



*И. Л. Логов*

НЕВМАТИЧЕСКИЕ

НАСОСЫ

М А Ш Г И З

И. Л. ЛОГОВ

# ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ НАСОСЫ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1962

В книге изложены теоретические основы рабочего процесса и расчета пневматических насосов на основании обобщения литературных источников по основным работам, а также теоретических и экспериментальных исследований автора. Рассматривается работа этих насосов в области малых расходов и одноступенчатого сжатия, где применимы изотермические закономерности при рассмотрении течения сжатого воздуха в трубопроводах, а величины к. п. д. имеют наибольшие значения.

Показатели работы насосов сопоставляются с аналогичными показателями других водоподъемных машин.

При изложении расчетов пневматического насоса рассматриваются наиболее общие случаи. Приведены методика испытаний и построения рабочих характеристик компрессоров и пневматических насосов, а также результаты теоретических и экспериментальных исследований пневматического насоса пульсирующего действия, работа которого хорошо сочетается с рабочим режимом быстроходных ветродвигателей.

Книга рассчитана на инженеров, занимающихся конструированием и испытаниями пневматических насосов.

---

Рецензент канд. техн. наук **И. А. Гилинский**

Редактор инж. **О. С. Фалько**

---

*Редакция литературы по тракторному и сельскохозяйственному  
машиностроению*

*Зав. редакцией инж. Е. И. НЕЛЮБОВА*

## ВВЕДЕНИЕ

В справочной литературе к пневматическим насосам относят разнообразные пневматические аппараты, из которых многие различаются только по наименованиям (например, пневматический насос, камерный насос, вытеснительный аппарат, насос замещения). Пневматическими насосами также называют пневматические водоподъемники: эрлифт, маммут-насос, насос Ф. И. Конради и др. Характерно то, что в любом случае авторы рассматривают работу пневматического насоса по отношению к потребляемому количеству воздуха, т. е. к подведенной мощности в виде изотермической мощности идеального компрессора, что исключает из рассмотрения компрессор.

В то же время в литературе пока еще нет четкого и ясного определения пневматического насоса. Например, в одном случае его определяют как устройство для подъема жидкости газовыми пузырьками; в другом — как механизм, работающий при помощи сжатого воздуха, поступающего из компрессора; в третьем — как насос, в котором подъем жидкости происходит при помощи сжатого воздуха, получаемого в специальных компрессорах. Подобные определения нас удовлетворить не могут, так как в них не подчеркнута физическая сущность и не определены основные конструктивные элементы, составляющие насос.

Поэтому автор предлагает следующие определения:

**Пневматический насос** — это гидравлическая машина, которая преобразует энергию сжатого воздуха в энергию движущейся жидкости. Пневматический насос составляют узлы и детали, находящиеся в зоне взаимодействия воздушного и жидкостного потоков.

**Пневматическая насосная установка** — пневмогидравлическая машина, преобразующая механическую энергию в энергию движущейся жидкости.

Пневматические насосы можно разделить на две группы:

пневматические насосы *камерного типа*, у которых преобразование энергии происходит в рабочей камере;

пневматические насосы *лифтного типа*, у которых преобразование энергии происходит при взаимодействии воздушного и водяного потоков в нагнетательном трубопроводе во время подъема воды.

По характеру рабочего процесса пневматические насосы разделяют на *насосы непрерывного расхода и пульсирующего расхода*.

При подаче воды пневматическими насосами непрерывного расхода во время рабочего процесса величина расхода не падает до нуля, а при подаче пневматическими насосами пульсирующего расхода падает до нуля.

Пневматические насосные установки также можно разделить на две группы:

*напорные пневмонасосные установки* (компрессор работает с пневматическим насосом камерного типа);

*пневматические водоподъемники* (компрессор работает с пневматическим насосом лифтного типа).

Энергия сжатого воздуха издавна привлекала внимание ученых. Свойство атмосферного воздуха расширяться при нагревании использовалось жрецами для религиозных фокусов. Можно считать, что впервые сжатый воздух был применен для подъема воды знаменитым механиком древности Героном Александрийским (во II в. до н. э.), который построил «Геронов фонтан». В своей книге «Пневматика» он сообщил, что свойства сжатого воздуха изучались его предшественниками. Однако в то время использование энергии сжатого воздуха носило лишь экспериментальный характер. Техническое применение эта энергия для подъема воды получила, конечно, после создания компрессора. Однако следует учесть, что пневматическим насосом предшествовали паровые пульсометры (т. е. насосы пульсирующего расхода), которые были весьма распространены. Считают, что водоподъемные аппараты, работающие на сжатом воздухе, появились в начале XIX в., а в начале XX в. пневматические насосы получили широкое распространение в ряде отраслей промышленности (в частности, для подачи серной кислоты использовали пневматические пульсометры, среди которых наибольшее распространение получили пульсометр Кестнера и пульсометр с затворной трубкой).

Применение сжатого воздуха для подъема воды носило хаотичный характер, в большинстве случаев были решены только конструктивные вопросы, что привело к обилию различных наименований одинаковых насосов. В 1917 г. Е. Г. Гаррис<sup>1</sup> (США) дал теоретическую разработку некоторых вопросов подъема воды при использовании энергии сжатого воздуха. Первое обобщение работ по пневматическому водоподъему было сделано в 1920 г. в книге Е. М. Ивенса<sup>2</sup> (США).

В 1930—1935 гг. в Институте гидротехники и мелиорации СССР под руководством Ф. В. Конради была проделана большая работа по научному обобщению литературы и изучению инерционных насосов. В 1949 г. в Московском институте цветных металлов и золота им. М. И. Калинина К. А. Сеником в его диссертации «Выбор типа и исследование пневматического насоса для водоотлива при проведении горных выработок» (1949 г.) была исследована интересная конструктивная схема пневматического насоса с затворной

<sup>1</sup> E. G. Harris, Compressed air, New York and London, 1917.

<sup>2</sup> E. M. Ivens, Pumping by compressed Air, New York, 1920.

трубкой. В последние годы В. В. Савотин дал ряд конструктивных решений пневматических насосов [1]. В Центральной научно-исследовательской лаборатории ветродвигателей проводились работы по изучению энергетики и механики пневматических насосов пульсирующего расхода.

Во Всесоюзном институте электрификации сельского хозяйства в настоящее время разрабатываются специальные диафрагменные компрессоры и пневматические насосы пульсирующего действия. Аналогичные работы ведутся и в других институтах.

---

# ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО НАСОСА

## ДВА ОСНОВНЫХ СПОСОБА РАБОТЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ НАСОСОВ И ИХ КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ

Подъем воды при помощи сжатого воздуха можно осуществлять по одному из двух основных энергетических способов:

- 1) работа с использованием части потенциальной энергии сжатого воздуха;
- 2) работа без использования потенциальной энергии сжатого воздуха.

При работе по первому способу конструкция насоса усложняется, что практически может привести к ликвидации основного достоинства пневматических насосов — простоты и надежности рабочей схемы. Оба способа одинаково применимы. Однако в большинстве конструкций использован второй способ, так как удачных конструктивных решений по первому способу пока нет. В то же время первый способ более экономичен, поэтому основным направлением работы конструкторов должно быть создание простой и надежной конструкции, работающей по первому способу.

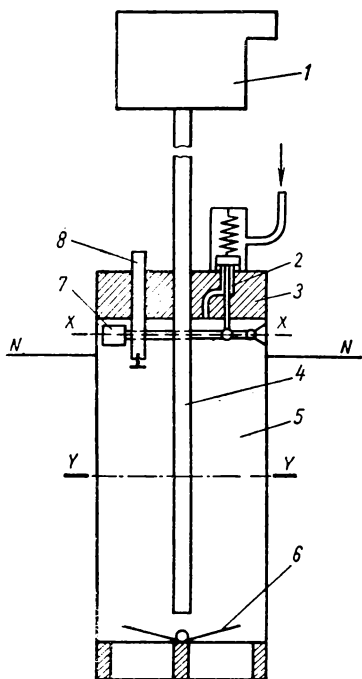
### Насосы, работающие по первому способу

Все насосы, работающие по первому способу, можно разделить на два вида в зависимости от метода использования потенциальной энергии сжатого воздуха.

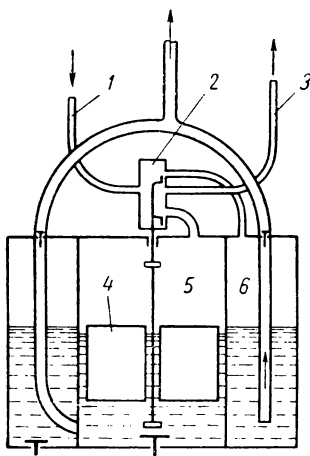
1-й метод — потенциальная энергия сжатого воздуха полезно используется при расширении его в камере насоса. В этом случае отработавший воздух выбрасывается в атмосферу, система пневматической передачи не замкнута. Такое решение дано Ф. В. Конради в конструкции водоподъемника (фиг. 1). Принцип работы: весь столб воды, заключенный в нагнетательной трубе, приводится в быстрое движение, для чего давление впускаемого сжатого воздуха значительно превышает статическое давление водяного столба. Аппарат состоит из сосуда 5, в нижней части которого имеются приемные клапаны 6. Сосуд погружен в воду до уровня  $N-N$ . От сосуда 5 идет напорная труба 4. На другом конце ее помещается небольшой резервуар 1 или воздушный клапан, от которого идет нагнетательная или распределительная труба. На крышке сосуда 5

имеются выпускной воздушный клапан 8, открывающийся внутрь под влиянием собственного веса, и золотник 3, связанный с поплавком 7 через рычаг таким образом, что при наивысшем положении поплавка золотника открывает впуск сжатого воздуха внутрь сосуда через канал 2. При понижении поплавка впуск сжатого воздуха прекращается, после чего движение в напорном трубопроводе продолжается по инерции и под влиянием уменьшающегося давления на поверхность воды в сосуде. Таким образом осуществляется

расширение воздуха при падении давления ниже атмосферного, вследствие чего клапаны 6 и 8 открываются и вода заполняет сосуд 5. Через клапан 8 воздух выбрасывается в атмосферу. В напорной трубе все это время



Фиг. 1. Конструктивная схема водоподъемника Ф. В. Конради.



Фиг. 2. Конструктивная схема насоса установки БВК-3,5.

продолжается восходящее замедленное движение так, что поступающая в камеру насоса вода частично увлекается в напорную трубу. Это восходящее движение воды прекращается, когда иссякает кинетическая энергия воды в напорном трубопроводе, после чего происходит движение воды вниз: вода из напорной трубы поступает в сосуд, уровень ее поднимается настолько, что закрывается выпускной клапан 8 и происходит дальнейшее повышение уровня воды со сжатием оставшегося воздуха. Поплавок поднимается в наивысшее положение и впускает новую порцию сжатого воздуха, которая повторяет описанный цикл.



2-й метод — потенциальная энергия сжатого воздуха используется вследствие возврата этого воздуха в компрессор. В этом случае отработавший воздух возвращается в компрессор по всасывающему трубопроводу, получается замкнутая система пневматической передачи. Такое конструктивное решение дано инж. В. В. Савотиным в насосах установок ВКУ-3,5 и БВК-3,5 [1], [2]. Схема насоса установки БВК-3,5 показана на фиг. 2.

Водоподъемник представляет собой сосуд с двумя концентрично расположенными камерами 5 и 6 и общими верхней и нижней крышками. Во внутренней камере 5 помещен поплавок 4. Воздухораспределитель состоит из золотника 2 и фиксаторного механизма (на схеме не показан), обеспечивающих переключение только при определенных уровнях в камере насоса. Сжатый воздух подается по шлангу 1 и отсасывается по шлангу 3. Сжатый воздух направляется воздухораспределителем в ту камеру, которая заполнена водой, а камеру, заполненную воздухом, соединяет со всасывающей линией компрессора. Таким образом, компрессор перекачивает один и тот же объем воздуха из одной камеры, в другую, вытесняя из них поочередно воду в напорный трубопровод.

### **Насосы, работающие по второму способу**

При описании конструктивных решений мы будем пользоваться терминологией, принятой в литературных источниках. Все конструктивные решения этого способа можно разделить на два вида (в зависимости от метода преобразования энергии сжатого воздуха в энергию перекачиваемой жидкости).

Первый вид: энергия сжатого воздуха преобразуется в энергию движущейся жидкости посредством механического элемента, который является проводником энергии. В этом случае сжатый воздух используется как привод к обычным поршневым или центробежным насосам.

К этому виду можно отнести следующие машины:

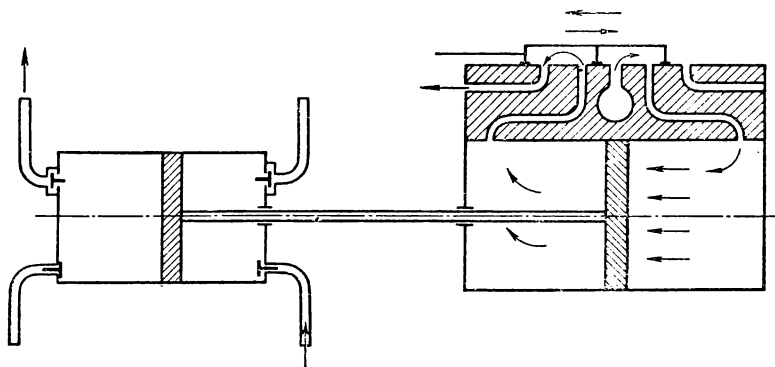
*Прямодействующие насосы* (пневматический двигатель, спаренный с поршневым насосом). К ним относятся насосы систем «Симплекс» и «Дуплекс». Схема насоса системы «Симплекс» показана на фиг. 3.

Воздух подается в цилиндр то по одну, то по другую сторону от поршня и, воздействуя на поршень, заставляет его двигаться в цилиндре возвратно-поступательно. Посредством штока поршня это движение передается поршневому насосу. Сдвоенные насосы системы «Симплекс» образуют систему «Дуплекс».

*Пневматический двигатель*, спаренный с центробежным насосом. К этим насосам относятся погружной пневматический насос НПП-1М [3], насосы фирмы «Ингерсол-Рэнд» и др. Схема насоса НПП-1М показана на фиг. 4, центробежный насос 3 соединен с пневматическим ротационным двигателем 5 и заключен с ним в общий корпус. Сжатый воздух подается по трубопроводу 1, отра-

ботавший воздух выходит через трубопровод 2, а вода накачивается в трубу 4.

Второй вид: энергия сжатого воздуха преобразуется в энергию движущейся жидкости непосредственно, без механического

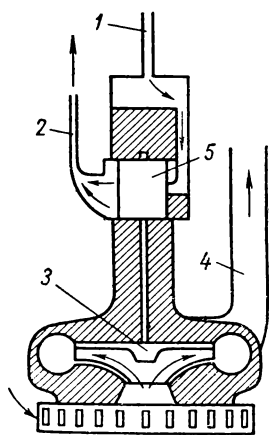


Фиг. 3. Конструктивная схема насоса системы «Симплекс» (рабочее давление равно 4—7 ат).

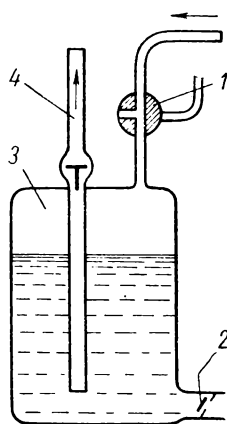
элемента. В этом случае сжатый воздух находится в непосредственном соприкосновении с перекачиваемой жидкостью.

К этому виду относят следующие устройства.

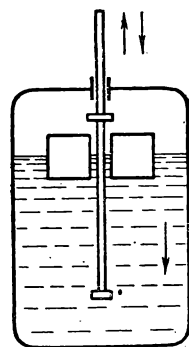
Вытеснительные аппараты, в которых отработавший воздух выбрасывается в атмосферу через специальный краник. Схема ра-



Фиг. 4. Конструктивная схема насоса НПП-1М.



Фиг. 5. Конструктивная схема вытеснительного аппарата.

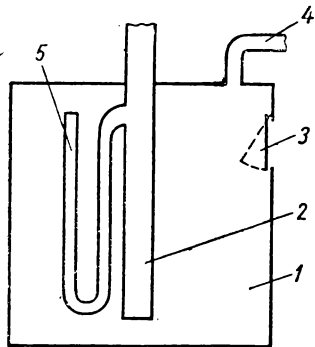


Фиг. 6. Конструктивная схема поплавкового переключателя.

боты этих аппаратов показана на фиг. 5. Воздух подается под давлением в сосуд 3 и вытесняет из него воду в трубу 4 до опорожнения. После этого кран 1 устанавливается на выпуск, воздух из сосуда выбрасывается в атмосферу, давление в нем падает до ат

мосферного, открывается клапан 2, и вода заполняет аппарат. Затем кран 1 устанавливается на впуск, вода заполняет сосуд, и процесс повторяется. Кран 1 поворачивается при помощи поплавка (фиг. 6), который в крайних положениях упирается в упор и перемещает связанный с краном стержень вверх или вниз.

Аппараты, в которых воздух поступает в напорный трубопровод вслед за вытесняемой жидкостью или смешиваясь с ней. К этому типу относятся водоподъемные устройства — эрлифты, насос-Маммут, насос фирмы «Компани сверл ингерсолл-серджент» и др., в которых воздух смешивается с водой и одновременно поступает в напорный трубопровод; насос с затворной трубкой конструкции К. А. Сеника и однокамерный насос В. В. Савотина, в которых сжатый воздух поступает в напорный трубопровод вслед за вытесненной жидкостью.



Фиг. 7. Конструктивная схема насоса К. А. Сеника.

На фиг. 7 показана схема насоса К. А. Сеника. Насос имеет корпус 1, снабженный откидным приемным клапаном 3. В крышке насоса установлен нагнетательный патрубок 2 и патрубок сжатого воздуха 4. К нагнетательному патрубку присоединена U-образная затворная трубка 5. Сжатый воздух, непрерывно поступающий в насос по патрубку 4, выходит из него через нижний конец нагнетательного патрубка и свободный конец затворной трубки 5. Пока жидкость наполняет камеру насоса через приемный клапан 3, сжатый воздух выходит через затворную трубку 5. Поднимаясь, жидкость закрывает свободный конец затворной трубки и, заполняя ее, разобщает камеру насоса с атмосферой. В насосе начинает создаваться избыточное давление. Приемные клапаны закрываются, и жидкость из насоса вытесняется сжатым воздухом в нагнетательный патрубок 2 через нижний конец ее и одновременно вытесняется и из затворной трубки. После вытеснения всей жидкости из камеры воздух попадает в трубопровод и, вытесняя из него остатки жидкости, соединяет камеру с атмосферой. Давление в камере падает, вода вновь заполняет ее, и процесс повторяется.

Насос В. В. Савотина отличается от насоса конструкции К. А. Сеника тем, что в него воздух поступает порциями, а в напорный трубопровод введен распылитель.

## О КЛАССИФИКАЦИИ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ НАСОСОВ

Ф. В. Конради предлагает классифицировать все пневматические насосы по способу действия на следующие группы: обыкновенные прямодействующие насосы; вытеснительные аппараты; инерционные аппараты; эрлифты.

Но с такой классификацией согласиться нельзя, так как в основу ее положены конструктивные схемы, которые могут работать как по первому, так и по второму способам.

К. А. Сенник предлагает все насосы, работающие при помощи сжатого воздуха, разбить на следующие основные группы: струйные насосы; эрлифты; насосы с пневматическим приводом; пневматические насосы.

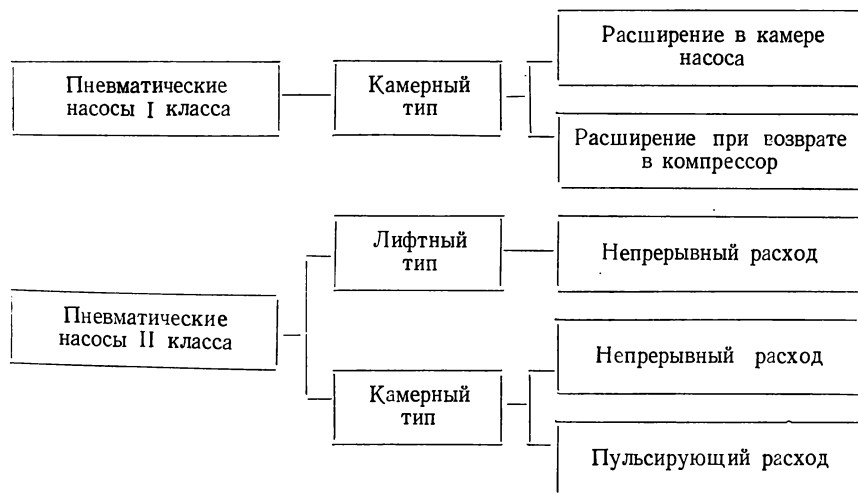
Пневматические насосы К. А. Сенник предлагает классифицировать по следующим признакам:

- по распределению воздуха;
- по характеру наполнения;
- по использованию отработавшего воздуха;
- по характеру вытеснения жидкости.

характеру наполнения; по использованию отработавшего воздуха; по характеру вытеснения жидкости.

С подобной классификацией тем более нельзя согласиться, так как в основу ее положены второстепенные факторы.

Понятно, что должна быть создана классификация, которая не только определяла бы качественные характеристики насосов, но и связывала бы их в единую стройную систему на основе самого существенного энергетического показателя — коэффициента полезного действия насоса. В соответствии с принятыми ранее определениями и приведенным обзором конструктивных решений предлагается следующая классификация:



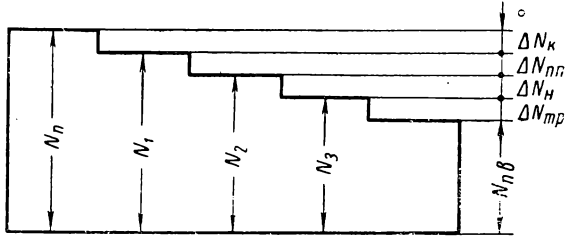
I класс — пневматические насосы, работающие с использованием части потенциальной энергии воздуха (первый способ работы);

II класс — пневматические насосы, работающие без использования потенциальной энергии сжатого воздуха (второй способ работы).

Лифтный тип отнесен ко второму классу на основании имеющихся опытных данных по расходу воздуха для оптимальных условий работы.

### ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ В ПНЕВМАТИЧЕСКОМ НАСОСЕ

На фиг. 8 показана энергетическая схема расхода подведенной мощности.



Фиг. 8. Схема расхода мощности в пневматическом насосе.

Приняты следующие обозначения:

- $N_n$  — мощность, подведенная от двигателя;
- $N_1$  — полная мощность, переданная воздуху при его сжатии в компрессоре;
- $N_2$  — мощность, расходуемая на вытеснение воды из насоса;
- $N_3$  — мощность, переданная вытесняемой воде при входе в трубопровод;
- $N_{н.с}$  — мощность, полезно затраченная на подъем воды;
- $\Delta N_k$  — потери мощности в компрессоре;
- $\Delta N_{п.п.}$  — потери мощности в пневматической передаче;
- $\Delta N_n$  — гидравлические и пневматические потери мощности в камере насоса;
- $\Delta N_{т.р.}$  — гидравлические потери мощности в трубопроводе.

Величина общего коэффициента полезного действия при пневматическом водоподъеме равна

$$\eta_{н.с} = \frac{N_{н.с}}{N_n} \quad (1)$$

Эта величина является результатом произведения к. п. д. промежуточных звеньев.

Преобразуем выражение (1):

$$\eta_{н.с} = \frac{N_{н.с}}{N_n} \cdot \frac{N_1}{N_1} \cdot \frac{N_2}{N_2} \cdot \frac{N_3}{N_3} = \frac{N_1}{N_n} \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \frac{N_3}{N_2} \cdot \frac{N_{н.с}}{N_3}$$

откуда получаем

$$\eta_{п.в} = \eta_k \eta_{п.п} \eta_{к.н} \eta_{тпр}, \quad (2)$$

где  $\eta_k$  — к. п. д. компрессора;  
 $\eta_{п.п}$  — коэффициент, учитывающий потери мощности в пневматическом трубопроводе от компрессора до камеры насоса;  
 $\eta_{к.н}$  — коэффициент, учитывающий потери мощности в камере насоса;  
 $\eta_{тпр}$  — коэффициент, учитывающий потери мощности в напорном гидравлическом трубопроводе.

Выражение к. п. д. водоподъема можно разбить на две основные составные части: к. п. д. компрессора и к. п. д. насосной части. Тогда выражение для  $\eta_{п.в}$  примет вид

$$\eta_{п.в} = \eta_k \eta_{н.ч}, \quad (3)$$

где  $\eta_k$  — к. п. д. компрессора;  
 $\eta_{н.ч}$  — к. п. д. насосной части установки.

### Величина к. п. д. компрессора

**По справочным данным.** Для определения  $\eta_k$  воспользуемся данными справочника «Машиностроение» (т. 12, Машгиз, 1948). Величина

$$\eta_k = \eta_{i-из} \eta_M,$$

где  $\eta_{i-из}$  — индикаторный изотермический к. п. д.;  
 $\eta_M$  — механический к. п. д.

Индикаторный изотермический к. п. д. равен отношению удельной работы сжатия в идеальном компрессоре при изотермическом процессе к той же работе в действительном компрессоре,

$$\eta_{i-из} = \frac{L_{теор}}{L_{действ}}. \quad (4)$$

Механический к. п. д. компрессора равен отношению индикаторной мощности к эффективной мощности на валу компрессора,

$$\eta_M = \frac{N_i}{N_e}. \quad (5)$$

Величина  $\eta_M$  равна:

для малых быстроходных компрессоров . . . . . 0,8—0,85  
для стационарных компрессоров . . . . . 0,85—0,90

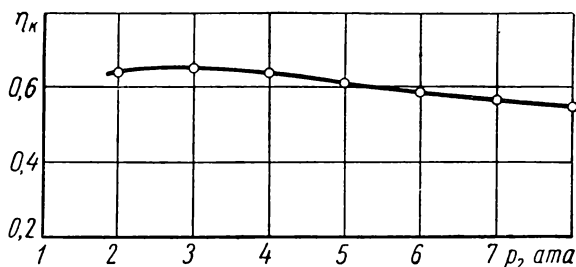
Для водоподъемных установок малой мощности принимают  $\eta_M = 0,85$ . Для значений  $p_2$  в пределах одноступенчатого сжатия,

пользуясь графиком для  $\eta_{i-из}$ , приведенным в энциклопедическом справочнике «Машиностроение» (Машгиз, 1948, т. 12, стр. 485, фиг. 11) и построенным для наибольших тепловых потерь, построим график наибольших значений к. п. д. компрессора (фиг. 9). Пользуясь этим графиком, находим наибольшее значение  $\eta_k = 0,646$ .

**По данным испытаний ЗИЛа, НИИХИММАШа и ЦНИЛВа.** На основании данных испытаний компрессоров автомобилей ЗИЛ-150 и ЗИЛ-154 на автозаводе им. Лихачева были подсчитаны величины к. п. д., максимальные значения которых равны:

для компрессора ЗИЛ-150 . . . 0,345

для компрессора ЗИЛ-154 . . . 0,295



Фиг. 9. График к. п. д. одноступенчатого компрессора (по справочным данным).

В НИИХИММАШе проводились испытания компрессора О-39 для окрасочных агрегатов, при которых были получены наибольшие значения к. п. д., равные 0,441.

В ЦНИЛВе проводились испытания компрессора О-39А от окрасочного агрегата и компрессора ЗИЛ-150 от ветрокомпрессорной установки ВКУ-3,5. В отличие от заводской конструкции в компрессоре были установлены всасывающие клапаны, а всасывающие окна заделаны. Испытания выявили следующие наибольшие значения к. п. д.:

для компрессора О-39А . . . 0,45

для компрессора ЗИЛ-150 . . . 0,377

Поэтому для нужд водоснабжения и других, где применимы малые быстроходные компрессоры, средние практические значения к. п. д. следует принимать равными 0,35—0,40.

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ НАСОСОВ

В технической информации № 8425 института Гидротехники и мелиорации (1935 г.) даны предельные практические значения к. п. д. водоподъема (0,25 и 0,55) для двух способов работы, которые

приводятся, к сожалению, без каких-либо ссылок на источники и без каких-либо ясных выводов относительно величины к. п. д. компрессора.

Подобные граничные точки нас, конечно, не устраивают, так как они приводятся вне зависимости от прочих параметров. Поэтому автор предлагает метод определения граничных предельных значений к. п. д. для пневматических насосов первого и второго классов, так как этот вопрос является важным при выборе рабочей схемы насоса.

### Основные положения

За основу примем следующие положения и определения.

Примем определения пневматического насоса и его узлов, приведенные выше.

Будем рассматривать пневматический насос камерного типа, в котором энергия сжатого воздуха используется путем расширения его в цилиндре компрессора.

Энергию сжатого воздуха, поступающего в насос, будем рассматривать, как результат работы идеального компрессора, работающего при изотермическом процессе. Эти положения вполне приемлемы, так как, определив к. п. д. компрессора как изотермический к. п. д., мы учли все тепловые потери сжатого воздуха и таким образом привели температуру воздуха, поступающего в насос, к температуре окружающей среды (т. е. к начальной). Кроме того, определив потери мощности до насоса, мы получили величину полезной мощности, которую можем рассматривать как эквивалентную ей величину работы идеального компрессора при изотермическом процессе. Поэтому можем принять следующее уточненное определение насоса:

*Пневматический насос* — это гидравлическая машина, преобразующая работу идеального компрессора, работающего при изотермическом процессе, в энергию движущейся жидкости.

Под потенциальной энергией сжатого воздуха будем понимать наибольшую работу, совершаемую сжатым воздухом при изотермическом расширении, по величине равную работе идеального компрессора при изотермическом сжатии.

### Характеристика составляющих к. п. д. насосной части

Величина к. п. д. насосной части определяется выражением

$$\eta_{н.ч} = \eta_{п.п} \cdot \eta_{к.н} \cdot \eta_{тр}$$

Это выражение можно записать иначе:

$$\eta_{к.н} = \eta_{п.п} \cdot \eta_{н} \cdot \eta_{тр}$$

где  $\eta_{н} = \eta_{к.н}$  — коэффициент полезного действия пневматического насоса.



Величина  $\eta_{п.п}$  определяется величиной потерь полезной мощности при пневматической передаче от компрессора к камере водоподъемника. Для пневматических водоподъемных установок, имеющих пневматический трубопровод длиной до 100 м, величина  $\eta_{п.п}$  близка к 1.

Обычно при определении диаметра пневматического трубопровода исходят из задаваемых значений потерь давления в пределах 0,5—2,0%. Экспериментальные работы с пневматическим водоподъемником, проведенные автором в ЦНИЛВе в декабре 1957 г., показали, что в пневматическом трубопроводе длиной 73 м и диаметром 1,5" потери практически не заметны. Поэтому можно считать

$$\eta_{п.п} = \frac{A - dA}{A} = 1 - \frac{dA}{A} = 1 - \frac{pdV + Vdp}{pV} \quad (6)$$

или

$$\eta_{п.п} = 1 - \frac{dV}{V} - \frac{dp}{p},$$

где  $\frac{dp}{p} \ll 0,02$ , а величина  $\frac{dV}{V}$ , согласно опытным данным,  $\ll 0,03$ . Поэтому в среднем  $\eta_{п.п} \approx 0,95$ .

Величина  $\eta_{мп}$  определяется потерями давления в напорном трубопроводе:

$$\eta_{мп} = \frac{H_{см}}{H_p} = \frac{H_p - \Delta H_p}{H_p} = 1 - \frac{\Delta H_p}{H_p}, \quad (7)$$

где

$$\Delta H_p = \Sigma \zeta \frac{v^2}{2g}.$$

В среднем  $\frac{\Delta H_p}{H} \approx 0,1$  и  $\eta_{мп} \approx 0,9$ .

Величина  $\eta_n$ , определяющая значение к. п. д. насосной части, зависит от использования полной энергии сжатого воздуха, поступающего в камеру насоса. Поэтому величина  $\eta_n$  может иметь два значения в зависимости от режима работы насоса. Температурный режим вдоль трубопровода можно считать стабильным, кроме того участка пневматического трубопровода, где избыток тепловой составляющей энергии, приобретенный в компрессоре, рассеивается в окружающее пространство. Для изучения этого участка передачи автор провел в ЦНИЛВе испытания пневматической насосной установки, во время которых замерялась температура сжатого воздуха на выходе из компрессора при работе установки при следующих средних условиях: высота подъема равна 15 м, расход установки менее 3 м<sup>3</sup>/час. Результаты испытаний, показанные на фиг. 10, показывают, что даже при работе компрессора О-39А без воздушного охлаждения с числом оборотов до 400 в минуту вели-

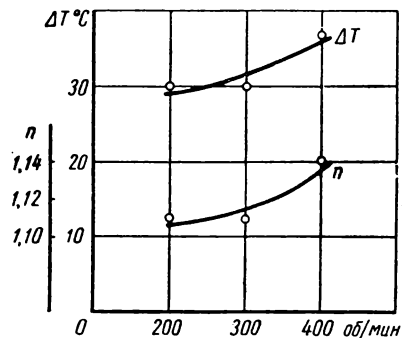
чина  $\Delta T$  не превышает  $36,7^\circ\text{C}$ , что соответствует показателю политропы  $n \leq 1,14$ .

Если учесть, что компрессор работает с воздушным охлаждением и что сжатый воздух из компрессора поступает в ресивер, где теплообмен ускоряется, то с достаточной для практики точностью можно считать температуру сжатого воздуха после ресивера равной начальной. Сам процесс вытеснения воды из камеры насоса мы также считаем изотермическим, так как он протекает без какого-либо расширения. Однако использование потенциальной энергии сжатого воздуха может происходить только при расширении его. Поэтому возникает вопрос: какую выбрать схему расширения? Ясно, что расширение сжатого воздуха будет происходить по политропе, которая при быстро текущих процессах приближается к адиабате, а для медленно протекающих — к изотерме. Ясно также, что абсолютная величина работы расширения тем больше, чем ближе этот процесс к изотерме, так как в этом случае при теплообмене используется больше тепловой энергии окружающей среды. Поэтому мы должны выбрать такую схему расширения, которая максимально приблизила бы процесс к изотермическому, одновременно учитывая замедление при этом рабочего процесса установки.

Возможны две схемы использования энергии сжатого воздуха: расширение в камере насоса по предложению Ф. В. Конради [4] благодаря сообщению всему столбу жидкости быстрого движения, что достигается значительным увеличением рабочего давления сжатого воздуха. Согласно работе Б. В. Канторовича [5], в этих случаях рекомендуется выбирать показатель политропы расширения  $n = 1,2$ .

При этом предельная величина высоты водоподъема ограничена 15 м (для одноступенчатого сжатия), а в самой камере происходит сильное понижение температуры, которое может привести к обмерзанию камеры и клапанов;

расширение в цилиндре компрессора при всасывании, что достигается возвратом сжатого воздуха из камеры насоса по всасывающему трубопроводу в компрессор. Таким образом получается пневматическая система, в которой один и тот же объем воздуха перекачивается компрессором из одной камеры насоса в другую. В этом случае работа насоса бывает спокойной и равномерной, так как время опорожнения одной камеры равно времени вытеснения



Фиг. 10: Тепловой режим работы компрессора О-39А без охлаждения при высоте водоподъема 15 м.

воды из другой, т. е. время падения рабочего давления до атмосферного значительно больше, чем в первом случае, и поэтому можно считать, что от камеры насоса до компрессора температура не изменяется.

На основании сказанного выше можно считать, что наиболее рациональное использование потенциальной энергии сжатого воздуха будет получено по второй схеме при работе с тихоходным компрессором, число оборотов которого ограничено. Поэтому для определения наибольшего значения к. п. д. насоса мы будем рассматривать вторую схему.

Мы рассматриваем работу насоса, исходя из полезной мощности идеального компрессора, работающего при изотермическом процессе.

Для нас очень важно то, что при выбранной схеме работы воздух, поступающий в камеру и выходящий из нее, имеет одну и ту же температуру, равную температуре окружающей среды. Поэтому к. п. д. насоса определится той частью полной работы идеального компрессора, которая будет использована.

Итак, к. п. д. пневматического насоса определяется, исходя из взаимодействия камеры насоса с идеальным компрессором, работающим при изотермическом процессе, работу которого мы и анализируем.

### Работа поршня идеального компрессора при изотермическом процессе

На фиг. 11 показана индикаторная диаграмма идеального поршневого компрессора при изотермическом процессе работы.

Полная работа поршня компрессора равна площади  $abcd$ .

Полная работа поршня складывается из двух величин: работы сжатия воздуха и работы нагнетания. Эти величины соответствуют на индикаторной диаграмме: работа поршня при нагнетании воздуха в пневматический трубопровод площади  $abkd$ , работа поршня при сжатии воздуха — площади  $bck$ .

Обозначим отношение работы сжатия к полной работе через  $m_{1,2}$ , а отношение полной работы к работе нагнетания через  $n_{1,2}$ , т. е.

$$m_{1,2} = \frac{S_{bck}}{S_{abcd}}; \quad n_{1,2} = \frac{S_{abkd}}{S_{abkd}}. \quad (8)$$

Найдем выражение для  $m_{1,2}$ :

$$\begin{aligned} S_{bck} &= S_{bcfg} - S_{gkcf} = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} - p_1 (V_1 - V_2) = \\ &= p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} - p_1 V_1 + p_1 V_2 = p_1 V_1 \left( \ln \frac{p_2}{p_1} - 1 \right) + p_1 V_2. \end{aligned}$$

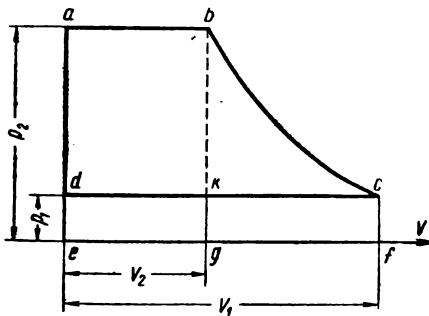
откуда

$$m_{1,2} = \frac{p_1 V_1 \left( \ln \frac{p_2}{p_1} - 1 \right) + p_1 V_2}{p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}} = \frac{p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} - p_1 V_1 + p_1 V_2}{p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}} =$$

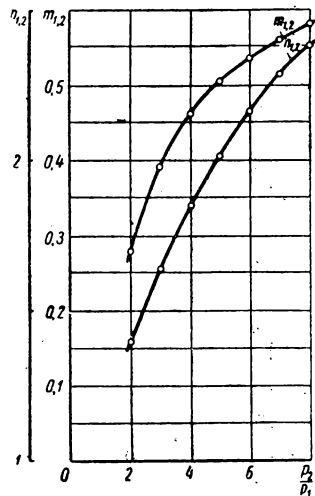
$$= 1 - \frac{1}{\ln \frac{p_2}{p_1}} + \frac{V_2}{V_1} \frac{1}{\ln \frac{p_2}{p_1}},$$

но  $p_1 V_1 = p_2 V_2$ , поэтому  $\frac{V_2}{V_1} = \frac{p_1}{p_2}$ , и после подстановки и преобразований получим

$$m_{1,2} = 1 - \frac{1}{\ln \frac{p_2}{p_1}} + \frac{p_1}{p_2} \frac{1}{\ln \frac{p_2}{p_1}} = 1 - \frac{1}{\ln \frac{p_2}{p_1}} \left( 1 - \frac{p_1}{p_2} \right). \quad (9)$$



Фиг. 11. Индикаторная диаграмма идеального компрессора при изотермическом сжатии.



Фиг. 12. Зависимость  $n_{1,2}$  и  $m_{1,2}$  от отношения  $\frac{p_2}{p_1}$  для изотермического процесса сжатия.

Найдем выражение для  $n_{1,2}$ :

$$n_{1,2} = \frac{S_{abcd}}{S_{abkd}} = 1 + \frac{S_{bkc}^2}{S_{abkd}};$$

$$S_{abkd} = S_{abcd} - S_{bkc} = S_{abcd} \left( 1 - \frac{S_{bkc}}{S_{abcd}} \right) = S_{abcd} (1 - m_{1,2}),$$

откуда

$$n_{1,2} = 1 + \frac{S_{bkr}}{S_{abcd}(1 - m_{1,2})} = 1 + \frac{m_{1,2}}{1 - m_{1,2}} = \frac{1}{1 - m_{1,2}},$$

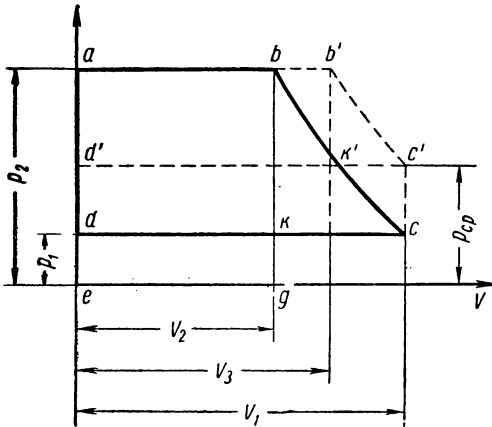
и окончательно

$$n_{1,2} = \frac{1}{1 - m_{1,2}} = \frac{p_2 \ln \frac{p_2}{p_1}}{p_2 - p_1}. \quad (10)$$

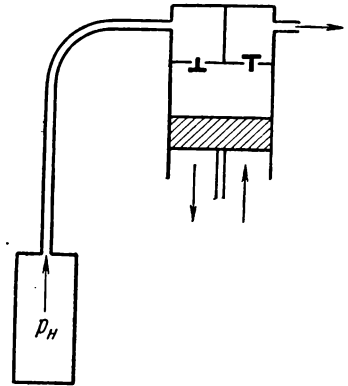
Зависимость  $m_{1,2}$  и  $n_{1,2}$  от отношения  $\frac{p_2}{p_1}$  показана на фиг. 12.

### Работа идеального компрессора при изотермическом процессе с возвратом сжатого воздуха

Построим индикаторную диаграмму компрессора и нанесем изменение, происходящее при увеличении  $p_1$  до  $p_{cp}$ , где  $p_{cp}$  — среднее давление воздуха, подаваемого в компрессор. На фиг. 13 показана индикаторная диаграмма  $abcd$  компрессора при нормальной работе и индикаторная диаграмма  $ab'c'd'$  при  $p_1 > 1$  ат.



Фиг. 13. Индикаторная диаграмма идеального компрессора в случае возврата сжатого воздуха.



Фиг. 14. Схема возврата сжатого воздуха в компрессор.

При всасывании воздуха с  $p_{нач} = p_1$  работа поршня равна площади  $abcd$ , а при всасывании воздуха с  $p_{нач} = p_{cp}$  — площади  $ab'c'd'$ .

Производительность компрессора должна изменяться пропорционально величине  $\frac{V_3}{V_2}$  при постоянном времени цикла.

Первоначальный процесс сжатия, соответствующий площади  $abcd$  на индикаторной диаграмме, был принят изотермическим, поэтому и в случае повышения давления от  $p_1$  до  $p_{cp}$  процесс сжатия остается также изотермическим. Поэтому

$$\frac{V_3}{V_1} = \frac{p_{cp}}{p_2} \quad \text{и} \quad V_3 = V_1 \frac{p_{cp}}{p_2}.$$

С другой стороны,

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{p_1}{p_2} \quad \text{и} \quad V_2 = \frac{p_1 V_1}{p_2}.$$

Изменение производительности при постоянном числе оборотов от повышения  $p$ , до  $p_{cp}$  будет равно отношению  $\frac{V_3}{V_2}$ , так как

$$\frac{\frac{V_3}{t_u}}{\frac{V_2}{t_u}} = \frac{Q_3}{Q_2},$$

где  $Q_2$  — производительность компрессора при начальном давлении  $p_1$  воздуха;

$Q_3$  — производительность компрессора при начальном давлении  $p_{cp}$  воздуха;

$t_u$  — время цикла работы поршня;

$$\frac{Q_3}{Q_2} = \frac{V_3}{V_2} = V_1 \frac{p_{cp}}{p_2} : V_1 \frac{p_1}{p_2} = \frac{V_1}{V_1} \cdot \frac{p_2}{p_2} \cdot \frac{p_{cp}}{p_1},$$

откуда получим

$$\frac{Q_3}{Q_2} = \frac{p_{cp}}{p_1}. \quad (11)$$

Таким образом, относительное изменение производительности равно относительному изменению давления всасываемого воздуха.

Возможны два случая работы идеального компрессора:

давление всасываемого воздуха незначительно колеблется около средней величины;

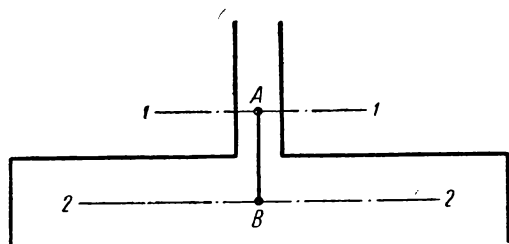
давление всасываемого воздуха изменяется от наибольшей величины  $p_n$  до атмосферного давления  $p=1 \text{ ат}$ .

В первом случае среднее давление найти просто. Найдем среднее давление  $p_{cp}$  для второго случая. Для этого представим схему работы расширения конечной массы сжатого воздуха, начальное давление которого равно  $p_n$  (фиг. 14). Давление в резервуаре падает от  $p_n$  до  $p_1=1 \text{ ата}$  за время его опорожнения.

При этом масса газа изменяется от  $m_{\max}$  до  $m_{\min}$ , где  $m_{\min}$  — остаточная масса воздуха, занимающая объем системы при атмосферном давлении.

При малых расходах компрессора и коротком питающем воздухопроводе можно пренебречь потерями давления и представить, что давление воздуха, поступающего в цилиндр идеального компрессора, равно давлению во всей системе в один и тот же момент времени.

Докажем возможность такого допущения. Для этого воспользуемся уравнением Бернулли для идеального газа, которое вполне



Фиг. 15. Схема верхней части камеры насоса и начала пневматического трубопровода.

применимо для воздушного потока в пределах одноступенчатого сжатия. Скорость движения потока воздуха значительно меньше 50 м/сек, что позволяет нам рассматривать его для каждого отдельного момента времени как несжимаемую жидкость. Используя уравнение Бернулли для идеального газа при изотермическом процессе

$$z_1 + h_0 \ln p_1 + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + h_0 \ln p_2 + \frac{v_2^2}{2g},$$

сравним давления для данного момента времени в двух точках A и B, лежащих на одной линии тока и в плоскостях сечений соответственно 1—1 и 2—2 (фиг. 15).

Мы рассматриваем давление в сечении 1—1 трубопровода, так как оно является наименьшим и, следовательно, скорости в нем наибольшие. Уравнение Бернулли запишем в виде

$$\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} = (z_2 - z_1) + h_0 \ln \frac{p_2}{p_1}, \quad (12)$$

где  $z_1$  и  $z_2$  — отметки двух выбранных точек данной линии тока;

$$h_0 = \frac{p}{\gamma} = RT_0 = \text{const} \text{ — статический напор;}$$

$p_1$  и  $p_2$  — давления в двух выбранных точках;

$v_1$  и  $v_2$  — скорости в этих точках.

Величина  $(z_2 - z_1)$  мала по сравнению с другими и ею можно пренебречь, а для изотермического процесса

$$h_0 = \frac{p_1}{\gamma_1} = \frac{p_2}{\gamma_2} = RT_0,$$

поэтому

$$\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma_2} \ln \frac{p_2}{p_1}$$

или

$$\ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1^2}{2g} \left[ 1 - \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^2 \right] \frac{1}{\frac{p_2}{\gamma_2}},$$

откуда

$$\frac{p_2}{p_1} = e^{\frac{v_1^2}{2g} \left[ 1 - \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^2 \right] \frac{1}{\frac{p_2}{\gamma_2}}}. \quad (13)$$

Из выражения (13) видно, что отношение давления тем больше, чем больше величина  $v_1$ , поэтому порядок этой величины определим, задавшись наибольшим значением расхода установки в области, рассматриваемой нами. Примем расход  $Q = 3,6 \text{ м}^3/\text{час}$  или  $Q = 1 \text{ л/сек}$ . Для определения величин  $v_1$  и  $v_2$  рассмотрим уравнение неразрывности для сжимаемой жидкости

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \operatorname{div} \mathbf{v} = 0, \quad (14)$$

где

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + v_x \frac{\partial \rho}{\partial x} + v_y \frac{\partial \rho}{\partial y} + v_z \frac{\partial \rho}{\partial z}.$$

Величины  $\frac{\partial \rho}{\partial x}$ ,  $\frac{\partial \rho}{\partial y}$  и  $\frac{\partial \rho}{\partial z}$  согласно изложенному выше равны нулю. Величина  $\frac{\partial \rho}{\partial t}$ , строго говоря, не равна нулю, но для наших условий так мала, что мы можем без большой погрешности считать  $\frac{\partial \rho}{\partial t} \approx 0$  (в пределах  $dt$ ) и таким образом привести уравнение неразрывности сжимаемой жидкости к уравнению неразрывности несжимаемой жидкости

$$\operatorname{div} \mathbf{v} = 0, \quad (15)$$

откуда для элементарной струйки получаем

$$v \delta \omega = \text{const}, \quad (16)$$

или для нашего случая

$$v_1 \delta \omega_1 = v_2 \delta \omega_2 = dQ.$$



От элементарной струйки перейдем к потоку по всему сечению:

$$Q = \int dQ = \int_{\omega_1} v_1 \delta\omega_1 = \int_{\omega_2} v_2 \delta\omega_2.$$

Так как мы рассматриваем идеальную жидкость, то  $\frac{\partial v_1}{\partial \omega_1} = 0$  и  $\frac{\partial v_2}{\partial \omega_2} = 0$ , или  $v_1 = \text{const}$  и  $v_2 = \text{const}$  по соответствующим сечениям. Исходя из этого, получим

$$Q = v_1 \int_{\omega_1} \delta\omega_1 = v_2 \int_{\omega_2} \delta\omega_2,$$

или

$$v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2 = Q. \quad (17)$$

Следовательно,

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2$$

и

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^2 = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4.$$

Так как минимальное значение для  $d_1 = 1/2'' = 1,27 \text{ см}$ , а среднее значение  $d_2 = 20 \text{ см}$ , то величиной

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^2 = \left(\frac{1,27}{20}\right)^4 \approx 0$$

можно пренебречь. Величина

$$\frac{p_2}{\gamma_2} = \frac{p_1}{\gamma_1} = \frac{p_0}{\gamma_0} = \frac{1000 \text{ кг/м}^3}{1,27 \text{ кг/м}^3} \approx 8000 \text{ м}.$$

Величину скорости  $v_1$  определим из выражения (17):

$$v_1 = \frac{Q}{\omega_2} = \frac{1 \text{ л/сек}}{1 \text{ см}^2} = \frac{1000 \text{ см}^3/\text{сек}}{1 \text{ см}^2} = 10 \text{ м/сек}.$$

Подставим полученные значения в выражение (13):

$$\frac{p_2}{p_1} = e^{\frac{10^2 \text{ м}^2/\text{сек}^2}{2 \cdot 9,8 \text{ м/сек}^2} \cdot \frac{1}{8000 \text{ м}}} = e^{0,007}.$$

Итак, получим

$$\frac{p_2}{p_1} = e^{0,007} = 1,007,$$

откуда

$$\frac{p_0 - p_1}{p_1} = 0,007. \quad (18)$$

Из выражения (18) видно, что разница в значениях давлений между точками *A* и *B* составляет менее 0,7%, а для идеального компрессора, который мы располагаем в пределах сечения *I—I* и у которого диаметр цилиндра больше, разница давлений будет еще меньше. Поэтому можно считать, что в каждый момент времени давление в цилиндре компрессора равно давлению в камере насоса.

Из этого вытекает принципиальная задача: до каких скоростей течения сжатого воздуха в пневматическом трубопроводе применимы изотермические представления?

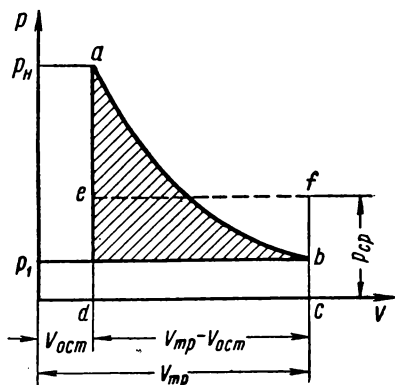
Показатель политропы расширения текущего газа зависит от теплообмена с внешней средой через стенки пневматического трубопровода и представляет собой весьма сложную функцию параметров, определяющих этот теплообмен. Теоретическое определение этой граничной скорости возможно только на основе принятой расчетной схемы теплообмена газа с окружающей средой. Эту расчетную схему можно определить только после тщательного экспериментирования. Однако мы можем исходить из следующих предпосылок:

скорость  $v_{uz}$ , определяющая границы применимости представлений изотермического процесса, существует;

в области скоростей при условии  $0 < v \leq v_{uz}$  мы можем рассматривать теплообмен с внешней средой достаточно интенсивным;

при определении наибольших значений к. п. д. насоса в зависимости от давления выбираем значение граничной скорости, справедливое для всех давлений;

при определении наибольших значений к. п. д. насоса рассматриваем процесс течения воздуха как изотермический и давление по всей длине линии тока идеальной жидкости равным давлению в камере насоса. Поэтому величину давления воздуха, поступающего в идеальный компрессор, можно принять равной давлению остаточной массы воздуха. Следовательно, давление воздуха, поступающего в компрессор, будет иметь значение давления остаточной массы воздуха.



Фиг. 16. Индикаторная диаграмма остаточной массы воздуха.

Изменение давления остаточной массы воздуха от  $p_n$  до  $p_1$ , согласно сказанному выше, происходит изотермически.

Изменение объема остаточной массы показано на фиг. 16, где заштрихованная часть площади соответствует полезной работе, совершаемой остаточной массой воздуха при увеличении объема от  $V_{ост}$ , соответствующего давлению  $p_n$ , до объема  $V_{mp}$ , соответствующего атмосферному давлению  $p_1$ . Эта работа количественно равна полезной работе, совершаемой воздухом при увеличении объема от  $V_{ост}$  до  $V_{mp}$  при постоянном среднем давлении  $p_{cp}$ . Найдим значение  $p_{cp}$  из равенства площадей  $abcd$  и  $efcd$ :

$$p_{cp}(V_{mp} - V_{ост}) = \int_{V_{ост}}^{V_{mp}} p dV, \quad (19)$$

но

$$p_n V_{ост} = pV = V_{mp} p_1$$

и

$$p = \frac{V_{mp} p_1}{V} = \frac{V_{mp}}{V} p_1.$$

Подставив последнее выражение в уравнение (19), получим

$$p_{cp} = \frac{p_1 \int_{V_{ост}}^{V_{mp}} \frac{V_{mp}}{V} dV}{V_{mp} - V_{ост}}. \quad (20)$$

Найдем значение интеграла

$$\begin{aligned} \int_{V_{ост}}^{V_{mp}} \frac{V_{mp}}{V} dV &= V_{mp} [\ln V]_{V_{ост}}^{V_{mp}} = \\ &= V_{mp} (\ln V_{mp} - \ln V_{ост}) = V_{mp} \ln \frac{V_{mp}}{V_{ост}}. \end{aligned}$$

Так как

$$V_{ост} = \frac{V_{mp}}{p_n} p_1,$$

получим

$$\int_{V_{ост}}^{V_{mp}} \frac{V_{mp}}{V} dV = V_{mp} \ln \frac{V_{mp}}{V_{ост}} \cdot \frac{p_n}{p_1} = V_{mp} \ln \frac{p_n}{p_1}.$$

После подстановки последнего выражения в равенство (20) получим

$$\begin{aligned} p_{ср} &= \frac{p_1 V_{mp} \ln \frac{p_H}{p_1}}{V_{mp} - V_{ост}} = p_1 \frac{V_{mp}}{V_{mp} - V_{ост}} \ln \frac{p_H}{p_1} = \\ &= p_1 \frac{\frac{V_{mp}}{V_{ост}}}{\frac{V_{mp}}{V_{ост}} - 1} \ln \frac{p_H}{p_1}. \end{aligned}$$

Так как

$$\frac{V_{mp}}{V_{ост}} = \frac{p_H}{p_1},$$

окончательно получим

$$p_{ср} = p_1 \frac{\frac{p_H}{p_1}}{\frac{p_H}{p_1} - 1} \ln \frac{p_H}{p_1}. \quad (21)$$

Если использовать выражение (21), формула (11) для определения производительности компрессора примет следующий вид:

$$\frac{Q_3}{Q_2} = \frac{\frac{p_H}{p_1}}{\frac{p_H}{p_1} - 1} \ln \frac{p_H}{p_1}. \quad (22)$$

В случае работы идеального компрессора с возвратом в него сжатого воздуха из камеры насоса ( $p_H = p_2$ ) выражение (22) примет вид

$$\frac{Q_3}{Q_2} = \frac{\frac{p_2}{p_1}}{\frac{p_2}{p_1} - 1} \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

С другой стороны, несколько преобразуется выражение (10):

$$n_{1,2} = \frac{1}{1 - m_{1,2}} = \frac{p_2}{p_2 - p_1} \ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{\frac{p_2}{p_1}}{\frac{p_2}{p_1} - 1} \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

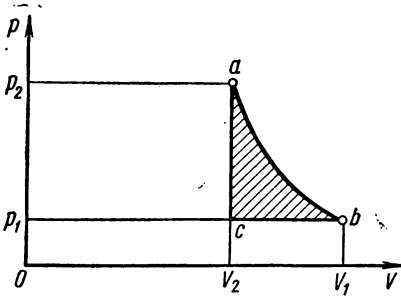
Окончательно получим

$$\frac{p_2 p}{p_1} = n_{1,2}, \quad \frac{Q_3}{Q_2} = n_{1,2}, \quad \frac{V_3}{V_2} = n_{1,2} \quad (23)$$

Следовательно, можно утверждать, что в идеальном компрессоре при полном возврате энергии сжатого воздуха среднее значение производительности за рабочий цикл увеличивается пропорционально коэффициенту, равному  $n_{1,2}$ .

