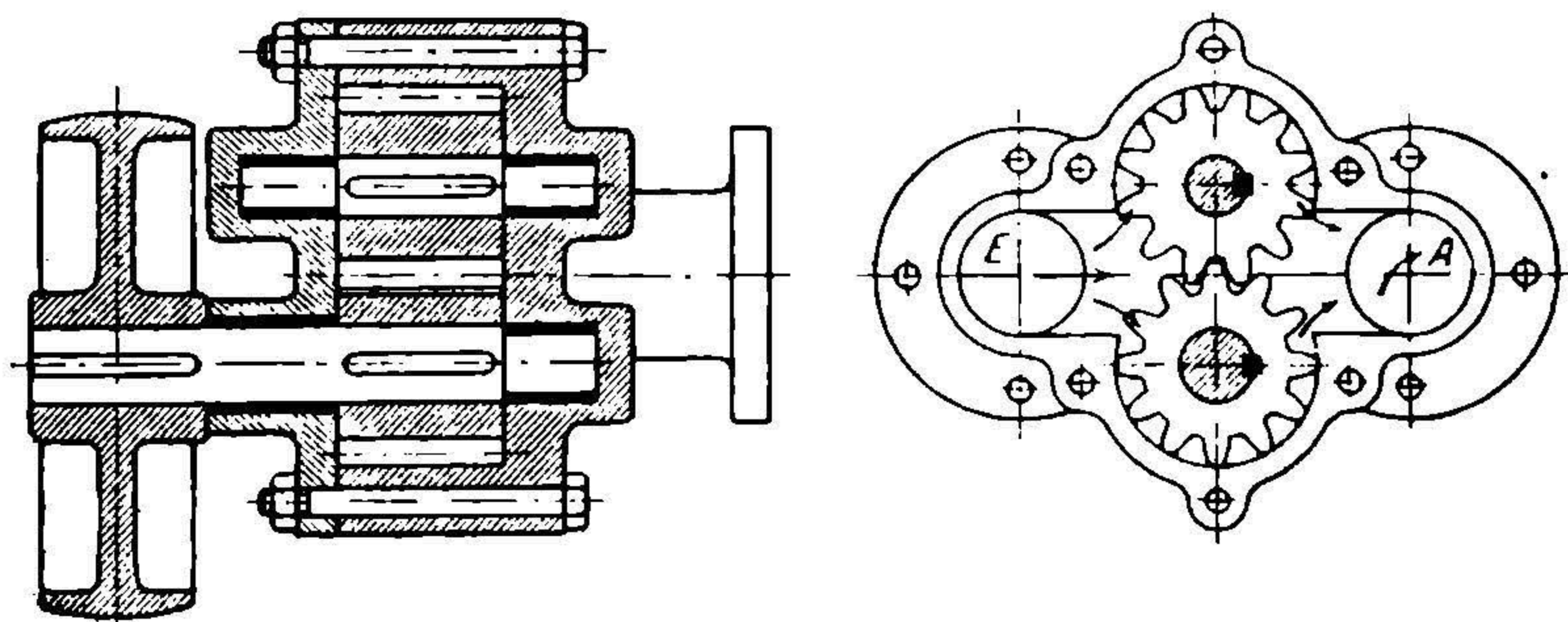
§ 42. Ротативные насосы. Ротативные насосы, пользовавшиеся ранее довольно большим распространением, основаны на том, что при вращении некоторой специальной формы тела в цилиндрической полости возможно получать попеременно увеличивающиеся и уменьшающиеся пространства, которыми и образуется непрерывный ток жидкости из всасывающей в напорную трубу; при этом удается избежать применения клапанов и воздушных колпаков, что сильно упрощает конструкцию и делает весь механизм очень компактным. Для достижения лучших результатов применяют вместо одного два и три вращающиеся в одной и той же цилиндрической полости тела, причем вращение их происходит около параллельных осей. В настоящее время при усовершенствовании центробежных насосов подобного рода механизмы потеряли свое значение.

Они находят себе применение в виде небольших вспомогательных устройств для перекачки масла при циркулирующей

¹ Приводимые данные являются краткою выдержкою из каталогов указанной фирмы и далеко не обнимают всех типов, выработанных фирмою и возможных к изготовлению.