### О возврате потенциальной энергии сжатого воздуха

Под потенциальной энергией сжатого воздуха определенного объема мы будем понимать величину работы идеального компрессора, которую он совершает



Фиг. 17. Потенциальная энергия сжатого воздуха.

при изотермическом процессе сжатия этого количества воздуха от начальных условий до указанного объема.

Таким образом, величиной потенциальной энергии объема  $V_2$  (фиг. 17) будет величина работы идеального компрессора, совершаемой при изотермическом сжатии объема  $V_1$  по изотерме  $ab$  до объема  $V_2$ . Эта величина равна площади фигуры  $abc$ , которая

равна величине работы  $p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} - p_1 (V_1 - V_2)$ , или же величине работы

$$p_2 V_2 \ln \frac{p_2}{p_1} - p_1 \left( \frac{p_2 V_2}{p_1} - V_2 \right) = p_2 V_2 \ln \frac{p_2}{p_1} - V_2 (p_2 - p_1).$$

Эту величину обозначим через  $U$ . Тогда для произвольного объема  $V$  величина потенциальной энергии определится выражением

$$U = pV \ln \frac{p}{p_0} - V(p - p_0). \quad (24)$$

Эта функция определяется лишь состоянием воздуха при данных параметрах  $p$ ,  $V$  и  $T$  (при  $T = \text{const}$ ).

Представим себе, что этот объем переходит в состояние  $p_x$ ,  $V_x$ ,  $T$ , тогда работу, которую может совершить воздух, определим из выражения

$$A = U - U_x = pV \ln \frac{p}{p_0} - V(p - p_0) - p_x V_x \ln \frac{p_x}{p_0} + V_x (p_x - p_0). \quad (25)$$

Из этого выражения видно, что наибольшая работа будет получена в том случае, когда  $U_x = 0$  и  $A = U$ , что имеет место при  $V_x = V_1$  и  $p_x = p_0$ . Последнее выражение получается также из равенства

$$A = - \int_U^{U_x} dU = U - U_x. \quad (26)$$

В общем случае полный дифференциал  $dU$  равен:

$$dU = \frac{\partial U}{\partial p} dp + \frac{\partial U}{\partial V} dV,$$

где

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial p} &= V \left[ \ln \frac{p}{p_0} + p \frac{p_0}{p} \frac{1}{p_0} \right] - V = V \ln \frac{p}{p_0}; \\ \frac{\partial U}{\partial V} &= p \ln \frac{p}{p_0} - p + p_0 = p \left( \ln \frac{p}{p_0} - 1 \right) + p_0. \end{aligned}$$

Проверим выражение (24) по условию полного дифференциала:

$$\frac{\partial^2 U}{\partial p \partial V} = \frac{\partial^2 U}{\partial V \partial p}.$$

Получаем тождество в виде

$$\ln \frac{p}{p_0} = \ln \frac{p}{p_0}.$$

Тогда для общего случая получим выражение полного дифференциала функции потенциальной энергии.

$$dU = V \ln \frac{p}{p_0} dp + \left[ p \left( \ln \frac{p}{p_0} - 1 \right) + p_0 \right] dV. \quad (27)$$

Рассмотрим это выражение для двух основных случаев расширения сжатого воздуха.

**Изменение функции потенциальной энергии при элементарном расширении по изотерме постоянной массы воздуха.** Придадим выражению (27) следующий вид:

$$dU = V \ln \frac{p}{p_0} dp + \left[ p \left( \ln \frac{p}{p_0} - 1 \right) + p_0 \right] dV \frac{dp}{dp}.$$

Так как величина дифференциала произведения  $pV$

$$d(pV) = Vdp + pdV,$$

то для расширения по изотерме, т. е. при  $pV = \text{const}$ , получим

$$V dp + p dV = 0,$$

или

$$\frac{dV}{V} = - \frac{dp}{p}.$$

Подставив полученное значение, получим

$$dU = V \ln \frac{p}{p_0} dp + \left[ p \left( \ln \frac{p}{p_0} - 1 \right) + p_0 \right] \left( - \frac{V}{p} \right) dp = V \frac{p - p_0}{p} dp.$$

Итак, мы выяснили, что при изотермическом расширении постоянной массы газа величина производной от функции потенциальной энергии данной массы по давлению равна

$$\frac{dU}{dp} = V \frac{p - p_0}{p} \quad (28)$$

**Изменение функции потенциальной энергии в постоянном фиксированном объеме при элементарном истечении.** При возврате сжатого воздуха в компрессор, у которого объем цилиндра весьма мал по сравнению с объемом камеры насоса, масса воздуха расширяется за время одного хода поршня на малую величину, определяемую отношением этих объемов. Величина объема воздуха изменяется в пределах

$$V_0 \leq V \leq V_0 + \Delta V$$

или

$$1 \leq \frac{V}{V_0} \leq 1 + \frac{\Delta V}{V_0}.$$

Можно считать, что

$$\frac{\Delta V}{V_0} \leq 0,01,$$

тогда получим, что

$$1 \leq \frac{V}{V_0} \leq 1,01.$$

Используя выражение для полного дифференциала  $dU$  и пренебрегая малыми величинами второго порядка, можно оценить соотношение слагаемых  $\Delta U$  при этом процесс расширения. Результаты анализа показывают, что в пределах одноступенчатого сжатия при

$$2 \leq \frac{p}{p_0} \leq 8,$$

слагаемые  $\Delta U$  являются величинами одного порядка. Поэтому мы рассматриваем фиксированный объем при

$$dV = 0.$$

Тогда выражение для полного дифференциала потенциальной энергии примет вид

$$dU = V \ln \frac{p}{p_0} \cdot dp,$$

и

$$\frac{dU}{dp} = V \ln \frac{p}{p_0}. \quad (29)$$

Рассмотрим теперь соотношение полученных полных производных от функции потенциальной энергии для обоих случаев. Производная для постоянной массы характеризует работу расширения этой массы, а производная при постоянном объеме характеризует изменение потенциальной энергии в емкости, из которой вытекает масса воздуха, и таким образом характеризует полную работу при этом истечении. Сравним эти производные для одинаковых условий, когда  $V$  — начальный объем и  $p$  — начальное давление.

Обозначим при этом дифференциал для постоянной массы  $dU_m$ , а для постоянного объема  $dU_V$ . Тогда отношение производных

$$\frac{dU_V}{dp} : \frac{dU_m}{dp} = \left( V \ln \frac{p}{p_0} \right) : \left( V \frac{p - p_0}{p} \right),$$

или

$$\frac{dU_V}{dU_m} = \frac{p \ln \frac{p}{p_0}}{p - p_0} = n_{01}, \quad (30)$$

или же

$$\frac{dU_V}{dU_m} = \frac{\Delta A_{\text{полн}}}{\Delta A_{\text{вытесн}}},$$

т. е.

$$\frac{dU_V - dU_m}{dU_m} = \frac{\Delta A_{\text{полн}} - \Delta A_{\text{вытесн}}}{\Delta A_{\text{вытесн}}} = \frac{\Delta A_{\text{потенц}}}{\Delta A_{\text{вытесн}}},$$

и окончательно

$$\frac{dU_m}{dU_V} = \frac{\Delta A_{\text{вытесн}}}{\Delta A_{\text{полн}}} = \frac{1}{n_{01}}. \quad (31)$$

Выше было показано, что работа вытеснения идеального компрессора является частью полной работы. Значит, изменение потенциальной энергии или работу камеры насоса мы можем так же представить, как работу идеального компрессора.

Следовательно, при истечении из конечной емкости элементарной массы воздуха изменение потенциальной энергии сжатого воздуха этой емкости может быть представлено, как работа расшире-



ния всей массы и потенциальная энергия вытекшей элементарной массы воздуха.

Теперь перейдем к рассмотрению истечения конечной массы воздуха из фиксированной емкости. В этом случае величина потенциальной энергии, затрачиваемой на работу расширения, может быть определена из равенства

$$A_{расш} = - \int_p^{p_x} dU_m = - \int_p^{p_x} \frac{dU_V}{n_{01}}.$$

Когда давление падает до начального,  $p_x = p_0$  и

$$\begin{aligned} A_{расш} &= - \int_p^{p_0} \frac{dU_V}{n_{01}} = \int_{p_0}^p \frac{dU_V}{n_{01}} = \int_{p_0}^p \frac{V \ln \frac{p}{p_0}}{p \ln \frac{p}{p_0}} \cdot dp = \\ &= V \int_{p_0}^p \frac{p - p_0}{p} dp = V \left[ \int_{p_0}^p dp - \int_{p_0}^p \frac{p_0}{p} \cdot dp \right] = \\ &= V \left[ p - p_0 - p_0 \ln \frac{p}{p_0} \right] = V (p - p_0) \left[ 1 - \frac{p_0 \ln \frac{p}{p_0}}{p - p_0} \right]. \end{aligned}$$

Итак,

$$A_{расш} = V (p - p_0) \left[ 1 - \frac{p_0 \ln \frac{p}{p_0}}{p - p_0} \right]. \quad (32)$$

Мы выяснили, что при поступлении сжатого воздуха из камеры насоса в компрессор работа, совершаемая внутренними силами воздуха благодаря расширению, обеспечивает поступление воздуха в цилиндр компрессора, а потенциальная энергия этой массы воздуха сохраняется в виде внутренней энергии массы воздуха, поступившего в цилиндр компрессора. Таким образом, *при возврате сжатого воздуха в идеальный компрессор из камеры насоса изменение потенциальной энергии сжатого воздуха этой камеры может быть представлено как работа расширения всего объема плюс потенциальная энергия вытекшей массы.*

Следовательно, часть потенциальной энергии сохраняется в вытекающей массе воздуха. Определим, какую часть составляет эта потенциальная энергия от первоначальной при возврате сжатого

воздуха в идеальный компрессор. Для этого обозначим отношение оставшейся потенциальной энергии к полной через  $k$

$$k = \frac{A_{\text{пот}}}{A_{\text{полн}}} = \frac{A_{\text{полн}} - A_{\text{расш}}}{A_{\text{полн}}},$$

$$k = 1 - \frac{A_{\text{расш}}}{A_{\text{полн}}}. \quad (33)$$

Согласно уравнению (25)

$$A_{\text{полн}} = U - U_0 = U - 0 = U,$$

а согласно уравнению (24)

$$A_{\text{полн}} = pV \ln \frac{p}{p_0} - V(p - p_0) = V(p - p_0)[n_{01} - 1].$$

Подставим полученное выражение и уравнение (32) в уравнение (33):

$$k = 1 - \frac{V(p - p_0) \left[ 1 - \frac{p_0 \ln \frac{p}{p_0}}{p - p_0} \right]}{V(p - p_0)[n_{01} - 1]} = 1 - \frac{1 - \frac{p_0}{p} n_{01}}{n_{01} - 1},$$

или

$$k = \frac{n_{01} - 1 - 1 + \frac{p_0}{p} n_{01}}{n_{01} - 1} = \frac{n_{01} \left[ 1 + \frac{p_0}{p} \right] - 1 - 1}{n_{01} - 1},$$

и окончательно

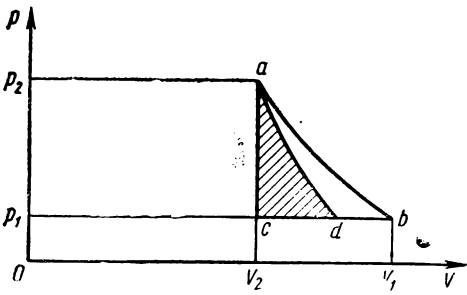
$$k = \frac{n'_{01} - 1}{n_{01} - 1}, \quad (34)$$

где  $n'_{01} = n_{01} \left[ 1 + \frac{p_0}{p} \right] - 1$ .

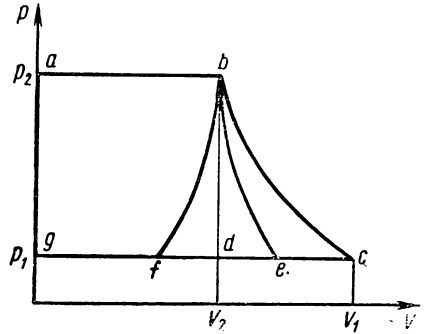
В том случае, когда сжатый воздух поступает в идеальный компрессор, мы можем схематично представить полную потенциальную энергию определенного объема  $V_2$  воздуха, сжатого до давления  $p_2$  (фиг. 18), как сумму двух частей: площади  $acd$ , соответствующей работе расширения всей массы при истечении, и площади  $dab$ , соответствующей потенциальной энергии вытекшей массы.

Теперь посмотрим, как преобразуется потенциальная энергия. Ясно, что площадь  $dab$  сохраняется как потенциальная энергия, а работа расширения (площадь  $acd$ ) также сохраняется для идеального случая, так как работа расширения полностью исполь-

зается как полезная работа, а потенциальная энергия воздуха вновь восстанавливается эквивалентной работой поршня идеального компрессора. Поэтому при рассмотрении энергетики процесса возврата воздуха мы можем считать, что в идеальном случае, т. е. при возврате сжатого воздуха в идеальный компрессор, вся энергия этого воздуха полностью возвращается и к. п. д. насоса равен 1. Поэтому не представляет практического смысла разделение потенциальной энергии на сохраняющийся остаток и преобразуемую часть, так как последняя часть равна работе сжатия



Фиг. 18. Преобразования потенциальной энергии сжатого воздуха при поступлении в идеальный компрессор.



Фиг. 19. Энергетические преобразования в идеальном компрессоре при возврате сжатого воздуха.

идеального компрессора, т. е. в действительности для идеального компрессора мы имеем следующую схему (фиг. 19): для вытеснения воды из камеры насоса, имеющей объем  $V_2$  при давлении  $p_2$ , необходимо совершить работу, соответствующую площади  $abcb$  индикаторной диаграммы идеального компрессора, где площадь  $fcdb$  определяет потенциальную энергию сжатого воздуха, а площадь  $abdg$  — работу вытеснения жидкости из камеры насоса. В том случае, когда сжатый воздух возвращается из камеры насоса в идеальный компрессор, происходят следующие преобразования этой индикаторной схемы: работа, соответствующая площади  $bcb$ , возвращается как потенциальная энергия сжатого воздуха; площадь  $fbdb$  соответствует той части потенциальной энергии, которая идет на вытеснение воды (работа расширения); площадь  $bed$  соответствует работе, затрачиваемой идеальным компрессором на сжатие во время перекачивания воздуха из одной камеры насоса в другую. Итак, в этом случае мы имеем: работа идеального компрессора равна сумме площадей  $abfg$  и  $bed$ , а сумма площадей  $fbdb$  и  $bcb$  равна потенциальной энергии сжатого воздуха. Но так как площадь  $fbdb$  равна площади  $dbe$ , мы можем эту схему заменить эквивалентной схемой (фиг. 20), в которой площадь  $abdg$  соответствует работе идеального компрессора, а площадь  $bcd$  — сохраняемой потенциальной энергии сжатого воздуха при

возврате в компрессор. Величину потенциальной энергии можно определить при помощи  $p_{ср}$ , величину которого мы ранее определяли из выражения (21). Таким образом, при возврате сжатого воздуха в идеальный компрессор потенциальная энергия сжатого воздуха после качественных преобразований в механическую энергию количественно сохраняется, а поршень идеального компрессора совершает работу, количественно равную работе нагнетания.

### Предельные значения к. п. д. пневматических насосов первого и второго классов

Величина к. п. д. пневматических насосов определяется как отношение полезной работы к работе, затрачиваемой идеальным

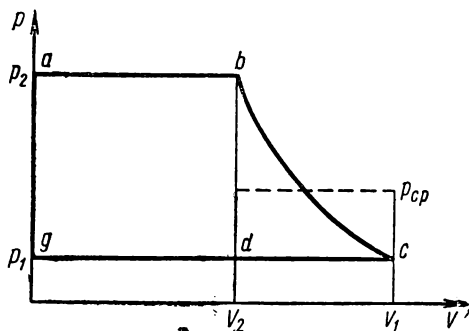
компрессором при изотермическом процессе. Так как идеальный компрессор мы помещаем непосредственно на камере насоса, то в мертвом пространстве пневматической передачи объемные потери равны нулю. Таким образом, под к. п. д. насоса более целесообразно понимать энергетические преобразования в камере насоса, исключив объемные потери передачи, так как это более показательно разграничивает потери полезной мощности.

Потери в пневматической передаче мы будем характеризовать величиной  $\eta_{п.л}$ . При определении предельных значений к. п. д. насоса мы можем считать процесс вытеснения воды из камеры изотермическим, а потерями трения воды и воздуха о стенки камеры насоса можем пренебречь, так как скорости движения воздушного и водного потоков при изотермическом процессе малы. Поэтому можно считать работу нагнетания поршня идеального компрессора полезной работой, пренебрегая потерями трения о стенки камеры насоса.

Теперь можно просто определить величины предельных к. п. д. для насосов первого и второго классов. В том случае, когда сжатый воздух выбрасывается (насос второго класса), мы получим выражение (см. фиг. 11)

$$\eta_{н \max} = \frac{S_{abkd}}{S_{abcd}} = \frac{1}{n_{1,2}} = \frac{p_2 - p_1}{p_2 \ln \frac{p_2}{p_1}}, \quad (35)$$

где площади  $abkd$  и  $abcd$  представляют собой работу нагнетания и полную работу идеального компрессора, а  $p_2$  и  $p_1$  — абсолютное



Фиг. 20. Эквивалентная индикаторная схема идеального компрессора при возврате сжатого воздуха в компрессор.

давление нагнетания и абсолютное давление атмосферного воздуха.

В том случае, когда сжатый воздух возвращается в идеальный компрессор (насос первого класса), получим выражение

$$\eta_{н \max} = \frac{S_{abkd}}{S_{abkd}} = 1. \quad (36)$$

Полная работа поршня идеального компрессора в этом случае равна работе нагнетания.

Выражение для предельного к. п. д. при использовании сжатого воздуха без расширения было дано Гаррисом (США) в упоминавшейся выше книге, как абсолютный предел при любом использовании сжатого воздуха без расширения:

$$E = \frac{r-1}{r \ln r}, \quad (37)$$

где  $r = \frac{p}{p_{ат}}$  — отношение давления нагнетания к атмосферному давлению в абсолютных значениях (в *ата*).

При анализе работы пневматических насосов с возвратом сжатого воздуха в компрессор Гаррис пришел к выводу, что единственными потерями в этой системе являются объемные потери, определяемые мертвым объемом, т. е. объемом воздушных труб. Для этого случая Гаррис дает выражение

$$\text{к. п. д.} = E = \frac{1}{1 + \frac{p_0}{p_0 - p_{ат}} (1+n) \ln r}, \quad (38)$$

где  $p_0$  — рабочее давление вытеснения в *ата*;

$p_{ат}$  — атмосферное давление в *ата*;

$n = \frac{V_{мо}}{V_{кам}}$  — отношение объема одной воздушной трубы к объему камеры насоса;

$r = \frac{p_0}{p_1}$ , где  $p_1 = p_0 - \Delta p_0$ , а  $\Delta p_0$  представляет собой падение давления  $p_0$  после переключения вследствие наличия мертвого объема (объема воздушной трубы).

Величина  $r$  определяется из выражения

$$r = \frac{1 + 2n}{1 + n + \frac{p_0}{p_0} n}, \quad (39)$$

где  $\overline{p_0}$  — наименьшее значение давления в воздушной трубе заполненной камеры насоса перед включением.

Приведенное выражение для к. п. д. показывает, что Гаррис единственные потери при пневматической передаче относит к потерям насоса, так как в этом случае под насосом понимается и пневматическая передача от переключателя до камеры насоса. Однако для более детального анализа целесообразнее эти потери отнести к потерям пневматической передачи и учитывать общим коэффициентом  $\eta_{п.п}$ .

Итак, мы будем считать предельными значениями к. п. д. для насосов первого и второго классов значения, получаемые из выражений (35) и (36), так как в этом случае мы понимаем под пневматическим насосом камеру насоса, работающую от идеального компрессора при изотермическом процессе.

### Предельные значения к. п. д. насосной части для пневматических насосов первого и второго классов

Чтобы перейти к определению значений предельных к. п. д. насосной части, воспользуемся выражением

$$\eta_{н.ч} = \eta_{п.п} \eta_{к} \eta_{мп},$$

где согласно выражению (6)

$$\eta_{п.п} = 1 - \frac{dV}{V} - \frac{dp}{p},$$

а согласно выражению (7)

$$\eta_{мп} = 1 - \frac{\Delta H_p}{H_p}.$$

Рассмотрим эти выражения для насосов второго класса. Величина  $\eta_{п.п}$  может быть найдена следующим образом:  $\frac{dV}{V}$  представляет собой отношение потерянного объема к полному объему сжатого воздуха. Это выражение мы можем представить в дифференциальной форме, так как величина  $dV$  относительно мала:

$$dV = dV_{ym} + dV_{м.о},$$

где  $dV_{ym}$  — утечка воздуха через распределительные устройства;  
 $dV_{м.о}$  — мертвый объем, равный объему пневматического трубопровода от распределительного устройства до камеры насоса.

Так как мы рассматриваем эти выражения для наилучшего случая, т. е. для предельно хороших условий работы, величина  $dV$  должна быть сведена к минимуму, поэтому мы можем принимать предельно малые значения.

Так,  $\frac{dV_{ym}}{V}$  — (утечки воздуха в распределительном устройстве)

может быть принята равной 2%, так как согласно исследованиям водоподъемной части ветронасосной установки утечки через распределительное устройство не зависят от давления, а зависят только от времени переключений (или от расхода) и не превышают 3%;

$\frac{dV_{м.о}}{V}$  — величина, определяемая объемом пневматического

трубопровода, соединяющего распределительное устройство с камерой насоса (считаем, что камера заполнена целиком). Она практически зависит от расстояния между камерой и распределителем и может быть нами в лучшем случае сведена к минимуму. Можно считать, что в лучшем случае эта величина равна 2%;

$\frac{dp}{p}$  — величина, определяемая потерями трения в пнев-

матическом трубопроводе от компрессора до камеры насоса. Испытания пневматической ветронасосной установки ВПВ-5, проведенные на полигоне ЦНИЛВа (1958 г.), показали, что эта величина практически не изменяется при увеличении длины трубопровода от 5 до 73 м. Кроме того, диаметр пневматических трубопроводов выбирают, исходя из заданных величин потерь в трубопроводе, которые обычно составляют до 2%.

Поэтому для наилучших условий принимаем эту величину равной 1%.

Итак, мы получили

$$\eta_{п.н} = 1 - 0,02 - 0,01 - 0,02 = 0,95.$$

Величина потерь в напорном трубопроводе при водоподъеме определяется величиной  $\eta_{mp}$ . Потери рабочего напора

$$\Delta H_p = \Sigma \zeta \frac{v^2}{2g} = (\zeta_{в.х} + \zeta_{к.л} + \zeta_{mp} + \zeta_{в.х.к}) \frac{v^2}{2g} = (\Sigma \zeta_{м} + \zeta_{mp}) \frac{v^2}{2g}.$$

Полученное выражение можно представить в виде

$$\Delta H_p = l \left( \frac{\Sigma \zeta_{м}}{l} + \frac{\lambda}{d} \right) \frac{v^2}{2g}.$$

Тогда получаем отношение

$$\frac{\Delta H_p}{H_p} = \frac{l}{H_p} \left( \frac{\Sigma \zeta_{м}}{l} + \frac{\lambda}{d} \right) \frac{v^2}{2g}.$$

Это отношение в основном зависит от величины скорости  $v$ , которую мы выбираем малой для наиболее благоприятных условий, так как мы рассматриваем предельные значения. Испытания пнев-

матических насосов показали, что в наилучшем случае эта величина может быть принята равной 0,1, которую мы примем независимой от высоты водоподъема. Итак, можно считать, что величина  $\eta_{mp}$  в лучшем случае равна

$$\eta_{mp} = 1 - \frac{\Delta H_p}{H_p} = 1 - 0,1 = 0,9.$$

Теперь мы можем получить величины наибольших (предельных) значений к. п. д. насосной части для пневматических насосов второго класса:

$$\eta_{н.ч. \max}^{\text{II}} = \eta_{н.п.} \eta_{н.} \eta_{mp} = 0,95 \eta_{н.}^{\text{II}} 0,9 = 0,855 \eta_{н.}^{\text{II}},$$

или, согласно выражению (35),

$$\eta_{н.ч. \max}^{\text{II}} = 0,855 \frac{p_2 - p_1}{p_2 \ln \frac{p_2}{p_1}} = \frac{0,855}{n_{1,2}},$$

$$\eta_{н.ч. \max}^{\text{II}} = \frac{0,855}{n_{1,2}}. \quad (40)$$

Исследуя работу насосов этого класса, Н. Свиндин<sup>1</sup> дает выражение для к. п. д. насосной части в следующем виде:

$$\eta_{н.ч.}^{\text{II}} = \frac{H}{(h_a + H + h_v + h_f) \ln \frac{h_a + H + h_v + h_f}{h_a}}, \quad (41)$$

где  $H$  — высота подъема жидкости;  
 $h_f$  — потери на трение;  
 $h_v$  — потери на выходе;  
 $h_a$  — атмосферное давление в м. вод. ст.

В этой формуле Свиндин не учитывает потери в пневматической передаче и дает к. п. д. насосной части во время вытеснения, в то время как рассматриваемый им кислотный вытеснительный аппарат порционного действия работает с перебоями, необходимыми для заполнения камеры кислотой. Но так как перебои могут осуществляться либо путем полной остановки, либо переключением компрессора на работу вхолостую, то для рассматриваемой схемы неизбежны также потери вследствие перебоев в работе, которые исключаются при работе одного компрессора на две камеры. Таким образом, формула Свиндина не учитывает указанных потерь и, следовательно, завышает действительные значения к. п. д. Тем не менее время перебоев играет существенную роль в

<sup>1</sup> N. Swindin, The modern Theory Practice of Pumping, London, 1924.



работе аппарата и поэтому для практического пользования более приемлемы формулы, которые дает Г. М. Знаменский для установившегося процесса [6]. За основу расчета он берет определение времени полного цикла и составных его частей:

$$T = T_1 + T_2 + T_3, \quad (42)$$

где  $T$  — продолжительность цикла;  
 $T_1$  — время наполнения аппарата;  
 $T_2$  — время опорожнения аппарата;  
 $T_3$  — время вспомогательных операций по перекрытию кранов.  
 Производительность аппарата можно определить по формуле

$$Q = \frac{3600}{T} q, \quad (43)$$

где  $q$  — объем камеры аппарата.

Величина  $T_1$  определяется по формуле

$$T_1 = \frac{q \sqrt{1 + \Sigma \zeta + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1}}}{\omega_1 \sqrt{2gH}}, \quad (44)$$

где  $H$  — напор от уровня в резервуаре, из которого жидкость идет в аппарат, до верха резервуара аппарата;  
 $\Sigma \zeta$  — сумма коэффициентов местных сопротивлений;  
 $\lambda_1$  — коэффициент гидравлического трения;  
 $l_1$  — длина трубы, по которой жидкость поступает в аппарат;

$d_1, \omega_1$  — диаметр и сечение этой трубы.

Величина  $T_2$  определяется по формуле

$$T_2 = \frac{q \sqrt{1 + \Sigma \zeta + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2}}}{\omega_2 \sqrt{2g \left( \frac{P}{\gamma} - H_1 \right)}}, \quad (45)$$

где  $P$  — избыточное давление воздуха или пара в аппарате;  
 $\gamma$  — удельный вес жидкости;  
 $H_1$  — геометрическая высота подъема жидкости;  
 $\omega_2$  — сечение трубы.

В этом случае используют значения  $\Sigma \zeta_1, \lambda_2, l_2, d_2$  и  $\omega_2$  для нагнетательной трубы.

Найдем наибольшую величину  $\eta_{н.ч}$  для насосов первого класса:

$$\eta_{н.ч} = \eta_{н.н} \eta_{н} \eta_{мп}.$$

Величина  $\eta_{н.н}$  определяется потерями в пневматической передаче при перетекании сжатого воздуха из одной камеры в другую, ис-

ключая потери в компрессоре, которые учитываются индикаторным к. п. д. компрессора. Так как для определения наибольших значений мы рассматриваем наилучшие условия работы, принимаем  $\eta_{п.п} = 0,95$ , а  $\eta_{мп} = 0,9$ .

Величина наибольшего значения к. п. д. насосной части для насосов первого класса, согласно выражению (36) и принятым оптимальным значениям, составит

$$\eta_{н.ч. \max}^1 = 0,95 \cdot 1 \cdot 0,9 = 0,855. \quad (46)$$

Весьма полезной характеристикой для насосов этого класса является величина коэффициента  $f$  возврата потенциальной энергии сжатого воздуха, который представляет собой отношение полезной части энергии к полной энергии. Потери потенциальной энергии составляют часть общих потерь энергии при протекании сжатого воздуха через компрессор, т. е. часть индикаторных потерь.

Определение индикаторных потерь при всасывании и нагнетании является сложной задачей, которую сейчас решают при помощи сложных формул, предложенных Н. А. Доллежалем в его диссертации «Расчет основных параметров самодействующего клапана поршневого компрессора» (1942 г.). Он получил дифференциальное уравнение для всасывающего клапана

$$\begin{aligned} - \frac{d(\Delta p_{в})}{d\varphi} &= 10,7 \alpha_{\kappa} \varepsilon_{\kappa} \frac{\psi_{в}}{c_m} T_a^{0,5} p_a^{0,5} \frac{\Delta p_{в}^{0,5}}{f(\varphi)} - \\ &- \left[ 1,4 p_a \left( 1 - \frac{\Delta p_{в}}{p_a} \right) - 0,38 \frac{\alpha_{cm} \Delta t}{c_m \frac{d}{s}} \right] \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)} \end{aligned} \quad (47)$$

и для нагнетательного клапана

$$\begin{aligned} \frac{d(\Delta p_{н})}{d\varphi} &= - 10,7 \alpha_{\kappa} \varepsilon_{\kappa} \frac{\psi_{н}}{c_m} T_a^{0,5} p_a^{0,5} \sigma^{0,643} \left( \frac{\Delta p_{н}}{p_{\kappa}} + 1 \right)^{0,643} \times \\ &\times \frac{\Delta p_{н}^{0,5}}{f(\varphi)} - 1,4 p_a \sigma \left( \frac{\Delta p_{н}}{p_{\kappa}} + 1 \right) \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)}, \end{aligned} \quad (48)$$

где  $\Delta p_{в}$  и  $\Delta p_{н}$  — падение давления во всасывающем и нагнетательном клапанах в соответствующий момент  $x$ ;

$p_a$  — давление газа перед всасывающим клапаном;

$p_{\kappa}$  — давление газа после нагнетательного клапана;

$\alpha_{cm} \approx \text{const}$  — коэффициент теплоотдачи от стенки к газу;

$\Delta t \approx \text{const}$  — разность температур стенок и газа внутри цилиндра;

$c_m$  — средняя скорость поршня;

$\psi_a = \frac{F_a}{F_n}$  — отношение величины проходного сечения всасывающего клапана к площади поршня;  
 $T_a$  — температура воздуха перед клапаном в  $^{\circ}K$ ;  
 $\varphi$  — угол поворота кривошипа;  
 $\sigma$  — степень сжатия ступени;  
 $d$  — диаметр;  
 $s$  — ход поршня;

Мгновенный весовой расход газа через клапан определяется по формуле

$$Q_g = \alpha_k \varepsilon_k F_n \sqrt{2g\gamma_a(p_a - p_x)}, \quad (49)$$

где  $\alpha_k$  — коэффициент расхода;  
 $\varepsilon_k$  — коэффициент, при помощи которого учитывается сжимаемость газа;  
 $F_n$  — номинальное проходное сечение седла клапана;  
 $\gamma_a$  — удельный вес газа, соответствующий давлению  $p_a$ ;  
 $p_x$  — давление в цилиндре компрессора в момент  $x$ .

$$f(\varphi) = \varepsilon_m + \frac{1}{2} - \frac{\cos \varphi}{2} + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi,$$

где  $\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;  
 $\varepsilon_m$  — относительная величина мертвого пространства цилиндра компрессора.

Как указывает Н. А. Доллежалъ, интегрирование уравнений (47) и (48) теоретически хотя и возможно одним из методов приближенного, графического или численного решения подобных уравнений, но настолько громоздко, что вряд ли представляет практический интерес. А для определения наибольшей величины потерь  $\Delta p_{\max}$  в клапане он предлагает следующие формулы: для всасывающего клапана

$$\begin{aligned}
 \Delta p_{g \max} \approx & 0,85 \left( \frac{cm}{\psi_a} \right)^{0,2} \left( \frac{p_a}{T_a} \right)^{0,1} [f'(\varphi)_a]^{0,2} \times \\
 & \times \left[ \frac{B_{np.g}}{F_{н.г}} + \frac{m_k}{F_{н.г}} b_g \right]^{0,9}; \quad (50)
 \end{aligned}$$

для нагнетательного клапана

$$\begin{aligned}
 \Delta p_{n \max} \approx & 0,85 \left( \frac{cm}{\psi_n} \right)^{0,2} \left( \frac{p_a}{T_a} \right)^{0,1} \sigma^{0,072} [f'(\varphi)_g]^{0,2} \times \\
 & \times \left[ \frac{B_{np.n}}{F_{н.н}} + \frac{m_k}{F_{н.н}} b_n \right]^{0,9}, \quad (51)
 \end{aligned}$$

где  $\frac{c_m}{\psi_\theta}$  и  $\frac{c_m}{\psi_n}$  — средние скорости в седлах всасывающего и нагнетательного клапанов;  
 $p_a$  и  $T_a$  — давление и температура в °K перед всасывающим клапаном;  
 $B_{пр.в}$  и  $B_{пр.н}$  — предварительная затяжка пружины во всасывающем и нагнетательном клапанах;  
 $F_{н.в}$  и  $F_{н.н}$  — проходные сечения седла всасывающего и седла нагнетательного клапанов;  
 $\sigma$  — степень сжатия в цилиндре;  
 $m_k$  — масса клапанной пластины;  
 $f'(\varphi)_a$  и  $f'(\varphi)_в$  — определяются по графику применительно к данной степени сжатия;  
 $b_\theta$  и  $b_n$  — начальные ускорения клапанных пластин.

Определение наибольших потерь давления в клапане потому представляет практический интерес, что позволяет с достаточной для практики точностью принимать дополнительную затрату энергии (необходимой для преодоления сопротивления в клапанах), пропорциональной величине потерь  $\Delta p_{\max}$  давления в клапанах в момент открытия.

Дальнейшее развитие этих вопросов содержится в диссертации Т. Ф. Кондратьевой «Исследования полосовых самопружинящихся клапанов поршневых компрессоров (1953 г.)», диссертации Г. В. Карпова «Исследование работы сферических тарельчатых клапанов поршневых компрессоров (1955 г.)» и других работах.

Определение потерь давления при всасывании и нагнетании является одним из основных вопросов конструирования компрессоров, который решается очень сложно. Поэтому понятно, насколько сложной должна оказаться задача определения потерь при возврате потенциальной энергии в компрессор. Решение подобной задачи в математической форме не представляет практического интереса ввиду еще большей сложности.

Для нашего анализа энергетики процесса возврата потенциальной энергии вполне достаточно приближенная качественная оценка величины  $f$ . Для этого можно воспользоваться кривой индикаторно-изотермического к. п. д. (см. фиг. 9), включающей все индикаторные потери.

Величину  $f$  определим из выражения

$$f = \frac{A_{\text{полезн}}}{A_{\text{полн}}} = \frac{A_2' - \Delta A_2'}{A_2'}, \quad (52)$$

где  $A_2'$  — величина потенциальной энергии сжатого воздуха в опорженной камере перед переключением;

$\Delta A'_2$  — полные потери этой части энергии при перетекании сжатого воздуха в другую камеру насоса.

При перетекании сжатого воздуха из камеры насоса в другую камеру через компрессор теряется часть его энергии:

$$\Delta A'_2 = (\Delta A_2)_{n. mp} + \Delta A_2 + (\Delta A_2)_{n. mp} = \Delta A_2 + \Delta A_{n. n},$$

где  $\Delta A_2$  — полные потери энергии сжатого воздуха в компрессоре;

$\Delta A_{n. n}$  — полные потери в пневматической передаче.

Выражение для  $f$  можно представить в виде

$$f = \frac{A'_2 - \Delta A_2 - \Delta A_{n. n}}{A'_2} = 1 - \frac{\Delta A_2}{A'_2} - \frac{\Delta A_{n. n}}{A'_2}.$$

Но величина

$$1 - \frac{\Delta A_{n. n}}{A'_2} = \frac{A'_2 - \Delta A_{n. n}}{A'_2} = \eta_{n. n},$$

поэтому

$$f = \eta_{n. n} - \frac{\Delta A_2}{A'_2}. \quad (53)$$

Найдем величину  $\frac{\Delta A_2}{A'_2}$ . Для этого найдем сначала величину

энергии сжатого воздуха, поступающего в компрессор, путем вычитания из полной энергии  $A'_2$  потерь одной пневматической трубы, соединяющей камеру с компрессором. Эти потери можно считать равными половине полных потерь пневматической передачи.

Итак, величина энергии сжатого воздуха, поступающего в компрессор,

$$A_2 = A'_2 - \frac{\Delta A_{n. n}}{2} = A'_2 \left( 1 - \frac{1}{2} \frac{\Delta A_{n. n}}{A'_2} \right),$$

где величина

$$\frac{\Delta A_{n. n}}{A'_2} = 1 - \left( 1 - \frac{\Delta A_{n. n}}{A'_2} \right) = 1 - \eta_{n. n}.$$

Следовательно, получим

$$A_2 = A'_2 \left[ 1 - \frac{1}{2} (1 - \eta_{n. n}) \right].$$

Подставив полученное выражение в уравнение (53), получим

$$f = \eta_{n. n} - \frac{\Delta A_2}{A_2} \left[ 1 - \frac{1 - \eta_{n. n}}{2} \right] = \eta_{n. n} - \frac{\Delta A_2}{A_2} \cdot \frac{1 + \eta_{n. n}}{2}. \quad (54)$$

Величина  $\frac{\Delta A_2}{A_2}$  определяется индикаторными потерями, т. е. ее можно выразить через индикаторный к. п. д. Для этого представим полезную работу компрессора в виде индикаторной диаграммы идеального компрессора (фиг. 21), где площадь  $klcd$  соответствует работе  $A_2$ , площадь  $klba$  — работе  $A_1$ , а полная полезная работа

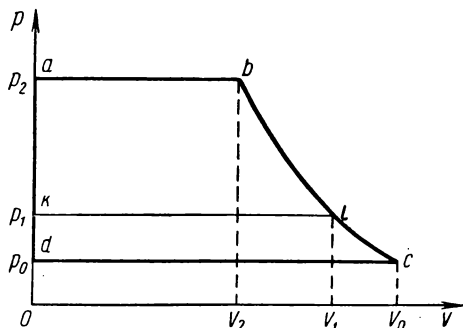
$$A = A_1 + A_2.$$

Для совершения полезной работы, соответствующей площади  $abcd$ , поршень компрессора совершает работу, превышающую полезную, на величину индикаторных потерь

$$\eta_i = \frac{A}{A + \Delta A}.$$

Для совершения полезной работы, соответствующей площади  $ablk$ , поршень компрессора совершает работу

$$\eta'_i = \frac{A_1}{A_1 + \Delta A_1}.$$



Фиг. 21. Эквивалентная индикаторная схема идеального компрессора.

Сравним значения  $\eta_i$  и  $\eta'_i$ :

$$\frac{\eta'_i}{\eta_i} = \frac{A_1}{A_1 + \Delta A_1} : \frac{A}{A + \Delta A}.$$

Согласно исследованиям М. И. Френкеля «Теория поршневых компрессоров» в Ленинградском индустриальном институте, в среднем с достаточной точностью можно считать, что потери вызывают повышение расхода энергии в том же отношении, в каком они увеличивают степень сжатия, т. е.

$$\delta : \frac{\Delta L}{L} \approx 1, \quad (55)$$

$$\delta = \frac{p_n - p_v}{p_v}$$

где  $p_n$  — давление нагнетания предыдущей ступени;  
 $p_v$  — давление всасывания последующей ступени.

Из выражения (55) следует, что

$$\delta = \frac{\Delta L}{L},$$

или

$$\delta + 1 = \frac{\Delta L + L}{L},$$

откуда

$$\frac{L}{\Delta L + L} = \frac{1}{\delta + 1} = \frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{н}}}. \quad (56)$$

Согласно этому выражению

$$\frac{A}{A + \Delta A} = \frac{1}{\delta + 1};$$
$$\frac{A_1}{A_1 + \Delta A_1} = \frac{1}{\delta_1 + 1}.$$

Для оценки наилучших условий работы всасывающего и нагнетательного клапанов М. И. Френкель рекомендует выражение

$$\delta = \frac{0,15}{p_{\text{в}}^{0,25}}, \quad (57)$$

откуда

$$\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{в}}} - 1 = \delta, \quad \text{или} \quad \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{в}}} = \delta + 1,$$

а

$$\frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{н}}} = \frac{1}{\delta + 1} = \frac{p_{\text{в}}^{0,25}}{0,15 + p_{\text{в}}^{0,25}}.$$

Тогда выражение для отношения  $\frac{\eta'_i}{\eta_i}$  примет вид

$$\frac{\eta'_i}{\eta_i} = \frac{\delta + 1}{\delta_1 + 1} = \frac{0,15 + p_{\text{в}}^{0,25}}{p_{\text{в}1}^{0,25}} \cdot \frac{p_{\text{в}1}^{0,25}}{0,15 + p_{\text{в}1}^{0,25}},$$

или

$$\frac{\eta'_i}{\eta_i} = \frac{0,15 + p_{\text{в}}^{0,25}}{0,15 + p_{\text{в}1}^{0,25}} \cdot \frac{p_{\text{в}1}^{0,25}}{p_{\text{в}}^{0,25}},$$

или же в таком виде:

$$\frac{\eta'_i}{\eta_i} = \frac{\frac{0,15}{p_{\text{в}}^{0,25}} + 1}{\frac{0,15}{p_{\text{в}}^{0,25}} + \left(\frac{p_{\text{в}1}}{p_{\text{в}}}\right)^{0,25}} \left(\frac{p_{\text{в}1}}{p_{\text{в}}}\right)^{0,25},$$

откуда получим

$$\frac{\eta_i'}{\eta_i} = \frac{\frac{0,15}{p_g^{0,25}} \left(\frac{p_{g1}}{p_g}\right)^{0,25} + \left(\frac{p_{g1}}{p_g}\right)^{0,25}}{\frac{0,15}{p_g^{0,25}} + \left(\frac{p_{g1}}{p_g}\right)^{0,25}}$$

или

$$\frac{\eta_i'}{\eta_i} = 1 + \frac{0,15}{p_g^{0,25}} \left[ \left(\frac{p_{g1}}{p_g}\right)^{0,25} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\frac{0,15}{p_g^{0,25}} + \left(\frac{p_{g1}}{p_g}\right)^{0,25}}. \quad (58)$$

Определим значение  $p_g$  из выражения (57). При  $p_n = 1$

$$0,15 = p_g^{0,25} \left(\frac{1 - p_g}{p_g}\right).$$

Решив это уравнение, получим, что  $p_g = 0,875$ , а величина  $p_g^{0,25} = 0,967$ . Подставив эти значения в выражение (58), получим

$$\frac{\eta_i'}{\eta_i} = 1 + 0,155 \left[ \left(\frac{p_{g1}}{p_g}\right)^{0,25} - 1 \right] \frac{1}{0,155 + \left(\frac{p_{g1}}{p_g}\right)^{0,25}}.$$

Оценим величину  $\frac{p_{g1}}{p_g}$  — отношение давления всасывания в случае возврата воздуха к этому же давлению в случае всасывания атмосферного воздуха, которые определяются потерями во всасывающих клапанах. Так как мы рассматриваем наиболее благоприятные условия работы при малых скоростях потока в клапанах, то величины  $p_{g1}$  и  $p_g$  будут иметь наибольшие значения, отношения которых можно считать следующими для одноступенчатого сжатия:

$$\frac{p_{g1}}{p_n} \approx \frac{p_g}{p_0}, \quad \text{или} \quad \frac{p_{g1}}{p_g} \approx \frac{p_n}{p_0}. \quad (59)$$

Выше, при рассмотрении работы идеального компрессора, мы доказали, что средняя величина давления сжатого воздуха, поступающего в идеальный компрессор, не превышает  $p_{cp}$ , а величина  $p_n$ , вследствие наличия потерь в пневматическом трубопроводе, всегда меньше  $p_{cp}$ . Таким образом, можно найти предел изменения

отношения величин  $\frac{\eta_i'}{\eta_i}$  для одноступенчатого сжатия:

$$\left(\frac{\eta_i'}{\eta_i}\right) < 1 + 0,155 \left[ \left(\frac{p_{cp}}{p_0}\right)^{0,25} - 1 \right] \frac{1}{0,155 + \left(\frac{p_{cp}}{p_0}\right)^{0,25}}.$$



Но  $\frac{p_{ср}}{p_0} = n_{02}$  для наибольшей степени сжатия  $\frac{p_2}{p_1} = 8$ , имеем  $n_{02} = 2,38$  (табл. 1). Поэтому

$$1 < \left( \frac{\eta'_i}{\eta_i} \right)_{\max} < 1 + 0,155 [(2,38)^{0,25} - 1] \frac{1}{0,155 + 2,38^{0,25}},$$

откуда

$$1 < \left( \frac{\eta'_i}{\eta_i} \right)_{\max} < 1 + 0,0267. \quad (60)$$

Следовательно, в рассматриваемых пределах одноступенчатого сжатия с достаточной точностью можно считать

$$\frac{\eta'_i}{\eta_i} = 1, \text{ или } \eta'_i = \eta_i. \quad (61)$$

Теперь найдем величину  $\frac{\Delta A_2}{A_2}$ . Из выражения для индикаторного к. п. д. компрессора получим

$$\frac{A - \eta_i A}{\eta_i} = \Delta A.$$

Но величина  $\Delta A = \Delta A_1 + \Delta A_2$  соответственно величине работ  $A_1$  и  $A_2$  (фиг. 21). Поэтому

$$\frac{A - \eta_i A}{\eta_i} = \Delta A_1 + \Delta A_2,$$

откуда

$$\Delta A_2 = \frac{A - \eta_i A}{\eta_i} - \Delta A_1.$$

Но так как аналогично

$$\Delta A_1 = \frac{A_1 - \eta'_i A_1}{\eta'_i},$$

получим

$$\Delta A_2 = \frac{A(1 - \eta_i)}{\eta_i} - \frac{A_1(1 - \eta'_i)}{\eta'_i}.$$

Согласно выражению (61),  $\eta'_i \approx \eta_i$ , поэтому

$$\Delta A_2 = \frac{A(1 - \eta_i)}{\eta_i} - \frac{A_1(1 - \eta_i)}{\eta_i} = \frac{(A - A_1)(1 - \eta_i)}{\eta_i}.$$

Но  $A - A_1 = A_2$ , поэтому

$$\Delta A_2 = \frac{A_2(1 - \eta_i)}{\eta_i}$$

и

$$\frac{\Delta A_2}{A_2} = \frac{1 - \eta_i}{\eta_i}. \quad (62)$$

Полученное выражение подставим в уравнение (54) и получим

$$f = \eta_{n,n} - \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \cdot \frac{1 + \eta_{n,n}}{2}. \quad (63)$$

В выражении (63) величина индикаторного к. п. д. определяется лишь потерями давления при всасывании и нагнетании. Для определения индикаторного к. п. д. мы можем использовать кривую индикаторно-изотермического к. п. д., которая приводится в справочной литературе. Связь между этими коэффициентами можно представить в следующем виде:

$$\eta_{i-из} = \eta_{из} \eta_i = \frac{L_{из}}{L_{пол}} \cdot \frac{L_{пол}}{L_i},$$

или

$$\eta_i = \frac{\eta_{i-из}}{\eta_{из}}, \quad (64)$$

где

$$\eta_{из} = \frac{L_{из}}{L_{пол}} = \frac{p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}}{p_1 V_1 \frac{n}{n-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]},$$

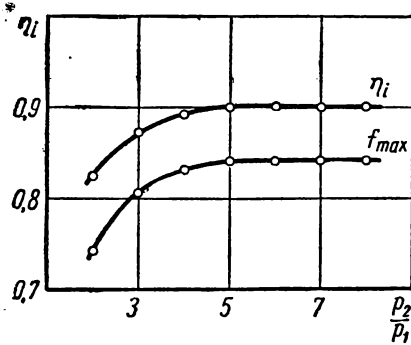
откуда

$$\eta_{из} = \frac{n-1}{n} \cdot \frac{\ln \frac{p_2}{p_1}}{\left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}. \quad (65)$$

Величина  $\eta_{из}$  характеризует тепловые потери и зависит от показателя политропы  $n$ . Анализ кривой показал, что она получена при условии равенства показателя политропы  $n = 1,41$ , т. е. тепловые потери наибольшие. Поэтому для определения индикаторного к. п. д. следует брать  $\eta_{из}$  для  $n = k = 1,41$  [7]. Принимая  $\eta_{n,n} = 0,95$ , что соответствует наилучшим условиям работы, получим выражение для  $f_{\max}$  в следующем виде:

$$f_{\max} = 0,95 - 0,975 \frac{1 - \eta_i}{\eta_i}. \quad (66)$$

Значения  $f_{\max}$  и  $\eta_i$  показаны на фиг. 22. Величина индикаторного к. п. д.  $\eta_i$  в значительной степени зависит от скорости воздушного потока в клапанах, поэтому полученные значения  $\eta_i$  следует рассматривать как наибольшие возможные величины. Однако полученное ранее выражение (63) пригодно для практического использования в случае определения  $\eta_i$  при соответствующей методике испытаний компрессора.



Фиг. 22. Значения  $f_{\max}$  и  $\eta_i$  в зависимости от  $\frac{p_2}{p_1}$ .

Для обычных испытаний выведем более доступную формулу, которая позволила бы просто определить приближенное значение  $f$  в процессе испытаний пневматических насосов. Вернемся к выражению (52). Мы можем представить его в виде

$$A_2' = (p_{cp} - p_0)(V_0 - V_2),$$

и так как

$$p_0 V_0 = p_2 V_2 \text{ и } V_0 = \frac{p_2 V_2}{p_0},$$

$$A_2' = (p_{cp} - p_0)(p_2 - p_0) \frac{V_2}{p_0}.$$

В этом выражении вследствие потерь изменяется величина

$$p_{cp} - \Delta p_{cp} = p_{cp}', \text{ а } p_2 = \text{const},$$

$$V_2 = \text{const и } p_0 = \text{const}.$$

Поэтому

$$f = \frac{(p_{cp}' - p_0)(p_2 - p_0) \frac{V_2}{p_0}}{(p_{cp} - p_0)(p_2 - p_0) \frac{V_2}{p_0}},$$

или

$$f = \frac{\frac{p_{cp}'}{p_0} - 1}{\frac{p_{cp}}{p_0} - 1}.$$

Обозначим  $\frac{p_{cp}'}{p_0} = \alpha$ , а  $\frac{p_{cp}}{p_0}$ , согласно выражению (23), равно  $n_{01}$ , поэтому

$$f = \frac{\alpha - 1}{n_{01} - 1}. \quad (67)$$

Величина  $\alpha = \frac{p'_{cp}}{p_0}$  характеризует увеличение начального давления перед действительным компрессором с учетом потерь, а  $n_{01}$  — увеличение начального давления в идеальном компрессоре при отсутствии потерь. Согласно выражению (59)

$$\frac{p'_{cp}}{p_0} \approx \frac{p'_s}{p_s}$$

где  $p'_s$  и  $p_s$  — давления в конце хода всасывания поршня компрессора в случае возврата сжатого воздуха и в случае всасывания атмосферного воздуха.

При рассмотрении энергетики процесса мы можем индикаторную диаграмму действительного компрессора привести к индикаторной изотермической диаграмме идеального компрессора на том основании, что в результате введения всех коэффициентов мы по существу уже привели энергетику к полезной мощности выходящего воздуха. Мертвый объем при этом исключим, так как на энергетику рабочего процесса он не влияет. Тогда можно найти

$$p'_s V = p_2 V_3 \quad \text{и} \quad p_s V = p_2 V_2,$$

или

$$\frac{p'_s}{p_s} = \frac{V_3}{V_2} = \frac{Q'_3}{Q_2} \approx \alpha.$$

Подставив полученное выражение в формулу (67), получим

$$f = \frac{\frac{Q'_3}{Q_2} - 1}{n_{01} - 1}. \quad (68)$$

### Предельные значения к. п. д. компрессора для пневматических насосных установок

Выше рассматривалась кривая изотермического индикаторного к. п. д., полученная при наибольших тепловых потерях, имеющих место в случае адиабатического сжатия, т. е. при  $n = k = 1,41$ .

Испытания показали, что для изучаемой области малых расходов и высоты подъема 15 м величина показателя политропы сжатия в компрессоре не превышает величины  $n = 1,14$  (см. фиг. 10). Поэтому при определении предельного значения к. п. д. компрессора для пневматических насосных установок можно считать тепловые потери для показателя политропы  $n = 1,1$ . В этом случае величина индикаторного изотермического к. п. д.

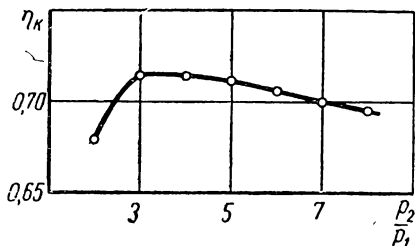
$$\eta_{i-из} = \eta_{из} \eta_i$$

где  $\eta_{из}$  определяется по выражению (65), а величина индикаторного к. п. д.  $\eta_i$  — на основании результатов, приведенных на фиг. 22.

Для получения полного к. п. д. компрессора  $\eta_k$  следует также учесть механические потери, которые учитывают величиной  $\eta_{мех} = 0,85$ , соответствующей наибольшему значению этого к. п. д. для малых быстроходных компрессоров.

Величина к. п. д. компрессора  $\eta_k$  определяется из выражения

$$\eta_k = \eta_i \eta_{из} \eta_{мех} = 0,85 \eta_i \eta_{из}. \quad (69)$$



Фиг. 23. График наибольших расчетных значений к. п. д. реального одноступенчатого компрессора.

максимальные тепловые потери, т. е. показатель политропы был взят равным 1,41.

### Предельные значения к. п. д. водоподъема пневматических насосных установок первого и второго классов

Для нахождения предельных значений к. п. д. водоподъема воспользуемся формулой (3) и получим выражения для пневматических насосных установок первого и второго класса в следующем виде:

$$(\eta_{п. с}^I)_{\max} = (\eta_k)_{\max} (\eta_{н. ч}^I)_{\max}$$

и

$$(\eta_{п. с}^{II})_{\max} = (\eta_k)_{\max} (\eta_{н. ч}^{II})_{\max},$$

где значения  $(\eta_k)_{\max} = f\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$  определим по графику, приведенному на фиг. 23, а  $(\eta_{н. ч}^I)_{\max}$  и  $(\eta_{н. ч}^{II})_{\max}$  — исходя из выражений (40) и (46). Искомые выражения запишем в следующем виде:

$$(\eta_{п. с}^I)_{\max} = 0,855 (\eta_k)_{\max}; \quad (70)$$

$$(\eta_{п. с}^{II})_{\max} = \frac{0,855 (\eta_k)_{\max}}{n_0}. \quad (71)$$

На фиг. 24 и 25 приведены величины наибольших значений

$$(\eta_{н. ч}^I)_{\max}, (\eta_{н. ч}^{II})_{\max}, (\eta_{п. с}^I)_{\max} \text{ и } (\eta_{п. с}^{II})_{\max}$$

в зависимости от отношений  $\frac{p_2}{p_1}$ , соответствующих рабочему на-  
пору

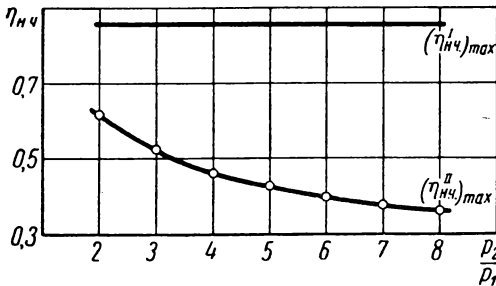
$$H_p = 10 \left( \frac{p_2}{p_1} - 1 \right) \text{ м.} \quad (72)$$

От этой величины мы можем перейти к высоте подъема воды  $H_n$ . Согласно выражению (7) имеем

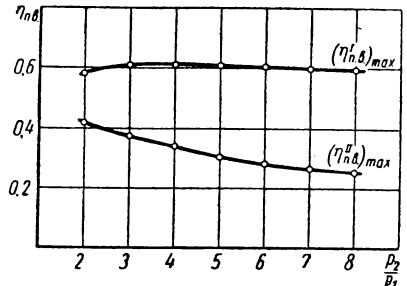
$$H_n = \eta_{mp} H_p = 0,9 H_p;$$

$$H_n = 9 \left( \frac{p_2}{p_1} - 1 \right) \text{ м.} \quad (73)$$

Полученные значения к. п. д. являются предельно возможными, которые могут быть достигнуты при малых расходах, не превы-



Фиг. 24. График наибольших расчетных значений к. п. д. насосной части для реальных пневматических насосов первого и второго классов.



Фиг. 25. График наибольших расчетных значений к. п. д. водо-подъема для реальных пневматических насосных установок первого и второго классов.

шающих  $3 \text{ м}^3/\text{час}$ . Таким образом, полученные кривые показывают граничные условия энергетики рабочего процесса пневматических насосных установок первого и второго классов.

### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ ЗАРУБЕЖНЫХ ИССЛЕДОВАТЕЛЕЙ О ПНЕВМАТИЧЕСКИХ НАСОСАХ

В своей книге Е. Ивенс обобщил работы, проведенные в США по исследованию и практическому использованию пневматических водоподъемников до 1920 г. В этой работе в основном обобщены материалы испытаний, проведенных автором и другими исследователями.

Е. Гаррис дал математический анализ рабочего процесса пневматического насоса первого класса с точки зрения выбора компрессора по производительности и мощности, не вдаваясь в подробный анализ энергетики процесса. Однако он при определении

к. п. д. установки без учета потерь в напорном трубопроводе исходит из того, что единственными потерями мощности в этой системе являются потери, вызванные падением давления при расширении воздуха в трубе низкого давления сразу после включения, не учитывая при этом потери на трение и утечки. Поэтому Е. Гаррис получает несколько завышенные величины к. п. д.  $E$  в зависимости от относительной величины объема пневматической трубы к объему камеры насоса —  $n$ . Величина  $E$  при изменении давления  $p_2$  и  $p_1$  изменяется мало, поэтому при  $p_0 = p_2 = 6,81 \text{ кг/см}^2$  и  $p_{ам} = 1 \text{ кг/см}^2$  Е. Гаррис, согласно выражениям (38) и (39), получает следующие значения:

$n$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$E$	0,91	0,85	0,74	0,66	0,60	0,55

Эти значения следует считать несколько завышенными: при учете потерь на трение и утечки (например, для  $n = \frac{\Delta V}{V} = 0,1$ ) величина

$E = \eta_{n..n} \eta_{\kappa}$  и, согласно принятым выше условиям  $\left( \frac{dV_{ym}}{V} = 2\%, \frac{dp}{p} = 1\% \right)$ , для  $\frac{\Delta V}{V} = 0,1$  получим  $E_{max} = 1 \cdot \eta_{n..n} = 1 - 0,13 = 0,87$  вместо  $E = 0,91$ .

Обобщая исследования пневматических насосов второго класса, Е. Ивенс дает теоретическую кривую  $\eta_{\kappa..ч}^{II}$ , которая определена без учета утечек и расхода мощности на действие распределительных клапанов, и кривую, полученную в результате осреднения данных американских исследователей. Однако Е. Ивенс не дает формулы, на основании которой были построены кривые, и поэтому придется ограничиться только самими кривыми. Описание испытаний насоса «Аллисон» фирмы «Гаррис Эйр ламп компани» показывает, что испытания проводились при расходах, равных 5,68—6,82  $\text{м}^3/\text{час}$ . Поэтому следует предположить, что осреднение экспериментальных данных производилось для таких же расходов.

Эти кривые показаны на фиг. 26, где также приведена кривая  $(\eta_{\kappa..ч}^{II})_{max}$  в зависимости от рабочего давления, выраженного в  $m$  вод. ст. Пересечение кривых 1 и 3 неизбежно, так как кривая 1 построена для средних расходов, но без учета утечек и расхода энергии на работу распределительных клапанов, а кривая 3 построена для малых расходов, но с учетом всех потерь.

Расхождение кривых 3 и 2 неизбежно, так как кривая 3 обобщает наибольшие возможные значения к. п. д. при снижении расхода, а кривая 2 представляет осредненные данные для среднего расхода, который значительно больше первого. Поэтому кривая 3 является пределом повышения кривой 2. Таким образом, снижая расход, мы приближаемся к кривой 3 и в пределе ее достигаем. Компания «Ингерсол-Рэнд», производящая пневматические насосные установки первого класса, утверждает в своем каталоге № 75,

что средний к. п. д. водоподъема составляет около 0,55 и даже при неблагоприятных условиях никогда не падает ниже 0,4. Эти данные хорошо согласуются с полученными значениями  $(\eta_{п.в}^I)_{\max}$ , показанными на фиг. 25.

Вместе с тем Е. Ивенс отмечает, что энергетика пневматических насосных установок еще мало изучена, а более тщательное ее изучение очень важно, так как область применения этих установок практически не ограничена. К сожалению, у нас нет сведений о дальнейших теоретических и исследовательских работах в этой области.

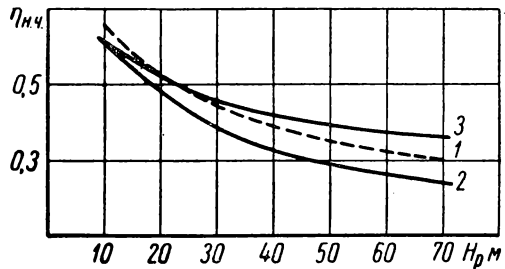
Ознакомление с имеющейся литературой свидетельствует о широком распространении пневматических насосных установок, изготовляемых фирмой «Ингерсол-Рэнд».

В опубликованных работах дается в основном описание различных конструктивных решений для применения пневматических насосных установок в различных отраслях хозяйства. Пневматические насосы получили в Англии и США довольно широкое распространение: в английской промышленности применяются пневматические насосы системы «Эжектопамп» [8]; для эксплуатации глубоких скважин инженерами общества «Галф Рисетш» разработан пневматический насос [9]; для откачки воды из канав, водоснабжения и орошения в сельском хозяйстве, а также для других работ в различных отраслях промышленности применяют пневматические насосы фирмы «Ингерсол-Рэнд» [10]—[12]; пневматические насосы применяются на углеобогатительных фабриках [13] и т. д.

Однако о теоретических и экспериментальных работах по пневматическим насосам, вышедших после работ Е. Гарриса и Е. Ивенса, мы сведений пока не имеем.

### СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ НАСОСОВ

Практика использования поршневых насосов показала, что их применение не всегда удобно и экономично вследствие большой металлоемкости и необходимости постоянного обслуживания. Поэтому для решения ряда задач по разработке установок, обслуживание которых либо затруднено, либо должно сводиться к редким



Фиг. 26. Сравнение графиков значений к. п. д. насосной части с аналогичными значениями американских исследователей:

1 — теоретическая кривая по Е. Ивенсу, 2 — средняя опытная кривая по Е. Ивенсу, 3 — кривая  $\eta_{н.ч.}^{II}$  по данным автора.



осмотрам, основную роль стала играть надежность и простота конструкций, их дешевизна и возможность автоматизации. Сейчас в технике наметилась тенденция к созданию наиболее практичных установок, которые поддаются полной или частичной автоматизации. В связи с этим в последние годы получили развитие научные исследования, связанные с заменой поршневых насосов другими конструкциями при решении вопросов водоснабжения сельского хозяйства, особенно в пустынных районах, где автоматизация водоподъема играет решающую роль.

Прежде всего следует отметить, что нашей промышленностью не выпускаются центробежные насосы для изучаемой области расходов менее  $3 \text{ м}^3/\text{час}$ . Созданные в последнее время центробежные насосы для расходов  $3\text{—}7 \text{ м}^3/\text{час}$  имеют многоступенчатую конструкцию и малый к. п. д. (порядка  $0,35\text{—}0,55$ ).

Промышленностью выпускается для указанной области несколько марок вихревых насосов, у которых к. п. д. весьма мал.

Таблица 1

**Значения к. п. д. водоподъема для вихревых и пневматических насосов**  
(по данным справочника „Насосы“, ГЛАВХИММАШ, 1953).

Напор воды в м вод. ст.	По вихревым насосам				По пневматическим насосам	
	Марка	Подача в $\text{м}^3/\text{час}$	К. п. д. насоса	К. п. д. водоподъема	$(\eta_{п. в}^I)_{\text{max}}$	$(\eta_{п. в}^{II})_{\text{max}}$
37	1В-0,9	1	0,18	0,162	0,608	0,312
21	1В-0,9	1,8	0,28	0,252	0,610	0,367
9,5	1В-0,9	2,5	0,28	0,252	0,578	0,419
72	1,5В-1,3	2,0	0,12	0,108	0,592	0,250
58	1,5З-1,3	3,0	0,18	0,162	0,600	0,265

В табл. 1 приведены данные по этим насосам в сравнении с пневматическими. Для удобства сравнения мы приводим к. п. д. вихревых насосов и к. п. д. водоподъема с учетом потерь в напорном трубопроводе путем введения  $\eta_{тр} = 0,9$ , т. е.

$$\eta_s^{випр} = \eta_{нас} \eta_{тр} = 0,9 \eta_{нас}$$

Сравним по к. п. д. пневматические насосы с водоструйными для рассматриваемой области малых расходов.

Для этого воспользуемся результатами диссертационной работы «Баланс энергии и расчет водоструйных аппаратов», выполненной Ю. Л. Кириловским в МВТУ. Согласно этой работе наибольшие к. п. д. имеют установки, работающие по схеме второго рода,

$$H_n \approx H_p \approx H_n$$

где  $H_n$  — напор насоса;  
 $H_p$  — рабочий напор, потребляемый аппаратом;  
 $H_n$  — напор в магистрали потребителя.

Величина к. п. д. установки второго рода определяется выражением

$$\eta = \eta_s \eta_n = \frac{q \eta_a}{q + 1} \eta_n \quad (74)$$

где  $q = \frac{Q_0}{Q_1}$  — отношение объемного расхода перекачиваемой жидкости к объемному расходу рабочей жидкости;

$\eta_a = \frac{H_m}{H_p} \cdot q$  — величина к. п. д. аппарата ( $H_m$  — монометрический напор, создаваемый аппаратом).

Найдем величины предельных значений  $\eta_{\max}$  для наилучших условий работы. Для этого находим значения  $q$ , которым должно соответствовать наибольшее значение  $\eta_s$ . Из выражения

$$\eta_s = \frac{q + \eta_a}{q + 1} = \frac{q + \frac{H_m}{H_p} q}{q + 1} = \frac{1 + \frac{H_m}{H_p}}{1 + \frac{1}{q}} \quad (75)$$

видно, что наибольшее  $\eta_s$  соответствует наибольшему значению  $q$ . Но наша область ограничена расходом  $3 \text{ м}^3/\text{час}$ , а центробежные насосы работают с расходом в  $6 \text{ м}^3/\text{час}$ , поэтому для наших условий  $q$  равно 0,5 и меньше. По данным справочной литературы [14] наименьший расход имеет центробежный насос  $1\frac{1}{2}$  К-6, показатели по которому используем для нахождения  $\eta_{\max}$ . Величину  $\eta_a$  определим по сводному графику  $\eta_a = f(q)$ , приведенному Ю. Л. Кирилловским в диссертационной работе.

Пользуясь выражениями

$$\eta_a = \frac{H_m}{H_p} q, H_n \approx H_p \approx H_n \text{ и } H_{n.n} \approx H_m$$

находим зависимость для определения соответствующего динамического напора  $H_{\partial}$ :

$$H_{\partial} = H_{n.n} + H_n = H_n \left( 1 + \frac{\eta_a}{q} \right).$$

где  $H_{n.n}$  — высота подъема воды из скважины.

Полученные результаты приведены в табл. 2, где значения для водоструйных насосов несколько завышены, так как не учтены потери в магистрали потребителя. Сравним теперь по величине к. п. д. пневматические насосы с ленточными водоподъемниками, исследования которых проводились В. Н. Машковым в Среднеазиатском научно-исследовательском институте ирригации (диссертация «Исследования ленточных водоподъемников и некоторые вопросы их эксплуатации на шахтных колодцах в пустынях Средней Азии, 1958»). Используя результаты этой работы, можно

Таблица 2

Сопоставление величин  $\eta_{\max}$  для водоструйных и пневматических насосов при работе на малых расходах ( $Q \leq 3 \text{ м}^3/\text{час}$ )

$H_D$ в м вод. ст.	Водоструйные насосы								Пневматические насосы			
	$q$	$\eta_a$	$\eta_D$	$\frac{\eta_a}{q}$	$1 + \frac{\eta_a}{q}$	Потребный расход $Q_c$ в м <sup>3</sup> /час	$\eta_{\max}$	Центробежные насосы 1/2 К-6			$(\eta_{л. в})_{\max}^I$	$(\eta_{л. в})_{\max}^{II}$
								$Q$ в м <sup>3</sup> /час	$H_N$ в м	$\eta_N$		
34,2	0,50	0,34	0,560	0,68	1,68	3	0,248	6	20,3	0,44	0,609	0,320
38,6	0,334	0,30	0,475	0,90	1,90	2	0,209	6	20,3	0,44	0,608	0,305
47,1	0,167	0,22	0,329	1,32	2,32	1	0,097	6	20,3	0,44	0,605	0,285
41,8	0,273	0,29	0,442	1,06	2,06	3	0,245	11	17,4	0,555	0,607	0,297
46,0	0,182	0,23	0,348	1,26	2,26	2	0,193	11	17,4	0,555	0,606	0,287
60,0	0,091	0,18	0,248	1,96	2,96	1	0,138	11	17,4	0,555	0,598	0,262

сравнить оптимальные величины к. п. д. этих водоподъемников и пневматических насосов для высот подъема до 60 м. Эти величины приведены в табл. 3. Величины к. п. д. с увеличением высоты подъема у ленточных водоподъемников растут, а у пневматических насосов падают, т. е. имеется принципиальное различие характеристик.

Таблица 3

Величины к. п. д. ленточных и пневматических водоподъемников

Высота подъема воды в м	Гладкая резиновая лента	Прорезиненный ремень	Шероховатая лента	Пневматические насосы	
				$(\eta_{л. в})_{\max}^I$	$(\eta_{л. в})_{\max}^{II}$
20	0,24	0,25	0,28	0,610	0,372
40	0,35	0,38	0,41	0,608	0,302
60	0,42	0,45	0,52	0,598	0,262

Оптимальные значения к. п. д. механизированного водоподъема определяем расчетным путем по схеме штангового поршневого насоса. Принимая (согласно литературным данным) оптимальные значения к. п. д. составляющих элементов поршневой установки, определяем предельное значение к. п. д. водоподъема по выражению

$$\eta_{\text{в}} = \eta_T \eta_{\text{м. п}} \eta_N = 0,9 \cdot 0,9 \eta_N = 0,81 \eta_N$$

где  $\eta_T$  — коэффициент, учитывающий гидравлические потери в напорном трубопроводе при водоподъеме;

$\eta_{м.п}$  — к. п. д. механической передачи от двигателя до штока насоса;

$\eta_H$  — к. п. д. поршневого насоса.

Последнюю величину определяем по выражению

$$\eta_H = \eta_0 \eta_z \eta_m = 0,95 \cdot 0,9 \cdot 0,95 = 0,813,$$

где  $\eta_0$  — объемный к. п. д. насоса, учитывающий утечки;

$\eta_z$  — гидравлический к. п. д. насоса, учитывающий потери напора в клапанах и цилиндре насоса;

$\eta_m$  — механический к. п. д. насоса, учитывающий потери механической мощности на трение в сальниках и манжетах насоса.

Поэтому оптимальное значение к. п. д. водоподъема

$$\eta_{с \max} = 0,81 \cdot 0,813 = 0,658.$$

Оптимальные значения к. п. д. водоподъема для штанговых насосов обычно меньше полученной расчетной величины.

В результате приведенного выше анализа мы можем сделать следующий вывод: для области малых расходов ( $Q \leq 3 \text{ м}^3/\text{час}$ ) и средних напоров ( $H \leq 60 \text{ м}$ ) пневматические насосы по энергетическим показателям превосходят вихревые, водоструйные и ленточные и близки к поршневым насосам.

Кроме того, применение пневматического привода имеет много преимуществ, которые могут оказаться решающими при выборе привода: воздух — неисчерпаемый источник энергии; воздушный аккумулятор является самым простым, легким и дешевым; скорость реакции пневматического привода высока, так как воздух имеет малую инерцию; изменение вязкости, вызванное изменением температуры, ничтожно.

Согласно приведенному выше анализу можно считать, что применение пневматических насосов в области малых расходов целесообразно в двух случаях:

когда применение поршневых насосов невозможно по условиям эксплуатации;

когда применение пневматических насосов приводит к значительной экономии металла, облегчает автоматизацию и, в конечном счете, приводит к улучшению технико-экономических показателей водоподъема.

Практика показала, что пневматические насосы применимы в химической и горной промышленности, а также при механизации сельскохозяйственного водоснабжения.

Приведенное выше сравнение энергетических показателей пневматических и других насосов показало, что пневматические насосы при малых расходах по к. п. д. уступают только поршневым насосам, одновременно обладая рядом преимуществ конст-

руктивного и эксплуатационного характера. Сравнение по к. п. д. имеет больше теоретический, чем практический смысл, так как в условиях эксплуатации работа установки существенно зависит от ряда факторов. Поэтому по величине к. п. д. еще нельзя судить об эффективности установки для народного хозяйства. Такую оценку можно производить только в том случае, когда две сравниваемые установки оказываются по стоимости оборудования и обслуживания равноценными.

Следовательно, сравнение насосов по к. п. д. может быть только предварительным техническим анализом, который играет роль при выборе расчетных конструктивных схем и определяет их техническую оптимальность. Эффективность применения той или иной установки в народном хозяйстве определяется технико-экономическими показателями ее работы, которые обобщаются стоимостью единицы выработки в расчетных условиях, представляющей экономический эффект для потребителя. Для насосных установок этот показатель можно определить как стоимость подъема  $1 \text{ м}^3$  воды на расчетную высоту. В самом общем случае стоимость подъема  $1 \text{ м}^3$  воды на расчетную высоту за расчетное время службы установки можно определить по выражению

$$\mathcal{E} = \frac{K_1 + K_2 + K_3}{W} \text{ руб./м}^3, \quad (76)$$

где  $K_1$  — стоимость установки и оборудования источника воды;  
 $K_2$  — стоимость потребляемой энергии;  
 $K_3$  — стоимость монтажа, обслуживания и ремонтов;  
 $W$  — полный объем воды, поднятой установкой на расчетную высоту за время ее службы, выраженный в  $\text{м}^3$ .

Рассмотрим составные части этого показателя. Стоимость установки  $K_1$  состоит из следующих слагаемых:

$$K_1 = K_1' + K_1'' + \Delta K_1,$$

где  $K_1'$  — стоимость средств производства;

$K_1''$  — стоимость рабочей силы;

$\Delta K_1$  — прибавочная стоимость.

Стоимость потребляемой энергии определяется по формуле

$$K_2 = tNa,$$

где  $t$  — расчетное время службы установки;

$N$  — средняя за расчетное время  $t$  потребляемая мощность;

$a$  — стоимость единицы потребляемой энергии.

Стоимость монтажа, обслуживания и ремонтов

$$K_3 = K_3' + K_3'' + K_3''',$$

где  $K_3'$  — стоимость монтажа;  
 $K_3''$  — стоимость обслуживания;  
 $K_3'''$  — стоимость ремонтов.

Полный объем поднятой воды

$$W = Q_{cp} t,$$

где  $Q_{cp}$  — средний расход за время работы установки, который определяется по графику потребления или по графику подведенной мощности.

Сравним величины  $K_1$ ,  $K_2$  и  $K_3$ .

Обычно для малых установок  $K_3$  значительно превосходит величины  $K_1$  и  $K_2$ , т. е. является основной определяющей величиной показателя  $\mathcal{E}$  — экономической эффективности установки. Поэтому повышение этого показателя может быть достигнуто прежде всего путем снижения величины  $K_3$ , которая определяется в основном эксплуатационными качествами установки — ее надежностью в работе. Снижение величины  $K_3$  может быть достигнуто путем предельного упрощения конструкции, что обеспечит наибольшую надежность работы и позволит свести к минимуму потребность в обслуживании.

Величина  $K_1$  стоимости установки в основном зависит от ее конструкции и может быть снижена путем упрощения рабочих схем.

Величина  $K_2$  стоимости потребляемой энергии зависит от расчетной высоты подъема всды и величины к. п. д. установки. Эта составляющая показателя  $\mathcal{E}$  выражает явную зависимость между эффективностью и к. п. д. установки, которую можно представить в следующем виде:

$$\mathcal{E} = \frac{K_1}{W} + \frac{K_2}{W} + \frac{K_3}{W} = \frac{K_1 + K_2}{W} + \frac{tNa}{Q_{cp}t} \frac{H}{H} = \frac{K_1 + K_2}{W} + C \frac{Ha}{\eta},$$

где  $C$  — коэффициент, учитывающий размерности;

$\eta$  — к. п. д. установки.

Величина  $\eta$ , строго гсворя, влияет на геометрические размеры и вследствие этого в некоторой степени влияет на величины  $K_1$  и  $K_3$ . Но этим можно пренебречь и считать величины  $K_1$  и  $K_3$  независимыми от  $\eta$ . Тогда из последнего выражения видно, что величина  $\eta$ , входя во вторую составляющую показателя  $\mathcal{E}$ , является величиной второстепенной и не может служить экономическим критерием.

В случае использования энергии ветра, которая неисчерпаема и имеется всюду, величина  $a=0$  (стоимость ветродвигателя входит в  $K_1$ ), последний член выпадает и эффективность работы всей установки определяется выражением

$$\mathcal{E} = \frac{K_1 + K_3}{W}.$$

Таблица 4  
**Стоимость 1 м³ воды при снабжении водопольного пункта с потреблением воды 10 м³/сутки из шахтного колодца**  
 (по расчетным данным Гипроводхоза МСХ СССР в ценах 1960 г.)

Наименование водопольного оборудования	Эксплуатационные расходы										Сумма затрат в руб.	Среднегодовая стоимость 1 м³ воды в руб.			
	Среднегодовая стоимость в руб.	Амортизационные отчисления в руб.	Расход электроэнергии в квт-ч	Стоимость электроэнергии в руб.		Надержка на смазку в руб.	Заработная плата за 1 месяц в руб.	Накладные расходы и начисления к заработной плате (3%) в руб.	Годовая заработная плата в руб.	Стоимость горючего для ЖЭС в руб.			Надержка на текущий ремонт в руб.	Итого в руб.	Начисленные расходы (5%) в руб.
				1 квт-ч	в руб.										
Плавающий насос ПН-Ю с передвижной ЖЭС . . . . .	22 210	4570	840	0,7	588	18	672	235	10 884	449	3124	19 633	982	20 615	5,65
Плавающий насос ПН-Ю со стационарной ЖЭС . . . . .	27 203	2491	840	0,7	588	18	672	235	10 884	—	1194	15 175	759	15 934	4,37
Ретронасосная установка РЖУ-3 . . . . .	24 993	1628	—	—	—	10	154	54	2 496	—	607	4 741	237	4 978	1,36
Ветроводоподъемная установка П-3 . . . . .	13 433	913	—	—	—	10	154	54	2 496	—	361	3 780	189	3 969	1,09
Ленточный водоподъемник Л1-20 с конным приводом . . . . .	10 815	615	—	—	—	10	—	—	11 625*	—	417	12 667	634	13 301	3,64
Цепной спиральный водоподъемник ВЭС-2 с конным приводом . . . . .	11 315	793	—	—	—	10	—	—	8 685*	—	595	10 083	504	10 587	2,90
Вихревой насос ВВ-0,9 с передвижной ЖЭС . . . . .	22 583	4754	1800	0,7	1260	38	672	235	10 884	449	3248	20 633	1032	21 665	5,93
Вихревой насос ВВ-0,9 со стационарной ЖЭС . . . . .	27 571	2675	1800	0,7	1260	38	672	235	10 884	—	1306	16 163	809	16 972	4,65
Ленточный водоподъемник со стационарной ЖЭС . . . . .	26 203	2096	965	0,7	676	20	480	168	7 776	—	1379	11 947	597	12 544	3,44
Ленточный водоподъемник с передвижной ЖЭС . . . . .	21 209	4174	965	0,7	676	20	480	168	7 776	449	3322	16 417	821	17 238	4,72
Ветропневмати еская водоподъемная установка ВПВ-5** . . . . .	24 993	1628	—	—	—	10	18,45	6,46	299	—	607	2 534	127	2 661	0,73

\* Годовая заработная плата исчислена из стоимости коней-дня с возничком 63 р. 60 к.

\*\* Предварительные данные автора.

Поэтому пневматические насосы рекомендуется прежде всего агрегатировать с ветродвигателями.

Основным положительным качеством пневматических насосов можно считать то, что пневматические рабочие схемы позволяют весьма просто решать как передачу энергии, так и конструкцию самого насоса, а это приводит к значительному снижению величины  $K_1$  и особенно величины  $K_3$  за счет повышения надежности работы и сведения обслуживания к минимуму.

Практика применения пневматических насосов в ветроэнергетике выявила их эффективность. По первому образцу пневматической ветроводоподъемной установки ВКУ-3,5 конструкции В. В. Савотина получены хорошие технико-экономические показатели. Данные Гипроводхоза Министерства сельского хозяйства СССР о сметных стоимостях водоподъемных установок и себестоимости подъема  $1 \text{ м}^3$  воды показывают, что первая конструкция пневматической ветронасосной установки уже не уступает механическим установкам.

Расчет себестоимости  $1 \text{ м}^3$  воды при снабжении водопойного пункта с потреблением  $10 \text{ м}^3/\text{сутки}$  из шахтного колодца приведены в табл. 4 и 5, где показано, что для первой пневматической ветронасосной установки ВКУ-3,5 себестоимость весьма низка.

Таблица 5

**Стоимость сооружений и оборудования при снабжении водопойного пункта с потреблением воды  $10 \text{ м}^3/\text{сутки}$  из шахтного колодца при помощи ветронасосной установки ВКУ-3,5**  
(по данным Гипроводхоза МСХ СССР в ценах 1960 г.)

Объекты ветронасосной установки	Количество	Стоимость в руб.	
		одного объекта	общая
Строительство шахтного колодца глубиной 20 м . . . . .	1	4 468	4 468
Ветронасосная установка ВКУ-3,5 . . . . .	1	7 378	7 378
Кирпичный резервуар емкостью $50 \text{ м}^3$ . . . . .	1	11 200	11 200
Водопойная площадка . . . . .	1	367	367
Водопойное корыто длиной 10 м . . . . .	1	320	320
Смотровой колодец из сборного железобетона глубиной 1 м .	1	700	700
Асбестоцементный трубопровод диаметром 50 мм . . . . .	20	28	560
Всего . . . . .			24 993

В таблицах приведена стоимость основных сооружений и оборудования при использовании установки ВКУ-3,5. Расчеты для всех случаев даны, исходя из глубины шахтного колодца 20 м и емкости резервуара для ветроустановок, достаточной для запаса воды на 5 суток. При расчете оплаты моториста было принято, что он обслуживает установку 4 раза в месяц и получает зара-



ботную плату 960 руб. в месяц. Для упрощения расчетов условно принято, что водопойный пункт функционирует 365 дней в году.

В центральной научно-исследовательской лаборатории ветросиловых установок ЦНИЛВ проводились работы по дальнейшему упрощению рабочей схемы ветропневматического водоподъемника с целью снижения себестоимости подачи воды за счет автоматизации установки и сведения обслуживания до 1 раза в 2 месяца. Для этого была создана новая установка ВПВ-5, ориентировочная себестоимость которой определена в соответствии с методикой Гипроводхоза. Для наглядности сравнений принято, что все расходы, кроме расходов на обслуживание, для установок ВКУ-3,5 и ВПВ-5 одинаковы, хотя по конструкции установка ВПВ-5 проще и, возможно, окажется более дешевой.

---

## КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ И РАСЧЕТ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО НАСОСА

### КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ И РАСЧЕТ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО НАСОСА, РАБОТАЮЩЕГО БЕЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ ОТРАБОТАВШЕГО ВОЗДУХА

Оптимальную схему пневматического насоса можно выбрать только после сравнения технико-экономических показателей нескольких вариантов расчетных решений поставленной задачи водоподъема. Для определения технико-экономических показателей рассмотрим технические расчеты основных конструктивных схем по принятой нами классификации.

#### Пневматический насос класса II лифтного типа непрерывного действия (эрлифт)

Водоподъемники этого типа являются наиболее распространенными пневматическими насосами. Их применяют как для подъема воды, так и для добычи нефти. Изучением рабочего процесса этих водоподъемников занималось большое число исследователей, которые, однако, не смогли дать законченной и полной теории этого процесса, так как он представляет собой весьма сложное и мало изученное гидромеханическое явление. Большинство авторов рассматривало принцип работы этих водоподъемников на основе законов гидростатики (закона сообщающихся сосудов) для жидкостей, имеющих разные объемные веса, что не вскрывает сущности рабочего процесса. Только А. П. Крылов дает наиболее убедительное определение принципа работы: причина подъема жидкости — непосредственное давление газа, приложенное в точках соприкосновения жидкости с газом.

В. Г. Багдасаров [16] изучал рабочий процесс этих водоподъемников в условиях добычи нефти и пришел к следующему определению принципа работы: комплекс газовых пузырьков можно рассматривать как поршень, а сам эрлифт — как поршневой насос.

Вопросами теории и расчета этих насосов за рубежом занимались Г. Лоренц<sup>1</sup>, Е. Гаррис, Н. Свиндин, Ф. Пиккерт [18]

<sup>1</sup> Lorenz, Die Arbeitsweise und Berechnung der Druckluft—Flüssigkeit-sheber, «Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure», Bd. 53, № 1—26, 1909.

и другие. Однако ни у одного из этих авторов мы не находим обоснованной и убедительной схематизации рабочего процесса, так как не была достаточно изучена гидромеханика взаимодействия воздушного пузырька и окружающей жидкости. И лишь в последние годы в работах В. Левича и В. Зимеса мы находим первые обобщения исследований отдельных вопросов гидромеханики пузырька [17], [19].

Только после достижения ясности в этом весьма сложном явлении можно ожидать появления достаточно убедительных расчетных схематизаций и обоснованной теории.

Инженерная практика базируется в основном на экспериментальных данных и на полуэмпирических расчетах, которые справедливы в пределах, определяемых граничными условиями экспериментов.

Большие экспериментальные работы по изучению рабочих характеристик эрлифтов были проделаны в США Е. Ивенсом и другими инженерами.

Техническое применение имеют две принципиальные рабочие схемы этих водоподъемников: нагнетательная и всасывающая.

Нагнетательные лифтные насосы применимы для подъема воды с любых глубин при значительных заглублениях (70—100% высоты водоподъема и более). Конструктивная схема этих насосов показана на фиг. 27.

Сжатый воздух поступает по воздушному трубопроводу в камеру смешения (башмак) под давлением, соответствующим заглублению этого трубопровода на величину гидростатического столба  $t$ , смешивается с водой и образует множество пузырьков, которые под действием подъемной силы устремляются вверх по трубопроводу, увеличиваясь в объеме по мере приближения к верхнему (выходному) его сечению. Давление, которое оказывают поднимающиеся пузырьки на воду, вследствие сил вязкости передается на всю жидкость, которая приводится в движение и поднимается на высоту  $h$ .

Всасывающие лифтные насосы применимы для подъема воды в случае малых слоев и подают ее на высоту до 18—20 м. Для больших высот необходимо перейти на ступенчатый подъем воды.

Конструктивная схема такого водоподъемника показана на фиг. 28. Атмосферный воздух всасывается по трубке  $n$ , смешиваясь с водой, поднимается в подъемном трубопроводе, оказывая соответствующее давление на воду. Ограниченность высоты  $h$  подъема воды делает последнюю схему нерациональной для нужд водоснабжения. Поэтому мы будем рассматривать только схему нагнетательного насоса.

Для условий водоснабжения применяют приближенные расчеты, основанные на работах Ф. Пиккерта. Эти расчеты дают достаточное приближение к практическим характеристикам. Для более общих случаев и более точных расчетов следует обратиться к методам А. П. Крылова или В. Г. Багдасарова.

Многочисленные экспериментальные исследования рабочего процесса этих насосов показали, что зависимость между расходом воздуха и воды при различной глубине погружения представляет собой кривые, характер которых показан на фиг. 29. Из этих кривых видно:

расход при подъеме воды зависит от степени погружения;

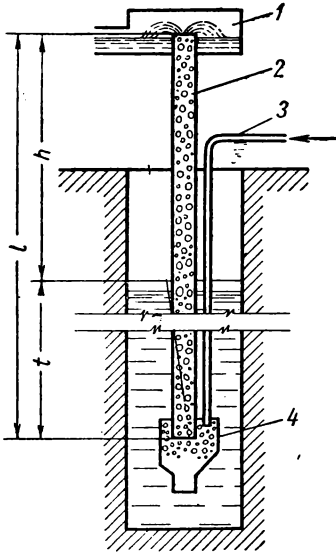
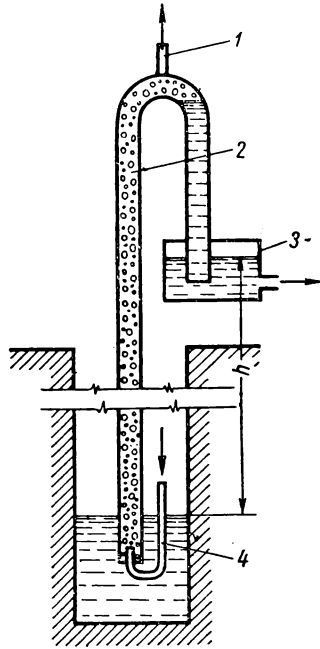


Рис. 27. Конструктивная схема негнетательного лифтного насоса: 1 — приемное устройство; 2 — напорный трубопровод; 3 — воздушный трубопровод, по которому сжатый воздух подается в башмак; 4 — башмак, в котором происходит смешение воздушного потока с жидкостью.



Фиг. 28. Конструктивная схема всасывающего лифтного насоса: 1 — всасывающий трубопровод, соединенный с вакуум-насосом; 2 — подъемный трубопровод; 3 — приемные устройства; 4 — трубка, подводящая всасываемый из атмосферы воздух в рабочую часть.

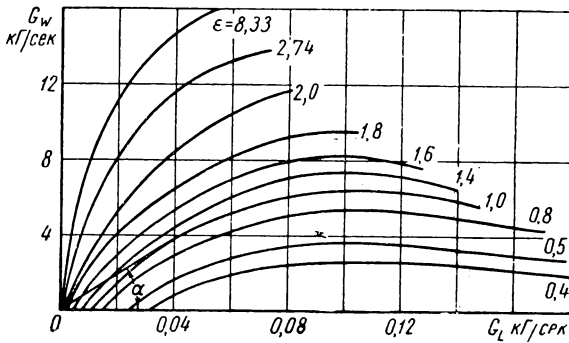
при постоянном расходе воздуха расход воды соответствует степени погружения. Малые погружения при больших высотах не выгодны и могут применяться лишь в особых случаях. Оптимальная степень погружения находится в пределах  $1 \leq \epsilon \leq 3$ ;

при постоянной степени погружения  $\epsilon$  кривая расхода воды при изменении расхода воздуха проходит через наибольшую величину.

Наименьшее значение удельного расхода воздуха  $q = \frac{G_L}{G_W}$ , представляющего собой отношение расхода воздуха к соответствующему расходу воды, находится в той точке, где касательная

к кривой проходит через начало координат, т. е.  $\operatorname{ctg}\alpha = \frac{G_L}{G_w} = q$  (наименьшее значение).

Основные положения расчета по Ф. Пиккертю. При подъеме смеси в нагнетательном трубопроводе вследствие падения гидростатического давления происходит расширение воздушных пузырьков при изотермическом теплообмене с окружающей средой, так как теплосодержание воды велико и время теплообмена достаточно.



Фиг. 29. Зависимость между весовыми расходами  $G_L$  воздуха и  $G_w$  воды при разных степенях  $\epsilon$  погружения ( $\epsilon = \frac{t}{h}$ , где  $t$  — глубина погружения и  $h$  — высота водоподъема).

Часть поперечного сечения нагнетательного трубопровода, занятая воздухом, по высоте этого трубопровода приблизительно линейно увеличивается, в то время как часть поперечного сечения, занятая водой, соответственно уменьшается. Поэтому скорость движения воды с высотой подачи ее растет. Скорость движения воздуха в выходном сечении нагнетательного трубопровода также больше, чем во входном.

Существенное влияние на экономичность установки оказывает соотношение расходов при истечении из нагнетательного трубопровода.

Средняя скорость воды в этом сечении определяется из выражения

$$c_{w_0} = \frac{G_w}{F\gamma_0} \text{ м/сек}, \quad (77)$$

где  $G_w$  — секундный расход поднятой воды в  $\text{кг/сек}$ ;

$F$  — проходное сечение трубопровода в  $\text{м}^2$ ;

$\gamma_0$  — объемный вес смеси воды и воздуха на выходе из напорного трубопровода в  $\text{кг/м}^3$ , который находится из уравнения (78)

$$\gamma_0 = \frac{\gamma_w p_0 \ln \frac{p_u}{p_0}}{p_0 \ln \frac{p_u}{p_0} + \frac{h}{\eta_h} \gamma_w} \text{ кг/м}^3, \quad (78)$$

где  $\gamma_w$  — объемный вес воды в  $\text{кг/м}^3$ ;  
 $p_0$  — абсолютное давление атмосферы в  $\text{кг/м}^2$ ;  
 $p_u$  — абсолютное давление воздуха в начале нагнетательного трубопровода в  $\text{кг/м}^2$ ;  
 $h$  — высота подъема в  $\text{м}$ ;  
 $\eta_h$  — гидравлический к. п. д. насоса, учитывающий потери на трение в трубопроводе.

Из условий обеспечения оптимального к. п. д. величина  $c_{w0}$  должна быть меньше  $1,5 \text{ м/сек}$ .

Среднюю скорость воздуха на выходе из напорного трубопровода можно определить по уравнению

$$c_{L0} = \frac{G_L \gamma_w}{F (\gamma_w - \gamma_0) \gamma_{L0}}, \quad (79)$$

где  $G_L$  — секундный весовой расход воздуха в  $\text{кг/сек}$ ;  
 $\gamma_{L0}$  — объемный вес воздуха на выходе из напорного трубопровода в  $\text{кг/м}^3$ .

Величина  $c_{L0}$  больше, чем  $c_{w0}$ . Разность  $c_{L0} - c_{w0}$ , которая представляет собой относительную скорость  $w_{L0}$  воздуха, существенно влияет на величину к. п. д. насоса. Чем больше относительная скорость, тем больше расходуется воздуха, и тем меньше величина к. п. д.

В результате испытаний при степени погружения  $\varepsilon = 0,824 \div 2,74$  при длине трубопровода  $l = 6 \div 42 \text{ м}$  и диаметре  $d = 30 \div 100 \text{ мм}$ , по Пиккертю получаем

$$w_{L0} = \frac{431,44}{\gamma_w - \gamma_0} \left( \frac{G_L}{F} \right)^{1,22} \text{ м/сек}. \quad (80)$$

С другой стороны, из уравнений (79) и (77) следует

$$w_{L0} = c_{L0} - c_{w0} = \frac{G_L}{F} \cdot \frac{\gamma_w}{(\gamma_w - \gamma_0) \gamma_{L0}} - \frac{G_w}{F} \cdot \frac{1}{\gamma_0} \text{ м/сек}. \quad (81)$$

На основании уравнений (80), (81) и (78)

$$\frac{G_w}{F} = \frac{\gamma_h p_0 \ln \frac{p_u}{p_0}}{h \gamma_w} \left[ \frac{\gamma_w}{\gamma_{L0}} \left( \frac{G_L}{F} \right) - 431,44 \left( \frac{G_L}{F} \right)^{1,22} \right] \text{ кг/сек} \cdot \text{м}^3. \quad (82)$$

Для принятой высоты подъема  $h$  и глубины погружения  $t$ , приведенных к поперечному сечению трубы в  $1 \text{ м}^2$ , из уравнения (82) получаем зависимость между секундным расходом воды и воз-

духа. Кривая этой функции для различных степеней погружения аналогична опытным кривым, схематично показанным на фиг. 29.

Конечно, уравнение (82) нужно рассматривать как приближенное решение, так как оно действительное соотношение выражает неточно. Это также следует из того, что построенные при его помощи кривые проходят через начало координат, хотя испытания показали, что при малых расходах этого не бывает. Поэтому для очень малых расходов уравнение (82) непригодно. В остальных случаях его можно использовать для приближенных расчетов воздушных водоподъемников в рамках соблюдения условия справедливости равенства (80). При этом поступают следующим образом: при известных  $h$ ,  $t$  и  $G_w$  определяют сначала для ряда принятых значений весового расхода  $\frac{G_L}{F}$  соответствующие значения весового расхода  $\frac{G_w}{F}$ . После принятого благоприятного соотношения  $\frac{G_L}{G_w}$  по величине  $G_w$  и определенной величины  $\frac{G_w}{F}$  находят поперечное сечение трубы  $F$ .

Величину энергии сжатого воздуха определяют как затраченную мощность при изотермическом сжатии из выражения

$$N_{из} = \frac{p_0 G_L}{\gamma_{L0}} \ln \frac{p_{II}}{p_0} \text{ кГм/сек.}$$

Полезная мощность  $N_w = G_w h$  кГм/сек входит в значение к. п. д. водоподъема,

$$\eta = \frac{N_w}{N_{из}} = \frac{G_w}{G_L} \cdot \frac{h \gamma_{L0}}{p_0 \ln \frac{p_{II}}{p_0}}. \quad (83)$$

Величина к. п. д. определяет потери, которые происходят при течении как воды в напорном трубопроводе, так и воздуха сквозь поток воды. Величина потерь давления выражается через к. п. д. давления или гидравлический к. п. д.  $\eta_h$ . Еще большее влияние оказывают потери, которые имеют место при движении воздуха внутри напорного трубопровода. Это происходит потому, что в напорном трубопроводе смесь воды и воздуха представляет собой гетерогенную систему, в которой воздух и вода имеют разные по величине скорости, что приводит к увеличению потребления воздуха по сравнению с гомогенной смесью. Эти потери сжатого воздуха учитываются объемным к. п. д. или к. п. д. скольжения, который определяется по формуле

$$\eta_v = \frac{c_{w0}}{c_{L0}}. \quad (84)$$

Тогда величина к. п. д. водоподъема определится выражением

$$\eta = \eta_h \eta_v. \quad (85)$$

Это выражение тождественно уравнению (83), в чем легко убедиться на основании выражений для  $c_{w0}$  и  $c_{L0}$  по уравнениям (77) — (79).

Испытания показали, что относительная скорость  $\omega_{L0} = c_{L0} - c_{w0}$  в трубах малого диаметра меньше, чем в трубах большого диаметра, т. е. величина к. п. д. скольжения в малых трубах больше. Поэтому ясно, что водоподъем в трубах малого диаметра выгоднее, чем в трубах большого диаметра, хотя потери давления в последнем случае меньше. Вообще к. п. д. водоподъема преимущественно определяется величиной к. п. д. скольжения. При наилучших условиях процесса величина к. п. д. скольжения приближается к значению  $\eta_w = 0,5$ , а величина к. п. д. насоса — к значению  $\eta = 0,46$ . Эта величина, определяющая использование энергии сжатого воздуха, может быть получена на особых установках с трубами малого диаметра. Для оценки экономичности всей установки нужно еще учесть к. п. д. получения сжатого воздуха, т. е. к. п. д. компрессора и пневматической передачи.

Преимущество этих водоподъемников заключается в отсутствии подвижных частей, которые могли бы изнашиваться и выходить из строя. Они особенно применимы для работы с жидкостями, которые содержат такие крупные механические частицы, как зола, шлак, гравий, песок и др.

**Пример расчета.** Пневматический насос должен обеспечивать расход воды в  $3 \text{ м}^3/\text{час}$  из скважины с высотой подъема  $h = 14 \text{ м}$  со свободным сливом. Степень погружения принимается равной  $\epsilon = 1,5$ , т. е. заглубляется труба на длину  $t = 1,5 \cdot 14 = 21 \text{ м}$ , а полная длина трубы  $l = 35 \text{ м}$ . Среднее барометрическое давление равно  $735,5 \text{ мм рт. ст.}$ , температура воды  $15^\circ \text{С}$ . Найдите диаметр трубы, расход воздуха и к. п. д. насоса.

Пусть выражение (80) справедливо для нашего расхода с достаточной степенью точности, тогда примем расчетное выражение

$$\frac{G_w}{F} = \frac{\eta_h p_0 \ln \frac{p_u}{p_0}}{h \gamma_w} \left[ \frac{\gamma_w}{\gamma_0} \left( \frac{G_L}{F} \right) - 431,44 \left( \frac{G_L}{F} \right)^{1,22} \right] \text{ кг/сек} \cdot \text{м}^2.$$

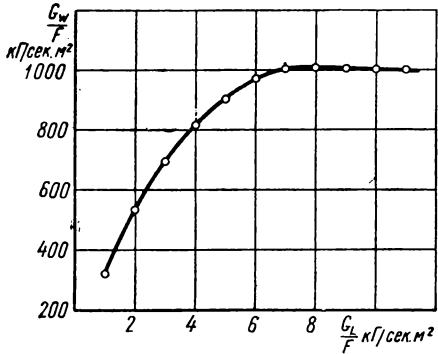
Примем  $p_0 = 10\,000 \text{ кг/м}^2$ ,  $p_u = 31\,000 \text{ кг/м}^2$ ,  $\gamma_w = 1000 \text{ кг/м}^3$ ,  $\gamma_{L0} = 1,179 \text{ кг/м}^3$ , температуру воздуха  $15^\circ \text{С}$  и давление его  $735,5 \text{ мм рт. ст.}$  Для малых скоростей воды в напорном трубопроводе можно считать  $\eta_h = 0,95$ . После подстановки получим

$$\begin{aligned} \frac{G_w}{F} &= \frac{0,95 \cdot 10^4 \ln 3,1}{14 \cdot 10^3} \left[ \frac{10^3}{1,179} \left( \frac{G_L}{F} \right) - 431,44 \left( \frac{G_L}{F} \right)^{1,22} \right] = \\ &= 0,768 \left[ 849 \left( \frac{G_L}{F} \right) - 431,44 \left( \frac{G_L}{F} \right)^{1,22} \right] = 652 \left( \frac{G_L}{F} \right) - 331 \left( \frac{G_L}{F} \right)^{1,22}. \end{aligned}$$



Задаваясь рядом значений  $\frac{G_L}{F}$  (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10 и 11),

находим соответствующие значения расхода воды  $\frac{G_w}{F}$ , приведенного к единице площади, и строим график кривой  $\frac{G_w}{F} = f\left(\frac{G_L}{F}\right)$ , который показан на фиг. 30. Наилучшая рабочая область находится в начальной части кривой.



Фиг. 30. Расчетный график зависимости между расходами воздуха и воды для заданной степени погружения.

Найдем рабочую точку. Рабочий расход установки составляет  $3 \text{ м}^3/\text{час} = 0,834 \text{ кг/сек}$ . Принимаем для нашего расхода величину  $\frac{G_w}{F} = 400$ . Величина поперечного сечения трубы составит  $F = \frac{0,834}{400} = 0,00208 \text{ м}^2$ , а диаметр  $D = 5,15 \text{ см}$ .

Затраты сжатого воздуха определим по кривой (фиг. 30), пользуясь выражением  $G_L = 1,3 \cdot 0,00208 = 0,0027 \text{ кг/сек}$ , откуда находим

$$\frac{G_L}{G_w} = \frac{0,0027}{0,834} = 0,00324,$$

а к. п. д. насоса

$$\eta = \frac{G_w}{G_L} \cdot \frac{h\gamma_{L0}}{p_0 \ln \frac{p_u}{p_0}} = \frac{1}{0,00324} \cdot \frac{14 \cdot 1,179}{10\,000 \cdot \ln 3,1} = 0,45.$$

Объемный вес смеси на выходе напорного трубопровода находим по уравнению (78):

$$\gamma_0 = \frac{\gamma_w p_0 \ln \frac{p_u}{p_0}}{p_0 \ln \frac{p_u}{p_0} + \frac{h}{\gamma_h} \gamma_w} = \frac{10^3 \cdot 10^4 \cdot 1,1314}{10^4 \cdot 1,1314 + 14\,750} = 434 \text{ кг/м}^3.$$

Среднюю скорость воды на выходе находим по уравнению (77):

$$c_{w0} = \frac{G_w}{F\gamma_0} = \frac{0,834}{0,00208 \cdot 434} = 0,925 \text{ м/сек}.$$

Среднюю скорость воздуха на выходе определим по уравнению (79):

$$c_{L0} = \frac{G_L \gamma_w}{F (\gamma_w - \gamma_0) \gamma_{L0}} = \frac{0,0027 \cdot 10^3}{0,00208 (10^3 - 434) 1,179} = 1,95 \text{ м/сек.}$$

Величину к. п. д. скольжения найдем по уравнению (84):

$$\eta_v = \frac{c_{w0}}{c_{L0}} = \frac{0,925}{1,950} = 0,474,$$

а величину к. п. д. насоса — по уравнению (85):

$$\eta = \eta_h \eta_v = 0,95 \cdot 0,474 = 0,45,$$

что совпадает с полученным выше значением.

### Пневматический насос класса II камерного типа пульсирующего расхода

К этому типу относятся насосы с затворной трубкой, с дифференциальным клапаном и др. Рабочий процесс изучался на специально запроектированном лабораторном пневматическом насосе, рабочая схема которого показана на фиг. 31 и 32.

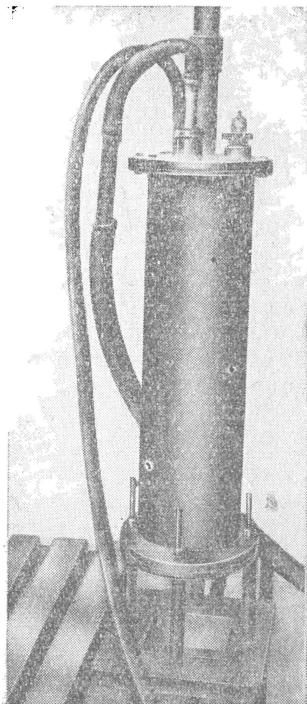
Компрессор подает сжатый воздух в ресивер, где непрерывное поступление его преобразуется в пульсирующее при помощи редукционного клапана. После открытия этого клапана сжатый воздух поступает в камеру насоса и вытесняет воду из камеры от отметки  $\nabla 1$  до отметки  $\nabla 2$  в напорный трубопровод. Одновременно происходит вытеснение воды и из затворной трубки так, что при достижении отметки  $\nabla 2$  в камере насоса уровень в затворной трубке также находится на отметке  $\nabla 2$ , после чего происходит прорыв сжатого воздуха в напорный трубопровод по второй половине затворной трубки и подача ее на высоту  $h$ . Объемы ресивера, насоса, гидравлического и пневматического трубопроводов взяты в таком соотношении, что при вытеснении воды из камеры насоса расход сжатого воздуха, вытекающего из ресивера, все время превышает расход сжатого воздуха, поступающего из компрессора, в результате чего давление в ресивере все время падает. Редукционный клапан настраивается на закрытие при таком давлении, которое соответствует моменту конечной отметки воды в камере насоса. После закрытия редукционного клапана вода в напорном трубопроводе продолжает движение вверх под действием силы инерции и давления расширяющегося сжатого воздуха, поступающего вслед за водой в напорный трубопровод через затворную трубку. Эта порция сжатого воздуха, расширяясь, выбрасывает остатки воды из напорного трубопровода и вслед за водой вытекает в атмосферу, пока давление воздуха в камере насоса не станет равным давлению гидростатического столба  $t$ , после чего происходит открытие всасывающего клапана и вода из водоема

заполняет камеру насоса и затворную трубку. К этому моменту должно быть обеспечено наполнение ресивера сжатым воздухом до давления открытия, которое происходит после заполнения насоса водой.

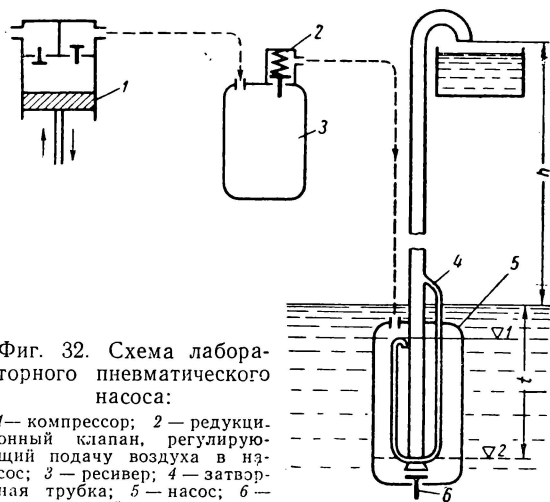
Таким образом, характерной особенностью работы этого пневматического насоса является порционность подачи воды. Это не только особенность, но и необходимое условие работы насоса, так как для наполнения камеры насоса водой необходимо выбросить в атмосферу отработавший воздух.