смазке, при масляных регуляторах и т. п. На фиг. 56 изображен такой насос, в котором перемещение жидкости происходит движением пары зубчатых колес; жидкость захватывается впадинами между зубцами и перемещается при вращении колес с одной стороны насосной камеры на другую. При тщательном исполнении в такого рода насосах удается достичь величины коэффициента наполнения до 0,9—0,95 при коэффициенте полезного действия 0,6—0,7; давления в таких насосах достигают 50 и более атмосфер.

§ 43. Пульсометры. Вытеснение жидкости из насосной камеры может происходить не только при посредстве движения твердого тела, но и жидкого и газообразного. Наиболее простыми представителями этого типа насосов являются так называемые сокоподъемники, или монжу (*mont-jus*). Они представляют собою цилиндры, которые наполняются тем или

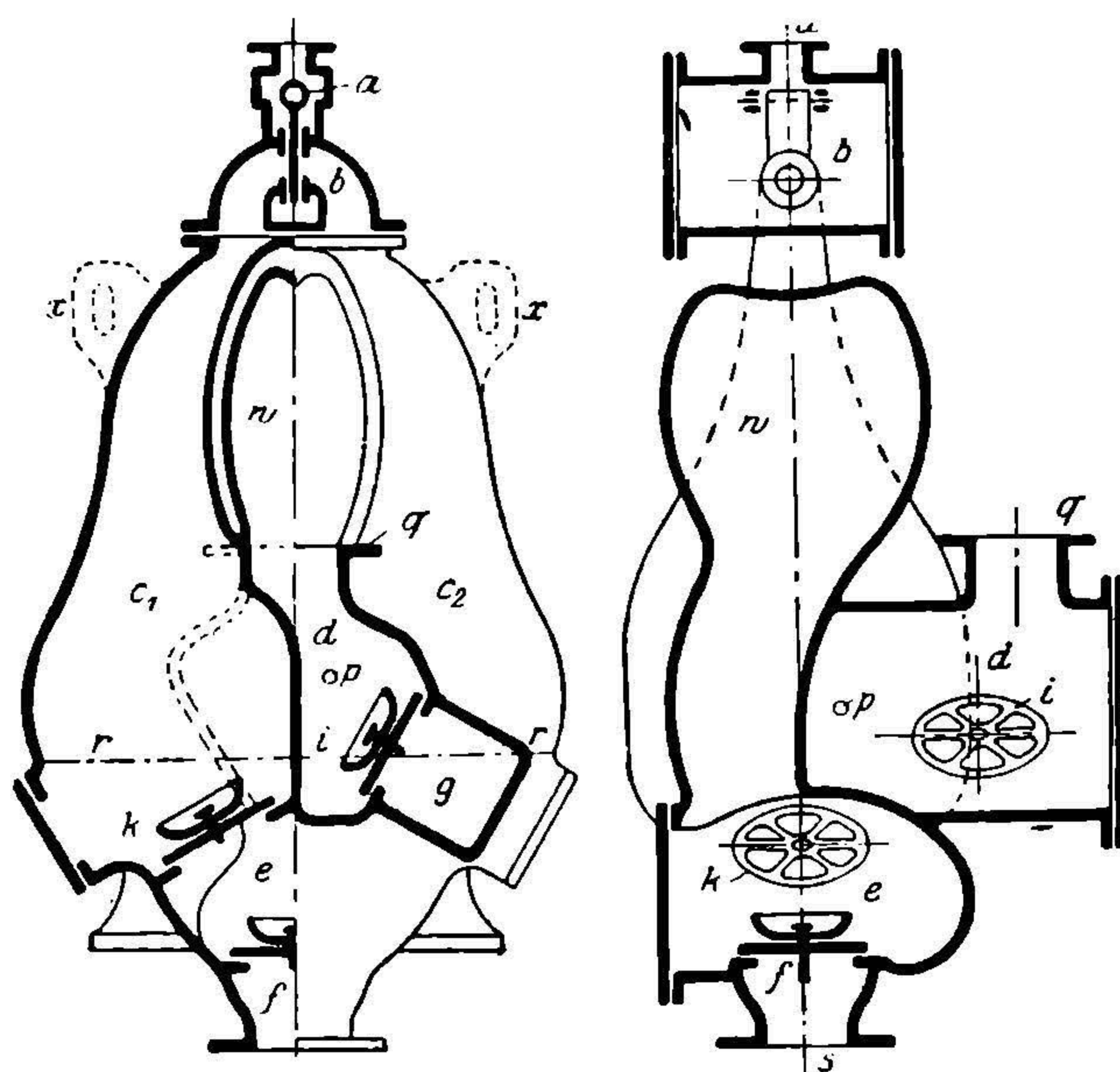


Фиг. 56.