Цикл теоретической работы насоса можно разбить на следующие основные части:

$t_A$  — время вытеснения воды;



Фиг. 31. Лабораторный пневматический насос.



Фиг. 32. Схема лабораторного пневматического насоса:

1 — компрессор; 2 — редукционный клапан, регулирующий подачу воздуха в насос; 3 — ресивер; 4 — затворная трубка; 5 — насос; 6 — всасывающий клапан насоса.

$t_B$  — время выхода воздуха из трубопровода;

$t_C$  — время заполнения камеры насоса водой.

Время полного цикла

$$T = t_A + t_B + t_C. \quad (86)$$

Конструкция лабораторного насоса выполнена так, что имеется возможность смены затворной трубки и помещения датчика уровня. Движение жидкости в этом насосе в общем случае однофазное неустановившееся турбулентное, которое приближенно со-

ответствует уравнению Бернулли для модели турбулентного одно-размерного неустановившегося потока в следующем виде:

$$z_1 + \frac{\bar{p}_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \bar{V}_1^2}{2g} = z_2 + \frac{\bar{p}_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 \bar{V}_2^2}{2g} + \sum_{i=1}^k \zeta_i \frac{\bar{V}_i^2}{2g} + \frac{1}{g} \frac{\partial \bar{Q}}{\partial t} \int_1^2 \frac{\partial \bar{S}}{\omega}, \quad (87)$$

где для выбранных сечений 1 и 2 имеем:

$\bar{z}_1$  и  $\bar{z}_2$  — отметки выбранных сечений;  
 $\bar{p}_1$  и  $\bar{p}_2$  — осредненные давления, т. е.

$$\bar{p} = \frac{1}{T} \int_0^T p dt; \quad (88)$$

$\bar{V}_1$  и  $\bar{V}_2$  — средние по сечению из осредненных скоростей потока,

$$\bar{V} = \frac{\int_{\omega} \bar{v} d\omega}{\omega} = \frac{\int_{\omega} d\omega \int_0^T \frac{v dt}{T}}{\omega} = \frac{1}{\omega T} \int_{\omega} d\omega \int_0^T v dt; \quad (89)$$

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициенты, характеризующие неравномерность распределения осредненных скоростей струйной модели;

$$\alpha = \frac{\int_{\omega} \bar{v}^3 d\omega}{\bar{V}_1^3 \omega}; \quad (90)$$

$\zeta_i$  и  $\bar{V}_i$  — коэффициент сопротивления и средняя из осредненных скоростей потока по промежуточному  $i$ -му участку;

$\bar{Q}$  — осредненный расход потока;

$d\bar{S}$  — дифференциал линии тока;

$\omega$  — сечение потока.

Согласно уравнению сплошности потока

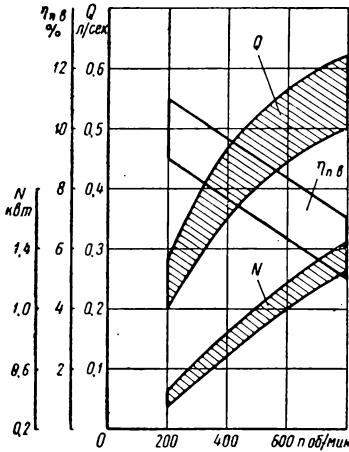
$$\omega_1 \bar{V}_1 = \omega_2 \bar{V}_2,$$

а согласно уравнению состояния

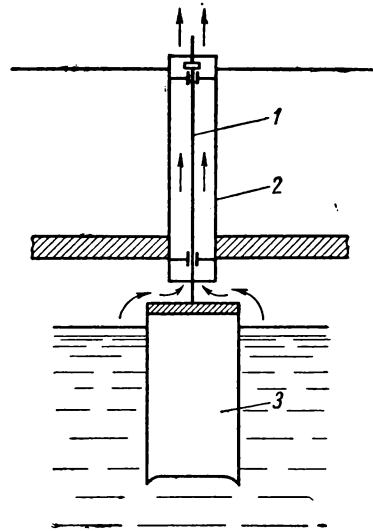
$$p = \rho RT, \quad (91)$$

где  $p$ ,  $\rho$ ,  $R$  и  $T$  — давление, плотность, газовая постоянная и абсолютная температура воздуха, рассматриваемого как совершенный газ при равновесном состоянии.

Решение этих уравнений для составных частей рабочего цикла затруднено тем, что переходные процессы занимают значительное место во времени рабочего цикла, а для них определение давления на поверхность воды в камере насоса представляет весьма трудную задачу, решаемую приближенно после ряда допущений. Кроме того, для определения коэффициентов  $\alpha$  нет ни аналитиче-



Фиг. 33. Обобщенные результаты качественных испытаний лабораторного насоса с компрессором О-39А.



Фиг. 34. Конструктивная схема дифференциального клапана: 1 — шток, 2 — трубка, 3 — поплавок.

ских решений, ни опытных данных. К тому же приближенное решение получается настолько громоздким, что пользоваться им в инженерной практике трудно. Поэтому экспериментально изучалась работа насоса с целью получения дополнительных опытных данных по механике и энергетике процесса для упрощения исходного уравнения и получения необходимых расчетных зависимостей.

Экспериментальные исследования рабочего процесса показали:

в изучаемой схеме потенциальная энергия сжатого воздуха не используется, что хорошо видно по результатам качественных испытаний лабораторного насоса с затворной трубкой (фиг. 33);

для повышения эффективности рабочего процесса следует приблизить изучаемую рабочую схему к работе вытеснительных аппаратов, что достигается путем увеличения объема рабочей камеры и сокращения времени паузы между порциями, при по-

мощи изменения работы насоса в конечной части цикла: остатки воздуха при малых давлениях выбрасываются в атмосферу через специальный дифференциальный клапан.

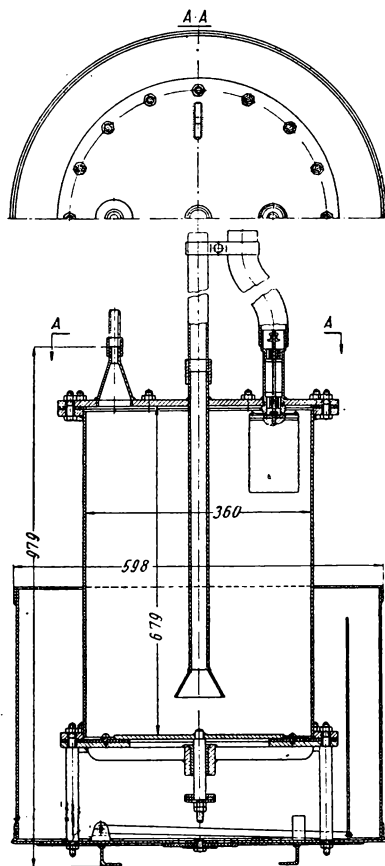
Конструктивная схема дифференциального клапана показана на фиг. 34. Поплавок рассчитан таким образом, что он всплывает при наполнении камеры водой и прикрывает трубку. После подачи в камеру сжатого воздуха поплавок плотно придавливается к трубке и остается в таком положении, пока давление в камере не упадет до расчетного, при котором клапан открывается под действием силы веса и сообщает камеру с атмосферой.

Эти положения послужили основой проектирования экспериментального образца пневматического насоса ПАК-50 (фиг. 35), конструкция которого обеспечила определение основных рабочих характеристик этого насоса в производственных условиях.

Рабочий процесс этого насоса уже близок к установившемуся, за исключением времени пауз между порциями.

Рассмотрим основные расчетные зависимости рабочего процесса компрессора, характеризующегося величиной давления воздуха в пневматической системе. Объем системы складывается из объема пневматического трубопровода от компрессора до ресивера и объема ресивера до редукционного клапана. В нашем случае можно рассматривать суммарный объем системы как объем эквивалентного ресивера при близком расположении компрессора от ресивера, так как скорости в пневматическом трубопроводе до редукционного клапана весьма малы, и поэтому потери давления по длине пневматического трубопровода практически мало заметны.

Изменение давления в системе за время рабочего процесса определяется показаниями манометра дополнительного ресивера, расположенного в конце пневматического трубопровода. Выбор



Фиг. 35. Схема экспериментального образца насоса ПАК-50:

величины  $\Delta p = p_{отк} - p_{закр}$  (разности давлений открытия и закрытия редуционного клапана) зависит от производительности компрессора, объемов эквивалентного ресивера и пневматического трубопровода, соединяющего дополнительный ресивер с камерой насоса, и мертвого объема в камере насоса. С другой стороны, величина  $\Delta p$  обеспечивается соответствующим соотношением рабочих площадей диафрагмы редуционного клапана. Для расчетного рабочего режима величина  $\Delta p$  составляет до 10% от  $p_{отк}$  взятого в абсолютном значении, а величина рабочего давления воздуха при вытеснении  $p_{раб}$  находится в области  $\Delta p$ , т. е.  $p_{отк} > p_{раб} > p_{закр}$ . При постоянном числе оборотов компрессора можно считать, что рабочее давление

$$p_{раб} = \frac{1}{t_u} \int_0^{t_u} p dt \approx \frac{p_{отк} + p_{закр}}{2}. \quad (92)$$

При вытеснении воды на камеры насоса для установившегося режима можно принять  $\frac{\partial Q}{\partial t} \approx 0$  (т. е. расход по длине всей пневмогидравлической системы) постоянным. Величина расхода насоса определяется из выражения

$$Q_n = \frac{w}{t_u}, \quad (93)$$

где  $Q_n$  — осредненный расход насоса;  
 $w$  — объем порции поднятой воды;  
 $t_u$  — время одного цикла.

Время цикла складывается из двух основных величин:

$$t_u = t_{он} + t_{зан}, \quad (94)$$

где  $t_{он}$  — время опорожнения эквивалентного ресивера;  
 $t_{зан}$  — время заполнения эквивалентного ресивера.  
 Объем порции можно определить из выражения

$$w = \int_0^w d\omega = \int_0^{t_{сл}} Q_{сл} dt, \quad (95)$$

где  $Q_{сл}$  и  $t_{сл}$  — расход и время слива воды из сливного сечения напорного трубопровода на отметке подъема.

Вследствие действия инерционных сил расход в начале слива превышает среднее значение, затем спадает до установившегося значения и к концу опорожнения трубы резко возрастает. Но так как переходные режимы в начале и в конце слива составляют

незначительную долю всего времени цикла, можно пойти на упрощение, приняв

$$\int_0^{t_{cA}} Q_{cA} dt = \bar{Q}_{cA} t_{cA}, \quad (96)$$

где  $\bar{Q}_{cA} = \bar{Q}_{cp} + \Delta Q$ .

Получаем

$$\int_0^{t_{cA}} Q_{cA} dt = \bar{Q}_{cp} t_{cA} + \Delta \bar{Q} t_{cA}$$

Считая справедливым равенство  $\Delta \bar{Q} t_{cA} = \bar{Q}_{cp} t'_1$ , где под  $t$  понимается время подъема уровня воды от начальной отметки до отметки сливного сечения, получим

$$\int_0^{t_{cA}} Q_{cA} dt = \bar{Q}_{cp} t_{cA} + \bar{Q}_{cp} t'_1 = \bar{Q}_{cp} t_{он}. \quad (97)$$

Но так как величина  $\bar{Q}_{cp} = Q'_k = \kappa \bar{Q}'_k$  (приведенный расход компрессора  $\kappa \geq 1$  в сжатом воздухе) вследствие  $\frac{dQ}{dt} \neq 0$ , получим

$$w = \int_0^w dw = \bar{Q}_{cp} t_{он} = \bar{Q}_k t_{он}.$$

Подставляя последнее выражение в уравнение (93), получим

$$Q_k = \bar{Q}_k \frac{t_{он}}{t_u} = \bar{Q}_k \left( 1 - \frac{t_{зан}}{t_u} \right). \quad (98)$$

Из этого выражения видно, что всегда  $Q_k < \bar{Q}_k$ , так как время заполнения  $t_{зан} > 0$ . Увеличение  $Q_k$  достигается путем уменьшения отношения времен  $\frac{t_{зан}}{t_u}$  или увеличением отношения  $\frac{t_{он}}{t_u}$ . При этом следует заметить, что принимая время опорожнения эквивалентного ресивера  $t_{он}$  равным сумме времени и подъема уровня воды до выходного сечения  $t'_1$  и времени слива  $t_{cA}$ , мы предполагаем, что с момента выброса остатков воды редукционный клапан мгновенно закрывается и начинается заполнение эквивалентного ресивера. Однако в действительности возможно небольшое запаздывание закрытия редукционного клапана, которое мы можем рассматривать, как поправку времени заполнения эквивалентного ресивера.



С другой стороны, можно проанализировать то, что происходит в самом насосе. Длительность паузы (перебоя) между порциями в выходном сечении определяется следующим выражением:

$$t_{nep} = t'_{II} + t_{III} + t'_I, \quad (99)$$

где  $t'_{II}$  — время опорожнения камеры насоса от сжатого воздуха до момента открытия всасывающего клапана насоса;  
 $t_{III}$  — время заполнения камеры насоса водой;  
 $t'_I$  — время подъема воды от начального уровня до начала слива.

В случае наличия утечек при закрытии редукционного клапана их можно учесть введением поправки времени опорожнения камеры насоса  $\Delta t'_{II}$ . Величина  $t'_I$  вошла составной частью в величину  $t_{on}$  для принятого нами упрощения. Две другие величины целиком зависят от рабочего процесса и представляют время подготовительной части цикла

$$t_n = t'_{II} + t_{III}. \quad (100)$$

При этом подготовительная часть цикла и заполнение эквивалентного ресивера идут параллельно, и для нормального рабочего процесса должно соблюдаться условие

$$t_n \leq t_{зан}.$$

Величина времени заполнения эквивалентного ресивера в общем случае

$$t_{зан} = \Delta t_{ym} + t_{o.зан}$$

где  $\Delta t_{ym} = \Delta t'_{II}$  — время утечек при закрытии редукционного клапана;

$t_{o.зан}$  — время заполнения эквивалентного ресивера после закрытия редукционного клапана.

Вычтя из обеих частей по  $t_{ym}$ , получим

$$t_n - \Delta t'_I \leq t_{зан} - t_{ym},$$

$$t_{o.n} \leq t_{o.зан}. \quad (101)$$

Так как величина  $\Delta p$  невелика, можно определить  $t_{o.зан}$  по простой формуле, которую получают следующим образом. Объем сжатого воздуха, нагнетаемого компрессором при рабочем давлении,

$$\Delta V_c = Q'_k t_{o.зан}.$$

При изотермическом процессе заполнения объем поступившего воздуха при атмосферном давлении

$$\Delta V_c^{am} p_{am} = p_{отк} V_c - p_{закр} V_c = \Delta p V_c,$$

а при рабочем давлении  $p_p$

$$\Delta V_c^{am} p_{am} = \Delta V_c p_p,$$

или

$$\Delta V_c = \Delta V_c^{am} \cdot \frac{p_{am}}{p_p} = \frac{\Delta p V_c}{p_p}.$$

Совместно решая эти уравнения, получим

$$t_{o.зан} = \frac{\Delta p V_c}{Q'_k p_{раб}}, \quad (102)$$

где

$Q'_k$  — расход компрессора в сжатом воздухе при рабочем давлении;

$V_c$  — полный объем пневматической системы или объем эквивалентного ресивера;

$\Delta p = p_{отк} - p_{закр}$  — перепад рабочих давлений, определяемых работой редукционного клапана.

Из выражения (102) видно, что с увеличением числа оборотов компрессора  $n$  величина расхода  $Q_k$  возрастает и  $t_{o.зан}$  соответственно уменьшается, а величина времени  $t_{o.н.}$  изменяется незначительно. Поэтому для соблюдения основного условия работы (101) в широком диапазоне числа оборотов компрессора необходимо, чтобы величина  $t_{o.н.}$  была наименьшей.

Рассмотрим теперь методы определения составных частей времени перебора между циклами.

**Время опорожнения камеры насоса от сжатого воздуха.** Истечение сжатого воздуха из камеры насоса через напорный трубопровод можно привести к расчетной схеме истечения газа из камеры с эквивалентной емкостью  $V_{к.э'}$ , равной сумме рабочих объемов камеры насоса и пневматического трубопровода до редукционного клапана, через эквивалентную схему, имеющую рабочее сечение  $f$  и коэффициент расхода  $\mu$  по величине такие же, как у напорного трубопровода. Величина поверхности напорного трубопровода учитывается тем, что показатель политропы берется несколько ниже, чем для адиабаты, что имеет место при использовании диафрагмы. Тогда на основании уравнения политропы расширения при истечении получаем следующее расчетное выражение:

$$\frac{p_i}{p_{am}} = \left( \frac{p_{am}}{p_0} \right)^{n-1} \left( \frac{p_0}{p_{am}} - \sum_{i=1}^n \frac{\left( \frac{dG}{dt} \right)_i \Delta t_i}{\gamma_{am} \omega_{к.л.к.в}} \right)^n, \quad (103)$$

где

$p_i$  — давление в камере насоса в  $i$ -ый интервал времени;

- $p_0$  — рабочее давление вытеснения;  
 $p_{am}$  — атмосферное давление;  
 $\left(\frac{dG}{dt}\right)_i$  — весовой расход воздуха для  $i$ -го интервала времени;  
 $\Delta t_i$  — протяженность  $i$ -го интервала времени;  
 $\gamma_{am}$  — удельный вес атмосферного воздуха;  
 $\omega_k$  — площадь сечения камеры насоса;  
 $l_{к.э} = \frac{V_{к.э}}{\omega_k}$  — высота эквивалентной камеры;  
 $n$  — величина расчетного показателя политропы, которая принимается равной 1,3 для учета величины поверхности напорного трубопровода.

Для подобных задач в газовой динамике установлено, что скорость истечения не превышает скорости звука вследствие явления запириания. Поэтому строят вспомогательный график для режимов:

истечение со скоростью звука при

$$\left(\frac{p}{p_{am}}\right)_{кр} \leq \frac{p_i}{p_{am}} \leq \frac{p_n}{p_{am}},$$

имеем

$$\left(\frac{dG}{dt}\right)_i = F\left(\frac{p_i}{p_{am}}\right) = \mu f \sqrt{gn \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n+1}{n-1}} \frac{p_i}{p_{am}} \gamma_{am} p_0 \left(\frac{p_i}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}}};$$

истечение с дозвуковой скоростью:

$$\left(\frac{p_n}{p_{am}}\right) \leq \frac{p_i}{p_{am}} \leq \left(\frac{p}{p_{am}}\right)_{кр},$$

где  $p_n$  — определяемое подпором воды давление, при котором происходит открытие дифференциального клапана.

Имеем

$$\begin{aligned} \left(\frac{dG}{dt}\right)_i = F\left(\frac{p_i}{p_{am}}\right) &= \mu f \sqrt{\frac{2gn}{n-1} p_{am} \cdot \gamma_{am} \left(\frac{p_0}{p_{am}}\right)^{\frac{n-1}{n}}} \times \\ &\times \sqrt{\left(\frac{p_i}{p_{am}}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}. \end{aligned} \quad (104)$$

Задаваясь малыми промежутками времени  $\Delta t_i$ , решают исходное выражение  $i$  раз и находят значение  $\frac{p_i}{p_{am}}$  для каждого случая.

Время истечения получают как сумму  $t_{он} = \sum_{i=0}^{i=m} \Delta t_i$ . Расчетные зна-

чения, полученные по этим формулам, отличаются от опытных данных менее чем на 3%.

**Время заполнения камеры насоса водой.** На основании изучения осциллограмм была принята гипотеза, позволившая представить неустановившееся движение как сумму элементарных установившихся процессов, что упрощает исходное уравнение и позволяет получить выражение для приближенного вычисления времени заполнения камеры насоса водой в следующем виде:

$$t_{III} = \sqrt{\frac{2}{g}} \sqrt{\frac{\gamma_{возд}}{\gamma} \zeta_{д.кл} \left( \frac{\omega_{\kappa} - \omega_{н.т}}{\omega_{\kappa\lambda}} \right)^2 + \zeta_{в.кл} \left( \frac{\omega_{\kappa}}{\omega_1} \right)^2 + \left( \frac{\omega_{\kappa}}{\omega_1} \right)^2} \times \left[ \frac{z_в - z_0}{\sqrt{z_в - (z_0 + h_{\kappa})}} - \sqrt{z_в - z_{\kappa}} \right], \quad (105)$$

где  $\frac{\gamma_{возд}}{\gamma}$  — отношение среднего значения удельного веса воздуха к удельному весу воды, которое находят из выражения

$$\frac{\gamma_{возд}}{\gamma} = \frac{\gamma_{ам}}{\gamma} \cdot \frac{p_0}{p_{ам}} \left( \frac{p_0}{p_n} \right)^{-\frac{1}{n}} \left[ \frac{1 + \left( \frac{p_n}{p_{ам}} \right)^{-\frac{1}{n_1}}}{2} \right]; \quad (106)$$

$\zeta_{д.кл}$  — коэффициент сопротивления дифференциального клапана, а  $\bar{\zeta}_{д.кл} = \zeta_{д.кл} + 1$ ;

$\zeta_{в.кл}$  — коэффициент сопротивления всасывающего клапана;

$\omega_{\kappa}$  — рабочее сечение камеры насоса;

$\omega_{\kappa\lambda}$  — рабочее сечение дифференциального клапана;

$\omega_1$  — рабочее сечение всасывающего клапана;

$z_в$  — отметка уровня воды в водоеме;

$z_0$  и  $z_{\kappa}$  — начальная и конечная отметки уровня воды в камере насоса;

$h_{\kappa}$  — ход всасывающего клапана;

$\omega_{н.т}$  — площадь сечения по внешнему диаметру напорного трубопровода;

$n$  и  $n_1$  — показатели политроп расширения при истечении воздуха через напорный трубопровод и через дифференциальный клапан.

При сравнении расчетных величин с опытными данными мы получаем погрешность менее 2%.

**Время подъема воды в напорном трубопроводе от начальной отметки до выходного сечения.** На основании аналогичной гипотезы

тезы упростилось исходное выражение и получено его решение для приближенного определения этой величины в следующем виде:

$$t'_1 = \frac{2W_{\kappa}}{\bar{V}_0 \omega_m} \left( \frac{p_{am}}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} + \frac{H_{np} \lambda + d_{np}}{\sqrt{2g d_m \sigma^2} \sqrt{\frac{\lambda}{\sigma}}} \times$$

$$\times \left[ \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{\sigma}{\lambda}} \sqrt{\frac{d_{np} + \lambda z_3}{H_{np} - \sigma z_3}} - \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{\sigma}{\lambda}} \sqrt{\frac{d_{np} + \lambda z_m}{H_{np} - \sigma z_m}} - \right.$$

$$\left. - \frac{\sqrt{\frac{\lambda}{\sigma}} \sqrt{\frac{d_{np} + \lambda z_3}{H_{np} - \sigma z_3}}}{\frac{d_{np} + \lambda z_3}{H_{np} - \sigma z_3} + \frac{\lambda}{\sigma}} + \frac{\sqrt{\frac{\lambda}{\sigma}} \sqrt{\frac{d_{np} + \lambda z_m}{H_{np} - \sigma z_m}}}{\frac{d_{np} + \lambda z_m}{H_{np} - \sigma z_m} + \frac{\lambda}{\sigma}} \right], \quad (107)$$

где  $W_{\kappa}$  — объем воздуха в заполненном насосе от поверхности воды до редуccionного клапана;

$\bar{V}_0$  — скорость движения воды для начального момента, определяемая из выражения

$$\bar{V}_0 = \sqrt{2g d_m} \sqrt{\frac{\frac{p_0 - p_{am}}{\gamma} + l_{np} - \left(1 + \frac{\omega_m}{\omega_{\kappa}}\right) z_s}{d_m + d_m \Sigma \zeta^{\kappa} - d_m \left(\frac{\omega_m}{\omega_{\kappa}}\right)^2 + \lambda z_s}}; \quad (108)$$

$l_{np} = \frac{W_{\kappa}}{\omega_{\kappa}}$  — приведенная длина камеры насоса;

$\Sigma \zeta^{\kappa} = \Sigma \zeta - \lambda \frac{z_m}{d_m}$  — суммарное сопротивление в камере насоса до

входа в напорный трубопровод;

$z_m$  — расчетная отметка, начиная с которой давление в камере достигает рабочего значения и можно применить гипотезу.

В соответствии с осциллограммами работы лабораторного насоса можно принять, что

$$z_m = z_s + \frac{W_{\kappa}}{\omega_m} \left( \frac{p_{am}}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad (109)$$

$n$  — показатель политропы сжатия, принимаемый равным 1,4;

$H_{np} = \frac{p_0 - p_{am}}{\gamma} + \frac{W_{\kappa}}{\omega_{\kappa}}$  — приведенный столб воды;

$\sigma = 1 + \frac{\omega_m}{\omega_{\kappa}}$  — коэффициент площадей трубопровода и камеры насоса;

$d_{np} = d_m + d_m \Sigma \zeta_{\kappa} - d_m \left( \frac{\omega_m}{\omega_{\kappa}} \right)^2$  — приведенный диаметр;

$\lambda$  — коэффициент гидравлического трения в напорном трубопроводе, который соответствует средней расчетной скорости  $\bar{V}_{cp} = \frac{\bar{V}_0 + \bar{V}_{\kappa}}{2}$ , где  $\bar{V}_{\kappa}$  определяется по расходу компрессора при рабочем давлении  $p_0$ ;

$d_m$  — диаметр напорного трубопровода;  
 $Z_3$  — конечная расчетная отметка.

При сравнении расчетных значений с опытными данными для лабораторного насоса выявлена погрешность менее 2%.

**Коэффициент полезного действия насосной части.** На основании анализа схемы энергетических преобразований после ряда приближений получено в общем виде теоретическое выражение для определения к. п. д. насосной части

$$\eta_{н.ч} = \frac{1 - 0,5\rho_m\gamma}{\varphi_2 [1 + \rho_m(1 - \mu)] n_{1,2} + \rho_c [\varphi_2 n_{1,2} - \varphi_3 n_{1,3} - \gamma_{2,3}]}, \quad (110)$$

$\rho_m = \frac{V_{mp}}{V_{\kappa}}$  — отношение объема напорного трубопровода к объему камеры насоса;

$\rho_c = \frac{V_c}{V_{\kappa}}$  — отношение объема всей пневматической системы к объему камеры насоса;

$\mu = \frac{V_{ост}}{V_{mp}}$  — отношение объема остатка воды в напорном трубопроводе к объему напорного трубопровода в момент начала снижения рабочего давления в системе;

$\gamma = \frac{V_{ут}}{V_{mp}}$  — отношение объема гидравлических утечек в камеру насоса из напорного трубопровода к объему напорного трубопровода;

$$\varphi_2 = \frac{p_2 - p_1}{\gamma H}$$

и  $\varphi_3 = \frac{p_3 - p_1}{\gamma H}$  — коэффициенты отношения рабочего давления и давления закрытия редукционного клапана к давлению статического столба;

$n_{1,2} = \frac{p_2 \ln \frac{p_2}{p_1}}{p_2 - p_1}$  — энергетические коэффициенты для давлений рабочего клапана и закрытия редукционного клапана;

$n_{1,3} = \frac{p_3 \ln \frac{p_3}{p_1}}{p_3 - p_1}$  — энергетические коэффициенты для давлений рабочего клапана и закрытия редукционного клапана;

$\nu_{2,3} = \frac{p_2 - p_3}{H\gamma}$  — коэффициент срабатывания редукционного клапана.

При сравнении с опытными данными получена погрешность менее 10%.

**Пример расчета.** Приведем предварительные расчеты насоса ПАК-50, конструкция и геометрические размеры которого приведены выше. После определения геометрических размеров конструкции насоса производят расчет рабочих характеристик насосной установки для трех основных точек рабочего режима компрессора ( $n=200, 200, 400$  об/мин) при геометрической высоте подъема 14 м. Характеристики компрессора определены в результате предварительных испытаний. Принимается  $\bar{Q}_\kappa = Q_\kappa$ , т. е.  $\kappa=1$ .

*Определение коэффициента гидравлического сопротивления  $\lambda$  для режимных точек компрессора.* Длина пневматического трубопровода достаточно велика, поэтому вследствие теплообмена температура воздуха перед камерой падает до температуры окружающей среды насоса, и расход сжатого воздуха, приведенный к конечной температуре, определяется по формуле

$$Q_\kappa = Q_{\kappa 0} \frac{T_\kappa}{T_0},$$

где  $Q_{\kappa 0}$  — расход сжатого воздуха при начальной температуре;  
 $T_0$  — начальная температура по абсолютной шкале;  
 $T_\kappa$  — температура окружающей среды по абсолютной шкале.

Принимаем температуру окружающей среды  $t=15^\circ\text{C}$ , т. е. в абсолютной шкале  $T_\kappa=273+15=288^\circ\text{K}$ , а начальная температура выше на  $\Delta T$  и

$$T_0 = T_\kappa + \Delta T.$$

Однако для определения расходов необходимо задаться величиной рабочего давления при установившемся процессе вытеснения. В первом приближении мы можем считать величину рабочего давления несколько большей статического напора, т. е.

$$p'_{\text{раб}} = 1,4 + 0,1 = 1,5 \text{ кг/см}^2.$$

Для определения коэффициента  $\lambda$ , который нужен для подсчета величины рабочего давления, в табл. 6 приведены коэффициенты гидравлического сопротивления для трех режимных точек.

Найдем коэффициент  $\lambda$  для напорного гидрпровода диаметром  $1''=2,54$  см.

Площадь поперечного сечения  $S=5,08$  см<sup>2</sup>, величина средней по сечению скорости

$$v = \frac{Q_k \cdot 10\,000}{3600S} = 2,78 \frac{Q_k}{S},$$

где расход  $Q_k$  определяется из приведенного выше выражения.

Число Рейнольдса находим из выражения

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{0,0254}{1,145 \cdot 10^{-6}} v = 22\,200v,$$

где  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости, для воды при температуре  $t=15^\circ\text{C}$   $\nu=1,145 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/сек.

Значение  $Re_{кр}$ , соответствующее переходу к квадратичному закону сопротивления, определяется из выражения

$$Re_{кр} = \left(120 \frac{d}{\Delta_s}\right)^{1,125},$$

где  $\Delta_s$  — эквивалентная шероховатость трубы, принимается равной 0,1 мм.

Получим

$$Re_{кр} = \left(120 \frac{25,4}{0,1}\right)^{1,125} = (120 \cdot 254)^{1,125} = 111\,000.$$

При сравнении полученных значений  $Re$  с  $Re_{кр}$  убеждаемся в том, что  $\lambda$  находится и определяется для всех трех режимных точек в доквадратичной области. Результаты этих расчетов приведены в табл. 6.

Таблица 6

Результаты определения коэффициента  $\lambda$

$$(T_k=288^\circ\text{K}, P_k=1,5 \text{ кг/см}^2)$$

$n$ в об/мин	$Q_{k0}$ в м <sup>3</sup> /час	$\Delta T$ в °K	$T_0 = T_k + \Delta T$ в °K	$T_k / T_0$	$Q_k$ в м <sup>3</sup> /час	$v$ в м/сек	Re	$\lambda$
200	2,2	30	318	0,906	1,99	1,09	24 200	0,0300
300	3,5	30	318	0,906	3,17	1,735	38 500	0,0295
400	4,8	36,7	324,7	0,887	4,35	2,435	54 000	0,0285



Определение рабочего давления  $p_{\text{раб}}$  для режимных точек. Среднее значение высоты статического столба определяется из выражения

$$H_{\text{ст}} = H_n + h_n + h_3 + \frac{1}{2} h_0,$$

где  $H_n = 14 \text{ м}$  — геометрическая высота подъема воды, определяемая разностью отметок выходного сечения и воды в колодце;

$h_n = 0,1 \text{ м}$  — расстояние от погруженной крышки насоса до уровня воды в колодце;

$h_3 = \frac{W_{\text{мп}}}{\omega_{\text{к.н}}} = 0,08 \text{ м}$  — понижение уровня воды в камере насоса при заполнении гидравлического трубопровода до сливного сечения, определяемое отношением объема гидравлического трубопровода к площади рабочего сечения камеры насоса;

$h_0 = l_p - h_3 = 0,55 \text{ м}$  — изменение отметки уровня воды в камере насоса при вытеснении.

После подстановки численных значений получим

$$H_{\text{ст}} = 14 + 0,1 + 0,08 + \frac{0,55}{2} = 14,455 \text{ м}.$$

Выражение для динамической высоты столба определим после следующих упрощений выражения (87):

сечение 1 в камере насоса, а сечение 2 — сечение сливного отверстия;

$z_2 - z_1 \approx H_{\text{ст}}$  пренебрегаем отклонениями в обе стороны менее 2%;

$\alpha_1 = 1$  и  $\alpha_2 = 1$ , так как они еще мало изучены;

$\frac{\partial Q}{\partial t} \approx 0$  в среднем за время вытеснения, так как объем камеры большой и переходные процессы занимают незначительную часть времени вытеснения;

$$\bar{V}_1^2 \ll \bar{V}_2^2, \text{ поэтому } \frac{\alpha_1 \bar{V}_1^2}{2g} \approx 0, \quad \frac{\bar{p}_2}{\gamma} = \frac{p_{\text{ат}}}{\gamma},$$

где  $p_{\text{ат}}$  — атмосферное давление.

Выражение (87) примет вид

$$\frac{\bar{p}_1}{\gamma} - \frac{p_{\text{ат}}}{\gamma} = H_{\text{ст}} + (1 + \Sigma \zeta) \frac{\bar{V}_2^2}{2g}.$$

Величина  $\frac{\bar{p}_1 - p_{\text{ат}}}{\gamma} = H_{\text{д}}$  — манометрическое давление динами-

ческого столба, соответствующее выражение можно записать в следующем виде:

$$H_{\partial} = H_{cm} + (1 + \Sigma\zeta) \frac{\bar{V}_2^2}{2g},$$

где суммарный коэффициент сопротивлений равен сумме коэффициента местного сопротивления и коэффициента сопротивления трения по длине

$$\Sigma\zeta = \zeta_m + \frac{\lambda L_{mp}}{d_{mp}}.$$

Общий коэффициент местного сопротивления равен сумме коэффициента местного сопротивления на входе в напорный трубопровод и коэффициента местного сопротивления при резком повороте:

$$\zeta_m = \zeta_{вх} + \zeta_{рез. пов} = 0,5 + 1,2 \cdot 1,4 = 2,18.$$

Величина суммарного коэффициента сопротивления

$$\Sigma\zeta = 2,18 + \frac{L_{mp}}{d_{mp}} \lambda = 2,18 + \frac{16 \text{ м}}{0,0254 \text{ м}} \lambda = 2,18 + 630 \lambda,$$

а выражение для динамического столба имеет вид

$$H_{\partial} = H_{cm} + (3,18 + 630 \lambda) \frac{\bar{V}_2^2}{2g}.$$

Можно считать в первом приближении  $\bar{V}_2 = V$ , полученной выше. Тогда

$$H_{\partial} = 14,455 + (3,18 + 630 \lambda) \frac{V^2}{2g}.$$

Пользуясь полученными выше значениями  $\lambda$  и  $V$  для расчетных режимов, получаем величины динамических напоров: при  $n=200$  об/мин

$$H_{\partial} = 14,455 + (3,18 + 630 \cdot 0,03) \frac{(1,09)^2}{2 \cdot 9,8} = 15,8 \text{ м вод. ст.};$$

при  $n=300$  об/мин

$$H_{\partial} = 14,455 + (3,18 + 630 \cdot 0,0295) \frac{(1,735)^2}{2g} = 17,8 \text{ м вод. ст.};$$

при  $n=400$  об/мин

$$H_{\partial} = 14,455 + (3,18 + 630 \cdot 0,0285) \frac{(2,435)^2}{2 \cdot 9,8} = 20,8 \text{ м вод. ст.}$$

Полученные значения динамического давления на поверхность воды в камере насоса при вытеснении могут быть приняты за величины рабочего давления пневматической системы, так как потери давления в пневматическом трубопроводе от компрессора до дополнительного ресивера весьма малы, а от редукционного клапана в трубопроводе диаметром  $1/2''$  до поверхности воды в камере насоса также малы. Расчеты показывают, что потери в пневматическом трубопроводе составляют до 2%. Мы можем эти потери учесть тем, что примем динамические давления, полученные для несколько завышенных скоростей в первом приближении, за рабочие.

Во втором приближении находим расчетный режим вытеснения по полученным выше рабочим давлениям. В табл. 7 приведены результаты расчетов режима вытеснения во втором приближении по тем же зависимостям, что и в табл. 6, только величина рабочего давления для каждой режимной точки определена на основании значений  $\lambda$  и  $\nu$ , приведенных в табл. 6. По величинам рабочих давлений при помощи характеристики компрессора вновь определены значения  $Q'_k$ , затем  $Q_k$ ,  $\nu$ ,  $Re$ ,  $Re_{кр}$  и  $\lambda$  для каждой режимной точки по тем же зависимостям во втором приближении, которое нас вполне удовлетворяет.

Таблица 7

Расчетный режим вытеснения воды из камеры насоса ( $T_k=288^\circ\text{K}$ )

$n$ в об/мин	$p_p$ в кг/см <sup>2</sup>	$Q_k^0$ в м <sup>3</sup> /час	$\Delta T$	$T^0 = T_k +$ $+\Delta T$ в $^\circ\text{K}$	$\frac{T_k}{T^0}$	$Q'_k$ в м <sup>3</sup> /час	$\nu$ в м/сек	Re	$\lambda$
200	1,58	2,1	30	318	0,906	1,90	1,04	23 100	0,0306
300	1,78	3,2	30	318	0,906	2,90	1,585	35 200	0,0296
400	2,08	4,0	36,7	324,7	0,887	3,55	1,940	43 100	0,0290

*Определение расчетных значений расходов для режимных точек.* Расчетные величины расходов насоса определим по выражению (98), при этом найдем расходы для режимов в окрестностях расчетных точек, т. е.  $Q'_k$  для соответствующих режимов.

Однако следует учесть, что каждой расчетной точке будет соответствовать своя настройка редукционного клапана. Таким образом, мы получим три настройки клапана, а для того чтобы установка работала на всем рабочем диапазоне, выберем настройку, соответствующую условию (101), где время заполнения *о.зан* соответствует наибольшему числу оборотов компрессора.

Итак, определим сначала расчетный расход при индивидуальной настройке редукционного клапана, после чего найдем общую настройку редукционного клапана и его геометрические размеры.

Приведем выражение (98) к виду, удобному для расчетов:

$$Q_n = Q'_k \left( 1 - \frac{t_{зан}}{t_{зан} + t_{он}} \right) = Q'_k \left( 1 - \frac{t_{зан}}{t_{зан} + \frac{w_p}{Q'_k}} \right),$$

Для расчетного случая будем считать, что имеются некоторые утечки, т. е.  $\Delta t_{ym} \neq 0$ , а время заполнения  $t_{зан}$  возьмем с некоторым запасом:  $t_{зан} = 1,1 t_n$ .

После подстановки этих значений в исходное выражение получим уравнение для расчетного расхода

$$Q_n = Q'_k \left( 1 - \frac{1,1 t_n}{1,1 t_n + \frac{w_p}{Q'_k}} \right).$$

Теперь определим время подготовительной части цикла и паузы для расчетных точек.

Время  $t'_{II}$  опорожнения камеры насоса от сжатого воздуха определим из выражения (103), откуда получим

$$t'_{II} = \sum_{i=0}^{i=n} \Delta t_i.$$

Учитывая большую поверхность гидравлического трубопровода при истечении воздуха, мы можем принять за расчетный показатель политропы  $n=1,3$ .

Величина критического давления для расчетного политропического истечения

$$\left( \frac{p}{p_{ам}} \right)_{кр} = \left( \frac{n+1}{2} \right)^{\frac{n}{n-1}} = \left( \frac{1,3+1}{2} \right)^{0,3} = 1,835.$$

Находим пределы изменения давления в камере насоса при истечении:

наибольшее начальное значение давления

$$p_0 = p_p + p_{ам},$$

а отношение давлений

$$\frac{p_p + p_{ам}}{p_{ам}} = \frac{p}{p_{ам}}.$$

Наименьшее значение соответствует равенству давления в камере насоса и давления подпора от заглубления всасывающего клапана:  $68 + 10 = 78$  см. При этом

$$p_n = 1,033 + 0,078 = 1,111 \text{ кг/см}^2,$$

а отношение давлений

$$\frac{p_n}{p_{am}} = \frac{1,111}{1,033} = 1,075.$$

Для трех режимных точек имеем следующие пределы изменения давлений  $p_i$  в камере насоса:

при  $n = 200$  об/мин

$$1,075 \leq \frac{p_i}{p_{am}} \leq 2,58;$$

при  $n = 300$  об/мин

$$1,075 \leq \frac{p_i}{p_{am}} \leq 2,78;$$

при  $n = 400$  об/мин

$$1,075 \leq \frac{p_i}{p_{am}} \leq 3,08.$$

Итак, во всех трех случаях истечение происходит при давлениях, превышающих критические значения.

Учитывая начальные условия, геометрические размеры трубопровода и изменения  $\mu$ , принимаем в расчете наименьший критический расход:

$$\text{при } 1,835 \leq \frac{p_i}{p_{am}} = \frac{p_0}{p_{am}} \quad \frac{dG}{dt} = \text{const},$$

$$\text{при } 1,075 \leq \frac{p_i}{p_{am}} < 1,835 \quad \frac{dG}{dt} = f\left(\frac{p_i}{p_{am}}\right).$$

Построим график функции  $\frac{dG}{dt}$  по выражению (104). Величину  $\mu$  определим по формуле

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \Sigma\zeta}} \lambda,$$

где  $\lambda$  — коэффициент сжатия струи в общем случае. Для нашей задачи мы можем считать  $\lambda = 1$ , так как имеем длинный трубопровод, и струя, расширяясь после входа в него, занимает все сечение трубы, в которой мы и определяем среднюю скорость. Все потери учитываются величиной  $\Sigma\zeta$ :

$$\Sigma\zeta = \zeta_m + \frac{\lambda' L_{mp}}{d_{mp}} = \zeta_m + \lambda' \frac{L_{mp}}{d_{mp}}.$$

Величина  $\zeta_m = 2,18$  — та же, что и для воды, и величина

$$\frac{L_{mp}}{d_{mp}} = \frac{16 \text{ м}}{0,0254 \text{ м}} = 630.$$

Число Re определяем для звуковой скорости при  $t=15^{\circ}\text{C}$ ,  $V=340\text{ м/сек}$ ,  $\nu_n = 1,45 \cdot 10^{-5}$ :

$$\text{Re} = \frac{Vd}{\nu} = \frac{Vd}{\nu_n \frac{p_{am}}{p}} = \frac{p}{p_{am}} \cdot \frac{Vd}{\nu_n}$$

Для  $\frac{p}{p_{am}} = 2,58$  получаем

$$\text{Re} = 2,58 \frac{340 \cdot 0,0254}{1,45 \cdot 10^{-5}} = 1,53 \cdot 10^6$$

Так как величина  $\text{Re} = 1,53 \cdot 10^6 \gg \text{Re}_{кр} = 111\,000$ , то  $\lambda'$  находится в квадратичной зоне и для  $\frac{d}{\Delta_9} = 254$   $\lambda' = 0,0283$ .

Итак, получаем

$$\Sigma \zeta = 2,18 + 0,0283 \cdot 630 = 19,98,$$

а

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + 19,98}} = 0,218.$$

Величина площади сечения напорного трубопровода диаметром 1":

$$f = \frac{\pi d^2}{4} = 5,08 \text{ см}^2 = 0,000508 \text{ м}^2.$$

При  $t=15^{\circ}\text{C}$ , т. е.  $T=288^{\circ}\text{K}$ , объемный вес окружающего воздуха  $\gamma_{am} = 1,225 \text{ кг/м}^3$ . Объемный вес воздуха  $\gamma'_{am}$  при истечении в условиях атмосферного давления отличается от объемного веса окружающей атмосферы вследствие разности температур, между которыми имеется следующая зависимость:

$$\gamma'_{am} = \gamma_{am} \left( \frac{p_0}{p_{am}} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

После подстановки численных значений получим выражение

$$\frac{dG}{dt} = 0,116 \left( \frac{p_0}{p_{am}} \right)^{0,1155} \sqrt{\left( \frac{p_t}{p_{am}} \right)^{0,231} - 1},$$

которое для каждого режима приобретает соответствующий вид; при  $n=200$  об/мин и  $\frac{p_0}{p_{am}} = 2,58$

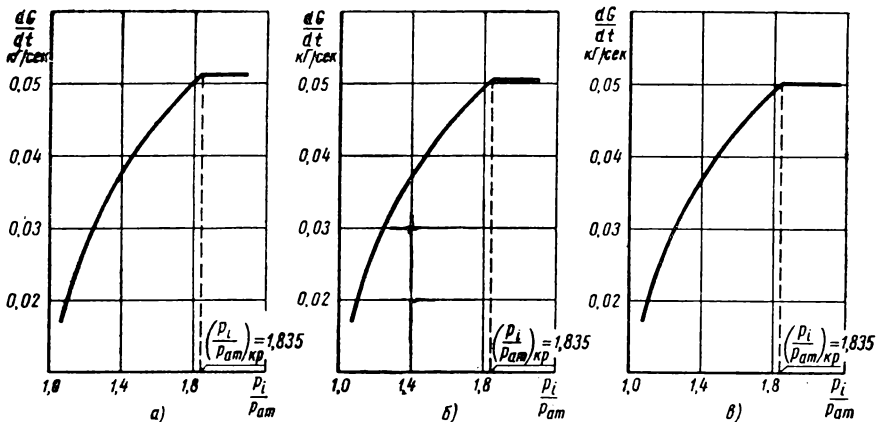
$$\frac{dG}{dt} = 0,1294 \sqrt{\left( \frac{p_t}{p_{am}} \right)^{0,231} - 1};$$

при  $n = 300$  об/мин и  $\frac{p_0}{p_{ат}} = 2,78$

$$\frac{dG}{dt} = 0,1305 \sqrt{\left(\frac{p_i}{p_{ат}}\right)^{0,231} - 1};$$

при  $n = 400$  об/мин и  $\frac{p_0}{p_{ат}} = 3,08$

$$\frac{dG}{dt} = 0,132 \sqrt{\left(\frac{p_i}{p_{ат}}\right)^{0,231} - 1}.$$



Фиг. 36. График функции  $\frac{dG}{dt} = f\left(\frac{p_i}{p_{ат}}\right)$ :

а — при  $\frac{p_0}{p_{ат}} = 3,8$ ; б — при  $\frac{p_0}{p_{ат}} = 2,78$ ; в — при  $\frac{p_0}{p_{ат}} = 2,58$ .

На фиг. 36 показаны графики полученных выражений. Теперь можно построить график функции  $\frac{p_i}{p_{ат}} = f(t)$ , для чего приведем выражение (103) к расчетному виду. В нем величина  $p_0$  представляет собой начальное давление в момент закрытия редукционного клапана. Но можно величину  $p_0$  считать равной расчетному рабочему давлению, так как известно, что величина давления закрытия должна быть как можно ближе к рабочему давлению, а разница между ними должна быть возможно меньшей.

Величина эквивалентной емкости

$$V'_{к.э} = \omega_{к} l_{к.э} = \bar{V}_{к} + V_{н.тр} = \omega_{р \max} + V_{н.тр},$$

где  $\omega_{р \max}$  — наибольший объем порции вытесняемой насосом воды, определяемый из выражения

$$\omega_{р \max} = \eta_0 \max V_{к}.$$

Величину наибольшего объемного к. п. д.  $\eta_{0 \max}$  определим на основании испытаний по формуле

$$\eta_{0 \max} = 1 - 0,13\rho = 0,9821,$$

где  $\rho = \frac{V_{n.мп}}{V_{\kappa}} = 0,1374$  — отношение объема трубопровода к объему камеры.

После учета утечек из камеры насоса при закрытии всасывающего клапана и при вытеснении воды из напорного трубопровода получаем расчетное значение объема порции, поднятой насосом,

$$V'_{\kappa} = V_{\kappa} - V_{ym} = 55,94 \text{ л.}$$

Но  $\omega_p = 54,6 \text{ л}$  при  $\eta_0 = 0,9783$  и  $\rho = \frac{V_{n.мп}}{V'_{\kappa}} = 0,145$ .

Подставляя принятые значения в исходное выражение, получаем для каждого режима следующие зависимости:

при  $n = 200$  об/мин и  $\frac{p_0}{p_{am}} = 2,58$

$$\frac{p_i}{p_{am}} = 0,7528 \left[ 2,58 - \frac{1}{0,0809} \sum_{i=0}^i \left( \frac{dG}{dt} \right)_i \Delta t_i \right]^{1,3};$$

при  $n = 300$  об/мин и  $\frac{p_0}{p_{am}} = 2,78$

$$\frac{p_i}{p_{am}} = 0,7356 \left[ 2,78 - \frac{1}{0,0809} \sum_{i=0}^i \left( \frac{dG}{dt} \right)_i \Delta t_i \right]^{1,3};$$

при  $n = 400$  об/мин и  $\frac{p_0}{p_{am}} = 3,08$

$$\frac{p_i}{p_{am}} = 0,7132 \left[ 3,08 - \frac{1}{0,0809} \sum_{i=0}^i \left( \frac{dG}{dt} \right)_i \Delta t_i \right]^{1,3}$$

На фиг. 37 показаны графики полученных выражений и время истечения воздуха из камеры насоса после закрытия редукционного клапана для каждого режима. Учтем теперь и те поправки, которые обусловлены некоторым запаздыванием закрытия редукционного клапана после появления воздушной струи на сливном сечении. Расчеты показывают, что время этих утечек  $\Delta t'_{11} = \Delta t_{ym}$  приблизительно равно 1 сек. для всех режимов.

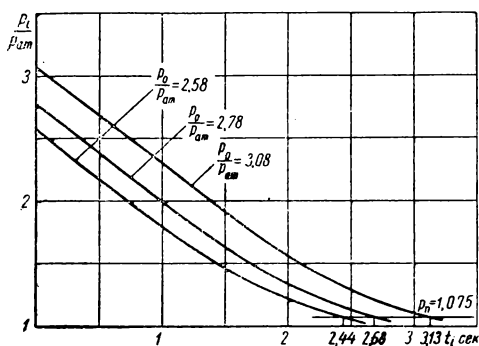


Время  $t_{III}$  заполнения камеры насоса водой определим по выражению (105). Время  $t_{III}$  для всех трех режимных точек можно считать одинаковым, так как величина  $\sqrt{\frac{\gamma_{возд}}{\gamma}}$  изменяется незначительно. Поэтому определим время  $t_{III}$  для средней режимной точки, т. е. для  $n=300$  об/мин. Определяем величину отношения  $\frac{\gamma_{возд}}{\gamma}$  из выражения (106):

$$\frac{\gamma_{возд}}{\gamma} = \frac{1,225}{1000} 2,78 (2,59)^{-\frac{1}{1,3}} \left[ \frac{1 + (1,075)^{-\frac{1}{1,2}}}{2} \right] = 0,00159.$$

Теперь определим  $\zeta_{д.кл.}$  и  $\zeta_{в.кл.}$ . Сопротивления в дифференциальном клапане можно считать суммой местных сопротивлений при входе с экраном и сопротивления трения:

$\zeta_{д.кл.} = \zeta_1 + \Delta\zeta_1 + \zeta_2$ ,  
 где  $\zeta_1$  — коэффициент сопротивления прямого входа в дифференциальный клапан (без учета влияния экрана);  
 $\Delta\zeta_1$  — коэффициент, учитывающий влияние экрана;  
 $\zeta_2$  — коэффициент сопротивления.



Фиг. 37. Расчетные кривые истечения воздуха из камеры насоса.

Согласно справочной литературе [20], [21] величину  $\zeta_1$  определим, как коэффициент входа в отверстие в трубе толщиной  $\delta$  с проходным диаметром  $D_1$ , находящееся от крышки насоса на расстоянии  $b$ . Для нашего случая  $\frac{\delta}{D_1} = 0,025$  и  $\frac{b}{D_1} = 0,1$ , им соответствует  $\zeta_1 = 0,57$ .

Коэффициент, учитывающий наличие экрана у входа в дифференциальный клапан,

$$\Delta\zeta_1 = \frac{\sigma}{n^2},$$

где  $\sigma$  — коэффициент, учитывающий влияние экрана и зависящий от относительного расстояния  $\frac{h}{D_1}$  ( $h$  — расстояние до экрана);

$n = \frac{F_{\sigma x}}{F_1}$  — отношение площади входного отверстия к площади трубки дифференциального клапана после входа.

В нашем случае  $F_{\sigma x} = F_1$ ,  $n = 1$  и  $\Delta\zeta = \sigma$ . Для  $\frac{h}{D_1} = 0,5$  получаем  $\Delta\zeta_1 = 0,25$ .

Коэффициент сопротивления трению для нашего случая  $\zeta_2 = 0,18$ . Следовательно,

$$\zeta_{\partial. \kappa \lambda} = 0,57 + 0,25 + 0,18 = 1, \text{ а } \xi_{\partial. \kappa \lambda} = \zeta_{\partial. \kappa \lambda} + 1 = 2.$$

Коэффициент сопротивления во всасывающем клапане равен сумме коэффициентов сопротивлений при входе в клапан и в самом клапане

$$\zeta_{\sigma. \kappa \lambda} = \zeta_{\sigma x} + \zeta'_{\sigma. \kappa \lambda} = 6,16,$$

где  $\zeta_{\sigma x} = 0,5$  — сопротивление входа;

$\zeta'_{\sigma. \kappa \lambda} = \alpha + \beta = 5,66$  — сопротивление в тарельчатом клапане, согласно формуле Баха.

Определим отношения рабочих сечений:

$$\frac{\omega_{\kappa} - \omega_{\kappa. \text{м}}}{\omega_{\kappa \lambda}} = \frac{10 \cdot 0 - 8}{257} = 394; \quad \left( \frac{\omega_{\kappa} - \omega_{\kappa. \text{м}}}{\omega_{\kappa \lambda}} \right)^2 = 155 \, 200;$$

$$\frac{\omega_{\kappa}}{\omega_1} = \frac{10 \cdot 0}{415} = 2,46; \quad \left( \frac{\omega_{\kappa}}{\omega_1} \right)^2 = 6,05.$$

За нулевую отметку примем отметку седла всасывающего клапана и найдем значения отметок:

$$z_{\sigma} = 0,75 \text{ м}; \quad z_{\sigma} - z_0 = 0,75 - 0,066 = 0,684 \text{ м};$$

$$z_0 = 0,066 \text{ м}; \quad \sqrt{z_{\sigma} - (z_0 + h_{\kappa})} = 0,805;$$

$$h_{\kappa} = 0,04 \text{ м};$$

$$z_{\kappa} = 0,667 \text{ м}; \quad \sqrt{z_{\sigma} - z_{\kappa}} = \sqrt{0,75 - 0,667} = 0,288 \text{ м}.$$

Подставив полученные значения в исходное выражение, получим

$$t_{\text{III}} = \sqrt{\frac{2}{9,81}} \cdot \sqrt{0,00159 \cdot 2 \cdot 155 \, 200 + 6,16 \cdot 6,05 + 6,05} \times \\ \times \left[ \frac{0,684}{0,805} - 0,288 \right] = 5,9 \text{ сек.}$$

Время  $t'_1$  подъема воды в трубопроводе определять по выражению (107) для нашего случая не нужно, так как оно является со-

ставной частью времени вытеснения. Расчеты по выражению (107) с учетом поправки  $\Delta t'_I$ , вызванной движением воды на горизонтальном участке, дают следующие результаты:

при  $n = 200$  об/мин  $t'_I = 6,527$  сек.;

при  $n = 300$  об/мин  $t'_I = 5,164$  сек.;

при  $n = 400$  об/мин  $t'_I = 4,46$  сек.