иным способом, обычно самотеком, подлежащую перемещению жидкостью; затем в цилиндр вводят сверху пар соответствующего давления, который и вытесняет жидкость на надлежащую высоту. Такого рода приборы в большом ходу в тех производствах, где перекачиваемые жидкости требуют особой чистоты и предосторожностей при манипуляциях и могут портиться от прикосновения к металлическим частям насоса (виноградный сок, патока и пр.).

Более усовершенствованным механизмом такого же типа является пульсометр, изобретенный в 1871 г. Галлем

(Hall) (фиг. 57). Пульсометр представляет собою две камеры c_1 и c_2 , соединяющиеся наверху своими узкими частями в одной распределительной паровой коробке с распределительным язычком b , подвешенным на шарнире a . Обе камеры необходимо для начала представить себе наполненными водою. Язычок прижат к одной стороне (например правой) и через открытые при этом отверстия другой стороны (левой) пар проникает в левую камеру, выталкивает из нее воду через пространство g и напорный клапан i в напорную трубу d .



Фиг. 57.

Когда уровень вытесняемой жидкости понизится до горизонта r , пар проникает сразу в большом количестве в камеру g , что способствует его смешению с водою и конденсации; давление его при этом несколько падает, благодаря чему b захлопывает входное отверстие и открывает правую сторону для пара; в левой конденсация пара продолжается и усиливается

благодаря тому, что через отверстие p при понизившемся давлении может из пространства d впрыскиваться вода. После конденсации пара возможно засасывание воды с нижнего уровня через клапан f , пространство e и клапан k ; камера w является всасывающим воздушным клапаном; по окончании вытеснения воды из правой половины процесс автоматически начинается снова. Высота всасывания может достигать 7—8 м, давление пара должно быть на 1—15 атмосфер больше давления нагнетания. 1 килограмм пара может произвести работу до 5 000 килограммометров, считая в поднятой воде. При работе пульсометра происходит незначительное нагревание воды вследствие смешивания конденсата с нагнетаемой водой.

Пульсометр очень удобно применим для временных водоснабжений, особенно при заборе воды из колодца, куда он легко опускается на цепях.

Заслуживает быть отмеченным, что пульсометры работают хотя и без расширения пара, но с конденсацией его, а потому пар в нем работает более экономично, нежели в насосах прямого действия с выпуском отработавшего пара в атмосферу; получаемое от конденсации разрежение может быть использовано для подъема воды по всасывающей трубе с нижнего уровня на значительную высоту (до 7—8 метров); в связи с этим экономия от конденсации пара тем больше, чем меньше последующая высота нагнетания, требующая нового расхода пара.

Изготовление пульсометров является специальностью незначительного количества заводов Европы и Америки, достигших хороших результатов путем длительных, в течение ряда лет, заводских испытаний и наблюдения за их действием на практике в установках. По этим соображениям и расчет их сводится лишь к подбору подходящего номера из тех типов, которые предлагаются заводами в их каталогах. Исходными данными для подбора являются количество требующейся для подъема воды, высота подъема и высота всасывания. Высота подъема должна быть сообразована с наличием соответственного давления пара в котле, которое должно быть по крайней мере на $1-1\frac{1}{2}$ атмосферы больше требующейся высоты напора; кроме того необходимо также считаться с потерями давления и с охлаждением пара в подводящем к пульсометру паропроводе; по этим соображениям при длинных паро-

проводах бывает часто полезным увеличивать их диаметр с целью уменьшения потерь давления на трение.

При больших высотах некоторые заводы рекомендуют установку нескольких пульсометров с последовательной пода-

Таблица нормальных пульсометров.