В табл. 8 приведены результаты расчетов по исходному выражению в режимных точках при индивидуальной настройке редукционного клапана. При этих расчетах время установившегося опорожнения камеры насоса определяли из выражения

Таблица 8

Значения расходов насоса для режимных точек

$n$ в об/мин	$t'_{II}$ в сек.	$\Delta t'_{II}$ в сек.	$t_{III}$ в сек.	$t'_I$ в сек.	$t_n$ в сек.	$t_{зан}$ в сек.	$t_{оп}$ в сек.	$t_{ц}$ в сек.	$\frac{t_{оп}}{t_{ц}}$	$Q_n$ в м <sup>3</sup> /час
200	2,44	1,0	5,9	6,527	9,34	10,27	103,4	113,67	0,910	1,728
300	2,68	1,0	5,9	5,164	9,58	10,54	67,8	78,34	0,866	2,510
400	3,13	1,0	5,9	4,46	10,03	11,04	55,4	66,44	0,835	2,960

$$t_{оп} = \frac{w_p}{Q_k} = 3,6 \frac{w_p}{Q_n},$$

а время подготовительной части цикла

$$t_n = t'_{II} + \Delta t_{II} + t_{III}.$$

Для каждой режимной точки определим величину перепада давлений  $\Delta p$  в редукционном клапане  $\Delta p$ , согласно выражению (102), в котором для нашей установки примем  $V_C = 107$  л и возьмем  $t_{зан}$  вместо  $t_{o,зан}$ .

В табл. 9 приведены результаты расчетов величин  $\Delta p$  при индивидуальной настройке для каждой режимной точки:

$$\Delta p_p = p_{отк} - p_{закр} = 0,35 \text{ ата.}$$

Время заполнения пневматической системы для рабочего режима настройки редукционного клапана определим по выражению

$$(t_{зан})_p = \frac{\Delta p_p V_C}{Q_n p_{раб}},$$

Таблица 9

## Индивидуальная и рабочая настройки редукционного клапана

Число оборотов компрессора в минуту	$P_p$	$Q_k$	$Q_H$	$t_{зап}$	$\Delta p$	$\Delta p_p$	$t_{зап}$	$t_{оп}$	$t'_u$	$\frac{t_{оп}}{t'_u}$	$Q_H$
	в ата	в л/сек	в л/сек	в сек.	в ата	в ата	в сек.	в сек.	в сек.		м <sup>3</sup> /час
200	2,58	0,528	0,480	10,27	0,137	0,35	27,5	103,4	130,9	0,790	1,500
300	2,78	0,806	0,698	10,54	0,221	0,35	16,7	67,8	84,5	0,803	2,320
400	3,08	0,987	0,822	11,04	0,314	0,35	12,34	55,4	67,74	0,817	2,900

где величина рабочего давления, в свою очередь, определена по выражению

$$P_{раб} = \frac{P_{отк} + P_{закр}}{2},$$

а величина расхода

$$Q_k^* = \frac{Q_k' P_p}{P_{раб}}.$$

Из таблицы видно, что наибольшее значение  $\Delta p$  равно 0,314 ата.

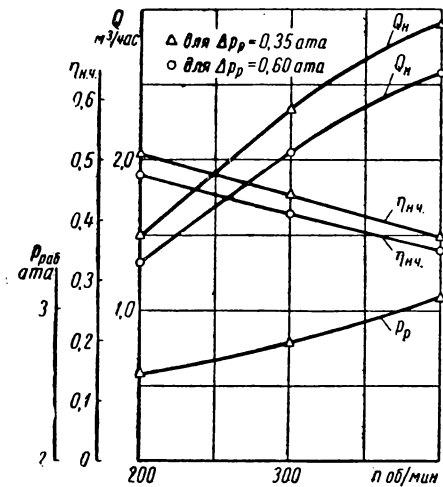
Мы имеем три отдельные области  $\Delta p$ , следовательно, изменение числа оборотов компрессора потребует изменения настройки редукционного клапана, что должно обеспечиваться автоматически в зависимости от рабочего давления в системе.

Рассмотрим теперь работу в случае наиболее простой автоматической настройки. По всему рабочему диапазону должно быть обеспечено наибольшее значение  $\Delta p$ , взятое с некоторым запасом так, чтобы рабочее давление находилось всегда в середине перепада  $\Delta p$ , т. е.

$$\Delta p = (\Delta p)_{\max} + 0,036 = 0,314 + 0,036 = 0,35 \text{ ата.}$$

Согласно выражению (102), определим время  $t_{зоп}$  и, считая  $t_{о.н}$  неизменным, получим приближенное значение рабочих расходов для этого случая. Величину  $t_{о.н}$  можно считать мало изменяющейся, так как увеличение давления сверх индивидуальной настройки приводит к незначительному ускорению подъема воды в начальный момент времени, которое незаметно в общем процессе опорожнения для больших объемов камеры насоса. Изменение этой величины хорошо видно по расчетным значениям  $t'_1$ , оно составляет весьма малую часть от полной величины  $t_{о.н}$  (см. табл. 6).

В табл. 7 приведены результаты расчетов величин расходов для случая автоматической рабочей настройки редукционного клапана по наибольшему перепаду давления.



Фиг. 38. Графики расчетного рабочего режима насосной части ( $H=14$  м).

Для выявления влияния выбора величины перепада на характеристику насоса проведены аналогичные расчеты для принятого значения перепада редукционного клапана  $\Delta p = 0,60$  ата.

На фиг. 38 приведены полученные характеристики для этих режимов, причем значения  $\eta_{н.ч}$  определены по выражению (110).

Испытания установки ВПВ-5 показали, что принятые значения расходов компрессора оказались несколько завышенными, а  $\kappa = 1,2-1,3$ , т. е.

$$\kappa = 1 + (0,7 \div 0,9) \frac{t_{зан}}{\omega_p} Q_k^* \text{ л/сек.}$$

## КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ И РАСЧЕТ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО НАСОСА, РАБОТАЮЩЕГО С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ ОТРАБОТАВШЕГО ВОЗДУХА

### Пневматический насос класса I камерного типа с расширением в камере насоса

Конструктивное решение и расчет этого насоса были даны Ф. В. Конради (см. фиг. 1). Рабочий процесс насоса характеризуется явно выраженным неустановившимся движением [выражение (87)]. Рассмотрим подробнее рабочий процесс насоса. Пусть уровень воды внутри камеры насоса находится в положении  $X-X$ , при котором поплавков настолько подтоплен водой, что он испытывает наибольшую подъемную силу, которая, преодолевая давление на золотник пружины, вес золотника, трение его и давление воздуха на площадь золотника, поднимает золотник, и воздух из трубопровода поступает внутрь камеры и давит на поверхность воды. Под действием этого давления вода поступает в напорный трубопровод равномерно ускоренно. Когда уровень воды в камере опускается настолько, что подъемная сила падает, золотник закрывается и прекращает доступ воздуха. Вошедший воздух расширяется и воздействует на поверхность воды с уменьшающимся значением давления. Когда уровень воды дойдет до

положения  $Y—Y$ , давление воздуха станет равным атмосферному, откроются выпускной воздушный и приемные клапаны, через которые выбрасывается отработавший воздух, и в камеру начнет поступать вода. Вследствие падения давления на поверхность воды в камере насоса движение столба воды в напорном трубопроводе станет замедленным, затем прекратится и изменит направление. Под действием гидростатического давления начнется обратное движение воды из напорного трубопровода в камеру насоса. Объем поступившей воды равен объему камеры насоса от уровня  $N—N$  до уровня  $X—X$ . При этом происходит сжатие объема оставшегося воздуха, начиная с отметки воздушного клапана. Достигнув уровня  $X—X$ , поплавков всплывает, золотник открывает доступ свежему воздуху, и процесс повторяется.

Из уравнения одномерного неустановившегося движения после ряда преобразований и интегрирования получено выражение

$$v^2 - v_0^2 = \frac{2g}{S_0} e^{\frac{\zeta_0}{S_0} x} \cdot \int_{x_0}^x \left( \frac{p - p_0}{\gamma} - H \right) e^{\frac{\zeta_0}{S_0} x} dx,$$

где  $x$  — расстояние от верхней крышки до уровня воды в камере насоса;

$v_0$  — скорость в трубопроводе при  $x = x_0$ ;

$S_0$  — приведенная длина трубы с сечением  $\omega_0$  (используя уравнение неразрывности  $\omega v = \omega_0 v_0$  вместо переменной в разных сечениях скорости  $v$  вводится скорость  $v_0$  в трубе сечением  $\omega_0$ , приведенная длина  $S_0$  равна длине трубы сечением  $\omega_0$ );

$\zeta_0$  — суммарный коэффициент сопротивления трубы приведенной длины;

$p_0$  — атмосферное давление;

$H$  — высота подъема воды;

$p$  — переменное давление воздуха в камере насоса.

Для упрощения этого уравнения принимают  $\frac{\zeta_0}{S_0} = 0$ , т. е. пре-

небрегают трением  $\zeta_0 = 0$ . Отсюда  $e^{\frac{\zeta_0}{S_0} x} = 1$ , и после подстановки получаем основное расчетное уравнение в следующем виде:

$$v^2 = v_0^2 + \frac{2g}{S_0} \int_{x_0}^x \left( \frac{p - p_0}{\gamma} - H \right) dx. \quad (111)$$

Это выражение рассматривают для отдельных частей цикла и определяют искомые величины.

**Период вытеснения.** Под величиной  $x_0$  понимают величину пространства сжатия, т. е. объема воздуха в камере, когда уровень

воды займет самое высокое положение. Давление в этот момент обозначим через  $p_2$ . При этом давлении золотник открывается и в камеру насоса поступает воздух с давлением  $p_1$ , под действием которого уровень воды в камере насоса начинает опускаться, и она заполняется воздухом при постоянном давлении  $p_1$ . При достижении уровнем положения  $x_1$  золотник закрывает впуск и начинается период расширения. Скорость движения находим по выражению (111) при  $v_0=0$  и  $p=p_1$  после интегрирования и преобразования в виде

$$v_1^2 = \left( \frac{x_1}{x_0} - 1 \right) \frac{x_0}{S_0} A^2, \quad (112)$$

где

$$A^2 = \frac{2gp_0}{S_0\gamma} \left[ \frac{p_1}{p_0} - \left( 1 + \frac{\gamma H}{p_0} \right) \right].$$

Время вытеснения

$$t_1 = \frac{3}{2} \sqrt{\frac{x_0 S_0}{A}} \frac{\sqrt{\frac{x_1}{x_0} - 1}}{A}. \quad (113)$$

**Период расширения.** Расширение воздуха от давления  $p_1$  до давления  $p_0$  начинается со скоростью  $v_1$  и кончается со скоростью  $v_2$ . Величина скорости  $v_2$  определяется по уравнению (111) после интегрирования при  $v_0=v_1$ , а  $v=v_2$ . Давление изменяется от  $p_1$  до  $p_0$  в соответствии с зависимостью политропического расширения

$$p_1 x_1^n = p x^n = p_0 x_2^n.$$

Величина скорости воздуха в конце расширения

$$v_2^2 = \frac{2g p_0 x_0}{S_0 \gamma} \left[ \frac{p_1}{p_0} \left( \frac{x_1}{x_0} - 1 \right) + \frac{x_2}{x_0} \cdot \frac{\left( \frac{x_2}{x_1} \right)^{n-1} - 1}{n-1} - \left( 1 + \gamma \frac{H}{p_0} \right) \left( \frac{x_2}{x_0} - 1 \right) \right]. \quad (114)$$

Наибольшее значение скорости  $v_{2 \max}$  достигается в тот момент, когда давление на поверхность воды в камере равно гидростатическому давлению  $p_0 + \gamma H$ , так как до этого момента движение ускоренное, а после него замедленное. Скорость в конце периода будет меньше, чем в середине его, и может быть меньше, чем вначале.

Величину  $v_{2 \max}$  определим из выражения (114), подставив вместо  $x_2$  величины  $x_m$  из выражения

$$(p_0 + \gamma H) x_m^n = p_1 x_1^n.$$

после чего получим

$$\begin{aligned}
 v_{2\max}^2 = & \frac{2gp_0x_0}{\gamma S_0} \left\{ \frac{p_1}{p_0} \left( \frac{x_1}{x_0} - 1 \right) + \right. \\
 & + \frac{x_1 p_1^{\frac{1}{n}} \left[ \left( \frac{p_1}{p_0 + \gamma H} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{x_0 (n-1) (p_0 + \gamma H)^{\frac{1}{n}}} - \left( 1 + \frac{\gamma H}{p} \right) \times \\
 & \left. \times \left[ \frac{x_1}{x_0} \left( \frac{p_1}{p_0 + \gamma H} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\}. \quad (115)
 \end{aligned}$$

Продолжительность периода расширения  $t_2$  определим, предположив, что средняя скорость равна средней арифметической скоростей  $v_{2\max}$  и  $v_2$ , т. е.

$$t_2 = \frac{(x_2 - x_1) 2}{v_{2\max} + v_2},$$

а после подстановки получим

$$v_2^2 = \frac{x_0}{S_0} B^2 \quad \text{и} \quad t_2 = \frac{2 \left( \frac{x_2}{x_0} - \frac{x_1}{x_0} \right) \sqrt{x_0 S_0}}{B_{\max} + B}, \quad (116)$$

где

$$\begin{aligned}
 B^2 = & \frac{2gp_0}{\gamma} \left[ \frac{p_1}{p_0} \left( \frac{x_1}{x_0} - 1 \right) + \frac{x_2 \left[ \left( \frac{x_2}{x_1} \right)^{n-1} - 1 \right]}{x_0 (n-1)} - \right. \\
 & \left. - \left( 1 + \frac{\gamma H}{p_0} \right) \left( \frac{x_2}{x_0} - 1 \right) \right].
 \end{aligned}$$

**Период заполнения.** После падения давления в камере до атмосферного  $p_0$  открываются водяные клапаны и в камеру насоса поступает вода. Движение воды в напорном трубопроводе — замедленное с отрицательным ускорением, величина которого определяется (при условии пренебрежения трением) из выражения

$$\frac{dV}{dt} = \frac{gH}{S_0}. \quad (117)$$



Время  $t_3$ , в течение которого скорость  $v_2$  в напорном трубопроводе падает до нуля, определяется из выражения

$$t_3 = \frac{v_2 S_0}{gH} = B \frac{\sqrt{x_0 S_0}}{gH}. \quad (118)$$

При этом поступающая в насос вода наполняет камеру до отметки водоема  $x_3$  и напорный трубопровод. Объем воды, поступившей в камеру насоса, определяется из уравнения

$$W_1 = \omega_0 (x_2 - x_3),$$

а объем воды, поступившей в напорный трубопровод, — из выражения

$$W_2 = \int_a^{t_3} \omega_0 v dt = \frac{\omega_0 S_0 v_2^2}{2gH}.$$

Полный объем воды, поступающей в насос за время  $t_3$ ,

$$W = W_1 + W_2 = \omega_0 x_0 \left( \frac{B^2}{2gH} + \frac{x_2}{x_0} - \frac{x_2}{x_0} \right). \quad (119)$$

**Период обратного движения.** Столб воды в напорном трубопроводе под влиянием силы тяжести приходит в обратное равноускоренное (без учета трения) движение, величина ускорения определяется из выражения

$$\frac{dv}{dt} = g \frac{H}{S_0}.$$

Это движение происходит до момента достижения уровнем воды отметки выпускного клапана, которая находится на расстоянии  $x_4$  от верхней крышки насоса. В этот момент скорость столба воды  $v_3$  и время движения  $t_4$  определяются из выражений, полученных из уравнения (111) при  $v_0=0$ ,  $p=p_0$  и пределах интегрирования  $x_3$  и  $x_4$ :

$$v_3^2 = \frac{2gHx_0}{S_0} \left( \frac{x_3}{x_0} - \frac{x_4}{x_0} \right), \quad (120)$$

а также

$$t_4 = \frac{v_3 S_0}{gH}. \quad (121)$$

**Период сжатия.** Оставшийся мертвый объем воздуха сжимается от  $x_4$  до  $x_0$  и тормозит движение столба воды. Из выражения (111) при  $v_0=v_3$ ,  $v=0$  и пределах  $x_4$  и  $x_0$  с использованием уравнения политропы

$$p x^n = p_0 x_4^n = p_2 x_0^n$$

получим выражение для скорости

$$v_3^2 = \frac{2gp_0x_0}{\gamma S_0} \left\{ \frac{\left(\frac{x_4}{x_0}\right)^n - \frac{x_4}{x_0}}{n-1} - \left(1 + \frac{\gamma H}{p_0}\right) \left(\frac{x_4}{x_0} - 1\right) \right\}, \quad (122)$$

или в виде выражений

$$\left. \begin{aligned} v_3^2 &= \frac{x_0}{S_0} c^2 \\ t_4 &= \frac{c\sqrt{x_0 S_0}}{gH}, \end{aligned} \right\} \quad (123)$$

если обозначим

$$c^2 = \frac{2gp}{\gamma} \left[ \frac{\left(\frac{x_4}{x_0}\right)^n - \left(\frac{x_4}{x_0}\right)}{n-1} - \left(1 + \frac{\gamma H}{p_0}\right) \left(\frac{x_4}{x_0} - 1\right) \right].$$

Из выражений (123) и (120) получаем уравнение

$$\frac{\gamma H}{p_0} \left(\frac{x_3}{x_0} - 1\right) = \frac{\left(\frac{x_4}{x_0}\right)^n - \frac{x_4}{x_0}}{n-1} - \left(\frac{x_4}{x_0} - 1\right), \quad (124)$$

которое связывает  $x_3$  и  $x_4$ , позволяя найти  $x_3$  — величину, определяющую глубину погружения насоса при данном  $x_4$ . Время периода сжатия  $t_5$  определяется по выражению

$$t_5 = \int_{x_4}^{x_0} \frac{dx}{v}.$$

Но этот интеграл взять нельзя, поэтому Ф. В. Конради находит величину  $t_5$  по средней скорости процесса сжатия, которая определяется с достаточной точностью как средняя арифметическая начальной  $v_3$  и наибольшей  $v_{3 \max}$  скорости. Последнюю величину находим из выражения (111) при  $v_0 = v_3$ ,  $p = p_0 + \gamma H$ , где  $p_2$  — давление, при котором заканчивается период сжатия.

$$v_{3 \max}^2 = \frac{2gp_2x_0}{\gamma S_0} \left\{ \frac{p_2 \left[ 1 - \left(\frac{p_0 + \gamma H}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right]}{p_0(n-1)} - \left(1 + \frac{\gamma H}{p_0}\right) \left(\frac{p_2}{p_0 + \gamma H}\right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right\},$$

а если обозначим

$$c_m^2 = \frac{2gp_0}{\gamma} \left\{ \frac{p_2 \left[ 1 - \left( \frac{p_0 + \gamma H}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]}{p_0(n-1)} - \left( 1 + \frac{\gamma H}{p_0} \right) \left( \frac{p_2}{p_0 + \gamma H} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right\},$$

получим искомые выражения в виде

$$v_{3 \max}^2 = c_m^2 \frac{x_0}{S_0}$$

и

$$t_5 = \frac{(x_4 - x_3) 2}{v_{3m} + v_3} = \frac{2 \left( \frac{x_4}{x_3} - 1 \right)}{c_m + c} \sqrt{x_3 S_0}. \quad (125)$$

Итак, получены все составные периоды рабочего цикла:

$$\begin{aligned} T &= t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 = \\ &= \sqrt{x_0 S_0} \left[ \frac{3 \sqrt{\frac{x_1}{x_0} - 1}}{2A} + \frac{2 \left( \frac{x_2}{x_0} - \frac{x_1}{x_0} \right)}{B + B_m} + \frac{B + C}{gH} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{2 \left( \frac{x_4}{x_3} - 1 \right)}{c + c_m} \right]. \quad (126) \end{aligned}$$

За время полного цикла подается количество воды  $w$ , а величину расхода можно определить из выражения

$$\begin{aligned} Q &= \frac{w}{T} = \omega_0 \sqrt{\frac{x_0}{S_0}} \times \\ &\times \left[ \frac{\frac{\beta^2}{2gH} + \frac{x_2}{x_0} - \frac{x_3}{x_0}}{\frac{2 \sqrt{\frac{x_1}{x_0} - 1}}{A} + \frac{2 \left( \frac{x_2}{x_0} - \frac{x_1}{x_0} \right)}{B + B_m} + \frac{B + c}{gH} + \frac{2 \left( \frac{x_4}{x_3} - 1 \right)}{c + c_m}} \right]. \quad (127) \end{aligned}$$

Так как сопротивление не учтено, то величину индикаторной работы определим аналитически из выражения

$$A = p_1 (x_1 - x_0) + \frac{p_1 x_1}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] - \frac{p_0 x_4}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] - p_0 (x_2 - x_4). \quad (128)$$

Приведенная выше теория рабочего процесса этого насоса, разработанная Ф. В. Конради, не учитывает потерь на трение. Для учета их предлагается по найденным скоростям  $v_1$ ,  $v_{2m}$  и  $v_{3m}$  определить величину среднего значения потерь и, прибавив их к величине напора  $H$ , произвести вторичный расчет с новой высотой водоподъема  $H' = H + \Delta H$ . Таким образом, приведенный выше приближенный расчет насоса довольно сложен.

Дальнейшее развитие вопросов теории и экспериментальное изучение этих насосов дал проф. Б. В. Канторович [5]. Анализируя индикаторную диаграмму для теоретического рабочего процесса (период сжатия и период вытеснения), он получает расчетные выражения, которые показывают, что:

в случае работы насоса с одноступенчатым компрессором и полным расширением воздуха в камере подъем ограничен высотой 15 м;

для больших высот подъема при этих условиях необходим переход к многоступенчатому сжатию;

при работе насоса без расширения высота подъема воды наибольшая и равна высоте гидростатического столба поступающего сжатого воздуха;

при расчетах следует принимать величину показателя политропы расширения равной величине 1,2 и учитывать значительное понижение температуры в камере насоса.

Первые экспериментальные работы показали, что рассматриваемый насос в эксплуатации весьма ненадежен, а величина опытного к. п. д. практически находится в области работы насосов, работающих без расширения. Однако эти результаты нельзя считать окончательными, и эта рабочая схема нуждается в проверке.

### Пневматический насос класса I камерного типа с расширением в цилиндре компрессора

Впервые математический анализ рабочего процесса и расчет этого насоса были даны американским профессором Е. Гаррисом. Рассмотрим основные положения этой теории, приняв следующие обозначения:

$P_0$  — давление нагнетания (постоянная величина);

$P_1$  — давление всей системы после включения;

$P_x$  — давление воздуха, поступающего в компрессор (переменная величина);

$V$  — объем одной камеры насоса;

$V_y$  — объем воздуха в подающей камере насоса (переменная величина);

$nV$  — объем одной пневматической трубы;

$p_1$  — давление в камере насоса, при котором вода начинает поступать через всасывающие клапаны;

$p_0$  — наименьшее давление в системе (перед включением);

$q_a$  — полезный объем воздуха, всасываемого компрессором за 1 сек.;

$q_w$  — средний объемный расход подаваемой воды в 1 сек.;

$Q$  — полный объем воздуха, всасываемого компрессором за время, при котором рабочее давление падает от  $P_1$  до  $p_1$ ;

$R_0$  — отношение давлений  $\frac{P_0}{P_x}$ ;

$R_1$  — отношение давлений  $\frac{P_0}{P_1}$ .

Все значения давлений берутся в абсолютных величинах.

**Производительность компрессора.** При анализе рабочего процесса температура воздуха рассматривается как величина постоянная, хотя и вводится коэффициент, учитывающий объемное расширение вследствие нагрева воздуха при прохождении его через горячие клапаны во время впуска.

Рассматривается изотермическое сжатие в компрессоре при перемещении малого объема воздуха:

$$dQ = \frac{P_0}{P_x} dV_y, \quad (129)$$

где  $P_0$  — давление в подающей камере;

$P_x$  — давление в опорожняемой камере;

$V_y$  — объем воздуха в подающей камере.

Из условия постоянства массы воздуха в системе получается выражение

$$P_0 V (1 + n) + p_0 n V = P_x V (1 + n) + P_0 (V_y + nV).$$

После упрощения и подстановки  $p_0 = \frac{P_0}{R_0}$  получим выражение

$$\frac{P_0}{P_x} = \frac{V(1+n)}{V\left(1 + \frac{n}{R_0}\right) - V_y}.$$

Подставив это выражение в уравнение (129), получим

$$dQ = V(1+n) \frac{dV_y}{V\left(1 + \frac{n}{R_0}\right) - V_y},$$

а после интегрирования в пределах  $V_y = V_1$  и  $V_y = 0$

$$Q = V(1+n) \ln \frac{v \left(1 + \frac{n}{R_0}\right)}{v \left(1 + \frac{n}{R_0}\right) - V_1}, \quad (130)$$

где  $V_1$  — объем воздуха в подающей камере в момент переключения.

В этот момент должно быть достаточно воздуха при давлении  $p_1$  в объеме  $V(1+n)$ , чтобы заполнить объем  $V - V_1$  другой камеры при давлении  $P_0$  и ее воздушной трубы при давлении  $p_0$ , откуда следует

$$p_1 V(1+n) = P_0(V - V_1) + p_0 n V$$

или

$$P_0 V_1 = V [P_0 - p_1 + n(p_0 - p_1)].$$

Величина  $n$  — дробная,  $p_0$  и  $p_1$  — малые величины и практически равны между собой. Поэтому величиной  $n(p_0 - p_1)$  можно пренебречь, и выражение примет вид

$$V_1 = \frac{V}{P_0} (P_0 - p_1). \quad (131)$$

Подставив выражение (131) в уравнение (130), получим

$$\begin{aligned} Q &= V(1+n) \ln \left[ \frac{1 + \frac{n}{R_0}}{1 + \frac{n}{R_0} - \frac{P_0 - p_1}{P_0}} \right] = \\ &= V(1+n) \ln \left( \frac{1}{1 - \frac{P_0 - p_1}{P_0 + np_0}} \right). \end{aligned}$$

Так как величина  $np_0$  очень мала по сравнению с величиной  $P_0$ , ею можно пренебречь, и последнее выражение примет вид

$$Q = V(1+n) \ln \frac{P_0}{p_1}. \quad (132)$$

Полученное выражение позволяет определить объем воздуха, засасываемого компрессором при падении давления от  $P_0$  до  $p_1$ . Точнее, процесс начинается при давлении  $P_1$ , которое немного меньше давления  $P_0$ . Это происходит вследствие расширения воздуха в трубах низкого давления после переключения. Из условия

постоянства массы воздуха перед включением и после него получаем выражение

$$P_1(V + 2nV) = P_0V(1 + n) + p_0nV,$$

или

$$P_1 = \frac{P_0(1 + n) + np_0}{1 + 2n}; \quad (133)$$

это выражение следует подставить в уравнение (132) вместо  $P_0$ .

Рекомендуется учесть трение в воздушной трубе между камерой и компрессором. Величину соответствующих потерь определим по эмпирическому выражению

$$f = C \frac{l}{d} v^2 R,$$

где  $C$  — опытный коэффициент, равный 0,000002;

$f$  — потери давления;

$l$  — длина трубы;

$d$  — диаметр трубы;

$v$  — скорость воздуха в трубе;

$R$  — степень сжатия (абсолютные давления).

Степень сжатия  $R$  — переменная величина. Принимая все величины, кроме  $P_x$ , постоянными и обозначив

$$\frac{0,00002l}{p_{ам} d} v^2 = k,$$

получим величину потерянного давления в виде  $kP_x$  и подставим вместо  $P_x$  значение  $P_x(1 + k)$ . С этой поправкой уравнение (132) принимает вид

$$Q = V(1 + n)(1 + k) \ln \frac{P_1}{p_1}.$$

Если компрессор за 1 сек. всасывает объем  $q_a$ , время, потребное для понижения давления от  $P_1$  до  $p_1$ , определится по выражению

$$t_1 = \frac{Q}{q_a} = \frac{V}{q_a} (1 + n)(1 + k) \ln \frac{P_1}{p_1}.$$

Поступление воды в камеру насоса происходит вслед за воздухом при постоянном давлении, и время заполнения

$$t_2 = \frac{V}{q_a}.$$

Время полного цикла

$$T = t_1 + t_2 = \frac{V}{q_a} + \frac{V}{q_a} (1 + n)(1 + k) \ln \frac{P_1}{p_1}.$$

Величина среднего расхода воды

$$q_w = \frac{V}{T},$$

откуда получаем искомое выражение

$$q_a = q_w \left[ 1 + (1+n)(1+k) \ln \frac{P_1}{P_1} \right]. \quad (134)$$

Для приближенных расчетов величины  $q_a$ ,  $k$  принимаем равным 0,1. После ряда упрощений последнее выражение принимает вид рабочей формулы, дающей достаточную для практики точность:

$$q_a = q_w \left[ 1 + 1,1(1+n) \ln \frac{P_0}{P_0} \right]. \quad (135)$$

Когда камеры находятся у поверхности воды,  $P_0$  близко к атмосферному давлению. Для учета нагрева воздуха при прохождении через компрессор предлагается умножить полученное значение  $q_a$  на поправочный коэффициент  $\frac{\tau_2}{\tau_1}$ , где  $\tau_1$  и  $\tau_2$  — абсолютные температуры перед входом в компрессор и после этого входа.

**Наибольшая величина работы.** Определив расход компрессора, находим величину наибольшей работы. На основании выражения работы политропического сжатия при переменном начальном давлении

$$N = \frac{n}{n-1} P_x q_a \left[ \left( \frac{P_0}{P_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (136)$$

после дифференцирования и приравнивания нулю производной получим выражение для наибольшей работы сжатия за 1 сек. или наибольшей мощности сжатия при  $n > 1$

$$N_{\max} = \frac{P_0 q_a}{n^{\frac{1}{n-1}}}. \quad (137)$$

При изотермическом сжатии имеем для  $\ln \frac{P_0}{P_x} = 1$  и  $\frac{P_0}{P_x} = 2,72$

$$N_{\max} = \frac{P_0 q_a}{2,72}. \quad (138)$$

Эта величина принимает следующие значения:

$n$	$N_{\max}$
1,41 . . . . .	0,435 $P_0 q_a$
1,25 . . . . .	0,410 $P_0 q_a$
1,00 . . . . .	0,368 $P_0 q_a$

Она представляет собой величину мощности, которую должна превысить мощность выбираемого двигателя с учетом всех потерь энергии.



**Коэффициент полезного действия.** Принимается, что единственными потерями энергии в этой системе являются потери давления при расширении в трубе низкого давления сразу после включения. Степень изменения давления по изотерме

$$\frac{P_0}{P_1} = \frac{1 + 2n}{1 + n + \frac{P_0}{P_0} n} = r,$$

а количество работы, необходимой для восстановления этого давления, составит  $P_0 V(1+n) \ln r$ , в то время как полезная работа за один цикл равна  $(P_0 - P_{am}) V$ . Выражение для к. п. д. получается в виде

$$E = \frac{1}{1 + \frac{P_0}{P_0 - P_{am}} (1 + n) \ln r}.$$

Потери от нагревания и трения не входят в это выражение.

**Метод расчета пневматических насосов, предложенный автором.** Анализируя теорию Е. Гарриса, можно отметить, что она содержит ряд сомнительных положений и неясностей. Например, не вскрывает основной особенности работы системы — изменения производительности компрессора при возврате в него сжатого воздуха; при определении времени  $t_1$  величина производительности компрессора  $q_a$  считается постоянной, тогда как в действительности она существенно изменяется, и т. д. Поэтому автор предлагает другую методику расчета.

Выше было показано, как изменяются характеристики компрессора при возврате в него сжатого воздуха. Для идеального компрессора увеличение производительности равно величине  $n_{1,2}$ , а для реального компрессора эта величина равна  $\alpha$ . Возврат потенциальной энергии характеризуется величиной  $f$ . Зная экспериментальные или расчетные характеристики компрессора для условий всасывания атмосферного воздуха и полученные рабочие коэффициенты  $\alpha$  и  $f$ , мы можем перестроить исходные характеристики для случая работы с возвратом сжатого воздуха, которые и используем для обычных расчетов вытеснения из камер насоса. Однако при выборе мощности двигателя компрессора следует учесть измененные величины потребной мощности при переходе через наибольшее значение, т. е. соответствующее изменение величины приводного момента. Поэтому необходимо выбирать величину мощности двигателя или приводной момент не по средним за цикл, а по наибольшим значениям.

Рассмотрим последовательность расчета для случая подъема воды на высоту  $H$  насосом первого класса камерного типа с расширением в цилиндре компрессора, работающего от компрессора, характеристики которого известны для случая всасывания воздуха из атмосферы.

Задаемся величиной рабочего давления. Зная высоту подъема воды и допустимые потери давления на трение в гидравлическом и пневматическом трубопроводах, находим ориентировочное значение

$$p'_p = p_{cm} + \Delta p'_1 + \Delta p'_2,$$

где

$p'_p$  — рабочее давление компрессора;

$p_{cm}$  — давление, соответствующее высоте гидростатического столба при подъеме воды;

$\Delta p'_1 = 0,1 \Delta p_{cm}$  — потери на трение в гидравлическом трубопроводе;

$\Delta p'_2 = 0,05 \Delta p_{cm}$  — потери на трение в пневматическом трубопроводе.

Определим в первом приближении расход сжатого воздуха при возврате его в компрессор. По известной зависимости расхода компрессора (сжатого воздуха) от давления и от числа оборотов находим величину расхода для работы этого компрессора со всасыванием атмосферного воздуха при полученном значении рабочего давления и принятом числе оборотов компрессора:

$$Q_2 = F(p'_p, n).$$

Используя известные опытные значения коэффициента  $\alpha$  или выражение (68), находим искомое значение производительности

$$Q'_3 = Q_2 \alpha = Q_2 [f(n_{01} - 1) + 1],$$

где под  $f$  понимаем наибольшие значения, приведенные на фиг. 24.

Определим величину рабочего давления. После определения расхода можно определить потери давления в гидравлической и пневматической системах из выражения

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \sum_{i=1}^k \zeta_i \left( \frac{Q'_3}{\omega_i} \right)^2 \frac{1}{2g}$$

и найти величину рабочего давления  $p''_p$  во втором приближении.

Определим средний расход сжатого воздуха и подаваемой жидкости во втором приближении. После определения рабочего давления находим расход при всасывании атмосферного и сжатого воздуха по тем же зависимостям:

$$Q_2 = F(p''_p, n), \quad Q'_3 = Q_2 \alpha = Q_2 [f(n_{01} - 1) + 1],$$

$$Q_p = Q'_3 \frac{V_p}{V_n},$$

где  $\frac{V_p}{V_n}$  — отношение полезного объема сжатого воздуха, идущего в камеру на вытеснение, к полному объему сжатого воздуха, нагнетаемого компрессором.

Определим к. п. д. установки. Зная геометрические размеры установки и характеристику компрессора, определяем величину к. п. д. установки по выражению

$$\eta_{п. в} = \eta_k \eta_{п. н} \eta_{к. н} \eta_{тп} = \eta_k \eta_{н. ч}.$$

Определим полезную и подводимую мощность. Величина полезной мощности

$$N_{пол} = \frac{Q_p H}{102},$$

а величина среднего значения подводимой мощности

$$N_{подп} = \frac{Q_p H}{\eta_{п. в} 102}.$$

Мощность двигателя выбираем из условия равенства ее максимальному значению мощности сжатия с учетом потерь в компрессоре и в механической передаче от двигателя к компрессору:

$$N_{дв} = \frac{N_{max}}{\eta_{п. в} \eta_{м. н}},$$

где  $\eta_{м. н}$  — к. п. д. механической передачи от двигателя к компрессору.

Если установка работает в определенном диапазоне числа оборотов компрессора, следует сначала перестроить известную характеристику компрессора в необходимом диапазоне и произвести расчет в той же последовательности.

Выше были рассмотрены рабочий процесс и расчеты принципиальной схемы, практическое осуществление которой связано с трудностями, вызванными следующими недостатками: при многократном прохождении одного и того же объема сжатого воздуха через компрессор последний насыщается парами смазочных масел, что вызывает появление их следов в нагнетаемой воде. Это обуславливает необходимость устройства специального маслоотделителя на всасывающей стороне компрессора, а также несколько ограничивает степень сжатия воздуха в компрессоре;

утечки из замкнутой системы через компрессор и уплотнения должны компенсироваться специальным подсосывающим клапаном, расположенным на всасывающей линии системы перед компрессором;

необходима строгая автоматическая связь между работой переключателя и положением уровня воды в камере насоса, обеспечивающая своевременное и точное переключение. Незначительные отклонения от этого режима могут привести к резкому падению к. п. д. установки вплоть до полного прекращения подачи воды вследствие переполнения пневматической системы сжатым воздухом.

## ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРА ДЛЯ РАБОТЫ С ПНЕВМАТИЧЕСКИМ НАСОСОМ

Для работы с пневматической насосной установкой применимы следующие компрессоры: поршневой, ротационный, пластинчатый, мембранный.

Наиболее рациональным можно считать применение одноступенчатого поршневого компрессора, имеющего наибольший возможный к. п. д. Этот компрессор прост по конструкции и наиболее надежен в работе. Имеется большой опыт его эксплуатации. Однако поршневые компрессоры имеют существенный недостаток — необходимость применения смазочного масла для уменьшения износа цилиндра компрессора и масляного уплотнения. Обычно предел степени сжатия в одноступенчатом поршневом компрессоре определяется температурой вспышки компрессорного масла (200—240° С) или температурой, при которой происходит разложение его и образование взрывчатой смеси этих паров с воздухом (140—160° С). В большинстве пневматических насосных установок сжатый воздух имеет непосредственный контакт с водой в камере насоса, поэтому содержащиеся в воздухе пары компрессорного масла конденсируются и попадают в выкачиваемую воду, что совершенно недопустимо для водоснабжения. Чтобы устранить это явление, делают специальные водогазоочистители, в которых происходит полная конденсация паров масла и воды. Решение этой задачи для установок, работающих с возвратом сжатого воздуха в компрессор, когда один и тот же объем воздуха непрерывно перекачивается через компрессор, оказывается довольно сложным и требует специальных испытаний и исследований. Для пневматических насосных установок второго класса эта задача решается просто при помощи маслоочистителя, имеющегося в компрессоре, и ресивера, в котором уменьшаются скорости и воздух охлаждается до первоначальной температуры.

Ротационные пластинчатые компрессоры имеют более компактную конструкцию, но их к. п. д. меньше, а конструктивное выполнение и ремонт сложнее. Поэтому можно считать, что применение таких компрессоров рационально только в отдельных случаях.

Мембранные компрессоры дают возможность получить сжатый воздух без примесей паров масла, так как в них сжатие его осуществляется за счет деформации мембраны. В качестве диафрагмы обычно используют металлическую пластину, а иногда прорезиненную ткань. Недостатком этих компрессоров является необходимость резкого увеличения площади сжатия для получения нормальных расходов, что соответственно увеличивает рабочий момент, так как величина деформаций диафрагмы невелика. Поэтому применение мембранных компрессоров также ограничено.

Наиболее подходящим для работы с пневматическим насосом можно считать поршневой одноступенчатый компрессор, у которого поршень или уплотнительные кольца выполнены из пластмасс, обеспечивающих работу компрессора без смазки.

Все приведенные выше расчеты насосов основывались на величине расхода сжатого воздуха, поступающего в камеру насоса и имеющего температуру внешней среды. Этот расход рассматривался, как расход эквивалентного идеального компрессора, работающего при изотермическом процессе в нормальных атмосферных условиях:  $p_0 = 1 \text{ ата}$  и  $T_0 = 288^\circ \text{ К}$ .

Чтобы определить геометрические размеры компрессора, нужно при помощи соответствующих поправок связать расчетный расход с производительностью реального компрессора.

Объемная производительность реального компрессора, работающего в произвольных атмосферных условиях (при атмосферном давлении  $p_{нач}$  и температуре  $T_{нач}$ ), связана с расчетным объемным расходом, приведенным к начальным условиям по изотерме,

$$V_p = \lambda_\varphi \frac{p_{нач}}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_{нач}} V_k, \quad (139)$$

где  $V_k$  — объемная производительность компрессора, приведенная к начальным условиям  $p_{нач}$  и  $T_{нач}$ ;

$\lambda_\varphi$  — коэффициент конденсации, который учитывает уменьшение влаги при сжатии воздуха и охлаждении, принимается равным 0,98.

В атмосферном воздухе всегда содержится некоторое количество водяного пара, которое определяется обычно как абсолютная и относительная влажность. Под абсолютной влажностью понимают количество водяного пара в  $1 \text{ м}^3$  влажного воздуха, под относительной — отношение абсолютной влажности к предельному количеству водяного пара, содержащегося во взвешенном состоянии в  $1 \text{ м}^3$  влажного воздуха, т. е. к весу  $1 \text{ м}^3$  насыщенного пара.

Объемная производительность реального компрессора связана с его геометрическими размерами, т. е. с объемом  $V_n$ , описываемым поршнем за то же время:

$$V_k = \lambda V_n, \quad (140)$$

где  $\lambda$  — коэффициент производительности, величину его принимают равной 0,8—0,9 при обычной работе.

Коэффициент производительности учитывает все геометрические поправки, его составляют соответствующие коэффициенты:

$$\lambda = \lambda_v \lambda_p \lambda_m \lambda_z, \quad (141)$$

где  $\lambda_v$  — объемный коэффициент, учитывающий вредное пространство;

$\lambda_p$  — коэффициент давления, учитывающий падение давления при всасывании воздуха;

$\lambda_m$  — коэффициент, учитывающий подогрев воздуха при всасывании;

$\lambda_z$  — коэффициент герметичности, учитывающий утечки воздуха в компрессоре.

Теперь рассмотрим работу реального компрессора при возврате в него сжатого воздуха. Выше рассматривалась энергетика рабочего процесса, и поэтому не учитывалось вредное пространство, т. е. рассматривался идеальный компрессор для оптимальных условий. Теперь же посмотрим, как изменится величина производительности компрессора при возврате сжатого воздуха. При этом мы считаем рабочий процесс компрессора изотермическим, так как обычно имеем небольшие расходы и значительное время теплообмена воздуха с парами воды и поверхностью металлических стенок системы при значительном снижении степени сжатия в компрессоре, что подтверждается опытными данными.

В компрессор поступает сжатый воздух с переменным начальным давлением, которое падает от величины, близкой к рабочему давлению, до атмосферного давления. Это изменение можно представить в виде эквивалентного постоянного давления при всасывании, что было уже сделано выше. Величина этого давления с учетом потерь равна величине  $p'_{cp}$ , а отношение к начальному давлению равно  $\frac{p'_{cp}}{p_0} = \alpha$ .

Теперь выражение (140) для этого случая при соответствующем значении  $\lambda'$  дает величину производительности  $V'_\kappa$  приведенную к давлению  $p'_{cp}$ . Чтобы производительность компрессора привести к начальному атмосферному давлению, нужно правую часть выражения (140) умножить на величину

$$\alpha = \frac{p'_{cp}}{p_0} :$$

$$V_\kappa^{об} = V'_\kappa \alpha = \lambda' V_n \alpha. \quad (142)$$

Взяв отношение выражений (142) и (140), получим

$$\frac{V_\kappa^{об}}{V_\kappa} = \frac{\lambda'}{\lambda} \alpha = \alpha'.$$

Величина отношения коэффициентов производительности  $\frac{\lambda'}{\lambda}$  определяется в основном отношением объемных коэффициентов и в среднем равна 1,05. Последнее выражение примет вид

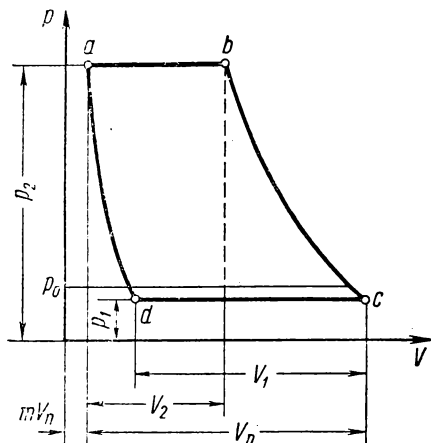
$$\alpha' = 0,955\alpha = 0,955 \frac{V_\kappa^{об}}{V_\kappa} = 0,955 \frac{Q'_3}{Q_2}. \quad (143)$$

Итак, мы получили выражение  $\alpha'$  для реального компрессора, которое отличается от аналогичного выражения, полученного выше, на величину поправочного коэффициента, учитывающего наличие вредного пространства.

Величину коэффициента производительности  $\lambda'$  можно принимать равной 0,84—0,95.

Рассмотрим теперь составляющие коэффициента производительности для общего случая политропической работы компрессора в атмосферных условиях.

**Влияние вредного пространства на производительность компрессора.** При конструктивном выполнении компрессора практически неизбежно создается пространство между крышкой цилиндра и поршнем, находящимся в крайнем верхнем положении, которое называют вредным пространством.



Фиг. 39. Теоретическая индикаторная диаграмма реального компрессора.

С учетом вредного пространства индикаторная диаграмма строится несколько иначе: от нуля по оси ординат откладывают величину объема  $mV_n$  вредного пространства, где  $V_n$  — объем, описываемый поршнем за один ход.

Строим теоретическую индикаторную диаграмму для работы компрессора от начального атмосферного давления  $p_0$  до рабочего давления  $p_2$  (фиг. 39). Вследствие потерь при всасывании величина давления воздуха, поступившего в компрессор, падает до величины  $p_0 = p_1$ . Сжатие воздуха

происходит по политропе с показателем  $n$  от точки  $c$  до точки  $b$ . От точки  $b$  до точки  $a$  происходит выталкивание объема воздуха, сжатого до давления  $p_2$ . При обратном ходе поршня происходит расширение воздуха, оставшегося во вредном пространстве, от точки  $a$  до точки  $d$ .

Показатель политропы расширения воздуха вредного пространства мало отличается от показателя политропы сжатия, вследствие незначительности массы этого остатка воздуха их считают одинаковыми. Поэтому принимают, что на величину работы сжатия вредное пространство не влияет.

Определим влияние вредного пространства на производительность компрессора.

Поступление воздуха в цилиндр компрессора происходит (теоретически) только начиная с точки  $d$ , когда давление в цилиндре становится на величину потерь меньше атмосферного давления для осредненного процесса.

Величина отношения объема всасываемого компрессором воздуха к объему, описываемому поршнем, называется объемным коэффициентом:

$$\lambda_v = \frac{V_1}{V_n}. \quad (144)$$

Считая процесс расширения воздуха вредного пространства политропическим с показателем политропы  $n$ , можно написать уравнение политропы для точек  $a$  и  $d$  в виде

$$p_2 (m V_n)^n = p_1 (m V_n + V_n - V_1)^n.$$

Приняв  $\frac{p_2}{p_1} = \varepsilon$  (степень сжатия) и  $V_1 = \lambda_v V_n$ , получим

$$\varepsilon^{\frac{1}{n}} = \frac{m + 1 - \lambda_v}{m},$$

или окончательно

$$\lambda_v = 1 - m \left( \varepsilon^{\frac{1}{n}} - 1 \right). \quad (145)$$

Полученное выражение показывает, что при уменьшении степени сжатия и увеличении показателя политропы величина объемного коэффициента увеличивается. В некоторых конструкциях вредное пространство используется для ограничения степени сжатия. Наибольшие значения объемного коэффициента имеют поршневые компрессоры, у которых величина  $m$  наименьшая.

**Влияние давления и температуры воздуха при всасывании на производительность компрессора.** Воздух при всасывании испытывает гидравлические сопротивления при прохождении через фильтр, всасывающую трубу и во всасывающий клапан. Поэтому линия всасывания расположена ниже линии атмосферного давления. При сжатии воздуха часть объема цилиндра не используется.

В действительном компрессоре во время рабочего процесса имеет место сложный теплообмен. Всасываемый воздух, проходя по каналам цилиндра и внутри него, нагревается в результате притока тепла от более теплых стенок. При этом к началу процесса сжатия температура воздуха в цилиндре бывает несколько ниже температуры цилиндра, и в начале сжатия тепло поступает от стенок цилиндра, т. е. сжатие происходит по кривой более крутой, чем адиабата. После выравнивания температур воздуха и стенок цилиндра процесс сжатия идет по политропе, т. е. с частичным отводом тепла к стенкам цилиндра. При нагнетании имеет место дальнейшая отдача тепла стенкам цилиндра. При расширении теплообмен идет в обратной последовательности. До выравнивания температур воздуха и стенок цилиндра происходит теплопередача от воздуха к стенкам цилиндра, после чего направление теплопередачи изменяется: воздух подогревается стенками цилиндра. Таким образом, температура воздуха в конце расширения становится выше температуры атмосферного воздуха, и при всасывании оставшийся воздух смешивается с атмосферным и повышает температуру всего объема воздуха к началу сжатия. Этот подогрев приводит к некоторому увеличению объема всасываемого воздуха, что



уменьшает производительность компрессора и учитывается коэффициент подогрева.

Влияние давления и температуры воздуха в конце всасывания на производительность компрессора можно определить при помощи уравнения состояния воздуха. Сравним два уравнения, написанных для атмосферного воздуха весом  $G_0$  с давлением  $p_0$ , температурой  $T_0$  и объемом  $V_n$  и для воздуха весом  $G_1$ , с давлением  $p_1$ , температурой  $T_1$  и объемом  $V_1$ :

$$p_0 V_n = G_0 R T_0;$$

$$p_1 V_1 = G_1 R T_1.$$

После деления второго уравнения на первое получим

$$\frac{G_1}{G_0} = \frac{V_1}{V_n} \cdot \frac{p_1}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_1}.$$

Отношение объема  $V_1$  всасываемого компрессором воздуха к объему  $V_n$ , описываемому поршнем, является объемным коэффициентом. Его определяют по уравнению (145).

Отношение давления  $p_1$  в конце всасывания к атмосферному давлению  $p_0$  называется коэффициентом давления и записывается в виде

$$\lambda_p = \frac{p_1}{p_0}. \quad (146)$$

Отношение абсолютной температуры атмосферного воздуха к абсолютной температуре воздуха в конце всасывания называется коэффициентом подогрева:

$$\lambda_m = \frac{T_0}{T_1}. \quad (147)$$

После подстановки принятых обозначений получаем отношение весовой производительности компрессора к теоретической:

$$\frac{G_1}{G_0} = \lambda_v \lambda_p \lambda_m.$$

Итак, мы получили отношение весовой производительности компрессора к теоретической с учетом влияния вредного пространства, понижения давления и повышения температуры воздуха в конце всасывания, которое принимается равным 0,85—0,90 при обычной работе, а при работе с возвратом сжатого воздуха в компрессор эта величина увеличится.

**Влияние утечек воздуха на производительность компрессора.** Утечки воздуха в компрессоре происходят через всасывающие клапаны (при сжатии), через нагнетательные клапаны (при всасыва-

нии) и через уплотнительные кольца поршня. Они учитываются коэффициентом герметичности

$$\lambda_2 = \frac{V_{\kappa}}{nV_{\text{вс}}}, \quad (148)$$

где  $V_{\kappa}$  — производительность компрессора;  
 $V_{\text{вс}}$  — объем воздуха, поступающего в цилиндр компрессора за один оборот;  
 $n$  — число оборотов коленчатого вала компрессора в минуту.

Величину коэффициента герметичности принимают равной 0,95—0,98. Весовая производительность компрессора  $G_{\kappa}$  связана с объемной производительностью  $V_{\kappa}$ , отнесенной к условиям всасывания, выражением

$$V_{\kappa} = G_{\kappa} V_1,$$

где  $V_1 = \frac{RT_1}{p_1}$  — удельный объем воздуха во всасывающем патрубке компрессора.

**Определение основных размеров поршневого компрессора.** Для работы с пневматическими насосами желательно применять компрессоры, имеющие возможно большие значения к. п. д. Этого можно достигнуть путем снижения числа оборотов компрессора, что приведет к снижению индикаторных и тепловых потерь. Следует учесть, что при этом возрастает величина рабочего момента, предельное значение которой определяется рабочими характеристиками двигателя. Например, в случае использования ветродвигателя необходимо равенство моментов в области устойчивой работы. Основные размеры компрессора определим в следующей последовательности. Определим действительную степень сжатия в компрессоре из выражения

$$\varepsilon_1 = \frac{(1 + \delta_2) p_2}{(1 - \delta_1) p_0} = \frac{p_2'}{p_1}, \quad (149)$$

где  $\delta_1$  — относительная потеря давления во всасывающем клапане;  
 $\delta_2$  — относительная потеря давления в нагнетательном клапане;

Полные потери давления в клапанах компрессора принимают равными 0,05—0,20. Для определения основных размеров выражение (140) представим в виде

$$V_{\kappa} = V_n i n \lambda = \frac{\pi D^2}{4} i S n \lambda,$$

где  $V_n$  — объем, описываемый поршнем;  
 $i$  — число всасывающих сторон;  
 $D$  — диаметр поршня;  
 $S$  — ход поршня;  
 $\lambda$  — коэффициент производительности.

Объем всасываемого воздуха определим по формуле

$$V_s = \frac{V_k}{\lambda_p \lambda_m \lambda_z}.$$

После определения объема всасываемого воздуха и объемного коэффициента найдем величину объема, описываемого поршнями за один ход:

$$V_n = \frac{V_s}{\lambda_v}.$$

Теперь нужно выбрать среднюю скорость  $c_m$ , ход поршня  $S$  и число оборотов  $n$  коленчатого вала компрессора. Величину средней скорости поршня определим по известной формуле

$$c_m = \frac{Sn}{30}. \quad (150)$$

При выборе числа оборотов компрессора воспользуемся «параметром быстроходности»  $Sn^2$ . Величину этого параметра для одноступенчатых компрессоров принимают равной 15—150 м/мин<sup>2</sup>, а величину средней скорости поршня — равной 1,5—6 м/сек. Кроме того, зададимся отношением величины хода поршня к диаметру его т. е.

$$\psi = \frac{S}{D},$$

которое для одноступенчатых компрессоров принимают равным 0,5—0,9.

Для работы с пневматическими насосами следует выбирать компрессор с параметрами, близкими к нижним пределам.

Определив рабочий объем  $V_n$  цилиндра и приняв определенное значение отношения хода поршня к диаметру или величины хода поршня, определим величину диаметра поршня

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_n}{i\pi\psi n}}$$

или

$$D = \sqrt{\frac{4V_n}{\pi i S n}}.$$

**Применение ротационного пластинчатого компрессора для работы с пневматическим насосом.** В ротационном компрессоре со скользящими пластинами процесс сжатия воздуха осуществляется за счет эксцентричного расположения ротора относительно цилиндрического корпуса, при котором между поверхностями цилиндра и ротора образуется серповидное рабочее пространство. При вращении ротора за один оборот происходит всасывание, сжатие, нагнетание и расширение. Индикаторная диаграмма при этом подобна

индикаторной диаграмме поршневого компрессора. Производительность ротационного компрессора определяют по формуле

$$V_k = 2ml(\pi D - z\delta)n\lambda, \quad (151)$$

где  $m$  — величина эксцентриситета (расстояние между центрами ротора и цилиндра);

$l$  — длина цилиндра;

$D$  — диаметр цилиндра;

$z$  — число пластин;

$\delta$  — толщина пластины;

$n$  — число оборотов вала компрессора в минуту;

$\lambda$  — коэффициент подачи.