Номер по каталогу		1	2	3	4	5
Производительность в литрах в минуту при наивыгодн. действии и при разн. высотах подъема	5 м	130	250	400	600	950
	10 "	110	220	300	550	700
	20 "	80	150	200	500	550
	30	50	130	180	400	475
Диаметр водяных труб, мм		40	50	70	90	100
Диаметр паровых труб, мм		20	25	25	30	30
Номер по каталогу		6	7	8	9	10
Производительность в литр. в минуту при наивыгодн. действии и при разных высотах подъема	5 м	1 200	1 800	2 400	3 500	600
	10 "	1 000	1 600	2 300	3 000	5 300
	20 "	800	1 450	1 800	2 400	4 500
	30 "	600	1 000	1 600	1 800	—
Диаметр водяных труб, мм		125	155	180	225	300
Диаметр паровых труб, мм		40	50	60	65	80

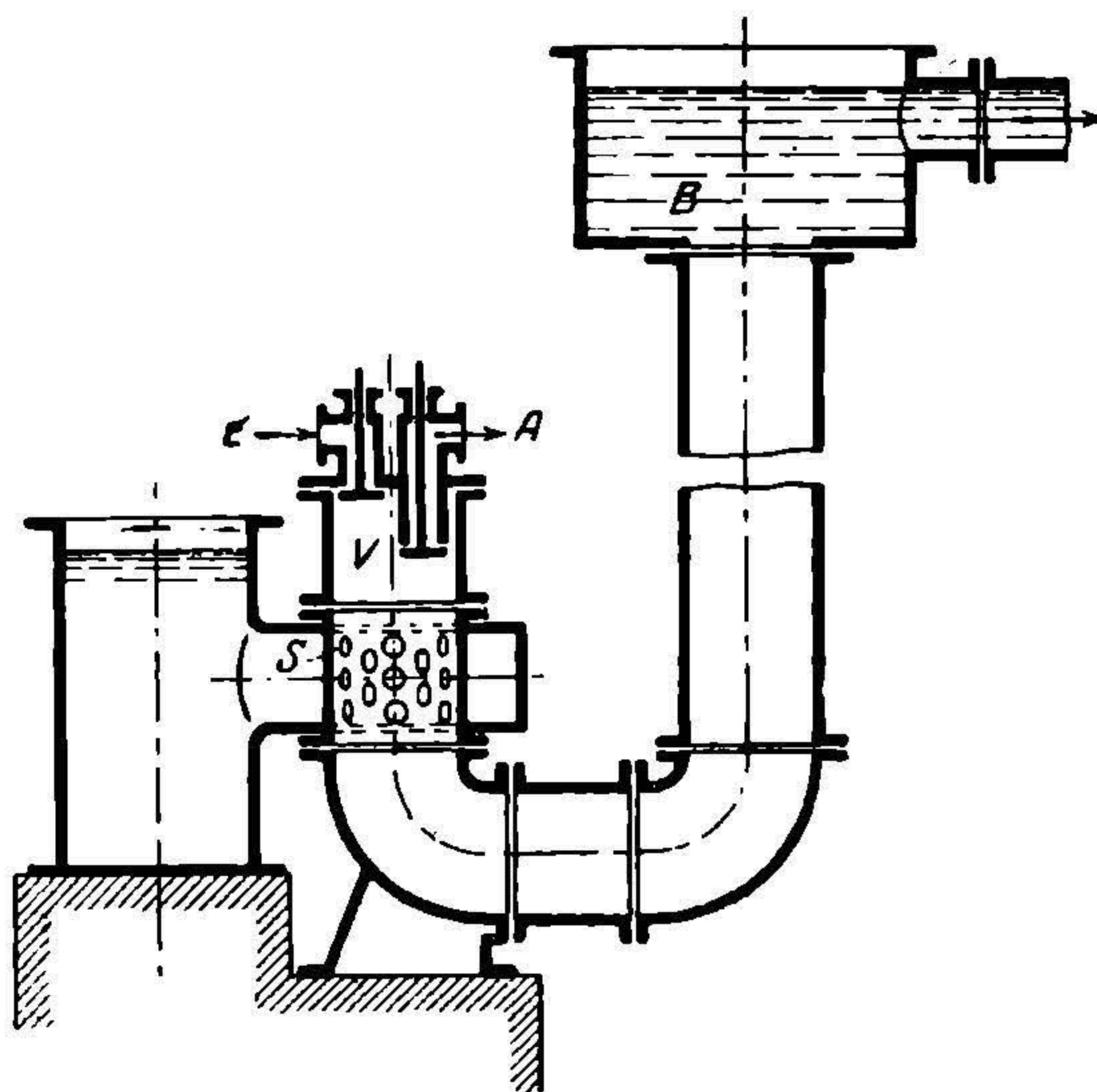
Таблица пульсометров с ограниченным впрыскиванием
(двойного действия).