Механическое трение имеет довольно сложный характер. Величина соответствующих потерь для случая работы без разгрузочных колец

$$\Delta N_{mp} = \Delta N_1 + \Delta N_2 + \Delta N_3 + \Delta N_4 + \Delta N_5, \quad (152)$$

где  $\Delta N_1$  — потери мощности на трение внешних кромок пластин по цилиндру от динамических сил;

$\Delta N_2$  — потери мощности на трение пластины в пазах ротора от динамических сил;

$\Delta N_3$  — потери мощности на трение пластин в пазах ротора от сил, вызванных перепадом давления в ячейках;

$\Delta N_4$  — потери мощности на трение внешних кромок пластин по цилиндру, от сил вызванных перепадом давления в ячейках;

$\Delta N_5$  — падение мощности на трение в цапфах и сальниковых уплотнениях, а также уплотняющих колец о крышки цилиндра.

Для случая работы с разгрузочными кольцами величина механических потерь определяется так же. Величина коэффициента подачи

$$\lambda = \lambda_y \lambda_m, \quad (153)$$

где  $\lambda_y$  — коэффициент, учитывающий утечки газа через зазоры и перенос газа со стороны нагнетания на сторону всасывания (в метровом объеме и пазах ротора);

$\lambda_m$  — коэффициент подогрева, учитывающий уменьшение производительности от подогрева газа во время всасывания.

Утечки через зазоры между торцами пластин и крышками цилиндра определяются по обычным формулам истечения газа. Величина коэффициента  $\lambda_y$ :

$$\lambda_y = \frac{V_n - \Delta V_1 - \Delta V_2 - \Delta V_3 - \Delta V_4 - \Delta V_5}{V_n}, \quad (154)$$

где  $V_n$  — объем, описываемый за один оборот;

$\Delta V_1$  — объем газа, перетекающего через торцовые зазоры ротора и колец;

$\Delta V_2$  — объем газа, перетекающего через торцовые зазоры пластины;

$\Delta V_3$  — объем газа, переносимого в пазах ротора;

$\Delta V_4$  — объем газа, переносимого в мертвом пространстве ячейки;

$\Delta V_5$  — объем газа, переносимого в сверлениях кольца.

Последние две величины составляют менее 1%, поэтому ими можно пренебречь. Величина коэффициента подогрева

$$\lambda_m = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}, \quad (155)$$

где  $T_0$  — начальная температура всасываемого воздуха по абсолютной шкале. Увеличение температуры

$$\Delta T = \frac{Q_{mp}}{Gc_p}, \quad (156)$$

где  $Q_{mp}$  — теплота, эквивалентная работе трения пластин в пазах ротора за один оборот;

$c_p$  — теплоемкость газа;

$G$  — производительность компрессора за один оборот.

Исследования, проведенные в Московском высшем техническом училище им. Баумана, показали, что индикаторная мощность реальной машины с учетом утечек во время сжатия

$$N_{инд} = 1,02N_{ад}, \quad (157)$$

где  $N_{ад}$  — мощность идеального компрессора при адиабатическом сжатии.

По сравнению с поршневыми ротационные компрессоры имеют более компактную конструкцию и меньший вес, работают более равномерно и уравновешенно. Однако вследствие сложности их изготовления и ремонта, более низких к. п. д. и коэффициента подачи, а также более высокой температуры сжатия воздуха применение этих компрессоров для работы с пневматическими насосами весьма ограничено.

**О применении мембранного компрессора для пневматического насоса.** Основной характерной особенностью мембранных компрессоров является их малая производительность, а основным положительным качеством — отсутствие контакта между газом и смазочным маслом, полная герметизация. Привод можно использовать как жесткий, так и гидравлический. В случае применения жесткого привода мембрана выполняет роль поршня, а в случае применения гидравлического — разделяет сжимаемый газ и жидкость привода. Жесткая кинематическая связь сохраняется до давления 4 *ати*, а при более высоком давлении прочность мембраны недостаточна. Гидропривод дает возможность применять тонкие мембраны и получать более высокие давления. Обычно в качестве материала для

мембраны используют нержавеющую сталь толщиной 0,3 мм. Диаметр таких мембран не превышает 380 мм, а относительный прогиб (отношение центрального прогиба  $w_0$  к толщине мембраны  $h$ ) достигает 15. Основным недостатком этих компрессоров является невысокая прочность мембраны, что обычно ограничивает срок службы ее до 150—300 час. (от 2 до 4 млн. циклов колебаний). Только в результате исследований, проведенных в МВТУ, была выявлена оптимальная форма камеры сжатия мембранного компрессора, позволившая обеспечить срок службы мембраны до 1000 час. Во Всесоюзном институте электрификации сельского хозяйства проводятся исследования компрессоров с мембранами из прорезиненных тканей, прочность которых еще ниже.

Меридиональное сечение стальной мембраны при деформации (с точностью до 10—11 %).

$$w = w_0 \frac{1}{q-1} \left[ 2 \left( \frac{r}{a} \right)^{q+1} - (q+1) \left( \frac{r}{a} \right)^2 + q - 1 \right], \quad (158)$$

где  $w_0$  — ордината прогиба в центре;  
 $q$  — показатель уравнения поверхности;  
 $r$  — величина текущего радиуса;  
 $a$  — радиус мембраны в месте заделки.

Объем, описываемый мембраной,

$$V = \frac{4\pi a^3}{q-1} w_0 \left( \frac{2}{q+3} - \frac{q+1}{4} + \frac{q-1}{2} \right). \quad (159)$$

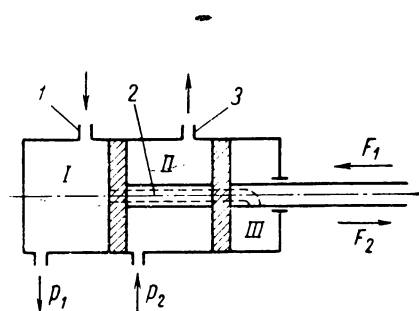
Величина показателя уравнения поверхности определяется аналитически из условия, при котором достигается относительно равномерное нагружение волокон в упругом профиле. Учитывая недостаточную прочность мембран и ограниченность производительности, можно считать, что пока нет оснований для применения мембранных компрессоров в пневматических установках. Только экспериментальные работы с различными материалами (в частности, пластмассами) в качестве мембран помогут окончательно решить этот вопрос.

## КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ, РЕГУЛИРУЮЩИХ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

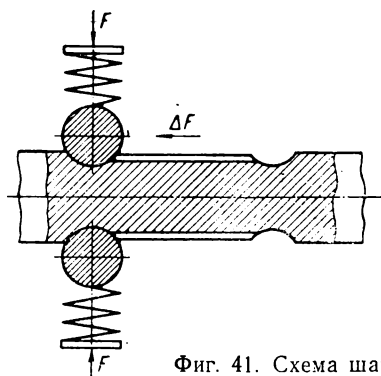
Распределитель пневматической насосной установки является автоматическим узлом, работа которого определяет своевременное подключение камеры насоса к линии рабочего давления и отключение ее при полном опорожнении. Точность работы распределителя в значительной степени влияет на величину расхода и величину к. п. д. установки. Имеет большое значение и выбор места положения распределителя в насосной пневматической установке: распределитель следует располагать возможно ближе к камерам насоса, чтобы уменьшить до предела величину вредного объема,

находящегося между камерой насоса и распределителем. Необходимо также обеспечить удобство контроля за работой, регулировки и ремонта распределителя, что вынуждает иногда располагать его не на самом насосе, а наверху, около устья колодца. Однако этот вопрос можно решать только в каждом частном случае в зависимости от надежности работы распределителя.

Распределитель, как и любой автомат, состоит из следующих основных элементов: реагирующего устройства, исполнительной связи распределительного устройства. Конструкция распределителя должна обладать достаточной пропускной способностью, быть до-



Фиг. 40. Схема разгруженного золотникового распределительного устройства.



Фиг. 41. Схема шарикового фиксатора.

статочно точной и надежной в работе, возможно проще и дешевле. Распределительные устройства бывают золотникового и клапанного типов. Золотниковое распределительное устройство состоит в основном из золотника и корпуса золотника, а клапанное — из клапана и седла клапана. Поверхность золотника и корпуса прилегают. Конструкция золотника выполняется таким образом, что давления уравниваются и золотник разгружается.

На фиг. 40 показана схема разгруженного золотникового распределительного устройства. Полость I сообщается с полостью III посредством канала 2, а полость II замкнута, и поэтому давления, действующие на поверхность золотника, уравниваются, а силы, сдвигающие золотник вправо и влево, равны между собой, т. е.  $F_1 = F_2$ . Для обеспечения равенства сопротивления при протекании воздуха можно также соединить полости I и III внешней трубкой. Золотник показан в крайнем правом положении, а в крайнем левом положении полость II соединяется с линией I, а линия 3 соединяется с полостью I через полость III посредством канала 2 или внешней трубки. Перемещение золотника до крайнего фиксируемого положения должно производиться быстро. Для этого применяют фиксирующее устройство, уменьшающее силу сопротивления во время движения.

На фиг. 41 показана схема шарикового фиксатора. Сила  $F$ , действующая на шарик, установленный в шарообразном гнезде,

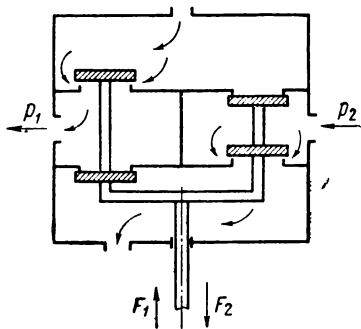
увеличивает сопротивление, для преодоления которого необходимо повышение сдвигающей золотник силы на величину  $\Delta F$ . При выходе шарика из гнезда сила, необходимая для перемещения золотника, уменьшается, вследствие чего перемещение золотника ускоряется.

На фиг. 42 показана схема распределительного устройства клапанного типа, которое не обеспечивает разгрузки сдвигающего усилия, но одновременно служит фиксирующим устройством. Клапаны могут быть тарельчатыми с резиновыми прокладками или шаровыми с притертым седлом. Величина усилия, сдвигающего клапаны, определяется разностью давлений по удвоенной стыковой поверхности клапана. В момент отрыва клапанов это усилие резко падает и клапаны быстро перемещаются в противоположное крайнее положение. Сдвигающие усилия  $F_1$  и  $F_2$  равны, так как величины стыковых поверхностей у всех клапанов одинаковы.

Точность работы распределителя в значительной степени зависит от выбора реагирующего устройства, для чего подробно изучают рабочий процесс насоса и определяют основные характерные параметры, от которых зависит начало и прекращение подачи сжатого воздуха в насос. Основным определяющим параметром подачи воздуха является положение уровня воды в камере насоса, что и было использовано в большинстве первых конструкций. Для преобразования отметки положения уровня в усилие, необходимое для перемещения золотника или клапанов, в камеру помещают поплавков, который в крайних положениях, упираясь в упоры стержня, передает усилие на распределитель (см. фиг. 2). В некоторых случаях используют небольшие поплавки с рычажной системой, как это сделано в насосе Ф. В. Конради (см. фиг. 1).

Применение поплавковой системы рационально в том случае, когда она сочетается с разгруженным распределительным устройством золотникового типа. Достоинством такой системы является то, что величина сдвигающего золотника усилия зависит не от величины рабочего давления, а только от регулируемого усилия в фиксаторном устройстве, определяемого величиной подъемной силы поплавка, которая также не зависит от величины рабочего давления.

Применение поплавковой системы в сочетании с распределительным устройством клапанного типа вызывает необходимость уменьшения до предела проходных сечений клапанов и устройства дополнительного регулятора, обеспечивающего изменение сдвигаю-



Фиг. 42. Схема распределительного устройства клапанного типа.



щего усилия в соответствии с изменением рабочего давления. При этом размеры поплавка определяются наибольшим рабочим давлением, а уменьшение рабочего давления должно компенсироваться дополнительными усилиями этого регулирующего устройства пружинного или фиксаторного типа.

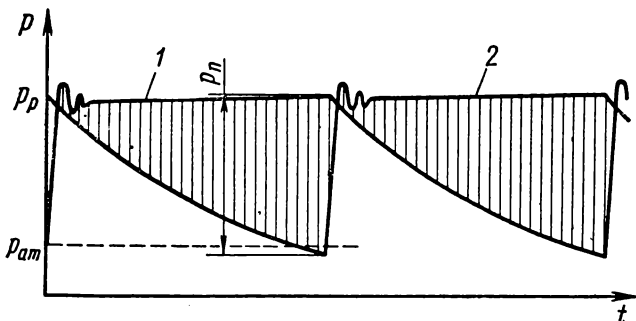
О положении уровня воды в насосе можно судить по величине рабочего давления: по мере вытеснения воды из камеры уровень ее падает, и возрастание гидростатического давления приводит к соответственному возрастанию рабочего давления. Поэтому наибольшее значение давления сжатого воздуха в камере соответствует моменту опорожнения, а наименьшее — моменту наполнения камеры. Однако эти изменения весьма незначительны по сравнению с величиной рабочего давления и обычно составляют около 0,1 *ати*, так как высота камеры насоса обычно не превышает 1 м. Это вызывает необходимость создания весьма чувствительной конструкции пневматического устройства, что практически трудно выполнимо. Поэтому будем исходить из величины разности давлений в камерах насоса, достаточно точной для замкнутых систем насосов первого класса. Для насосов второго класса, при обособленной работе камер, наполнение водой пустой камеры может опережать опорожнение другой, после чего разность давлений изменится в пределах погрешности работы пневматического устройства, а это может привести к преждевременному включению. В этом случае можно искусственно замедлить наполнение пустой камеры, создав в выхлопной трубе такое дополнительное сопротивление, чтобы время заполнения пустой камеры насоса, т. е. время падения давления в ней, было равно времени вытеснения воды из другой камеры. Подобное решение нельзя считать приемлемым, так как всякие изменения расхода компрессора в зависимости от его числа оборотов или от изменения давления требуют соответствующей настройки этого устройства, а чувствительность пневматических устройств недостаточна. Поэтому метод торможения можно считать применимым только для экспериментальных целей, а устройство пневматической системы в насосах второго класса неоправданным, потому что оно вызывает повышение требований к чувствительности пневматического устройства.

Итак, мы будем рассматривать рабочий процесс замкнутой системы насосов первого класса и проследим изменение разности давлений в камерах во время рабочего процесса.

На фиг. 43 показана совмещенная схема изменения давления в двух камерах насоса 1 и 2. Видно, что когда разность между давлениями в этих камерах достигнет наибольшей величины  $p_n$ , следует переключить распределитель. Если затем использовать пневматическое устройство, срабатывающее с достаточной точностью при давлении  $p_n$ , получим распределитель пневматической системы, который можно сочетать с распределительным устройством золотникового или клапанного типа.

На фиг. 44 показана принципиальная схема работы пневмати-

ческого насоса первого класса с пневматическим распределителем золотникового типа. Стрелки показывают направление движения воздуха для фиксированного положения золотника. При помощи регулировочных пружин фиксатора и компенсирующей пружины настраивают мембранный привод на срабатывание при заданной величине разности давлений в камерах насоса. В показанном положении золотника компрессор нагнетает воздух через распределитель в камеру *б* и одновременно в верхнюю полость мембранного привода, давление несколько возрастает в соответствии с возрастанием гидростатического столба при вытеснении воды из камеры *б*.

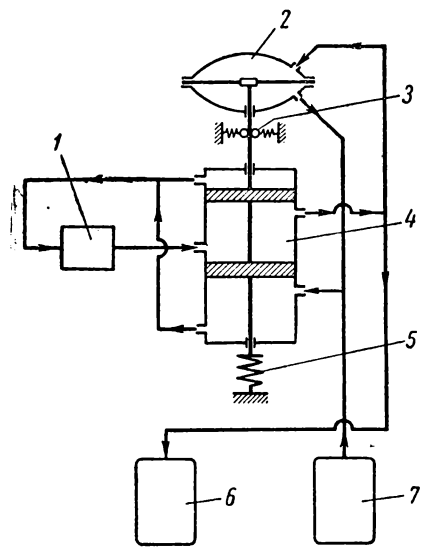


Фиг. 43. Изменение давлений в камерах насоса во время работы.

Одновременно компрессор всасывает воздух из камеры 7 и нижней полости мембранного привода, что приводит к резкому падению давления в этой пневматической линии. При разности давлений в камерах, соответствующей окончанию вытеснения воды из камеры *б* и заполнения камеры 7, мембранный привод срабатывает и перемещает золотник в фиксируемое нижнее положение, при котором камера 7 соединяется с нагнетательной линией компрессора, а камера *б* — с всасывающей линией. Одновременно изменяется и поступление воздуха в полости мембранного привода: в нижнюю он поступает, а из верхней полости отсасывается. Теперь картина рабочего процесса изменяется на обратную: мембранный привод, срабатывая, перемещает золотник в фиксируемое верхнее положение, и т. д. Таким образом происходит автоматическое переключение распределителя при нормальном рабочем процессе. Точность работы мембранного привода в значительной степени определяет качество работы установки в целом. Вместо мембранного может быть использован поршневой привод, если точность его работы окажется достаточной.

Выше мы рассматривали работу установки при установившемся рабочем режиме, что еще не полностью характеризует ее рабочие качества. Необходимо также рассмотреть работу этой насосной установки с начального момента, когда давления в камерах равны между собой и атмосферному давлению, т. е. нужно проверить работу при значительном снижении массы воздуха замкнутой си-

стемы за счет утечек во время продолжительных остановок. Итак, рассмотрим случай, когда обе камеры заполнены водой, а в обеих пневматических линиях давление равно атмосферному. Компрессор всасывает воздух из одной камеры, понижая при этом давление в соответствующей линии до значения, при котором происходит открытие всасывающего клапана пневматической системы, и нагнетает его в другую камеру до тех пор, пока давление в ней не достигнет величины начального рабочего давления.



Фиг. 44. Схема работы пневматического насоса первого класса с пневматическим распределителем золотникового типа:

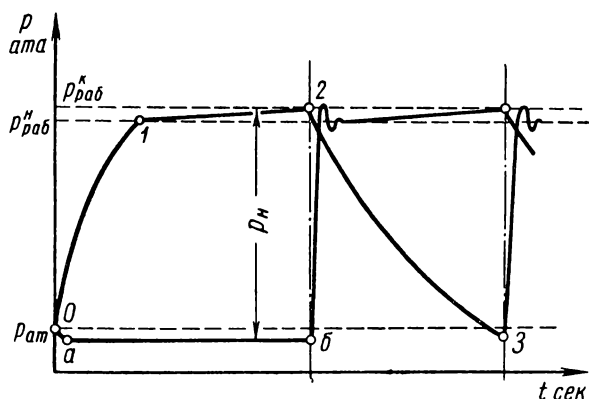
1 — компрессор, 2 — мембранный привод, 3 — фиксаторное устройство, 4 — золотниковый распределитель, 5 — компенсирующая регулировочная пружина, 6 и 7 — камеры насоса.

участке  $a-b$  кривой давление компрессор продолжает всасывать воздух из атмосферы при этом давлении, т. е. участок  $a-b$  — горизонтальная прямая.

Изменение давления в камере вытеснения от точки 1 до точки 2 происходит по пологой кривой, наклон ее к горизонтали определяется, как указывалось выше, изменением гидростатического столба, величина которого обычно невелика. На начальном участке цикла изменение разности давлений незначительно, которое обычно близко к погрешностям, обуславливаемым работой пневматического привода. Поэтому на участке 1—2 кривой возможно преждевременное срабатывание распределителя, которое с такой же вероят-

На фиг. 45 показана схематическая совмещенная диаграмма изменения давлений в камерах насоса по времени для этого случая — начала работы установки. Изменение давления в камере, присоединенной к линии нагнетания, соответствует кривой  $0-1-2$ , а изменение давления в камере, присоединенной к линии всасывания, — кривой  $0-a-b$ . По кривой  $0-1$  давление в камере резко возрастает до величины начального рабочего давления, при котором начинается вытеснение воды из камеры насоса, а само рабочее давление медленно возрастает (в соответствии с изменением гидростатического столба) до наибольшей величины в конце процесса вытеснения, что на фиг. 45 соответствует кривой 1—2. Давление в другой камере сначала падает до величины давления, при котором происходит открытие всасывающего клапана пневматической системы, что соответствует точке  $a$ . Далее на

ностью может повториться и в следующем цикле, что приведет к частичному наполнению пневматической системы воздухом, объем которого, вероятно, также может уменьшаться вплоть до прекращения работы установки. Это усугубляется тем, что при работе пневматического насоса на напорную систему, в которой возможны некоторые колебания давления, вызванные самыми случайными причинами, может произойти преждевременное срабатывание распределителя вследствие проникновения волны повышенного давления из гидравлической в пневматическую систему и, следовательно, в полость мембранного привода. Итак, мы получили, что



Фиг. 45. Диаграмма начала работы насоса.

вероятность нормального заполнения пневматической системы воздухом в начале работы и своевременного срабатывания распределителя весьма мала для обычных условий работы в напорную сеть и при использовании мембранного пневматического привода, имеющего обычную погрешность работы.

Рассмотрим теперь условия, которые следует удовлетворить для нормального использования рассматриваемой схемы. Во-первых, следует отделить гидравлическую систему насоса от непосредственного контакта с напорной системой потребителя, т. е. в этом случае пневматическая насосная установка должна работать на слив воды в напорный бак. Во-вторых, следует повысить точность работы пневматического привода распределителя, чтобы погрешность его работы не превышала 25% величины изменения гидростатического столба при вытеснении воды из камеры насоса. В-третьих, следует повысить величину изменения гидростатического столба при вытеснении настолько, насколько допустимо увеличение высоты камеры насоса (увеличение длины в сторону заглубления ограничено только условиями водоема, а увеличение длины вверх над водой ограничено и определяется настройкой всасывающего клапана пневматической системы). Эти условия относятся не только к рассматриваемой схеме, но и ко всем возможным схемам с

пневматическим распределителем для насосов первого и второго классов.

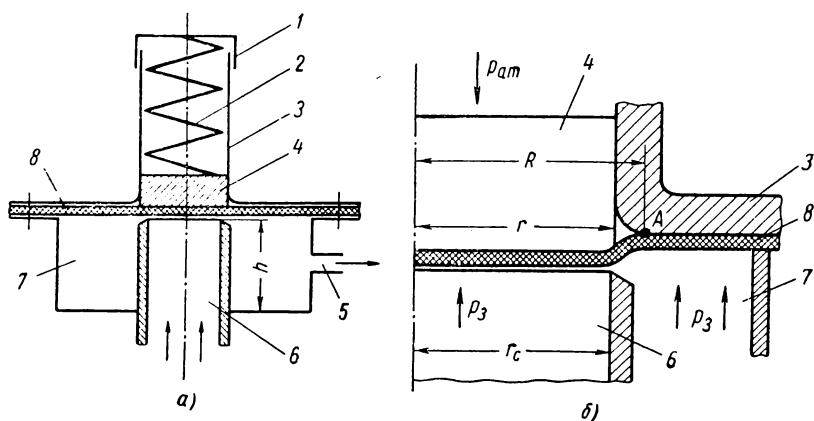
Аналогична предыдущей и принципиальная схема работы пневматического насоса первого класса с пневматическим распределителем клапанного типа. В этом случае также применимо фиксаторное устройство, так как часть мембраны пневматического привода компенсирует удвоенную стыковую поверхность клапанного распределительного устройства, а другая часть мембраны создает сдвигающее усилие, величина которого определяется регулировкой фиксаторного устройства.

Итак, мы рассмотрели автоматическую работу пневматического насоса первого класса по двум основным принципиальным схемам, соответствующим выбору реагирующего устройства, и убедились в том, что наиболее практичной следует считать поплавковую систему в сочетании с разгруженным распределительным устройством золотникового типа. Этим объясняется то, что большинство выполненных конструкций, применяемых на практике, являются устройствами поплавкового типа. Однако эти конструкции относятся к насосам второго класса, а известные насосы первого класса громоздки или неточны в работе. Известны конструкции пневматического распределителя, которые оказались также неудовлетворительными для насосов первого класса. Поэтому можно считать, что в настоящее время еще нет автоматического распределителя, приемлемого для практического использования.

Помимо рассмотренных выше схем автоматической работы, практически используют распределители принудительного действия. В этих распределителях уже нет связи между положением уровня воды в камере насоса и работой приводного механизма. Обычно эти распределители применяют для насосов второго класса с приводом либо вручную, либо от постороннего приводного механизма. Такие распределители требуют постоянного обслуживания, что очень осложняет и удорожает водоснабжение, обесценивая все достоинства пневматического водоподъема. Были предложены несколько конструктивных решений принудительного распределителя с приводом от вала компрессора для насосов первого класса. Вращение вала компрессора передается через две червячные пары на вал золотника распределителя, имеющего цилиндрическую форму. Эта передача рассчитывается таким образом, что через определенное число оборотов компрессора, соответствующее времени опорожнения камеры насоса, происходит переключение золотникового распределителя.

Для обеспечения резкости самого переключения имеется специальное устройство. Таким образом, путем фиксации числа оборотов отсекается определенный расчетный нагнетаемый объем при расчетном давлении. При увеличении рабочего давления сверх расчетного и том же числе оборотов компрессора нагнетается уже меньший объем, при новом значении давления камера насоса полностью не опорожняется, получаем увеличение объемных расходов

воздуха на единицу объема поднятой воды, т. е. увеличение объемных гидравлических потерь. Для полного опорожнения камеры насоса следует увеличить расчетное число оборотов компрессора, т. е. передаточное отношение от вала компрессора до вала золотника распределителя. Аналогично достигается и обратный результат. Поэтому для этих распределителей необходим вариатор, обеспечивающий изменение передаточного отношения в зависимости от величины рабочего давления. Начало работы пневматического насоса с этим распределителем осуществляется при помощи всасывания за два первых рабочих цикла. Такой распределитель был



Фиг. 46. Редукционный клапан:  
а — конструктивная схема, б — схема работы.

предложен и конструктивно выполнен В. В. Савотиным для ветрокомпрессорной водоподъемной установки ВКУ-3,5. Однако эти конструктивные решения оказались настолько сложными, что их практическое применение пока не представляется целесообразным. После создания простой надежной и дешевой конструкции принудительного распределителя пневматический насос сможет найти широкое применение, хотя использование его связано с некоторым увеличением объемных потерь (увеличением мертвого объема между камерой насоса и распределителем) по сравнению с автоматическими распределителями.

Для насосов второго класса в большинстве случаев не делали распределительных устройств, и воздух выбрасывался в атмосферу. Применение автоматического или принудительного распределителя с разомкнутой линией всасывания целесообразно только при экспериментальных работах. В связи с применением в сельском хозяйстве ветропневматических установок с однокамерными насосами рассмотрим успешно применяемую конструктивную схему редукционного клапана, преобразующего непрерывный расход воздуха в пульсирующую подачу. На фиг. 46, а показана конструктивная схема этого клапана. Затягивая пружину 2 при помощи регулиро-

вочной гайки 1, создают необходимое усилие, действующее на поршень 4, упирающийся в резиновую диафрагму 8, которая в зависимости от величины давления в полости 7 либо лежит на седле подводящего воздух патрубка 6, либо приподнята давлением вверх, вследствие чего воздух через полость 7 выходит в отводящий патрубок 5. В качестве диафрагмы может быть использована любая резина достаточной толщины. Чтобы резина не разрушалась, седло диафрагмы затачивают на конус под углом не менее  $45^\circ$  к оси. Испытания показали, что в эксплуатации такие конструкции очень надежны. Соотношение площадей рассчитывают так, чтобы сила давления открытия редукционного клапана по стыковой поверхности, определяемой проходным сечением седла клапана, была равна силе пружины. После уравнивания этих сил происходит быстрое открытие клапана вследствие резкого увеличения рабочей поверхности диафрагмы, которая плотно прижимается к верхней части корпуса редукционного клапана. В этом положении рабочая поверхность диафрагмы будет равна поверхности нижней части корпуса редукционного клапана.

При падении давления в полости 7 усилие на рабочую часть диафрагмы уменьшается и пружина постепенно перемещает ее к седлу клапана. При этом происходит некоторое увеличение диаметра окружности касания диафрагмы, так как поршень при опускании стремится оторвать диафрагму от нижней части корпуса 3 редукционного клапана. Закрытие редукционного клапана произойдет в тот момент, когда равнодействующая сила давления, действующего на рабочую часть диафрагмы, будет равна силе пружины. В момент касания диафрагмы седла клапана происходит резкое изменение ее рабочей поверхности и клапан плотно прижимается к седлу. Этот процесс может еще более усложниться, если на него будут существенно влиять и силы упругости диафрагмы. Чтобы избавиться от сил упругости, предварительно вытягивают диафрагму так, чтобы она могла свободно перемещаться в крайние рабочие положения. Тогда можно считать, что окружность линии касания будет определяться формой и размерами верхней части редукционного клапана и положением седла, т. е. величиной  $h$ . Обычно при конструировании предварительно задают форму нижней части корпуса редукционного клапана в виде плавных очертаний тела вращения.

На фиг. 46, б показана схема работы редукционного клапана при закрытии. Точка А — начало рабочей части диафрагмы, так как правее диафрагма плотно прижата к нижней части корпуса 3. Таким образом, в момент закрытия редукционного клапана усилие пружины равно силе давления, определяемой произведением разности давлений ( $p_z - p_{am}$ ) на площадь диафрагмы радиусом  $R$ . При этом мы можем не учитывать величины падения давления по периметру седла диафрагмы, которое вызвано повышением скорости истечения при малых проходных сечениях, так как площадь этого участка пониженного давления на диафрагме ничтожно ма-

ла по сравнению с площадью круга радиуса  $R$ . Величина этой равнодействующей складывается из усилия, передаваемого непосредственно на поршень, и усилия, передаваемого от кольца диафрагмы шириной  $(R-r)$ . Величина усилия, передаваемого на поршень,

$$F_n = \pi r^2 (p_3 - p_{am}).$$

Величина усилия, передаваемого на поршень кольцом диафрагмы, определится в результате интегрирования элементарных колец на этом участке, усилие от которых передается на поршень в зависимости от соотношения плеч по закону рычага. Полученное выражение имеет вид

$$F_d = \frac{\pi (p_3 - p_{am})}{3} (R^2 + Rr - 2r^2),$$

при этом следует учесть, что на внешней поверхности диафрагмы конструктивно обеспечивается атмосферное давление. Следовательно, величина равнодействующей

$$F = F_n + F_d = \pi r^2 (p_3 - p_{am}) + \frac{\pi (p_3 - p_{am})}{3} (R^2 + Rr - 2r^2);$$

это выражение можно получить и в виде

$$F = \frac{\pi (p_3 - p_{am})}{3} (R^2 + Rr + r^2). \quad (160)$$

После простого преобразования получим

$$\frac{F}{F_n} = \frac{1}{3} \left[ \left( \frac{R}{r} \right)^2 + \frac{R}{r} + 1 \right] = \varphi.$$

Легко убедиться в том, что для значений  $\frac{R}{r}$  до 1,4 можно считать

$$\frac{F}{F_n} = \frac{R}{r} \cdot \frac{1}{3} \left[ \frac{R}{r} + 1 + \frac{r}{R} \right] \approx \frac{R}{r}, \quad (161)$$

так как обычно величина  $\frac{R}{r}$  значительно ниже этого предела.

Теперь можно найти зависимость между размерами редукционного клапана и отношением давления открытия к давлению закрытия. Из условия постоянства величины усилия пружины в момент открытия и в момент закрытия получим

$$(p_{om} - p_{am}) \pi r_c^2 = (p_3 - p_{am}) \pi r^2 \varphi = (p_3 - p_{am}) \pi r^2 \frac{R}{r},$$



откуда

$$\lambda = \frac{p_{om} - p_{am}}{p_z - p_{am}} = \frac{rR}{r_c^2} = \frac{r}{r_c} \cdot \frac{R}{r_c}; \quad (162)$$

из этого выражения видно, что чувствительность работы редукционного клапана определяется размерами проходного сечения седла диафрагмы, внешним радиусом поршня и радиусом начала рабочей части диафрагмы. Для повышения чувствительности работы клапана следует увеличивать радиус  $r_c$  проходного сечения седла диафрагмы, а радиус  $r$  поршня и радиус  $R$  начала рабочей части диафрагмы следует по возможности приближать к величине проходного радиуса седла диафрагмы. При увеличении площади рабочей части диафрагмы резко возрастает величина усилия, передаваемого на поршень, и, следовательно, на рабочую пружину, которая при больших усилиях должна быть достаточно жесткой и прочной.

Предположим, что условия прочности и жесткости пружины удовлетворяются (подробнее мы их рассмотрим ниже), и проанализируем зависимость чувствительности работы редукционного клапана от размеров проходного сечения седла диафрагмы, рабочей поверхности поршня и поверхности рабочей части диафрагмы. Нужно определить наибольшую чувствительность из геометрических соображений, используя выражение (162) и полагая при этом, что мы имеем весьма эластичную резиновую диафрагму, которая очень плотно прилегает к стенке поршня. Но у стенки поршня резиновая диафрагма значительно изгибается (до  $90^\circ$ ), при этом под действием сил упругости точка  $A$  касания никогда не приблизится к стенке поршня более чем на определенную величину, зависящую как от величины сил упругости резины, так и от геометрической формы нижней части корпуса редукционного клапана. Для смещения точки  $A$  ближе к поршню можно выполнить поверхность нижней части корпуса в виде плоскости вплоть до стенки поршня. Кроме того, можно выбрать резиновую диафрагму наименьшей толщины, определяемой условиями прочности. Кроме того, существенную роль играет положение отметки седла диафрагмы относительно положения поверхности неподвижной части диафрагмы в полости 7. Здесь возможны два случая: во-первых, седло может находиться на одной отметке с отметкой внутренней поверхности неподвижной части диафрагмы, т. е. их плоскости совпадают, и при открытии клапана резиновая диафрагма продавливается вслед за поршнем внутрь корпуса 3; во-вторых, седло может находиться ниже первой отметки, т. е. отметка внутренней поверхности неподвижной части диафрагмы находится выше отметки седла, и при открытии резиновая диафрагма приближается к верхнему положению, не попадая уже в цилиндр корпуса 3, так как она при закрытии отжимается поршнем вниз до отметки седла, а в верхнем положении поршень не весь утапливается внутрь корпуса 3.

В первом случае, при продавливании диафрагмы внутрь корпуса, поверхность ее, плотно прилегая к поверхности корпуса, несколько перемещается внутрь его, и таким образом некоторая рабочая часть диафрагмы трется о входную часть корпуса. Чтобы это трение не вызвало быстрого разрушения резины, необходимо сделать некоторое закругление поверхности корпуса, что должно сдвинуть точку *A* вправо. Кроме того, такая работа с трением диафрагмы и после обработки поверхности корпуса весьма опасна для прочности резины.

Во втором случае резина перекачивается по поверхности корпуса и, плотно прижимаясь к стенкам поршня, изгибается под углом до 90°. В этом случае в резиновой диафрагме силы упругости неизбежно сдвинут точку *A* также вправо. Работа на изгиб не опасна для резины, а трение в этом случае незначительно, поэтому этот случай можно считать более предпочтительным.

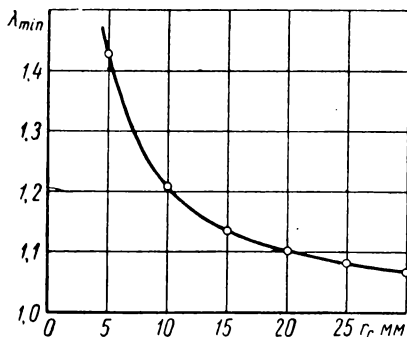
Итак, неизбежно смещение точки *A* от стенки поршня на величину, определяемую условиями работы. Поэтому и для очень эластичной диафрагмы мы не можем брать точку *A* на расстоянии, предельно близком к стенке поршня и определяемом зазором между поршнем и корпусом. Принимая для очень эластичной диафрагмы расстояние от точки *A* до стенки поршня равным не более 1 мм, найдем интересующие нас зависимости для идеально чувствительного редукционного клапана, которые нужно рассматривать как предельные для опытных данных. Принимая разность между радиусом поршня и радиусом седла равной 0,5 мм, можно все геометрические размеры выразить только через величину радиуса седла, т. е.

$$(R - r)_{\min} = 1 \text{ мм}, \quad (r - r_c)_{\min} = 0,5 \text{ мм}.$$

Подставив принятые значения в выражение (162), получим

$$\lambda_{\min} = \frac{(rR)_{\min}}{r_c^2} = \frac{(r_c + 0,5)(r_c + 1,5)}{r_c^2} = 1 + \frac{2,0}{r_c} + \frac{0,75}{r_c^2}. \quad (163)$$

Задавая значения радиуса проходного сечения седла диафрагмы, при помощи выражения (163) получим наименьшие значения величины  $\lambda_{\min}$ , соответствующие наибольшей чувствительности работы редукционного клапана (фиг. 47).



Фиг. 47. График значений  $\lambda_{\min}$  в зависимости от радиуса седла клапана.

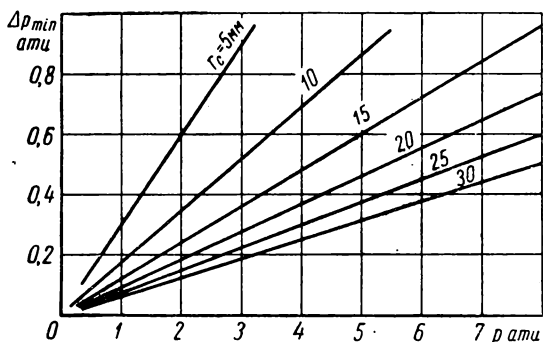
Величина перепада давления

$$\Delta p = p_{om} - p_3.$$

Согласно выражению (162) получим уравнение для определения предельных наименьших значений перепадов давлений от величины давления  $p_{om}$  открытия редукционного клапана до давления  $p_3$  закрытия редукционного клапана в следующем виде:

$$\Delta p_{min} = (p_{om} - p_{am}) \frac{\lambda_{min} - 1}{\lambda_{min}}. \quad (164)$$

Задаваясь величинами давления открытия редукционного клапана, получим линейную зависимость величины перепада для



Фиг. 48. Наименьшие значения перепадов давлений при срабатывании редукционного клапана.

каждого значения величины радиуса седла (фиг. 48). Из этих графиков видно, что для достижения соответствующей величины перепада работы редукционного клапана следует увеличить радиус проходного сечения седла клапана. Итак, мы получили значения величин минимально возможных перепадов работы редукционного клапана и зависимости этих величин от радиуса седла и величины давления открытия для весьма эластичной и предельно тонкой резиновой диафрагмы при оптимальной работе пружины.

Теперь рассмотрим влияние пружины на чувствительность работы редукционного клапана в оптимальных условиях. Эта пружина должна обладать необходимой прочностью и жесткостью для обеспечения заданной величины подъема поршня над седлом.

**Условие необходимой жесткости.** Для повышения надежности работы резиновой диафрагмы следует величину ее хода при открытии уменьшить до наименьших размеров, определяемых гидравлическими потерями давления. Жесткость пружины должна обеспечить эту величину с необходимой точностью. Для пневматических насосов в рассматриваемом диапазоне расходов можно

считать ход диафрагмы  $\Delta x$  равным 3 мм. Необходимая жесткость

$$z = \frac{\Delta F}{\Delta x} = \frac{\Delta p S}{\Delta x} = \frac{(p_{om} - p_{am}) S}{\Delta x} \left( \frac{\lambda - 1}{\lambda} \right), \quad (165)$$

где  $\Delta p$  — величина принятого перепада рабочих давлений клапана;

$S$  — площадь рабочей поверхности диафрагмы, определяемой по выражению (161).

Величина жесткости пружины

$$z = \frac{k G d^4}{8 D^3 i} \quad (166)$$

где  $k$  — коэффициент, который зависит от формы сечения и кривизны витка, угла его подъема, наличия в сечении напряжений, связанных с поперечной силой, изгибающим моментом и нормальной силой. Его принимают равным от 1,2 до 1,4 в зависимости от отношения  $\frac{D}{d}$ ; меньшим значениям этого отношения соответствуют большие значения коэффициента  $k$ ;

$G$  — модуль сдвига, равный в среднем 8000 кг/мм<sup>2</sup>;

$d$  — диаметр проволоки пружины;

$D$  — средний диаметр пружины;

$i$  — число витков пружины.

Величину отношения  $\frac{D}{d}$  принимают в пределах

$$12 \geq \frac{D}{d} \geq 4.$$

Совместно решая уравнения (165) и (166), находим необходимое число витков пружины для обеспечения необходимой жесткости в соответствии с принятой величиной хода пружины  $\Delta x$ . При этом следует иметь в виду, что жесткость в основном определяется выбором величины отношения  $\frac{D}{d}$ , которое входит в выражение (166) в третьей степени.

**Условие необходимой прочности.** Наибольшее допустимое усилие на пружину определяется по выражению, определяющему необходимую прочность материала пружины:

$$F_{\max} = \frac{\pi d^3}{8 k D} R_s, \quad (167)$$

где  $R_s$  — максимальное допустимое напряжение, принимаемое равным 60—70 кг/мм<sup>2</sup> для проволоки диаметром 6,5—0,5 мм.

На основании выражения (167) по заданной величине максимального усилия и принятой величины среднего диаметра  $D = cd$  определяем наименьшую величину диаметра проволоки пружины:

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{kF_{\max} c}{R_s}}.$$

Итак, обеспечив указанные условия, можно получить необходимую чувствительность редукционного клапана, предельные значения которой были приведены выше. При использовании резиновой диафрагмы, эластичность которой ниже, а силы упругости несколько выше, чем принято нами, положение точки  $A$  соответственно сместится вправо, что приведет к падению чувствительности работы редукционного клапана. Погрешность, вызванная этими силами, будет тем значительнее, чем меньше величина рабочего давления открытия, так как с падением давления точка  $A$  смещается вправо.

К регулирующим устройствам относятся узлы пневматической насосной установки, работа которых осуществляется благодаря разности давлений внутри насоса и атмосферного. К таким устройствам относятся всасывающие клапаны воздушной и водяной систем, дифференциальный клапан, предохранительный клапан и т. д. Всасывающие клапаны воздушной системы необходимы для пополнения замкнутого объема пневматической части насосов первого класса. По конструкции это обычные резиновые клапаны, регулировка которых должна обеспечивать необходимый расход всасываемого воздуха. С другой стороны, эта регулировка определяет и высоту подъема воды в пневматической линии вследствие разрежения при всасывании. Клапан располагают на всасывающей линии перед компрессором. У насосов второго класса всасывающего клапана нет, так как пневматическая система разомкнута, воздух всасывается компрессором из атмосферы.

Водяные всасывающие клапаны обеспечивают своевременное заполнение камеры насоса водой и плотное закрытие при вытеснении воды из камеры. Для насосов первого или второго классов с непрерывной подачей воды эти клапаны имеют обычную конструкцию с пружиной. Для насосов пульсирующего действия первого и второго классов эти клапаны делают такими, чтобы по возможности ускорить заполнение камеры насоса. Для этого клапаны делают предельно легкими, пружину исключают, проходные сечения выбирают такими, чтобы максимально уменьшить коэффициент гидравлического сопротивления всасывающего клапана.

Дифференциальный клапан, применяемый для пульсирующих насосов второго класса, выполняет две основные задачи: обеспечивает быстрое сбрасывание давления в камере насоса для ускорения наполнения и поддерживает при работе насоса определенный динамический уровень в колодце.

Ускорение заполнения камеры насоса играет важную роль в общем рабочем цикле, что подробно рассматривалось выше. Однако следует отметить, что и ускорение этого процесса имеет предел рациональности: время заполнения камеры насоса в 1—2 сек. следует считать вполне достаточным, так как дальнейшее повышение скорости приводит к значительным повышением кинетической энергии заполняющей камеру воды, которая в верхнем положении ударяется о крышку насоса со значительной силой. Для амортизации этого удара в камере насоса предусматривается небольшая воздушная прослойка, определяемая положением входного отверстия трубки (см. фиг. 37). Дальнейшее уменьшение времени заполнения перестает играть заметную роль в рабочем процессе, а величина силы удара при заполнении резко возрастает до размеров, при которых неизбежно разрушение всасывающего и дифференциального клапанов. Поэтому дифференциальный клапан следует рассчитать на небольшие величины давления открытия — порядка 0,1—0,15 *ати*, а до этой величины выброс воздуха производить через напорный трубопровод.

Рабочая схема и конструкция дифференциального клапана, предназначенного для экспериментальных работ, показаны на фиг. 36 и 37. В этих конструктивных решениях шток с направляющими втулками помещали внутрь выхлопной трубки, что приводило к снижению проходного сечения и увеличению коэффициента сопротивления клапана. Такое конструктивное решение было продиктовано лишь условиями удобства экспериментирования.

Для промышленного образца проходное сечение выхлопной трубки следует освободить от штока и направляющих втулок с тем, чтобы они могли быть помещены внутри камеры насоса, а весь дифференциальный клапан следует собрать отдельно и прикрепить к крышке камеры насоса.

Кроме того, дифференциальный клапан автоматически поддерживает необходимый уровень в колодце путем ограничения расхода насоса, если его расход превысит дебит колодца. Опыт эксплуатации колодцев показал, что существенную роль играет соотношение расхода насосного устройства и дебита колодца. В том случае, когда расход насоса превышает дебит колодца, происходит резкое снижение динамического уровня воды в колодце вплоть до прекращения работы насоса. При этом происходит резкое возрастание скоростей фильтруемой воды, которая вымывает стенки колодца, разрушает их и приводит к быстрому заилению источника воды, пользоваться которым становится невозможно. Поэтому для состояния источника первостепенное значение имеет ограничение расхода насосного устройства для поддержания необходимого уровня воды в колодце, что, в свою очередь, ограничивает скорость фильтрации воды в колодце и обеспечивает нормальную эксплуатацию источника. Для этого применяют специальные устройства.

Если расположить насос в колодце так, чтобы нижнее положение поплавка дифференциального клапана совпадало с наименьшей допустимой отметкой динамического уровня, то когда расход насоса превысит величину дебита, поплавков редукционного клапана не закроет выходного отверстия выхлопной трубки, поступившая незначительная порция воздуха будет выброшена в атмосферу, давление быстро упадет, и редукционный клапан резко закроется. Если к моменту следующего открытия клапана уровень воды в колодце и, соответственно в камере насоса, поднимется, поплавков также поднимется и закроет выходное отверстие, после чего насос сработает нормально; если же времени окажется недостаточно, произойдет повторное выбрасывание избытка воздуха. Итак, поплавков автоматически поддерживает необходимый уровень воды в колодце, а избыток воздуха выбрасывает в атмосферу, ограничивая расход насоса в соответствии с допустимым наибольшим дебитом колодца.

Это тем более важно, что вследствие изменения уровня грунтовых вод в течение года происходит и соответствующее изменение и дебитов колодцев. Поэтому для насосов, работающих до полного осушения колодцев, требуется специальная автоматизация для своевременного выключения (помещать всасывающие клапаны на этой отметке неудобно, так как это приводит к попаданию в насос воздуха, прерывающего рабочий процесс, вследствие чего характеристики насоса резко падают). Дифференциальный клапан способствует учащению работы редукционного клапана, сводит потери до минимума и точно включает насос в работу, которая совершается при нормальных его характеристиках.

Имеется также ряд других конструкций этого клапана. В одной из них кинематической связью соединяются всасывающий и сбрасывающий клапаны, что делает такую конструкцию весьма ненадежной. Кроме того, резиновый сбрасывающий клапан можно сделать таким, что при открытии редукционного клапана будет использована волна повышенного давления для закрытия этого клапана, а при падении давления резиновый клапан будет деформирован так, что произойдет прорыв воздуха в атмосферу.

Для предохранения пневматической системы от случайных перегрузок на ресивере насосной установки обычно устанавливают предохранительный клапан обычной конструкции.

К вспомогательным устройствам относятся узлы, обеспечивающие нормальный рабочий процесс и предотвращающие посторонние случайные или систематические влияния. Такими устройствами являются влагоосушители, маслоосушители, предохранительные сетки всасывающего клапана, промывные устройства и др. Влагоосушители и маслоосушители устанавливают на насосах первого класса до и после компрессора, т. е. на нагнетательной и всасывающей линиях между компрессором и распределителем. У насосов второго класса эту роль обычно играет ресивер,

который снабжен специальным краном для сбрасывания конденсата водяных и масляных паров.

Осушитель делают таким, чтобы в нем задерживались и оседали взвешенные частицы воды и масла, а температура проходящего воздуха снижалась возможно больше, приближаясь к начальной температуре окружающей среды. Тем самым обеспечиваются условия для конденсации водяных и воздушных паров в пределах этой емкости. Воздух проходит по лабиринту, где центробежные силы отбрасывают эти частицы. Для повышения теплообмена увеличивают поверхность, контактирующую с окружающей средой, и уменьшают скорость воздушного потока, обеспечивая необходимое время теплообмена единичного объема.

Предохранительные сетки всасывающих клапанов пневматической и гидравлической системы предохраняют компрессор и камеру насоса от случайного попадания посторонних предметов. Обычно эту задачу в компрессорах выполняют воздушные фильтры, которые обычно располагают перед всасывающим клапаном камеры насоса, перед которым следует поставить металлическую сетку. Эту сетку устанавливают в той части потока, где скорости его наименьшие, чтобы не влиять существенно на скорость заполнения камеры.

Для насосов, работающих в колодцах, необходимо предусмотреть устройство для направления потока таким образом, чтобы отбиралась вода верхних слоев, а сам поток не размывал стенок колодца. Кроме того, необходимо предусмотреть устройство для промывки камеры насоса в случае заиливания.

---



# ИСПЫТАНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ НАСОСОВ

## МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ КОМПРЕССОРОВ ДЛЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ НАСОСОВ

Компрессоры, используемые в пневматических насосных установках, должны иметь высокий к. п. д.

В результате изложенного выше анализа энергетики рабочего процесса компрессора мы пришли к выводу, что для пневматических насосов следует применять тихоходные компрессоры небольшой производительности, достаточной для снабжения насосов в границах эффективности, а расходы пневматических насосов желательны в пределах до  $3 \text{ м}^3/\text{час}$ . Поэтому для пневматических насосов желательно создать специальный компрессор, от этого зависит как работа отдельной пневматической установки, так и успешность внедрения этих насосов в народное хозяйство.

Выпускаемые в настоящее время нашей промышленностью малые компрессоры используются на автомобилях, на окрасочных агрегатах и т. д. Конструктивные решения таких компрессоров обуславливаются заданной производительностью, а величины к. п. д. зависят от конструкции. К. п. д. таких компрессоров весьма невелик, что не имеет большого значения, так как они не участвуют в основном рабочем процессе и потребляют незначительную мощность. Кроме того, снижение к. п. д. в отдельных случаях компенсируется экономичностью изготовления принятой конструкции.

В пневматической насосной установке компрессор является основной приводной машиной, работа которой определяет эффективность энергетического процесса всей установки. По-видимому, наиболее рациональным путем создания специального компрессора для пневматического насоса являются усовершенствование и приспособление существующих экспериментальных конструкций к специфическим условиям работы.

Рабочие характеристики компрессора, необходимые для расчетов пневматической насосной установки, могут быть получены только в результате экспериментальных работ, поэтому вопросы методики постановки эксперимента играют важнейшую роль как в деле создания необходимого компрессора, так и в расчетах рабочего процесса всей установки.

Основные задачи испытания компрессора:  
получение основных рабочих характеристик;

экспериментальное исследование работы отдельных узлов с целью соответствующих изменений и переделок;

получение рабочих характеристик при работе с всасыванием сжатого воздуха.

Основные рабочие характеристики определяют зависимость производительности, потребляемой мощности, к. п. д., повышения температуры и среднего значения показателя политропы сжатия от давления и числа оборотов компрессора. Результаты экспериментальных исследований часто выражают в зависимости от числа оборотов с тем, чтобы легче и нагляднее было сравнение изучаемого процесса с основными характеристиками установки и выявления относительных значений при анализе энергетики ее рабочего процесса.

Процесс теплообмена сжимаемого воздуха с внешней средой через стенки компрессора определяет характер сжатия, для расчетов и испытаний до сих пор рекомендуется рассматривать два предельных режима: изотермический и адиабатический. Такое условное определение двух предельных режимов вместо одного действительного, который в той или иной мере может приближаться к ним, нельзя считать удовлетворительным, так как это создает двойственность в понимании реально существующего процесса. В действительности мы имеем политропный процесс, показатель которого определяется интенсивностью теплообмена, а энергетическое определение его может иметь только одно значение, т. е. существует только одно действительное значение  $\eta_k$ . Поэтому для определения этого к. п. д. необходимо определить величину показателя политропы сжатия и ввести поправку на тепловую энергию в выражение для изотермического к. п. д., что было сделано выше при определении наибольших значений к. п. д. водоподъема. Итак, чтобы найти действительный к. п. д., мы будем рассматривать параметры нагнетаемого воздуха на выходном штуцере, где должны быть достаточно точно замерены давление, производительность и температура. Производительность (расход) компрессора обычно выражают в величинах, приведенных к начальным условиям у всасывающего штуцера по уравнению Клапейрона для совершенного газа:

$$V_0 = V \frac{p}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T},$$

где  $V_0$  — расход воздуха в сечении всасывающего штуцера;

$p_0$  — давление в сечении всасывающего штуцера;

$T_0$  — температура воздуха в сечении всасывающего штуцера по абсолютной шкале;

$V$  — расход воздуха в сечении выходного штуцера;

$p$  — давление на выходном штуцере;

$T$  — температура воздуха в сечении выходного штуцера по абсолютной шкале.

Для удобства и наглядности расчетов мы будем приводить производительность компрессора не к начальным давлениям, а к

начальным температурам при рабочих давлениях на выходном штуцере. При этом изменение объема будет наглядным следствием рассеивания тепловой энергии сжатого воздуха в атмосфере при теплообмене до выравнивания температур. Эта точка выравнивания температур, свидетельствующая об установлении теплового режима; находится от компрессора на расстоянии, определяемом интенсивностью этого теплообмена. Для практики под точкой выравнивания температур можно с достаточной точностью понимать точку, в которой температура воздушного потока отличается от температуры окружающей атмосферы на величину до 1% по абсолютной шкале, т. е. отношение температуры  $T_0$  воздуха атмосферы к температуре рабочего воздуха в этой точке.

$$\frac{T_0}{T_в} = 0,99.$$

В практике работы пневматических насосов, как и любого исполнительного механизма, возможны следующие основные случаи положения точки выравнивания:

1) эта точка не существует, т. е. поступающий в камеру насоса воздух имеет температуру, превышающую температуру атмосферы больше, чем на 1%, что имеет место в случаях близкого расположения камеры насоса от компрессора и хорошей теплоизоляции, когда тепловая энергия частично сохраняется;

2) эта точка существует, т. е. поступающий в камеру насоса воздух имеет температуру, отличающуюся от температуры атмосферы менее, чем на 1%, т. е. эта точка находится между компрессором и камерой насоса в пневматическом трубопроводе, а тепловая энергия практически рассеивается;

3) эта точка существует и находится между компрессором и началом пневматического трубопровода, т. е. в пределах ресивера или осушителя, что имеет место при интенсивном теплообмене и процессах сжатия в компрессоре, близких к изотермическому процессу, а тепловая энергия быстро рассеивается, так как величина ее незначительна.

Из приведенных случаев практическую ценность представляют первый и третий, второго же следует избегать, так как, кроме потерь энергии при рассеивании теплоты в трубопроводе, конденсирующаяся влага может замерзнуть и образовать ледяные пробки в трубопроводах, подверженных отрицательным температурам, а положение места этой точки свидетельствует о том, что относительная величина тепловой энергии велика.

Первый случай имеет практическую целесообразность для пневматических насосных установок, находящихся в помещении для лабораторных работ или в помещении, утепляющем источник воды. В этом случае сохранившаяся тепловая энергия проявляет себя в увеличении расхода сжатого воздуха из-за увеличения объема вследствие увеличения температуры, а за величину температуры, определяющей это изменение расхода, следует принять

величину, равную полусумме температур воздуха в камере, соответствующих началу и концу вытеснения воды, так как за время этого процесса теплообмен продолжается и температура воздуха падает.