Номер пульсометра		1	2	3	4	5	
Производительность пульсометров в л в минуту при наивыгодн. действии и при разных высотах подачи в метрах	10 м	120	225	375	650	950	
	20 „	90	175	250	575	825	
	30 „	—	160	200	475	725	
	40 „	—	—	—	375	600	
	50 „	—	—	—	—	450	
Диаметр водяных труб, мм		40	60	80	100	125	
Диаметр паровых труб, мм		15	20	25	30	35	
Номер пульсометра		6	7	8	9	10	11
Производительность пульсометров в л в минуту при наивыгодн. действии и при разных высотах подачи в метрах	10 м	1 250	1 700	2 200	3 200	4 300	6 000
	20 „	1 200	1 500	2 100	3 000	3 600	4 500
	30 „	900	1 300	1 800	2 400	3 000	4 200
	40 „	800	1 150	1 500	2 100	2 700	3 600
	50 „	660	950	1 250	1 700	2 300	3 200
Диаметр водяных труб, мм		125	150	175	200	225	250
Диаметр паровых труб, мм		40	45	50	60	65	70

чей воды от одного к другому, деля таким образом всю необходимую высоту подачи на соответственное число ступеней.

Для соображений ниже приводятся данные относительно пульсометров завода „Братья Кертинг“.

§ 44. Насос Гемфри. Весьма интересным является применение для вытеснения воды газов, получаемых воспламенением горячей смеси, аналогично с двигателями внутреннего горения. Этот насос предложен Гемфри (Humphrey). На схеме



Фиг. 58.

насоса, представленной на фиг. 58, видны главные его составные части. *V* — цилиндрическая камера сгорания газовой смеси. После ее воспламенения получается давление газов, благодаря которому вода из камеры вытесняется в резервуар *B* с одновременным расширением продуктов горения. Вода, быстро понижаясь в цилиндре *V*, освобождает отверстие выпускного крана *A*, который в этот момент открывается при помощи распределительного механизма: происходит выпуск продуктов горения из цилиндра. Объем воды в напорной трубе, получив сильный толчок от давления газов, не прекращает в этот момент своего движения, но движется по инерции дальше.

производя разрежение в цилиндре, благодаря которому, во-первых, засасывается в цилиндр V воздух через особый клапан для промывки цилиндра от продуктов горения и, во-вторых, засасывается вода из нижнего резервуара через ряд клапанов S . Движущийся по инерции объем воды останавливается, чем заканчивается первый такт двигателя; начинается обратное движение объема воды из верхнего резервуара B под давлением, соответствующим высоте его расположения; благодаря этому продукты горения, разбавленные воздухом, вытесняются через все еще открытый клапан A до тех пор, пока вода не приблизится к нему; в этот момент клапан закрывается от привода и начинается сжатие продуктов горения движущейся все время от резервуара B к цилиндру V водою. Вследствие возрастания давления продуктов горения благодаря их сжатию, движение водяного столба останавливается, чем заканчивается такт второй. Такт третий начинается с момента начала обратного движения столба воды по направлению к резервуару B под влиянием давления сжатых газов, причем вновь, благодаря инерции движущегося столба, наступает период разрежения в цилиндре V вследствие чего при открытом от привода клапане E засасывается соответствующая порция горючей смеси и через клапаны S новая порция воды из нижнего резервуара. Такт четвертый наступает в момент начала обратного движения остановившегося столба воды; при этом горючая смесь сжимается с тем, чтобы воспламениться в момент наибольшего сжатия (при закрытом клапане E), совпадающий с моментом остановки столба воды.

С момента воспламенения смеси цикл машины повторяется.

Пуск в ход мотора происходит при посредстве сжатого воздуха, впуск которого в цилиндр V производят периодически таким образом, чтобы развить надлежащие колебания столба воды в напорной трубе, могущие вызвать соответствующее разрежение в цилиндре V и засасывание горючей смеси.

Такие насосы оказались пригодными для подъема больших масс воды на небольшую высоту. Они применены в одном из лондонских водопроводов, а также в Египте для оросительных целей.

В Лондоне, работая на антрацитовом газе, они потребляют около 0,5 кг антрацита на силу-час.

Сканували: Петренко О.А.
Покровська Т.В.

НБ
УДУНТ
(ДІП)