Третий случай практически целесообразен для всех открытых пневматических насосных установок, работающих в атмосферных условиях в течение всего года и подверженных влиянию отрицательных температур. В этом случае интенсивность теплообмена доводится до наибольших значений, а потери тепла доводятся до минимальных значений путем увеличения интенсивности теплообмена в компрессоре и увеличения времени сжатия воздуха в нем.

Приведенный выше анализ основных тепловых режимов при работе пневматических насосных установок определяет их основные расчетные схемы и требования к испытаниям и построениям рабочих характеристик компрессоров.

В результате экспериментальных исследований работы отдельных узлов компрессора, анализируя их энергетическую взаимосвязь в количественных соотношениях, выявляют технические возможности путем изменений этих соотношений, изменяя рабочие характеристики в соответствии с требованиями, определяемыми рабочим процессом установки. Поэтому при испытаниях и построениях рабочих характеристик следует ориентироваться на наиболее применимый и распространенный третий случай работы, а производительность компрессора приводить к начальным условиям, если не учитывать тепловую энергию. Если же применим первый случай работы, для производительности следует ввести температурную поправку по средней величине температуры воздуха при рабочем процессе, учитывая таким образом используемую часть тепловой энергии.

### **Построение основных рабочих характеристик компрессора**

Производительность или расход воздуха, подаваемого компрессором (рабочий расход компрессора), выражается в объемных показателях ( $m^3/час$  или  $л/сек$ ) для воздуха, приведенного к начальной температуре и давлению, или только к начальной температуре и рабочему давлению.

Производительность компрессора можно измерять либо на нагнетательной, либо на всасывающей стороне компрессора. Измерения на всасывающей стороне имеют тот существенный недостаток, что при них не учитываются все утечки воздуха от всасывающего до нагнетательного клапана компрессора. Поэтому эти измерения являются приближенными, так как утечки воздуха учитываются при помощи принятого коэффициента расхода.

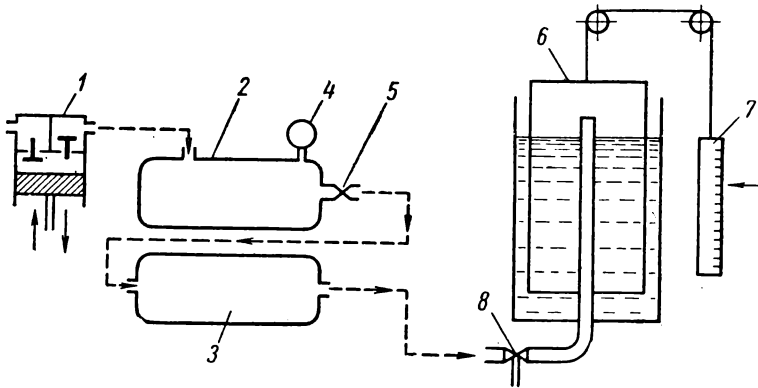
Для измерений производительности на всасывающей стороне применяют насадки или диафрагмы, служащие обычно для измерений скоростей потока, а неравномерность потока сглаживается при помощи воздушного колпака, устанавливаемого на

всасывающей линии. Такие измерения нельзя класть в основу построения рабочих характеристик, а к таким испытаниям следует относиться, как к контрольным в процессе эксплуатации установки.

На нагнетательной стороне производительность измеряют следующими способами:

по времени заполнения ресивера известной емкости с определением параметров воздуха для этого неустановившегося процесса;

при помощи газомера или газгольдера, подобного медицинскому спирометру;



Фиг. 49. Схема испытаний компрессоров на автомобильном заводе им. Лихачева:  
1 — компрессор, 2 и 3 — ресиверы, 4 — манометр, 5 — дроссельный кран, 6 — газгольдер емкостью 180 л, 7 — противовес со шкалой, 8 — переключатель.

вытеснением воды из ресивера, снабженного водомерным стеклом или расходомером воды.

Первый способ весьма неточен, хотя для создания постоянного противодействия применяют промежуточный ресивер с дросселирующим устройством. Его можно применять для отдельных замеров. Только два последних метода достаточно точны для построения рабочих характеристик компрессора.

На автомобильном заводе им. Лихачева в результате сравнения точности измерения производительности компрессора при различных методах измерения для построения характеристик автомобильных компрессоров была принята испытательная схема с газгольдером (фиг. 49). Измерения по этой схеме производят в следующей последовательности:

*период установления рабочего процесса компрессора:* для заданного числа оборотов регулируют необходимую величину рабочего давления при помощи дроссельного клапана, а переключатель направляет воздух в атмосферу. Этот период должен быть таким продолжительным, чтобы температурный режим мог установиться и воздух, поступающий в переключатель, имел темпе-

ратуру атмосферного воздуха, т. е. необходимо, чтобы существовала точка выравнивания температур до переключателя;

*период измерения производительности компрессора:* после установления рабочего процесса переключатель направляет поступающий при атмосферном давлении воздух в газгольдер, воздух поднимает колокол газгольдера и связанный с ним противовес, по скорости движения которого определяют величину производительности.

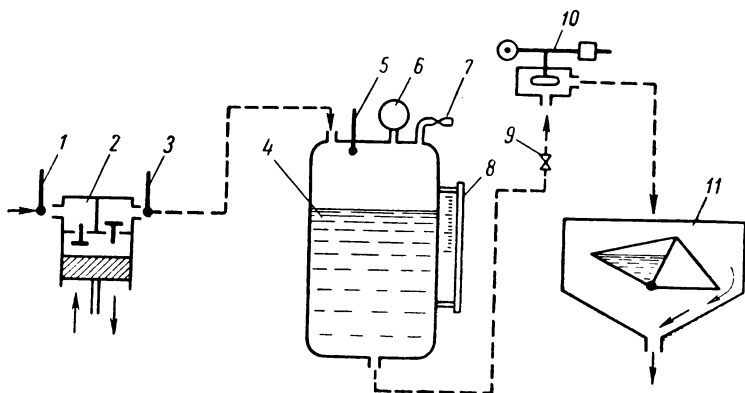
Представленная схема испытаний рассчитана на замеры производительности при атмосферном давлении, что достигается путем расширения сжатого воздуха после дроссельного крана. При этом расширении температура воздуха сильно падает, и через стенки ресивера происходит процесс теплообмена с внешней атмосферой, а величина скорости движения воздуха возрастает соответственно увеличению объема, что, с другой стороны, сокращает время теплообмена и вызывает необходимость резкого увеличения объема ресивера. Величина ресивера должна быть рассчитана так, чтобы при наибольших числах оборотов и рабочем давлении испытуемого компрессора точка выравнивания температуры располагалась до переключателя. Для контроля этого условия необходимо термометр установить перед переключателем. Ясно, что величина объема теплообменного ресивера для испытаний компрессоров в пределах одноступенчатого сжатия достигает значительных размеров, и этим исключается практическая целесообразность ее применения для расходов и давлений, при которых по условиям обеспечения теплообмена ресивер становится чрезмерно громоздким.

Измерение температуры под колоколом газгольдера затруднено движением колокола. Визуальные отсчеты по такому движущемуся термометру практически невозможны, а устройство дистанционных термоэлектрических схем измерения температуры усложнит установку.

Измерения объема воздуха при атмосферном давлении имеют тот существенный недостаток, что величина измеряемой массы резко падает, а относительная погрешность при прочих равных условиях возрастает. Кроме того, погрешность измерений по этой схеме увеличивается потому, что упругость воздуха при атмосферном давлении очень мала, и для сообщения движения уравновешенной системе измерительного колокола, масса которой равна удвоенной массе самого колокола, необходимо избыточное начальное усилие обеспечивается за счет повышения давления воздуха под колоколом, которое приводит к колебаниям уровня воды под ним и во внешнем резервуаре и соответствующему изменению плотности и давления во время измерений. При малых расходах эти колебания быстро затухают и к концу измерения уже не будут сказываться, а с возрастанием расхода воздуха эти колебания могут внести значительные погрешности, величина которых определится инерцией уравновешенной системы газгольдера. Эти

изменения давления можно контролировать по колебаниям уровня воды в неподвижном резервуаре и вносить соответствующую поправку в измерения, что усложняет их.

Итак, анализ показывает, что рассматриваемая схема измерений применима для малых производительностей компрессора



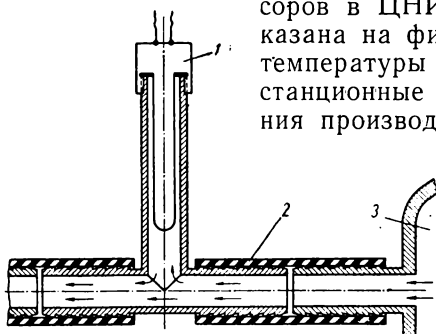
Фиг. 50. Схема испытаний компрессоров в ЦНИЛВе:

1, 3 и 5 — термометры, 2 — испытуемый компрессор, 4 — ресивер с водой, 6 — манометр, 7 и 9 — краны, 8 — водомерное стекло, 10 — дроссельный клапан, 11 — бачок для измерения расхода.

вследствие ограничений, определяемых условием выравнивания температур и инерцией уравновешенной системы газгольдера. Третий метод был использован автором при испытаниях компрессоров в ЦНИЛВе.

Измерительная схема показана на фиг. 50. В качестве измерителей температуры использованы электрические дистанционные термометры ТМЭ-45. Измерения производили по тарировочным графикам

указателя, а датчик устанавливали по схеме, показанной на фиг. 51. Для измерения температуры можно использовать также обычные стеклянные термометры, помещенные в специальные патроны, выдерживающие давление газа и обеспечивающие необходимый контакт головки термометра с нагретым воздухом через хорошо проводящую тепло стенку. По этой измерительной схеме определяется



Фиг. 51. Схема установки датчика электрического термометра ТМЭ-45 (напряжение питания 24,5 в, сопротивление датчика 53,3 ома):  
1 — датчики, 2 — шланг диаметром 1/2", 3 — компрессор.

рабочий расход компрессора (расход воздуха при рабочих давлениях и температуре), а для построения рабочих характеристик расхода воздуха, сжатого при рабочем давлении и начальной

температуре) или производительности компрессора (расхода воздуха при атмосферных давлении и температуре) используют уравнение Клапейрона.

Измерения в этом случае производят в такой последовательности:

*период установления рабочего процесса компрессора:* для заданного числа оборотов компрессора сжатый воздух направляется в ресивер, в верхней части которого оставляется воздушная прослойка, и через кран 7 (фиг. 50) выбрасывается в атмосферу, так как кран 9 при этом закрыт. Открытием крана 7 регулируют необходимое давление в ресивере по показаниям манометра 6, и работа компрессора продолжается до стабилизации показаний термометров;

*период измерения рабочего расхода компрессора:* после установления рабочего процесса медленно закрывают кран 7 и одновременно открывают кран 9, при этом показания манометра остаются постоянными, давление поддерживают регулировкой дроссельного клапана 10. После этого поступающий в ресивер воздух вытесняет воду при давлении в ресивере, фиксируемом манометром.

Некоторое изменение давления под воздействием изменения гидростатического столба составляет менее 0,1 *ати*, так как измерения производят в пределах изменения уровня менее 1 м, поэтому указанные изменения давления не могут сказаться на рабочем режиме компрессора, а величина их только фиксируется манометром. Измерение расхода производят по скорости опускания уровня в водомерном стекле, которое имеет тарировочную шкалу. Одновременно производят замер расхода воды и в измерительном бачке, который автоматически опрокидывается при наполнении его порцией воды определенного веса. Эти дублирующие замеры в области пределов водомерного стекла являются вспомогательными, а за этими пределами — основными.

В устройстве измерительного бачка нет необходимости, если водомерное стекло дает возможность следить за уровнем воды в ресивере по всей его высоте. При этом следует учесть, что сливное отверстие трубопровода вместе с бачком, после которого ставят достаточную емкость, помещается на такой отметке, чтобы вода, вытесненная из ресивера в сливной бак (на схеме не показан), могла самотеком поступать обратно в ресивер, т. е. отметка дна сливного бака должна быть выше отметки начального положения уровня воды в ресивере, а от дна его должен идти сливной трубопровод, который через кран присоединяется к основному напорному трубопроводу. Таким образом, после проведенного замера воздух из компрессора направляется в атмосферу при помощи переключателя в пневматическом трубопроводе (на схеме не показан), а после открытия крана 7 воздух выбрасывается в атмосферу, давление в ресивере падает до атмосферного, и вода из сливного бака после открытия сливного крана самотеком поступает



в ресивер. Таким образом, заполнение ресивера может осуществляться автоматически.

Все металлические участки установки должны иметь теплоизоляцию: стенки ресивера следует окрасить, крепление его производить через теплоизолирующие прокладки, а пневматический и гидравлический трубопроводы присоединять к внешним предметам также через теплоизолирующие прокладки. При выполнении указанных мероприятий получим систему тел, мало зависящую от температуры внешней среды, и поэтому тепловое уравнивание в системе при установлении рабочего режима произойдет быстро. При вытеснении воды тепловой режим не должен заметно изменяться, так как температура всей системы была поднята до значения, после которого приток тепловой энергии с поступающим воздухом будет происходить по контактной поверхности с ресивером и водой и компенсировать утечки тепла через изоляцию. Кроме того, процесс отдачи тепла от воздуха к стенкам ресивера и поверхности воды будет протекать значительно медленнее, чем процесс вытеснения воды. Поэтому температура, измеряемая термометром (см. фиг. 50), будет достаточно точно характеризовать величину тепловой энергии измеряемого объема воздуха.

В приведенной схеме, помимо устройств, обеспечивающих установившийся рабочий режим, использованы также измерительные приборы, отмечающие малейшие изменения этого режима и вносящие необходимые поправки для осреднения замеренных величин, чтобы обеспечить любую необходимую точность.

Измерения по схеме, показанной на фиг. 50, можно считать наиболее приемлемым для испытаний компрессоров, используемых в пневматических насосных установках. По показаниям термометра 7 определяем начальную температуру сжатого воздуха, поступающего в пневматический трубопровод. Ее можно рассматривать как конечную температуру сжатия в эквивалентном компрессоре для определения среднего значения показателя политропы сжатия воздуха. При этом следует учесть, что при сжатии воздуха, помимо основного выделения тепла, имеет место и некоторое дополнительное выделение тепла в результате трения поршня компрессора о его стенки и трения воздушного потока во всасывающих и нагнетательных клапанах, что несколько повышает температуру цилиндра и тем самым снижает интенсивность теплоотдачи воздуха, а также несколько повышает конечную температуру сжатия, фиксируемую термометром 7 и учитываемую тем самым при определении среднего значения показателя политропы рабочего процесса компрессора. Поэтому величина этого среднего значения, определяемая по показаниям термометра 7, является основной энергетической характеристикой теплового режима компрессора, учитывающей явления как тормозящие, так и ускоряющие интенсивность теплообмена сжатого воздуха в компрессоре. Величину повышения температуры определяют как

разность между показаниями термометра 7 и начальной температурой для фиксированного числа оборотов компрессора  $n_1$ :

$$\Delta T_1 = T_1 - T_0 = f(n_1 \text{ об/мин}).$$

Величину среднего значения показателя политропы рабочего процесса определяют по измеренным величинам давлений и температур для фиксированного значения числа оборотов компрессора из выражения, получаемого при совместном решении уравнения Клапейрона и уравнения политропы, т. е.

$$n_{cp1} = \frac{\ln \frac{p_1}{p_0}}{\ln \frac{p_1}{p_0} - \ln \frac{T_1}{T_0}} = f(n_1 \text{ об/мин}), \quad (168)$$

где  $p_0$  — начальное давление атмосферы перед всасыванием воздуха в компрессор (остается постоянной величиной);

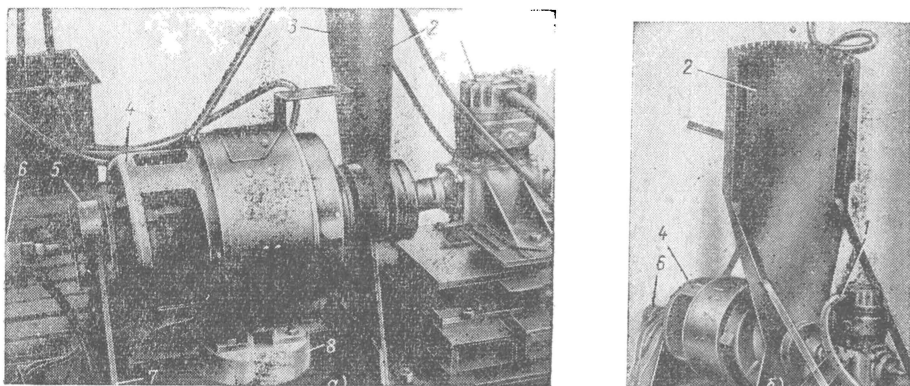
$p_1 = \text{const}$  — рабочее давление за компрессором, определяемое по показаниям манометра ресивера.

Аналогично определяют эти величины для всех прочих чисел оборотов испытуемого компрессора и строят кривые изменения этих величин в зависимости от числа оборотов компрессора (для  $p_1 = \text{const}$ ), т. е.  $\Delta T = f(n \text{ об/мин})$  и  $n_{cp} = f(n \text{ об/мин})$ , которые достаточно полно характеризуют тепловой режим работы испытуемого компрессора в принятых пределах изменения числа его оборотов и являются необходимой частью рабочих характеристик компрессора. Давление определяют по показаниям манометра, устанавливаемого на ресивере, точность работы которого зависит от постановки задачи. Обычно для построения рабочих характеристик применимы обычные технические манометры с погрешностью измерения, не превышающей 1%. Потери давления за счет трения воздуха в пневматическом трубопроводе от компрессора до ресивера (см. фиг. 50) ничтожно малы вследствие незначительности динамического напора по сравнению со статическим, сокращения до минимума длины этого участка пневматического трубопровода и улучшения теплоизоляции, которая сохраняет часть тепла, выделяющегося вследствие трения, и возвращает его протекающему воздуху. Поэтому давление в ресивере, измеренное манометром, можно рассматривать и как давление на выходе из компрессора.

Время измеряют обычными секундомерами или хронометрами.

Измерение мощности, подведенной к испытуемому компрессору, производится по величине реактивного момента, приложенного к статору двигателя, что является наиболее простым и точным из всех существующих способов. При этом номинальная мощность двигателя не должна превышать потребляемую ком-

прессором мощность более чем в 3 раза. Согласно ГОСТу 6134-58 погрешность таких измерений не превышает  $\pm 0,5\%$  максимального момента. Для приближенных измерений можно применять способ определения подведенной к компрессору мощности при помощи измерений в электрической цепи протарированного двигателя постоянного тока. Однако определение по общей потребляемой мощности потерь мощности в самом двигателе весьма трудоемко и недостаточно точно.



Фиг. 52. Балансировка противовесом двигателя постоянного тока ПН-28,5:

*a* — общий вид установки, *б* — щиток балансирующего двигателя со шкалой реактивного момента, *1* — компрессор, *2* — щиток со шкалой реактивного момента (начиная со значения реактивного момента холостого хода двигателя), *3* — стрелка статора, показывающая на шкале величину реактивного момента, *4* — статор двигателя, *5* — корпус подшипника, *6* — датчик электрического тахометра ТЭ-45, *7* — стойка корпуса подшипника, прикрепляемая к основной раме, *8* — противовес, прикрепляемый к статору.

Для определения величины реактивного момента статору сообщают свободу вращения вокруг оси вала тем, что его устанавливают в подшипниках, корпус которых крепят к стойкам, воспринимающим весь вес двигателя. Для измерения величины реактивного момента применяют весы или противовес, момент которого при повороте статора заранее определяют при работе двигателя вхолостую. Применение весов для измерений неудобно потому, что при пуске двигателя всегда возникают значительные пусковые моменты, которые могут повредить весы.

Для условий испытаний более удобным следует считать измерение реактивного момента при помощи противовеса, что дает возможность по шкале измерительного щитка, наносимой при тарировке, определять величину реактивного момента во время работы компрессора и совершенно не требует специального надзора. На фиг. 52 показано устройство для балансировки противовесом двигателя постоянного тока ПН 28,5, который применял автор при испытаниях компрессоров и пневматических насосов.

Для обеспечения плавной регулировки числа оборотов и сохранения необходимой величины момента при малых оборотах

в качестве двигателя компрессора следует применять двигатель постоянного тока с независимым возбуждением. Величина подведенной к компрессору мощности

$$N_{номр} = \frac{n}{975} M, \quad (169)$$

где  $M$  — величина реактивного момента;  
 $n$  — число оборотов компрессора.

Для измерения числа оборотов применяются тахометры — ручной механический или дистанционный электрический. При использовании дистанционного тахометра и выведении его указателя на щит управления настройка необходимого режима осуществляется очень просто: величину к. п. д. компрессора определяют по величине рабочего расхода, приведенного к начальной температуре, при этом потенциальную энергию учитывают по изотермическому расширению благодаря введению коэффициента  $n_{01}$ . Величина полезной мощности компрессора при установившемся вытеснении воды из ресивера

$$N_{выт} = (p_1 - p_0) Q_p \cdot \frac{T_0}{T_2} \cdot \frac{1}{102}, \quad (170)$$

где  $p_1$  и  $p_0$  — рабочее и начальное значения давления по абсолютной шкале;

$Q_p$  — рабочий расход воздуха при давлении  $p_1$  и температуре  $T_2$ , измеренный в ресивере;

$T_0$  и  $T_2$  — начальная и рабочая температуры воздуха по абсолютной шкале, измеренные термометрами перед входом в компрессор и в ресивере при вытеснении воды.

Полная величина мощности для установившегося вытеснения

$$N_{с пол} = N_{выт} n_{01} = n_{01} (p_1 - p_0) Q_p \frac{T_0}{T_2} \cdot \frac{1}{102},$$

где  $n_{01}$  — коэффициент потенциальной энергии, определяемый по выражению (10) и приведенный на фиг. 11.

Теперь величина к. п. д. компрессора

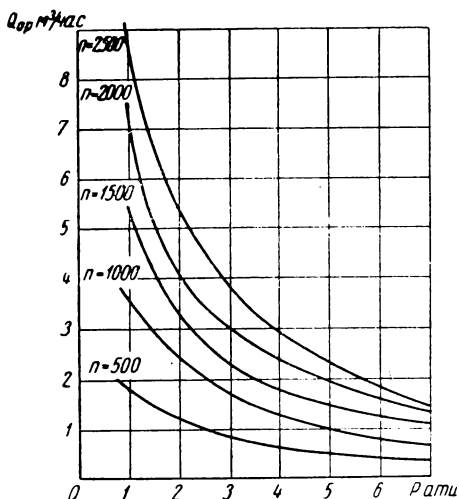
$$\eta_k = \frac{N_{с пол}}{N_{номр}} = \frac{975}{102} \cdot \frac{n_{01} (p_1 - p_0) Q_p}{nM} \cdot \frac{T_0}{T_2}. \quad (171)$$

В случае, когда часть тепловой энергии сохраняется, вносят температурную поправку по средней величине температуры рабочего процесса в исполнительной машине. Таким образом, величина действительного значения к. п. д. компрессора при наших испытаниях больше на величину отношения температур:

$$\eta'_k = \eta_k \frac{T_1}{T_0}.$$

Полученные значения рабочего расхода, приведенного к начальной температуре, а также величины подведенной мощности, измеренного давления в ресивере, среднего значения показателя политропы рабочего процесса, повышения температуры при сжатии в компрессоре и к. п. д. составляют основные рабочие характеристики в зависимости от давления или числа оборотов компрессора.

На фиг. 53 показан график рабочего расхода компрессора ЗИЛ-154, приведенного к начальной температуре. График построен по экспериментальным данным завода ЗИЛ. Графики для потребляемой мощности, к. п. д., среднего значения показателя политропы рабочего процесса и повышения температуры строят в виде кривых, показанных на фиг. 54. По этим характеристикам могут быть легко построены все кривые рабочего процесса компрессора в конкретных рабочих условиях, необходимые для расчетов.



Фиг. 53. Графики рабочего расхода компрессора ЗИЛ-154 по экспериментальным данным.

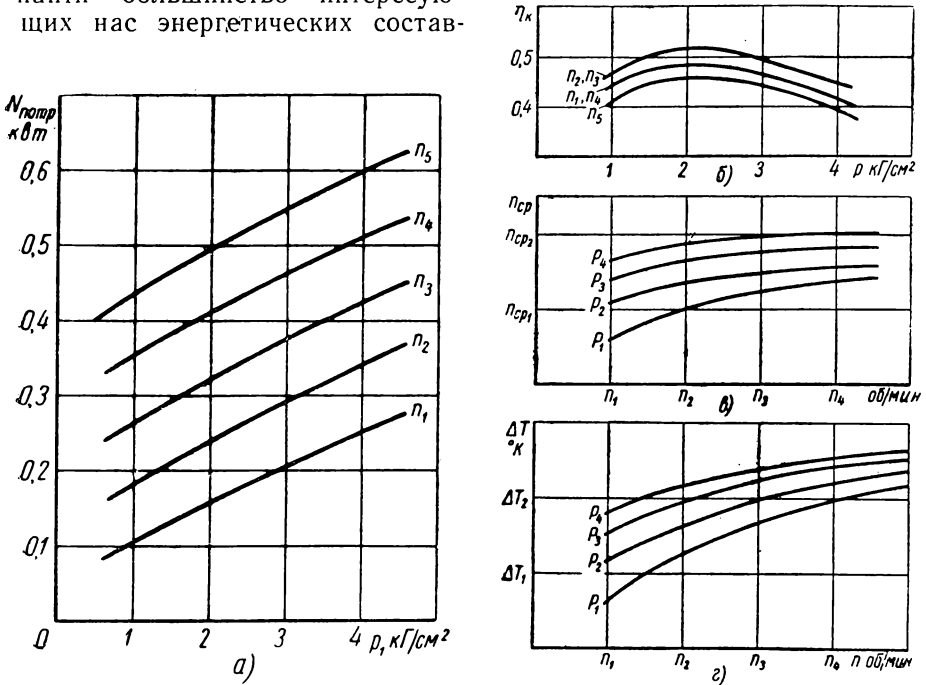
### Экспериментальные исследования работы основных узлов компрессора

Для детального изучения рабочего процесса и определения основных механических параметров компрессора обычно применяют индикаторы с пьезоэлектрическими, проволочными, емкостными, индукционными и другими преобразователями неэлектрических параметров в электрические, сигналы которых поступают в осциллограф. При этом осциллограф записывает давления в цилиндре компрессора, температуры рабочего процесса, крутящие моменты на валу, работу клапанов и др. Для записи этих величин обычно применяют магнитоэлектрический осциллограф, а для наблюдения за рабочим процессом — электронные осциллографы.

Широко распространен осциллограф МПО-2, имеющий восемь шлейфов, что обеспечивает возможность одновременной записи восьми параметров.

Осциллограммы расшифровывают при помощи тарифовочных осциллограмм, после чего строят соответствующие графики.

Однако для наших задач применение осциллографирования не всегда удобно и целесообразно, так как мы рассматриваем не механические элементы рабочего процесса, а его энергетические составляющие. Поэтому нас интересует работа отдельных узлов со стороны энергетических преобразований, т. е. преобразование подведенной мощности. Используя балансирный приводной двигатель, при соответствующей постановке эксперимента можно найти большинство интересующих нас энергетических состав-



Фиг. 54. Экспериментальные графики:

а — потребляемой мощности, б — к. п. д., в — среднего показателя политропы, г — повышения температуры.

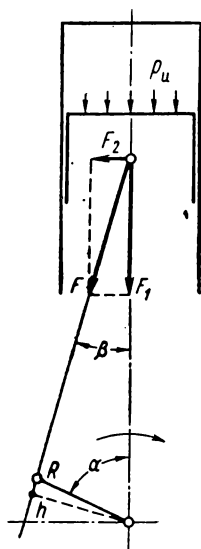
ляющих преобразования мощности, подведенной к компрессору. Таким образом, можно построить экспериментальные кривые преобразования подведенной мощности и, выделив в испытуемом компрессоре узел, наиболее существенный по величинам потерь, конструктивно доводить его до необходимых параметров под контролем этих же испытаний.

Итак, рассмотрим основные задачи анализа энергетических преобразований в компрессоре, которые можно решать при помощи описанной выше испытательной установки. К этим задачам относятся определения величин механических и аэродинамических потерь мощности и момента, необходимого для пуска компрессора. Одновременно контролируется и тепловой режим для

этих случаев. Таким образом, решение этих задач позволит экспериментально разложить подведенную к испытуемому компрессору мощность на составляющие части.

### Определение величины механических потерь мощности

Энергия, подведенная к валу работающего компрессора, преобразуется в механическую работу возвратно-поступательного движения поршня компрессора благодаря кривошипно-шатунному механизму. Трение в этом механизме вызывает преобразование части подведенной механической энергии в тепловую, которая рассеивается в окружающем пространстве. Величину этих потерь можно определить экспериментальным путем, если удастся создать условия работы поршня и кривошипно-шатунного механизма, аналогичные условиям при рабочем процессе в компрессоре, но полностью или косвенно исключая влияние других узлов. Кроме того, необходимо сделать величину этих потерь доступной для измерения непосредственного или косвенного (т. е. измерения этой величины в сумме с другой величиной, которая либо уже известна, либо легко может быть определена при дополнительных испытаниях).



Фиг. 55. Схема кривошипно-шатунного механизма.

Существо экспериментальной работы заключается в создании для испытуемого компрессора условий, при которых механические потери, были равны потерям при обычной работе, а все прочие элементы рабочего процесса исключить, чтобы на валу компрессора осталась мощность, равная мощности потерь

или сумме ее с известными величинами. Конечно, при этом можно создать только упрощенный энергетический аналог, так как индикаторная диаграмма рабочего процесса очень сложна, а для упрощения может быть охарактеризована величиной среднего значения индикаторного давления, определяемого по эквивалентной рабочей площади.

На фиг. 55 показаны схема кривошипно-шатунного механизма и основные силы, обуславливающие момент сопротивления на коленчатом валу компрессора:

$$M_c = Fh = F_1 R \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = (p_u S + I_s + \Delta F_{mp}) R \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad (172)$$

где  $F$  — сила, направленная по шатуну;  
 $h$  — плечо этой силы;

$F_1$  — составляющая этой силы, направленная по оси цилиндра;

$R$  — радиус кривошипа;

$\alpha$  — угол поворота кривошипа;

$\beta$  — угол отклонения шатуна от оси цилиндра компрессора;

$p_u = p_i - p_0$  — индикаторное избыточное давление воздуха в цилиндре компрессора в рассматриваемый момент;

$S$  — рабочая поверхность поршня компрессора;

$I_s$  — сила инерции возвратно-движущихся частей;

$\Delta F_{mp}$  — силы трения, приведенные к силе трения поршня в цилиндре компрессора.

Величина момента сопротивления связана с моментом двигателя для любого рассматриваемого положения поршня выражением

$$M_c = M_\partial - M_u, \quad (173)$$

где  $M_\partial$  — момент двигателя при данном положении поршня;

$M_u$  — момент касательных сил инерции вращающихся масс двигателя и компрессора.

Выражения (172) и (173) дают зависимости для любого момента времени. Однако мы рассматриваем работу компрессора при постоянном числе оборотов, что позволяет нам осреднить механические величины рабочего процесса компрессора за один рабочий цикл, которые являются основными энергетическими характеристиками рабочего процесса и определяют как величину подведенной мощности, так и картину энергетических преобразований в компрессоре. При постоянной скорости вращения вала компрессора за время одного цикла величина осредненного значения сил инерции равна нулю

$$\overline{M_c} = \int_t^{t+T_u} M_c = \int_t^{t+T_u} M_\partial - \int_t^{t+T_u} M_u = \overline{M_\partial}. \quad (174)$$

При осреднении выражения (172) за время одного рабочего цикла влияние сил инерции исключается,

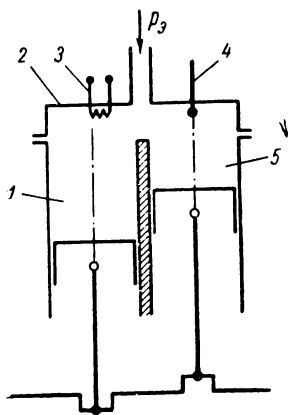
$$\overline{M_c} = \int_0^{2\pi} p_u SR \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} d\alpha + \int_0^{2\pi} \Delta F_{mp} R \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} d\alpha.$$

Согласно выражению (174).

$$\overline{M_\partial} = \int_0^{2\pi} p_u SR \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} d\alpha + \int_0^{2\pi} \Delta F_{mp} R \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} d\alpha \quad (175)$$



Итак, подведенный момент расходуется на осуществление рабочего процесса, и на преодоление трения в механизме. Из приведенного выше выражения видно, что для получения экспериментального значения второго слагаемого величину первого нужно приравнять нулю. При этом следует учесть, что давление в цилиндре компрессора влияет на величину тем, что толщина слоя смазки зависит от величин усилий  $F_2$  и  $F_1$ . Согласно гидродинамической теории смазки, величина касательных напряжений трения прямо пропорциональна вязкости масла и линейной скорости поршня и обратно пропорциональна толщине смазочного слоя. Поэтому для сохранения условий работы механизма при трении, эквивалентных рабочим условиям, следует сохранить вязкость масла, скорость движения поршня и толщину смазочного слоя. Этого можно достигнуть, обеспечив во время эксперимента температуру смазки, число оборотов и усилия на трущиеся элементы такие же, как и при работе компрессора. Последнее условие осложняется тем, что исключение первого интеграла выражения (175) требует снижения давления в цилиндре компрессора, т. е. противоречит искомому. Чтобы устранить это противоречие, необходимо рассмотреть работу двухцилиндрового компрессора, для которого выражение (175) удваивается. В этом случае мы имеем возможность направить усилия, возникающие в результате рабочего давления таким образом, что они почти уравниваются для обоих цилиндров и не будут влиять на величину подведенной мощности. При этом давление в каждом цилиндре должно быть таким, чтобы усилия на оба поршня оказались в сумме равными величине равнодействующей усилий при рабочем процессе.



Фиг. 56. Схема испытательного компрессора при определении механических потерь.

На фиг. 56 показана схема таких испытаний компрессора. Камеры 1 и 5 сообщаются между собой при помощи специальной крышки 2, установленной вместо обычной крышки с клапаным механизмом. В крышке 2 смонтированы термометр 4, электрический подогреватель 3 и пневматический трубопровод, соединяющий обе камеры с ресивером, в котором в течение опыта поддерживается необходимое постоянное давление  $P_0$ . В качестве такого ресивера можно использовать ресивер испытательной установки, показанной на фиг. 50. В этом случае ресивер заполняют воздухом частично, а через кран 7 от другого источника подают сжатый воздух, чтобы компенсировать утечки воздуха в испытуемом компрессоре. При этом для сохранения стабильности давления дроссельный клапан может быть отрегулирован

так, что он будет открываться при увеличении давления в ресивере выше допустимого и, сливая воду, поддерживать рабочий режим испытаний и сигнализировать о нем. Электрический подогреватель 3 (фиг. 56) должен подогревать воздух, чтобы обеспечить соответствующую вязкость смазочного масла. Термометр дает возможность по начальному изменению температуры судить о подогреве воздуха только от трения в цилиндре и контролировать необходимое значение температуры.

Величина мощности, подведенной к испытываемому компрессору по этой схеме, будет приблизительно равна искомой мощности трения соответствующего рабочего режима, для которого проводятся эти дополнительные испытания. Вычитание этой величины определит величины полной мощности поршня для рабочего режима и коэффициента полезного действия механической передачи компрессора.

При определении эквивалентного давления следует учесть, что при испытаниях его величина остается постоянной в течение всего времени движения поршня, тогда как при рабочем процессе мы имеем сложную картину изменения давления в цилиндре компрессора, причем в период нагнетания давление значительно выше, чем при всасывании. Поэтому для определения величины эквивалентного давления следует сначала осреднить индикаторное давление за период нагнетания (по величине эквивалентной рабочей площади). Величину среднего давления можно приблизительно определить по выражениям для идеального компрессора. Чтобы найти более точное значение, следует пользоваться действительной степенью сжатия. Полученную величину можно считать постоянной, приложенной к площади одного поршня в течение всего рабочего процесса. Следовательно, величина эквивалентного давления, приложенная к площади обоих поршней одновременно, должна быть в 2 раза меньше, т. е.

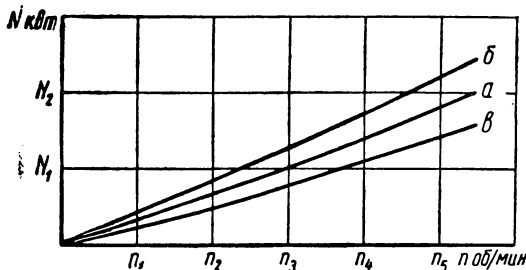
$$p_s = p_1 \left[ 1 + \frac{p_2 - p_1}{p_2} \cdot n_{1,2} \right].$$

По этому выражению можно определить предельное значение величины эквивалентного давления для одноступенчатого сжатия. Так, для степени сжатия  $\frac{p_2}{p_1} = 8$  величина  $n_{1,2} = 2,38$  и величина  $p_s = 1,54 \text{ ата}$ . Следовательно, при одноступенчатом сжатии изменение эквивалентного давления при испытаниях будет незначительным ( $1 - 1,54 \text{ ата}$ ), и не приведет к заметным изменениям потребляемой мощности. Поэтому определение механических потерь достаточно произвести для трех режимов:

основной режим (без специальной крышки компрессора): соприкосновение цилиндров осуществляется через атмосферу, без подогрева воздуха для обеспечения постоянной вязкости смазочного масла;

контрольный режим (со специальной крышкой): при эквивалентном давлении  $p = 1,54 \text{ ата}$ , при температуре смазки, определяемой трением (без дополнительного подогрева воздуха);

контрольный режим (со специальной крышкой): при атмосферном давлении и дополнительном подогреве воздуха до температуры, соответствующей наибольшей рабочей нагрузке испытуемого компрессора.



Фиг. 57. Экспериментальные кривые механических потерь компрессора:

*a* — основной режим, *б* — контрольный режим при эквивалентном давлении без подогрева воздуха, *в* — контрольный режим при атмосферном давлении и наибольшем подогреве воздуха.

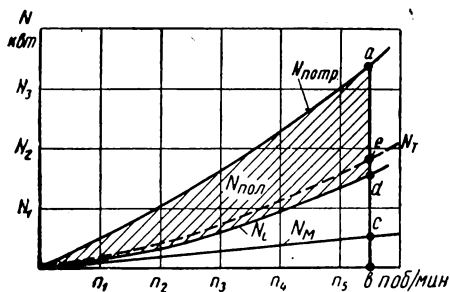
По полученным результатам строят график в виде трех кривых (фиг. 57), расхождение между которыми должно быть незначительным. На оси ординат отложены значения измеренной мощности на балансирном двигателе, а на оси абсцисс — числа оборотов компрессора при испытаниях. Таким образом, контрольные кривые *б* и *в* определяют возможные отклонения величин механических потерь в зависимости от изменений давления и температуры в цилиндре компрессора.

### Определение величины аэродинамических и объемных потерь мощности

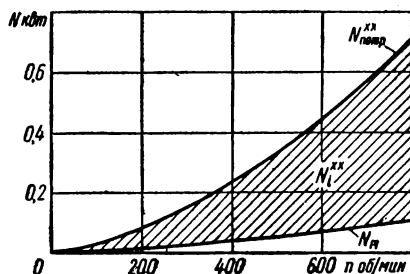
Часть подведенной к компрессору мощности тратится на преодоление аэродинамических потерь в клапанах при всасывании и нагнетании воздуха и объемных потерь на утечку его. Обычно для аэродинамической оценки головки компрессора ее продувают на специальной установке и определяют величины коэффициентов расхода для соответствующих установившихся режимов. При рабочем же процессе в компрессоре величина скорости под действием синусоидального движения поршня компрессора изменяется весьма сложно, и при расчетах рассматривают среднюю скорость движения поршня. Приведенные выше выражения (47) — (49) показывают, что определение аэродинамических потерь во всасывающем и нагнетательном клапанах путем расчета является сложной задачей, которую решают приближенно. По-

этому экспериментальное определение потерь мощности имеет большое значение при конструировании компрессора, в котором аэродинамические потери играют существенную роль в рабочем процессе и определяются экспериментально при помощи индикаторных диаграмм или осциллограмм. Экспериментальное определение аэродинамических потерь можно произвести двумя основными способами:

1) определить аэродинамические потери мощности при рабочем процессе компрессора в результате исключения из полной подведенной мощности механических потерь (определяются экс-



Фиг. 58. Определение величины потерь мощности компрессора на аэродинамические сопротивления.



Фиг. 59. Характеристика холостого хода компрессора О-39А.

периментально), мощности политропического сжатия (определяется по значениям давления до компрессора и после него и по среднему значению показателя политропы, определяемому по величинам начальной и конечной температур в результате построения основных рабочих характеристик), мощности объемных потерь (определяется экспериментально);

2) определить аэродинамические потери мощности при холостом ходе компрессора (нагнетание воздуха в атмосферу); при вычитании механических потерь мощности из измеренной величины подведенной мощности определим величину потерь мощности на аэродинамические сопротивления при работе без нагрузки со стороны нагнетания.

На фиг. 58 показано определение аэродинамических и объемных потерь мощности по первому способу: из полной подведенной мощности  $N_{пол}$  вычитают величины механических потерь мощности  $N_m$  и мощности политропического сжатия  $N_{пол}$ , определенной по параметрам давления и среднего значения показателя политропы. Величину аэродинамических и объемных потерь мощности получают в виде ординат и обозначают  $N_a$ . Этот способ довольно прост, если имеются рабочие характеристики компрессора и результаты экспериментальных определений величины механических потерь. Мы можем также разбить величину мощности политропического сжатия на составляющие величины:

мощность изотермического сжатия и величину тепловой мощности, показанной пунктиром и обозначенной  $N_m$ . Теперь можно определить преобразование энергии для произвольно выбранной точки  $b$  следующим образом:

$$\eta_k = \frac{ae}{ab} = \frac{ae}{ad} \cdot \frac{ad}{ac} \cdot \frac{ac}{ab} = \eta_{из} \eta_i \eta_m$$

где  $\eta_{из}$  — изотермический к. п. д.;

$\eta_i$  — индикаторный к. п. д.;

$\eta_m$  — механический к. п. д.

Итак, можно сделать заключение, что для полного анализа энергетических преобразований в компрессоре достаточно к основным его характеристикам добавить кривую экспериментального определения величины механических и объемных потерь, что дает основание присоединить и эти испытания к основным испытаниям компрессора. Точность и поправки для этого способа определены в результате опытных работ и сравнения полученных результатов с данными индикаторных диаграмм или осциллограмм, полученных одновременно с измерениями в контрольных точках характеристики компрессора.

По второму способу величину аэродинамических потерь определяют при работе компрессора вхолостую, что полностью отражает работу клапанов компрессора. Полученные данные после соответствующих поправок могут быть использованы в качестве опытных величин для разложения полной подведенной мощности на составляющие. Однако этот способ следует применять в основном во время конструктивной обработки клапанов для оценки относительных значений мощности, приходящихся на аэродинамические потери при работе вхолостую, что позволяет просто контролировать работу клапанов. Во время этих испытаний обеспечивают атмосферное давление как перед компрессором, так и после нагнетательного клапана. На фиг. 59 показаны опытные характеристики работы компрессора О-39А вхолостую, где величина аэродинамических потерь  $N_i^{x,x}$  определена как разность полной подведенной мощности и величины механических потерь мощности:

$$N_i^{x,x} = N_{потр}^{x,x} - N_m;$$

при этом величину механических потерь мощности определяют для основного режима.

Из этой опытной характеристики видно, что величина аэродинамических потерь значительна и клапаны следует проверять на правильность сборки и регулировки или конструкцию их изменить с тем, чтобы кривая потребляемой мощности опустилась возможно ниже. Опытное сравнение величины потерь мощности при работе вхолостую с действительными значениями, полученными из индикаторных диаграмм или по первому способу, определит поправки для перехода к рабочему процессу.

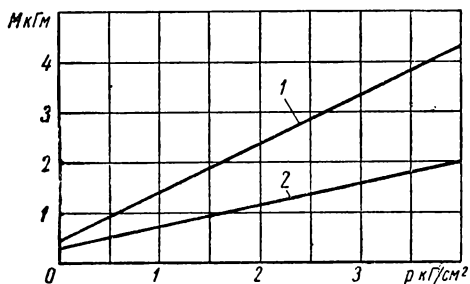
## Определение величины пускового момента компрессора

Для подбора агрегирующегося с компрессором двигателя в ряде случаев необходимо иметь пусковые характеристики компрессора, чтобы по ним определить необходимую величину крутящего момента двигателя. Это особенно важно в тех случаях, когда пневматическая насосная установка периодически отключается и включается в работу. Например, в ветропневматических водоподъемных установках при снижении скорости ветра центробежная муфта автоматически отключает компрессор и дает возможность ветроколесу свободно разогнаться и накопить кинетическую энергию, а после того, как число оборотов колеса достигнет заданного значения, центробежная муфта также автоматически включает компрессор в работу. В этом случае необходимо, чтобы величина подведенного от ветроколеса крутящего момента была равна или больше величины пускового момента компрессора.

Таким образом, в любой пневматической насосной установке после кратковременного отключения компрессора включение его будет происходить под нагрузкой, так как через нагнетательные клапаны воздух из пневматической системы проникает в цилиндр компрессора и через уплотнительные кольца и всасывающие клапаны компрессора поступает в систему впуска, что возможно только при соответствующем давлении в цилиндре. Наличие давления в цилиндре компрессора, вызывает значительное увеличение пускового момента компрессора. На фиг. 60 приведены результаты опытных измерений наибольших значений пусковых моментов компрессоров О-39А и ЗИЛ-154 при соединении нагнетательного штуцера компрессора с ресивером, в котором имеется заданное давление пневматической системы.

Давление в цилиндре возрастает в линейной зависимости от давления в системе. При этом возрастание пускового момента происходит весьма значительно и должно быть учтено при расчетах установки.

Для снижения пускового момента следует уменьшить утечки воздуха со стороны линии нагнетания, что достигается улучшением уплотнения при посадке нагнетательного клапана и устройством дополнительного клапана в напорном пневматическом трубопроводе после компрессора.

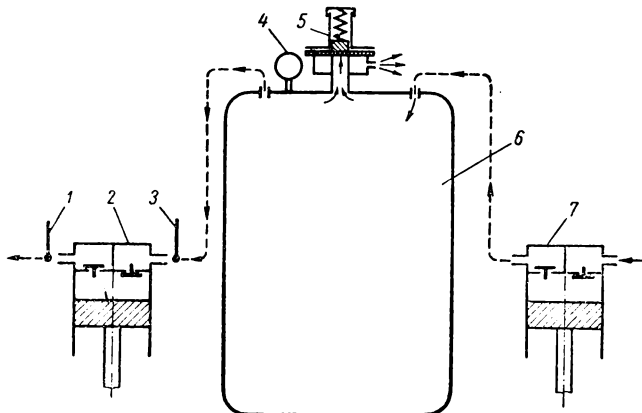


Фиг. 60. Пусковые моменты компрессоров;

1 — О-39А, 2 — ЗИЛ-154.

## Получение рабочих характеристик компрессора при работе с всасыванием сжатого воздуха

Такие испытания компрессора необходимы для расчета насосов первого класса, у которых сжатый воздух возвращается в компрессор. Как было показано выше, во время работы насосной установки давление поступающего в компрессор воздуха падает от величины, близкой к рабочему давлению, до наименьшего значения, при котором происходит подсосывание воздуха из атмосферы для компенсации утечек из замкнутой пневматической



Фиг. 61. Схема подачи сжатого воздуха в испытуемый компрессор.

системы. Для идеального компрессора при изотермическом процессе возврата воздуха выше были получены коэффициенты, характеризующие изменение рабочих характеристик.

После внесения соответствующих поправок были получены аналогичные качественные характеристики реального компрессора при оптимальных условиях работы. При этом давление всасываемого воздуха рассматривалось как эквивалентное постоянное значение давления, определенное по эквивалентной площади графика изотермического расширения. Все эти соотношения требуют опытной проверки и введения соответствующих поправочных коэффициентов. Эти испытания должны определить рабочие характеристики компрессора при работе с всасыванием постоянного эквивалентного давления, определяемого по выражению (23).

Для обеспечения необходимого давления в линии всасывания к испытательной схеме, показанной на фиг. 50, присоединяют дополнительное устройство со стороны линии всасывания испытуемого компрессора (фиг. 61). Всасывающая линия испытуемого компрессора 2 соединена на всасывании с ресивером 6, в котором постоянно поддерживается необходимое давление  $p$  путем непрерывной подачи сжатого воздуха от питающего компрессора

ра 7 и регулировки величины давления при помощи редуционного клапана 5, выпускающего избыток воздуха в атмосферу. Контроль при настройке и работе этого устройства осуществляется при помощи манометра 4 и термометров 1 и 3. При этом питающий компрессор должен обеспечивать необходимую подачу воздуха в ресивер и иметь плавную регулировку числа оборотов, т. е. в качестве привода следует применить электродвигатель постоянного тока с независимым возбуждением. Настройку питающего компрессора осуществляют при установлении рабочего режима испытуемого компрессора, при этом выброс воздуха через редуционный клапан сводят до минимума, и эти колебания не должны быть заметны по показаниям манометра. Можно применить редуционный клапан, рабочая схема и расчет которого были рассмотрены выше.

Такие испытания проводят на основе уже имеющихся рабочих характеристик компрессора и дополняют эти характеристики. По результатам испытаний строят графики, которые аналогичны графикам основных рабочих характеристик, показанных на фиг. 53 и 54, но на каждом показана зависимость давления в линии всасывания от степени сжатия и начального атмосферного давления. Сравнивая полученные результаты с основными рабочими характеристиками, находят экспериментальные кривые коэффициента использования потенциальной энергии сжатого воздуха, если всасывание сжатого воздуха производится при среднем индикаторном давлении идеального компрессора.

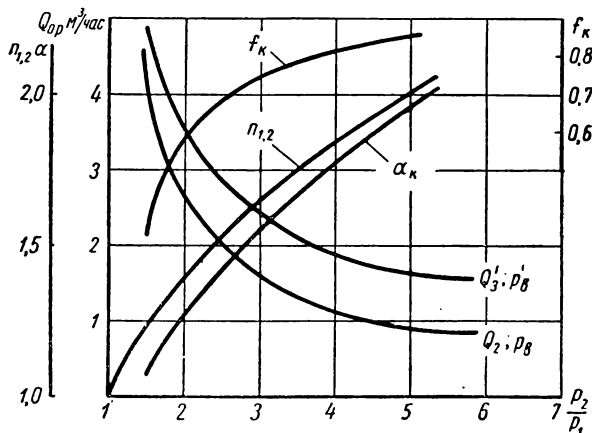
Такая обработка полученных данных и построение экспериментальной кривой коэффициента использования потенциальной энергии сжатого воздуха в компрессоре для определенного режима схематически показаны на фиг. 62. Величина коэффициента использования потенциальной энергии сжатого воздуха определена с учетом поправки на изменение коэффициента производительности согласно выражению (143). Аналогично обработаны результаты измерений и для всех других режимов, т. е. для других значений чисел оборотов компрессора. Результаты этих обработок нанесены на общий график использования потенциальной энергии при возврате сжатого воздуха в компрессор.

В результате аналогичного сравнения остальных характеристик строят графики, характеризующие изменения основных рабочих параметров при возврате сжатого воздуха в испытуемый компрессор. Таким образом, в результате описанных выше испытаний компрессора получают все необходимые экспериментальные данные для расчетов по применению испытуемого компрессора в пневматической насосной установке первого или второго класса. При этом мы рассматривали основные испытания, которые связаны с определением основных характеристик компрессора. При работе над усовершенствованием конструкции компрессора на описанной экспериментальной установке можно провести ряд испытаний, носящих частный характер.



## МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ НАСОСОВ

Приведенный выше анализ энергетических преобразований в пневматическом насосе показал, что величины к. п. д. изменяются в значительных пределах в зависимости от выбора конструктивной схемы рабочего процесса. Одновременно было показано, что выбор рабочей конструктивной схемы установки определяется не величиной к. п. д., а более обобщающими технико-эко-



Фиг. 62. Построение экспериментальной кривой коэффициента использования потенциальной энергии сжатого воздуха в компрессоре (кривые для  $Q_3, p_6, Q_2$  и  $p_8$  построены при условии  $n_1 = \text{const}$ ,

$$f_k = \frac{0,95\alpha_k - 1}{n_{1,2} - 1}; \quad n_{1,2} = \frac{p_2}{p_2 - p_1} \ln \frac{p_2}{p_1};$$

$$\alpha_k = \frac{Q_3'}{Q_2}; \quad p_6 = p_1 n_{1,2}^3; \quad p_8 = p_1.$$

номическими показателями, величины которых определяются в результате длительных эксплуатационных испытаний. Поэтому при испытаниях экспериментальных образцов пневматических насосов решают три основные задачи:

- получают основные рабочие характеристики насоса;
- проводят экспериментальное исследование работы отдельных узлов насоса;

- получают эксплуатационные характеристики насоса.

Заводские испытания пневматических насосов следует проводить согласно ГОСТу 6134-58.

Основные рабочие характеристики пневматического насоса представляют в виде кривых зависимости расхода, подводимой мощности и к. п. д. от расхода поступающего в насос воздуха для трех основных высот подъема воды. При этом расход поступающего в насос воздуха обычно выражают в объемной произ-

водительности атмосферного воздуха, а соотношение между расходами воды и воздуха — в величинах потребления воздуха, т. е. в величинах, равных количественному отношению потребляемого воздуха, приведенного к атмосферному давлению, к количеству поднятой воды (количество атмосферного воздуха, приходящегося на 1 л поднятой воды).

Выше было показано, что более удобно для расчетов и нагляднее выражать расход поступающего в насос воздуха в величинах объемного расхода при рабочем давлении, как мы и будем выражать объемную производительность поступающего воздуха.

Это делает полезным также показ изменения рабочего давления по мере увеличения расхода за счет повышения потерь. При этом изотермическая мощность компрессора определяется как полная величина мощности, переданная поступающему в насос воздуху при изотермическом сжатии. Величина полезной мощности определяется на выходе из насоса; для насоса камерного типа — на выходе из камеры, а для насоса лифтного типа — только на выходе из напорного трубопровода после водоподъема, так как рабочий процесс таких насосов продолжается и в напорном трубопроводе. Поэтому при испытаниях величина к. п. д. камерного насоса определяется непосредственно, а для насоса лифтного типа — с учетом гидравлических потерь в напорном трубопроводе. Эта величина равна произведению к. п. д. насоса на величину коэффициента, учитывающего гидравлические потери в напорном трубопроводе. Насосы лифтного типа рассматриваются как одно целое с напорным гидравлическим трубопроводом и именуется водоподъемниками, характеристики которых, таким образом, включают потери в напорном трубопроводе. Для сравнения с характеристиками насосов камерного типа в характеристики насосов лифтного типа необходимо ввести коэффициент, учитывающий потери в гидравлическом трубопроводе. Выше было показано, что для сравнения рабочих характеристик любого пневматического насоса удобно пользоваться величинами к. п. д. для насосной части установки, включающими все потери в пневматическом и гидравлическом трубопроводах и в самом насосе (кроме компрессора установки).

Экспериментальное исследование работы отдельных узлов насоса проводят для изучения гидравлических, пневматических, тепловых процессов, утечек воздуха в распределительных узлах и т. д. Эксплуатационные испытания проводят для продолжительных наблюдений за работой отдельных узлов и доводки их с целью получения наиболее простых и надежных конструкций пневматической насосной установки. При этих испытаниях проверяют как прочность, так и надежность работы отдельных конструктивных элементов насоса, удобство обслуживания и ремонта, определяют основные данные для определения технико-экономических показателей установки.

При этих испытаниях необходимо учесть, что в лабораторных условиях мы имеем короткий пневматический трубопровод и недостаточную поверхность теплообмена, а это приводит к отсутствию точки выравнивания температур и поступлению сжатого воздуха в компрессор при температуре, превышающей начальную температуру окружающей атмосферы. Чтобы учесть эту погрешность, в камеру насоса необходимо помещать термометр для контроля за величиной температуры и внесения поправок по управлению Клапейрона.

### **Построение основных рабочих характеристик насоса**

Для построения основных рабочих характеристик следует обеспечить достаточную точность измерения расхода поступающего в насос воздуха, воды на выходе из насоса и температуры во время рабочего процесса. При этом все измерения производят во время работы пневматической насосной установки. Наиболее удобным можно считать использование уже испытанного компрессора, по рабочим характеристикам которого просто определяется величина искомого расхода сжатого воздуха при рабочем процессе для фиксированных чисел оборотов компрессора. Поэтому при испытаниях пневматической насосной установки желательно применять тот компрессор, который используется в установке при эксплуатации ее (предварительно испытав этот компрессор и построив его рабочие характеристики), или любой другой компрессор, характеристики которого имеются.

Измерение расхода для напорных пневматических насосов осуществляется просто, а для насосов лифтного типа (водоподъемников) несколько осложняется тем, что рабочий процесс продолжается все время при подъеме воды и, следовательно, измерение расхода воды производится на выходе из напорного гидравлического трубопровода.

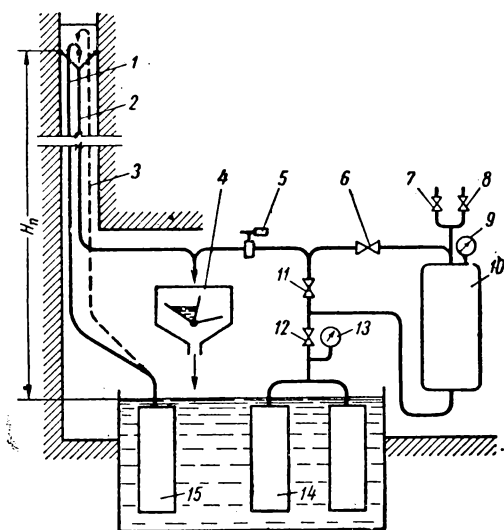
При испытаниях пневматического насоса камерного типа необходимое рабочее давление создается дросселированием на выходе из насоса, т. е. изменением сопротивления в напорном трубопроводе при небольших длинах его, а при испытаниях насоса лифтного типа необходимое рабочее давление можно создавать путем изменения высоты подъема воды (длины напорного гидравлического трубопровода), так как помещать дроссель в напорный трубопровод нельзя — это приводит к нарушению нормального рабочего процесса. Практически последняя задача решается при помощи специальных экспериментальных наливных колодцев, отметка и высота водоподъема в которых определяются объемом залитой воды, так как при работе отметка воды в колодце остается постоянной вследствие возврата поднятой воды вновь в колодец по сливному трубопроводу. Экспериментальный наливной колодец в относительно широких пределах обеспечивает необходимые условия для испытаний насосов любого типа, но использование его связано со значительными затратами на сооружение. Кроме того,

такие колодцы неудобны для монтажа и обслуживания насоса во время экспериментальных работ.

На фиг. 63 показана гидравлическая схема стенда, использованного автором в ЦНИЛВе. Этот стенд предназначался для испытаний пневматических насосов камерного типа в любом диапазоне рабочих давлений и насосов камерного типа с пульсирующей подачей для воды на высоту до 15 м, а также для испытаний и построения рабочих характеристик компрессоров. Гидравлическая часть стенда была размещена в подвальном помещении бывшей котельной, переоборудованной для испытаний насосов, при этом канал дымовой трубы был использован для установки двух напорных трубопроводов диаметром 1 1/4" и 3/4", предназначенных для испытаний лабораторного насоса, сливного трубопровода диаметром 2", обеспечивающего возврат поднятой порции воды через измерительный бачок в бак с водой.

В верхней части дымовой трубы установлен сливной бачок, направляющий воду в сливной трубопровод и закрываемый сверху крышкой, обеспечивающей тепловую изоляцию зимой, а также изоляцию гидравлической части от атмосферных осадков. Резервуар использовали для обеспечения необходимого объема пневматической системы при испытаниях лабораторного насоса и для измерения расхода сжатого воздуха при рабочем давлении во время испытаний компрессора.

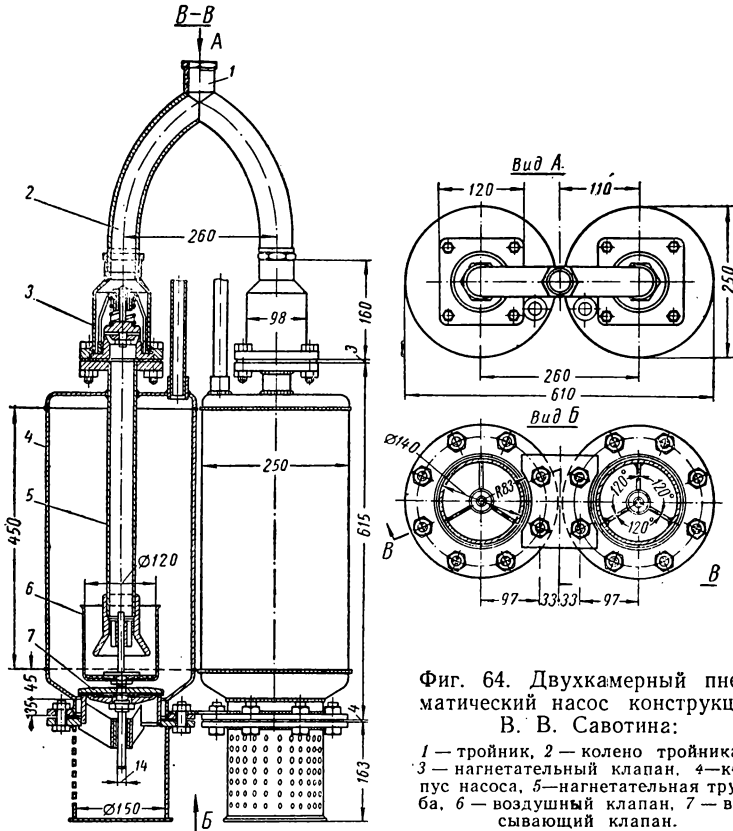
В качестве насоса камерного типа испытывали двухкамерный насос конструкции В. В. Савотина (фиг. 64). В этом насосе использованы воздушные колпаки, которые, всплывая, закрывают нагнетательный трубопровод при опорожнении камеры насоса, что предотвращает попадание в него воздуха. Дроссельный клапан (фиг. 63) обеспечивает необходимый подпор для получения рабо-



Фиг. 63. Гидравлическая схема стенда для испытаний пневматических насосов в ЦНИЛВе:

1 — напорный трубопровод диаметром 1 1/4", 2 — сливной трубопровод диаметром 2", 3 — напорный трубопровод диаметром 3/4", 4 — перекидной бачок измерения расхода, 5 — дроссельный клапан, 6, 7, 8, 11 и 12 — краны, 9 и 13 — манометры, 10 — резервуар емкостью 90 л, 14 — двухкамерный насос, 15 — лабораторный пневматический насос,  $H_n$  — высота подъема воды ( $H_n = 15$  м).

чего давления, которое фиксировалось манометром 13 при открытых кранах 11 и 12, заполненном водой ресивере и закрытых кранах 6, 7 и 8. При работе с лабораторным насосом ресивер заполняли водой так, чтобы был получен необходимый объем пневматической системы. После этого ресивер изолировали, закрывая краны 6, 11 и 12, через один из кранов 7 или 8 подавали воздух из компрессора, а через другой впускали его в камеру лаборатор-



Фиг. 64. Двухкамерный пневматический насос конструкции В. В. Савотина:

- 1 — тройник, 2 — колено тройника,
- 3 — нагнетательный клапан, 4 — корпус насоса, 5 — нагнетательная труба, 6 — воздушный клапан, 7 — всасывающий клапан.

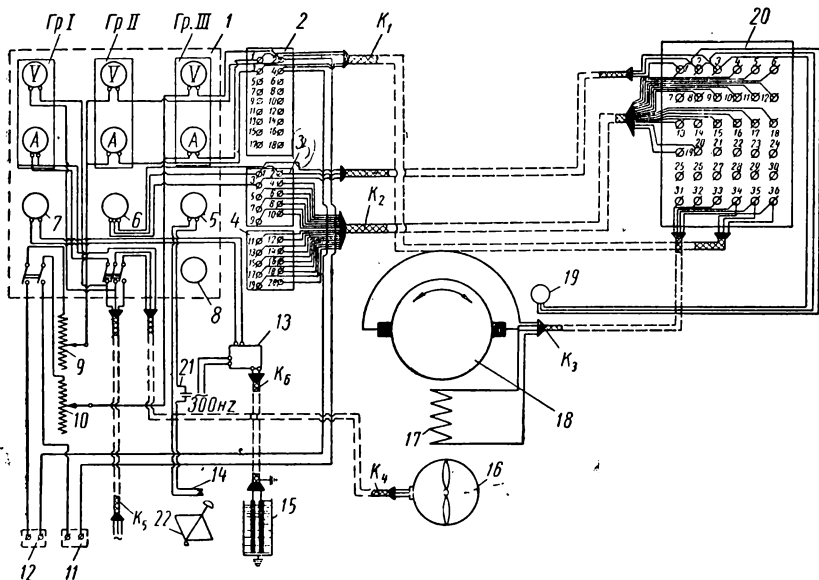
ного насоса. Управление установкой и электрические измерения во время испытаний производили при помощи специального приборного щита, электрическая схема которого показана на фиг. 65. Для проведения длительных эксплуатационных испытаний пневматических насосов на щите были установлены счетчики расхода. Так же как и во время испытаний компрессоров, был использован электродвигатель постоянного тока с балансировкой статора.

Во время испытаний пневматического насоса камерного типа измерения производят в такой последовательности:

период установления рабочего режима: для заданного числа

оборотов компрессора при помощи дросселя поддерживают необходимое рабочее давление до тех пор, пока не установится рабочий режим.

Период измерения расхода насосной установки: после установления рабочего режима насосной установки измеряют расход при помощи перекидного протарированного бачка, одновременно фикс-



Фиг. 65. Электрическая схема установки для испытаний пневматических насосов в ЦНИЛВе:

1 — приборный щит, 2—4—клеммные панели на щите 1, 5 — электроимпульсный счетчик 6 — приемник тахометра, 7 — гальванометр, 8 — манометр, 9 — реостат в цепи шунта электродвигателя, 10 — реостат в цепи якоря электродвигателя, 11 — клеммы на выпрямителе, 12 — клеммы аккумуляторной батареи, 13 — питающая часть датчика давления, 14 — контакты на измерительном бачке, 15 — датчик уровня воды в насосе, 16 — вентилятор для охлаждения компрессора, 17 — обмотка возбуждения электродвигателя, 18 — якорь электродвигателя, 19 — датчик тахометра, 20 — промежуточная клеммная панель, 21 — батарея питания электроимпульсного счетчика, 22 — измерительный бачок расхода, Гр. I — вольтметр и амперметр переменного тока в цепи вентилятора, Гр. II — вольтметр и амперметр постоянного тока в цепи возбуждения, Гр. III — вольтметр и амперметр постоянного тока в цепи якоря, K<sub>1</sub>, K<sub>2</sub>, K<sub>3</sub>, K<sub>4</sub> и K<sub>5</sub> — кабели, K<sub>c</sub> — экранированный кабель.

сируют значения всех измерительных приборов (тахометра, манометра, тарированной шкалы, реактивного момента, электрических приборов в цепи двигателя, термометра в камере насоса).

По полученным данным строят кривые показателей работы испытуемой пневматической насосной установки в зависимости от чисел оборотов компрессора и рабочего давления в напорном трубопроводе. По этим кривым строят рабочие характеристики испытуемого насоса на основании рабочих характеристик компрессора с учетом измеренной величины температуры воздуха в камере на-

соса (т. е. величину расхода приводят к температуре окружающего воздуха). Рабочие характеристики насоса строятся аналогично рабочим характеристикам компрессора, показанным на фиг. 53 и 54, с той лишь разницей, что вместо чисел оборотов компрессора приводятся соответствующие величины расхода сжатого воздуха, поступающего в насос.

Обычно температура воздуха при рабочем процессе в камере насоса изменяется незначительно, поэтому можно рассматривать расход поступающего воздуха при постоянной температуре и перестроить характеристику компрессора с учетом этого повышения температуры, а все измеренные значения расходов воды оставить без поправок. Таким образом, при построении характеристик необходимо контролировать постоянство величины температуры, а абсолютное значение температуры поступающего воздуха использовать для внесения поправок в характеристику компрессора.

Измерения при испытании пневматического насоса камерного типа с пульсирующей подачей жидкости производят в такой последовательности:

период установления рабочего режима: для заданного числа оборотов компрессора при помощи редукционного клапана так регулируют давление, чтобы оно мало отличалось от рабочего давления при вытеснении воды из камеры насоса, и поддерживают такую работу установки до тех пор, пока показания прибора не установятся;

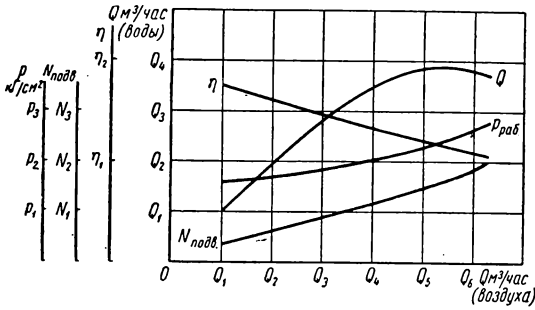
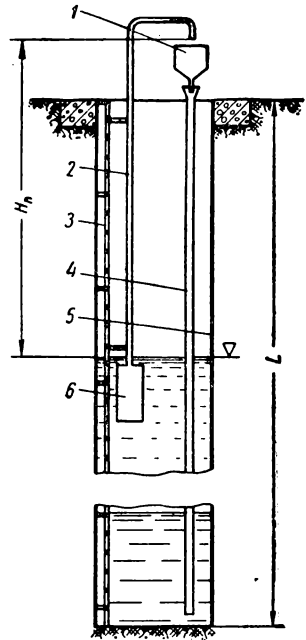
период измерения расхода насосной установки: после установления рабочего режима насосной установки производят измерение расхода в трехкратной повторности, одновременно фиксируя показания всех измерительных приборов.

По данным, полученным в результате измерений, строят рабочие кривые испытываемой пневматической насосной установки для фиксированной высоты подъема воды в зависимости от чисел оборотов компрессора и график рабочего давления.

На основании этих кривых и рабочих характеристик компрессора строят рабочие характеристики испытываемого насоса с учетом температурной поправки при определении расхода воздуха, поступающего в камеру насоса. Примерное схематическое построение этих кривых показано на фиг. 66, где приведены рабочие характеристики пневматического насоса для фиксированной высоты подъема воды; чтобы получить данные для построения аналогичных характеристик при других высотах подъема воды, необходимо переместить сливной бачок по высоте, что в описанной установке оказалось затруднительным. Эта задача решается просто при использовании заливного экспериментального колодца, дающего возможность проводить аналогичные испытания для основных высот подъема воды, величины которых обеспечиваются соответствующим погружением насоса и заполнением колодца водой.

На фиг. 67 показана схема экспериментального наливного колодца, сооруженного на полигоне ЦНИЛВа. Он выполнен из

металлических труб 5 диаметром 1 м и длиной по 6 м. Трубы и металлическое днище соединены электросваркой так, что получилась цельная водонепроницаемая конструкция, обеспечивающая возможность заполнения колодца до необходимого уровня. Полная глубина  $L$  колодца равна 30 м, а высота подъема воды для выбранной отметки заполнения —  $H_n$  при необходимости погружении испытуемого насоса 6. Напорный трубопровод 2 направляет поднимаемую воду в измерительный бак 1, откуда она стекает в сливной трубопровод 4 и самотеком возвращается в колодец для сохранения неизменности выбранной высоты подъема воды. Для удобства обслуживания и монтажных работ к стенке колодца приварена металлическая лестница 3, которую также используют для крепления напорного трубопровода и насоса.



Фиг. 66. Рабочие характеристики пневматического насоса лифтного типа ( $H_n = H_{n,1} = \text{const}$ ).

Фиг. 67. Схема экспериментального наливного колодца в ЦНИЛВе.

По полученным аналогичным рабочим характеристикам испытуемого насоса строят основные рабочие характеристики пневматического насоса, кривые изменения расхода, рабочего давления, подводимой мощности и к. п. д. в зависимости от расхода поступающего воздуха и высоты подъема воды.

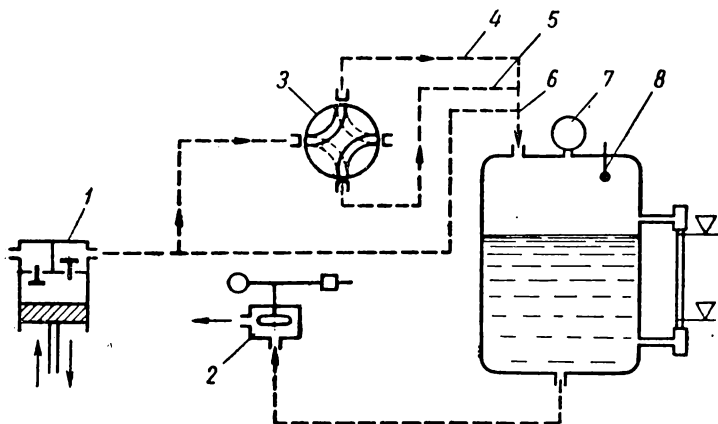
### Экспериментальные исследования работы отдельных узлов насоса

Задача этих исследований — изучение работы отдельных узлов пневматической и гидравлической систем испытуемого насоса. В каждом случае испытуемый узел при этих испытаниях должен быть поставлен в условия, тождественные тем, в которых находится насос во время работы. В общем случае производят исследования пневматической системы насосной части установки с целью определения относительных значений величин утечки



сжатого воздуха и потери рабочего давления, эффективности работы сжатого воздуха при расширении и изменении давления в начале рабочего процесса после переключения распределителя.

Величину утечки сжатого воздуха определяют для распределительного узла установки, где имеются щелевые зазоры между рабочими поверхностями. Эти испытания можно провести по схеме, показанной на фиг. 68. Компрессор 1 установки соединяется с ресивером и выдавливает воду при необходимом рабочем давлении (определяется по манометру 7), поддерживаемом

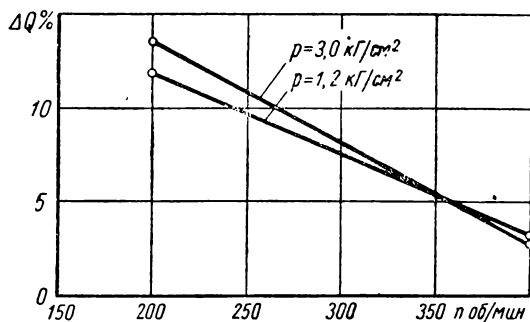


Фиг. 68. Схема экспериментального определения утечек сжатого воздуха.

регулировкой дроссельного клапана 2 для необходимых чисел оборотов компрессора (показано на схеме штриховой линией б). После этого проводят те же испытания, соединив компрессор с ресивером посредством переключателя 3 (показано на схеме штриховыми линиями 4 и 5). Относительное изменение расхода с учетом температурных поправок по показаниям термометра 8 определяет относительное значение величины утечек в распределительном узле при работе. На фиг. 69 показаны результаты испытаний по определению утечек воздуха в механическом переключателе конструкции В. В. Савотина. Видно, что для малых расходов относительная величина утечек достигает больших величин.

Определение относительной величины потерь давления в пневматической системе насоса представляется целесообразным лишь в редких случаях, когда эти величины делаются заметными. Обычно потери давления в пневматической части насоса малы по сравнению с потерями давления в гидравлической части насоса, ими можно пренебречь. Эффективность работы сжатого воздуха при расширении, т. е. определение величины коэффициента использования потенциальной энергии в насосах первого

класса производят аналогично испытаниям компрессора, описанным выше, по результатам этих испытаний строят график, аналогичный показанному на фиг. 62, но вместо значений чисел оборотов компрессора проставляют значения средних величин рабочего расхода воздуха, поступающего в камеру, а сами испытания проводятся для случая возврата сжатого воздуха и выпуска его в атмосферу. В результате сравнения полученных значений коэффициентов использования потенциальной энергии для насоса и компрессора установки находят разницу этих значений,



Фиг. 69. Относительные величины утечек в переключателе конструкции В. В. Савотина (использован компрессор О-39А).

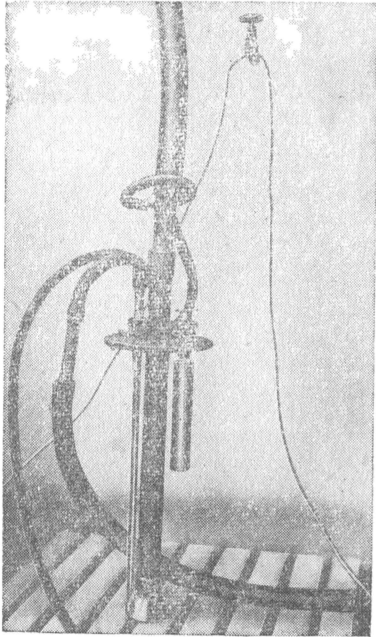
определяемую искусственным осреднением при испытании компрессора, наличием утечек в распределителе, потерями давления в системе. После исключения последних двух явлений определяют зависимость между сравнительными коэффициентами для рабочего диапазона, что позволит в дальнейшем по величинам этих коэффициентов для компрессора определять эти же коэффициенты для насосной части.

Измерения давления в начале рабочего процесса после переключения распределителя осуществляют при помощи осциллографа, для чего в камере насоса помещают соответствующий датчик. В общем случае для гидравлической системы насосной части установки проводятся исследования с целью определения относительных значений величины утечки воды или возврата ее в камеру насоса, гидравлических характеристик рабочих элементов и механики изменения скорости при заполнении камеры насоса.

Утечки воды имеют место при закрытии клапана насоса и во время вытеснения воды при недостаточных уплотнениях. Эти утечки измеряют просто: в камере насоса, заполненной водой, создают рабочее давление, изолируя воду от напорного трубопровода специальной крышкой, надеваемой на камеру, после чего напорные патрубки выключаются из системы и вода получает

выход из камеры только через уплотнения всасывающего клапана. Определив величину объема просочившейся воды за время, соответствующее времени вытеснения воды из насоса при рабочем цикле, и, разделив этот объем на среднюю величину порции вытесняемой воды, получают относительные утечки воды.

Утечки воды при закрытии всасывающего клапана могут быть определены по показаниям датчика уровня, который устанавливают на описанной выше специальной крышке камеры насоса, заглубленной ниже уровня воды и оснащенной вспомогательным трубопроводом для выпуска воздуха при заполнении камеры. Отметив показания датчика уровня до подачи давления и после нее, по тарировочному графику уровня определяют величину утечки воды при закрытии клапана.



Фиг. 70. Электролитический датчик уровня.

Возврат воды в камеру насоса имеет место в напорном трубопроводе насосов с пульсирующей подачей, где происходит взаимодействие воздушного и водяного потоков. Непосредственно эту величину определяют простым замером порции воды, вытесненной из камеры насоса при циклической работе. Для насосов лифтного типа непрерывного действия это явление играет весьма существенную роль и определяется величиной объемного к. п. д. или к. п. д. скольжения по выражению (84); чтобы найти величину этого к. п. д., определяют соотношение средних скоростей воды и воздуха в выход-

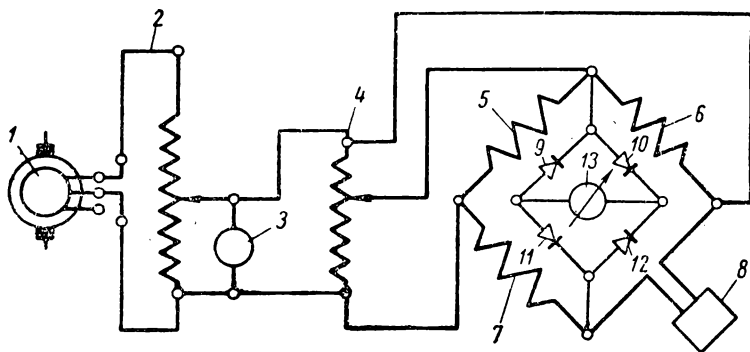
ном сечении напорного трубопровода.

Гидравлические характеристики рабочих узлов насоса определяют при помощи испытаний на специальной гидравлической или аэродинамической установке. Эти характеристики выражают коэффициент расхода или коэффициент гидравлического сопротивления. Положение уровня воды в камере осциллографируют при помощи электролитического датчика (фиг. 70 и 71).

### Получение эксплуатационных характеристик насоса

Эксплуатационные характеристики могут быть получены на описанном выше основном испытательном стенде или во время эксплуатационных испытаний установки. Результаты этих испы-

таний обобщают в виде кривых изменения основных параметров характерного рабочего режима по времени эксплуатации насоса. Только после того, как длительные испытания выявят работоспособность испытуемого узла или всего насоса, а также надежность сохранения основных параметров насоса, испытуемую



Фиг. 71. Электрическая схема датчика уровня камеры насоса:

1 — однокорный преобразователь, 2 — рсостат, 3 — вольтметр, 4 — потенциометр для установки гальванометра на пуल्प, 5—7 — сопротивления по 18 ом, 8—датчик уровня, 9—12—выпрямители, 13 — гальванометр.

конструкцию принимают в качестве промышленного образца и определяют техно-экономические показатели насоса или всей установки.

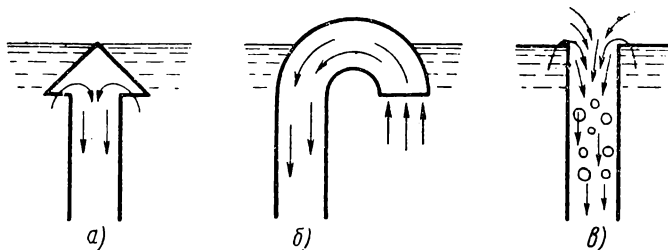
### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ЛАБОРАТОРНОГО НАСОСА

Рабочая схема и описание рабочего процесса этого насоса приведены выше. Рассмотрим теперь подробнее экспериментальные исследования основных узлов: камеры, затворной трубки и дифференциального клапана.

#### Испытания затворных трубок и дифференциального клапана

Основное назначение затворной трубки заключается в том, что она обеспечивает выпуск остатков воздуха при заполнении камеры насоса водой. При этом для нормальной работы время вытеснения воды из затворной трубки в напорный трубопровод должно быть равно времени вытеснения воды из камеры насоса. Это условие обеспечивается соответствующим выбором сопротивления затворной трубки для данной камеры насоса, а увеличение объема этой трубки ограничено, так как вызывает одновременное увеличение времени заполнения трубки водой и увеличение объема защемленного воздуха, препятствующего заполнению водой затворной трубки.

Были испытаны три затворные трубки диаметром 12, 18 и 22 мм со штуцерами на концах для соединения с напорным трубопроводом. Затворную трубку прикрепляли к крышке насоса при помощи сальникового уплотнения, для улучшения условий заполнения этой трубки служил наконечник (фиг. 72). При заполнении трубки через открытый конец (фиг. 72, в) поступающая вода смешивается с вытесняемым воздухом и образующиеся при этом пузырьки тормозят заполнение трубки. В отличие от этого наконечник, выполненный в виде конического колпачка (фиг. 72, а)



Фиг. 72. Наконечники затворной трубки.

или изогнутой трубки (фиг. 72, б), поворачивает жидкость так, что воздух оказывается отсеченным и в трубку не попадает.

Для испытаний затворных трубок была изготовлена специальная камера, диаметр которой был равен диаметру насоса, а нижняя часть выполнена конической для выравнивания скоростей. На каждую затворную трубку были изготовлены наконечники «колпачок» и «изогнутая трубка», которые прикрепляли к затворной трубке при помощи соединительной муфты. Испытания каждой трубки проводили для трех случаев: с наконечником «колпачок», с наконечником «изогнутая трубка» и без наконечника. На основании уравнения Бернулли получили выражение для коэффициента расхода трубки в следующем виде:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_{mp} \left(\frac{d_{um}}{d_{mp}}\right)^4 + \zeta_{um}}} = \frac{v}{\sqrt{2g\Delta H}}.$$

Измерив величину скорости  $v$  и величину потеряннного напора  $\Delta H$ , находили величину коэффициента расхода для каждого случая. Результаты измерений показали, что для всех случаев  $\mu = 0,50 \div 0,65$  при  $Re = 2900 \div 4800$ .

Вместо затворной трубки автором был предложен специально сконструированный дифференциальный клапан, который выпускает остатки сжатого воздуха в атмосферу и тем самым резко ускоряет процесс наполнения камеры насоса водой. В этом случае сжатый воздух поступает в напорный трубопровод, следуя за

водой, и выбрасывается в атмосферу до тех пор, пока давление в камере не станет равным давлению открытия дифференциального клапана, после чего остатки воздуха быстро выбрасываются в атмосферу.

Конструктивная схема дифференциального клапана показана на фиг. 34.

Для сравнения работы затворных трубок и дифференциального клапана были проведены сравнительные испытания их на лабораторном насосе при одинаковых условиях рабочего режима: объем ресивера 190 л, давление открытия редукционного клапана  $1,5 \text{ кг/см}^2$ , давление закрытия редукционного клапана  $1,35 \text{ кг/см}^2$ , высота подъема воды 15 м. Испытания проводились при трех значениях числа оборотов компрессора О-39А (200, 300 и 400 в минуту), представляющих наибольший практический интерес. Результаты этих испытаний показывают преимущества применения дифференциального клапана. Это еще более наглядно видно при сравнении осциллограмм заполнения камеры насоса: в случае применения дифференциального клапана время заполнения снижается с 6—8 до 2 сек.

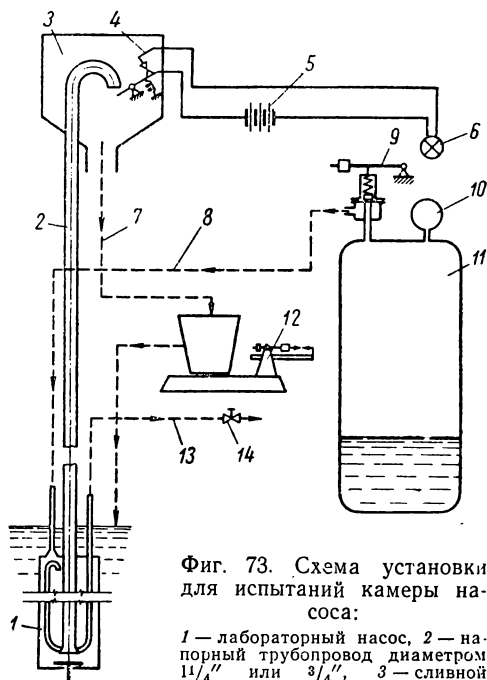
### Испытания камеры насоса

Задачей этих испытаний явилось более точное определение порядка основных гидромеханических показателей изучаемой насосной установки: расхода сжатого воздуха, наибольших значений к. п. д. насоса, объемных гидравлических потерь при подъеме воды, показателя политропы расширения воздуха при вытеснении воды из камеры насоса до сливного сечения. Для решения этой задачи необходимо было осуществить достаточно точный замер полной энергии воздуха, поступающего в камеру насоса, величины полезной работы, изменения величины давления от начального до конечного значения при соответствующих объемах, изменения объема порции воды от начальной величины до конечной вследствие утечек при вытеснении воды из напорного гидравлического трубопровода.

Испытания проводили при помощи установки, показанной на фиг. 73. В установке были использованы манометр со шкалой до  $4 \text{ кг/см}^2$  и ценой деления  $0,02 \text{ кг/см}^2$  класса точности 0,5 и весы марки ОВЗ с ценой деления 10 г. У выходного отверстия напорного трубопровода были установлены контакты для фиксации момента появления воды, при котором закрывался редукционный клапан и прекращалась подача воздуха в насос. Появление воды на верхней отметке фиксировало величину объема сжатого воздуха в этот момент, так как воздух сквозь столб воды прорваться не мог, а вода несжимаема.

Опыт показал, что скорость воды в этот момент невелика (1—2 м/сек), поэтому в пневматической системе скорости также невелики (2,5—5,0 м/сек), и величину давления во всей пневматической

части можно считать одинаковой (потерями давления можно пренебречь). Для уменьшения потерь в редукционном клапане диафрагма его была отрегулирована так, что открывалась каждый раз на величину предельного хода за счет разгрузки рабочей пружины, а у входа в напорный трубопровод были сделаны отверстия в конической насадке, увеличивающие живое сечение входа и



Фиг. 73. Схема установки для испытаний камеры насоса:

1 — лабораторный насос, 2 — напорный трубопровод диаметром  $1\frac{1}{4}$ " или  $3\frac{1}{4}$ ", 3 — сливной бачок, расположенный на высоте подъема воды, равной 15 м, 4 — электрические контакты сигнальной лампы, 5 — аккумуляторная батарея, 6 — сигнальная лампа, 7 — сливной трубопровод, по которому производится подача сжатого воздуха в насос, 8 — пневматический трубопровод, открываемый вручную и нагруженный при помощи рычага, 9 — редукционный клапан, 10 — манометр ресивера, 11 — ресивер, объем которого регулируется заполнением водой, 12 — весы для взвешивания воды, поднятой за один цикл, 13 — пневматический трубопровод для выпуска остатков воздуха из камеры насоса при заполнении его водой, 14 — кран.

уменьшающие потери давления воздуха при входе в напорный трубопровод из камеры насоса. После закрытия редукционного клапана давление, фиксируемое манометром, сохранялось неизменным и могло быть принято равным давлению во всей пневматической системе в момент закрытия клапана или появления воды у верхней отметки.

Таким образом фиксируют давление и объем в весьма близкие моменты времени, промежуток между которыми определяется лишь скоростью реакции на сигнал лампы. Эта погрешность учитывается при вычислении объема в момент загорания лампы, и, таким образом, объем приводится к показанию давления манометра. Следовательно, описанная измерительная схема дает возможность определить объем и давление сжатого воздуха в момент закрытия редукционного клапана и отсюда найти осредненный показатель политропы расширения воздуха всей пневматической системы при вытеснении воды из камеры насоса.

По другому способу испытаний подачу сжатого воздуха в камеру насоса фиксировали по времени, что давало возможность, найти критический расход, при котором происходила остановка воды в напорном трубопроводе. В этом случае объем поступающего воздуха и величину полной энергии сжатого воздуха определяли по показаниям манометра ресивера.

пневматической системы при вытеснении воды из камеры насоса.

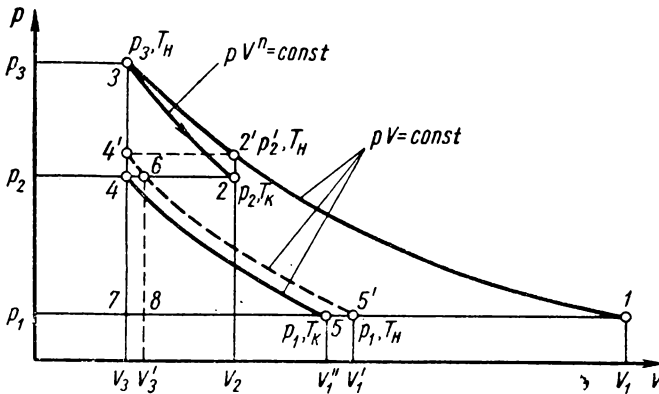
По другому способу испытаний подачу сжатого воздуха в камеру насоса фиксировали по времени, что давало возможность, найти критический расход, при котором происходила остановка воды в напорном трубопроводе. В этом случае объем поступающего воздуха и величину полной энергии сжатого воздуха определяли по показаниям манометра ресивера.

## Определение полной потенциальной энергии сжатого воздуха, поступающего в камеру насоса

Полную потенциальную энергию порции сжатого воздуха, поступающего в камеру насоса, определяют по изменению полной потенциальной энергии сжатого воздуха в ресивере. Потенциальная энергия определяется наименьшей механической работой, потребной для сжатия воздуха и приведения его в соответствующее состояние при постоянной температуре, т. е. при сжатии по изотерме. Выше было получено выражение (25) для изотермического расширения, которое после соответствующих преобразований принимает вид

$$U_3 - U_2 = V_3 \left[ p_3 \left( \ln \frac{p_3}{p_1} - 1 \right) + p_2 \left( 1 - \ln \frac{p_2}{p_1} \right) \right]. \quad (176)$$

Рассмотрим это выражение для случая политропического расширения при фиксировании объема истечения. На фиг. 74 пока-



Фиг. 74. Схема работы сжатого воздуха при истечении из ресивера.

зана схема работы сжатого воздуха при истечении из ресивера. Начальная потенциальная энергия полного объема равна работе изотермического сжатия от состояния  $p_1, V_1, T_n$  до состояния  $p_3, V_3, T_n$ , что соответствует на схеме площади криволинейного треугольника  $1-3-7$ . Расширение происходит до конечного объема  $V_2$  по политропе  $3-2$  (т. е. от начального состояния  $V_3, p_3, T_n$  до состояния  $V_2, p_2, T_k$ ), показатель которой определяется при испытаниях. После закрытия редукционного клапана, фиксирующего объем  $V_2$ , оставшаяся потенциальная энергия в ресивере определяется точкой 4, которой соответствует состояние  $V_3, p_2, T_k$ . В этом случае полная энергия определяется работой изотермического расширения от состояния  $V_3, p_2, T_k$  (точка 4) до состоя-



ния  $V''_1$ ,  $p_1$ ,  $T_\kappa$  (точка 5). На схеме показан случай изотермического расширения: изменение давления от точки 3 до точки 4' и изотерма 4'—5' (для начальных условий).

Вследствие того, что  $T_\mu > T_\kappa$ , температура в ресивере с течением некоторого времени повысится до  $T_\mu$  и состояние воздуха определится точкой 4'. Но это изменение происходит за счет притока тепловой энергии извне и представляет собой возобновляемую часть энергии, которая на схеме соответствует криволинейному четырехугольнику 4—5—5'—4', а, с другой стороны, представляет собой увеличение расхода энергии за счет увеличения показателя политропы. По схеме видно, что выражение (176) применимо для политропического расширения, где для  $p_2$  принимается конечное давление политропы, а не  $p'_2$ . Таким образом, полный расход при политропическом расширении состоит из двух основных частей: механической части (соответствует криволинейному четырехугольнику 1—3—4'—5') и механического эквивалента тепловой энергии воздуха, идущей на работу расширения при истечении порции (соответствует криволинейному четырехугольнику 4—4'—5'—5).

### Определение полного объема системы

Величина полного объема системы была определена на основании тщательных измерений геометрических параметров установки. Величина полного объема системы

$$V_{полн} = V_{з.тр} + V_{воды} + V_{возд}, \quad (177)$$

где  $V_{полн}$  — объем системы от редукционного клапана до выходного сечения гидравлического трубопровода;

$V_{з.тр}$  — объем свободного гидравлического трубопровода в рассматриваемый момент времени от отметки границы воздуха и воды до выходного сечения;

$V_{воды}$  — полный объем воды в системе в рассматриваемый момент времени;

$V_{возд}$  — полный объем воздуха при рабочем давлении от границы воздуха и воды до редукционного клапана в рассматриваемый момент времени.

Рассмотрим все элементы выражения (177) для момента подъема воды, фиксируемого сигналом лампы. Для этого момента выражение (177) принимает вид

$$V_{полн} = 0 + V_{воды} + V_{возд}^*.$$

Вычитая это выражение из выражения (177), получаем

$$0 = V_{з.тр} + V_{возд} - V_{возд}^*.$$

Но

$$V_{возд}^* = V_{p_2} + V_{возд}^{p_2},$$

где  $V_{p_2}$  — величина объема сжатого воздуха, поступившего в насос к данному моменту времени при давлении  $p_2$ ;  
 $V_{\text{остод}}^{p_2}$  — объем остаточного воздуха пневматической передачи при давлении  $p_2$ .

Подставив это выражение, получим

$$0 = V_{z. mp} + V_{\text{остод}} - V_{p_2} - V_{\text{остод}}^{p_2},$$

откуда

$$V_{p_2} = V_{z. mp} + (V_{\text{остод}} - V_{\text{остод}}^{p_2}) = V_{z. mp} + \Delta V_c,$$

где  $\Delta V_c$  — увеличение рабочего объема системы за счет сокращения объема остаточного воздуха.

$V_{p_2}$  — увеличения начального объема воздуха  $V_3$  до конечного объема  $V_2$  при соответствующих давлениях;

$$V_{p_2} = V_2 - V_3 = V_{z. mp} + \Delta V_c,$$

откуда получаем выражение

$$V_2 = V_3 + V_{z. mp} + \Delta V_c.$$

При этом следует учесть также время, потребное на замыкание контакта и реакцию после светового сигнала, ему соответствует объем  $\Delta V_p$ , равный объему струи длиной 20 см:

$$\Delta V_p = S_{z. mp} \cdot 20.$$

Для трубопровода диаметром  $1\frac{1}{4}''$   $\Delta V_p = 192,4 \text{ см}^3 = 0,1924 \text{ л}$ , а для трубопровода диаметром  $\frac{3}{4}''$   $\Delta V_p = 69,2 \text{ см}^3 = 0,0692 \text{ л}$ .

Окончательно в общем виде

$$V_2 = V_3 + V_{z. mp} + \Delta V_p + \Delta V_c.$$

Принимая, что  $\Delta V_c$  изменяется по изотерме, получаем

$$V_2 = V_3 + V_{z. mp} + \Delta V_p + 1,510 \left(1 - \frac{1,05}{p_2}\right) + 0,585 \left(1 - \frac{1}{p_2}\right).$$

Отсюда для трубопровода диаметром  $\frac{3}{4}''$

$$V_2 = V_3 + 7,43 + 0,0692 + 1,510 \left(1 - \frac{1,05}{p_2}\right) + 0,585 \left(1 - \frac{1}{p_2}\right), \quad (178)$$

а для трубопровода диаметром 1 1/4"

$$V_2 = V_3 + 15,96 \lambda + 0,1924 \lambda + 1,510 \left(1 - \frac{1,05}{p_2}\right) + 0,585 \left(1 - \frac{1}{p_2}\right), \quad (179)$$

где  $V_3$  — объем ресивера.

### Определение среднего показателя политропы расширения воздуха при вытеснении воды из камеры насоса

Величину показателя политропы  $n$  определяют по известному уравнению политропы для двух моментов работы: начального (перед открытием редукционного клапана) и конечного (момент подъема воды, закрытие клапана),

$$p_3 V_3^n = p_2 V_2^n = \text{const},$$

откуда

$$n = \frac{\ln \frac{p_3}{p_2}}{\ln \frac{V_2}{V_3}}, \quad (180)$$

где  $V_3$  и  $p_3$  — объем и давление в ресивере перед открытием редукционного клапана;

$p_2$  — рабочее давление в момент появления воды на верхней точке подъема.

Это давление определяют из следующих соображений: так как при появлении воды скорость в системе невелика, можно аэродинамическими потерями давления сжатого воздуха пренебречь и давление во всей пневматической системе считать постоянным. Для этого редукционный клапан открывают максимально, а в насадке гидравлического трубопровода делают дополнительные отверстия, увеличивающие проходное сечение. Таким образом, после закрытия редукционного клапана сохраняется конечное давление ресивера, которое было во всей системе в момент закрытия. Это давление можно принять равным  $p_2$ , следовательно, конечное давление манометра после закрытия редукционного клапана равно  $p_2$ .

Величину рабочего объема  $V_2$  воздуха в момент закрытия редукционного клапана определяют по формулам (178) или (179).

Таким образом, получим осредненный показатель политропы  $n$  расширения всей массы воздуха системы при вытеснении воды из камеры насоса до верхней отметки. С момента закрытия редукционного клапана, отмечаемого сигналом лампы, часть сжатого воздуха, поступившего в камеру насоса, обособляется и на-

чинает расширяться вследствие наличия потенциальной энергии. Непосредственное измерение давления в зависимости от положения границы вода—воздух затруднительно из-за отсутствия простого и надежного способа измерения отметки границы в гидравлическом трубопроводе при резко неустановившемся движении. Однако для нас вполне достаточно приближенное определение характера этого расширения по величине наименьшего удельного расхода, при котором вода еще непрерывно вытесняется из трубопровода.

### Определение удельного расхода воздуха

Под удельным расходом воздуха понимается величина объема воздуха (приведенного к атмосферному давлению и начальной температуре), приходящаяся на 1 л поднятой воды.

После определений величины среднего показателя политропы  $n$  можно определить изменение температуры в ресивере по формуле

$$\frac{\Delta T}{T} = \left[ \left( \frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (181)$$

где  $T_n$  — начальная температура по абсолютной шкале;  
 $\Delta T = T_n - T_k$  — изменение температуры при расширении воздуха в ресивере.

Определив по формуле (181) изменение температуры  $\Delta T$  (в наших опытах оно не превышало  $5,76^\circ$  по абсолютной шкале), приводят конечный объем  $V_3$  в ресивере к начальной температуре по уравнению Гей-Люссака

$$\frac{V_3'}{V_3} = \frac{T_n}{T_k}. \quad (182)$$

Расход воздуха определяют по выражению

$$w p_1 = p_3 V_3 - p_2 (V_3 + \Delta V_3),$$

откуда

$$w = \frac{p_3 - p_2}{p_1} V_3 - \frac{p_2}{p_1} \Delta V_3.$$

Первый член этого выражения представляет собой объем воздуха, вытекшего при изометрическом расширении, а второй член — поправку на изменение температуры. После преобразования выражения (182) и подстановки в последнее уравнение получим окончательно

$$w = \frac{p_3 - p_2}{p_1} V_3 + \frac{p_2 V_3}{p_1} \cdot \frac{\Delta T}{T_k}. \quad (183)$$

$$q = \frac{w}{W}, \quad (184)$$

где  $W$  — замеренный объем поднятой воды;

$w$  — объем потребляемого воздуха при  $p = p_{ам}$  и  $T = T_n$ .

При определении наименьшего удельного расхода для каждой серии опытов выбирали три наименьших значения  $q$  и осредняли их, а при выборе наименьшего критического расхода принимали наименьшее значение  $q$  этой серии испытаний.

### Определение показателя политропы начала вытеснения воды из гидравлического трубопровода

Рассмотрим критическое состояние при вытеснении воды из гидравлического трубопровода. Для этого сначала определим работу при этом вытеснении и изображение ее на  $pV$ -диаграмме.

На фиг. 75 слева приведена схема насоса, работа которого для перемещения воды на расстояние  $dz$

$$dA = S_{mp} \gamma (z_2 - z) dz,$$

откуда получим

$$A = \int_z^{z_2} dA = \int_z^{z_2} S_{mp} \gamma (z_2 - z) dz = S_{mp} \gamma \frac{(z_2 - z)^2}{2}.$$

Но так как

$$S_{mp} (z_2 - z) = V_c$$

последнее выражение примет вид

$$A = V_c \gamma \frac{z_2 - z}{2} = \frac{1}{2} V_c \gamma h_n = \frac{1}{2} V_c p_n,$$

где  $h_n = z_2 - z_1$  — высота пьезометрического столба в гидравлическом трубопроводе;

$p_n = \gamma h_n$  — пьезометрическое давление.

Итак, величина работы  $A$  равна площади прямоугольного треугольника, один катет которого равен пьезометрическому давлению столба воды, а другой — объему этого столба. Величина полной работы для подъема жидкости от  $z=0$  до  $h_n = z_2$

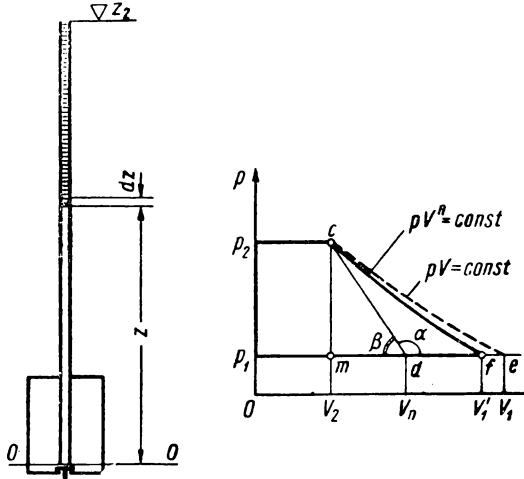
$$A = \frac{1}{2} V_c \gamma z_2 = \frac{1}{2} V_c p_n. \quad (185)$$

На фиг. 75 справа показана  $pV$ -диаграмма для этого случая. Начальный момент соответствует равновесию столба воды высотой

$z_2$  в трубопроводе и воздуха, имеющего пьезометрическое давление  $\gamma z_2 = p_n = p_2 - p_1$  и объем  $V_2$ .

Величина работы вытеснения столба жидкости из трубопровода изображается на диаграмме площадью треугольника  $cmd$ , у которого один катет  $cm$  представляет собой пьезометрическое давление начального столба жидкости, а другой  $md$  — объем этого столба.

Теперь рассмотрим работу вытеснения. Для этого проведем через точку  $c$  изотерму  $ce$  и политропу  $cf$ . В точке  $c$  мы имеем



Фиг. 75. Работа воздуха при вытеснении воды из гидравлического трубопровода.

равновесие столба воды и воздуха в камере насоса. Это равновесие может быть устойчивым, критическим и неустойчивым.

*Устойчивое равновесие* имеет место в том случае, когда малейшее приращение объема  $V_2$  сопровождается уменьшением давления воздуха в большей степени, чем для столба воды в трубопроводе, т. е. при

$$\left| \frac{dp}{dV} \right| > \left| \frac{dp_n}{dV} \right|. \quad (186)$$

В этом случае объем столба так велик, что отрезок  $cd$  проходит более полого, чем касательная к изотерме  $ce$ .

*Критическое равновесие* имеет место в том случае, когда в области точки  $c$  производные равны:

$$\left| \frac{dp}{dV} \right| = \left| \frac{dp_n}{dV} \right|, \quad (187)$$

что означает совпадение касательной к изотерме с отрезком  $cd$ . Это равновесие неустойчиво и при малейшем колебании давления в трубопроводе приведет к его опорожнению. Такой случай определяет наименьшую затрату воздуха на единицу воды, т. е. соответствует наименьшему удельному расходу воздуха.

*Неустойчивое равновесие* имеет место в том случае, когда в области точки  $c$

$$\left| \frac{dp}{dV} \right| < \left| \frac{dp}{dV} \right|, \quad (188)$$

что наблюдается, когда касательная к изотерме более пологая, чем отрезок  $cd$ . В этом случае работа вытеснения происходит по политропе и удельный расход воздуха несколько превышает тот же расход в предыдущем случае.

Итак, из условия равновесия можно найти зависимость между удельным расходом и показателем политропы в области, близкой к точке равновесия — в начале процесса вытеснения. Этот показатель политропы определит процесс расширения в начале вытеснения.

Находим производную  $\frac{dp}{dV}$  из уравнения политропы

$$pV^n = p_1 V_1^n \text{ или } p = \frac{p_1 V_1^n}{V^n};$$

$$\frac{dp}{dV} = p_1 V_1^n \left( -\frac{n}{V^{n+1}} \right) = -\frac{p_1 V_1^n}{V^{n+1}} n = \operatorname{tg} \alpha = -\operatorname{tg} \beta. \quad (189)$$

Для точки  $c$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{cm}{md} = \frac{p_2 - p_1}{V_n - V_2}.$$

Найдем отношение

$$\frac{V_2}{V_n - V_2} = \frac{V_2}{\frac{p_2 - p_1}{\operatorname{tg} \beta}}.$$

Согласно выражению (189) для точки  $c$

$$\begin{aligned} \frac{V_2}{V_n - V_2} &= \frac{V_2}{p_2 - p_1} \operatorname{tg} \beta = \\ &= \frac{V_2}{p_2 - p_1} \cdot \frac{p_1 V_1^n}{V_2^{n+1}} n = \frac{p_1}{p_2 - p_1} \cdot \frac{V_1^n}{V_2^n} n, \end{aligned}$$

НО

$$\frac{V_1^n}{V_2^n} = \frac{p_2}{p_1},$$

ПОЭТОМУ

$$\begin{aligned} \frac{V_2}{V_n - V_2} &= \frac{p_1}{p_2 - p_1} \cdot \frac{p_2}{p_1} n = \frac{p_2}{p_2 - p_1} n = \\ &= \left(1 + \frac{p_1}{p_2 - p_1}\right) n = \left(1 + \frac{10}{z_2}\right) n, \end{aligned}$$

но  $V_2 = V_\kappa$  (где  $V_\kappa$  — объем порции сжатого воздуха или камеры насоса), а  $V_n - V_2 = V_{mp}$  (где  $V_{mp}$  — объем гидравлического трубопровода), поэтому получим зависимость

$$\frac{V_\kappa}{V_{mp}} = \left(1 + \frac{10}{z_2}\right) n. \quad (190)$$

Итак, мы получили выражение для наименьшего отношения объема камеры к объему трубопровода, при котором происходит вытеснение воды из трубопровода за счет потенциальной энергии воздуха.

Преобразуем выражение (190). Объем трубопровода  $V_{mp}$  равен объему воды  $W$ , а величину объема порции сжатого воздуха приводим к атмосферному давлению:

$$\begin{aligned} V_\kappa &= \frac{\omega p_1}{p_2} = \frac{V_1 p_1}{p_2} = \omega \frac{p_1}{\frac{W}{S_{mp}} \gamma + p_1} = \\ &= \omega \frac{\frac{p_1}{\gamma}}{\frac{W}{S_{mp}} + \frac{p_1}{\gamma}} = \omega \frac{10}{z_2 + 10}. \end{aligned}$$

Согласно выражению (190)

$$n = \frac{V_\kappa}{V_{mp}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{10}{z_2}} = \frac{\omega}{W} \cdot \frac{10}{z_2 + 10} \cdot \frac{z_2}{z_2 + 10},$$

$$n = q^{\kappa p} \frac{10z_2}{(z_2 + 10)^2}, \quad (191)$$

где  $q^{\kappa p}$  — удельный расход воздуха для критического равновесия, определяемый отношением объема воздуха, приведенного к атмосферным условиям, к объему столба вытесняемой воды;



$n$  — показатель политропы вблизи точки  $c$ , характеризующий начало вытеснения воды из гидравлического трубопровода.

Но выражение

$$\frac{(z_2 + 10)^2}{10 z_2}$$

дает значение наименьшего удельного расхода воздуха при изотермическом вытеснении воды из трубопровода, поэтому, обозначив его через  $q_0$ , запишем полученное выражение в виде

$$n = \frac{q^{kp}}{q_0}, \quad (192)$$

где  $q^{kp}$  — величина критического удельного расхода, определяется опытным путем;

$q_0 = \frac{(z_2 + 10)^2}{10 z_2}$  — величина наименьшего удельного расхода воздуха при вытеснении воды из гидравлического трубопровода с изотермическим расширением в области критической точки.

Таким образом, показатель политропы, найденный из условий равновесия, определяет наименьший критический расход воздуха для вытеснения воды из напорного трубопровода, т. е. для начала работы установки. Этот показатель политропы можно распространить на движение столба жидкости в трубопроводе в пределах ламинарного движения. В дальнейшем с увеличением скорости изменяется величина показателя политропы расширения, которая стремится к адиабате.

Непосредственное измерение давления воздуха в зависимости от отметки границы вода—воздух весьма затруднительно ввиду сложности фиксирования положения водогазовой пробки, границы которой увеличиваются по высоте и не выражены явно. Ввиду того, что нас вполне удовлетворят осредненные характеристики расширения по величине расхода сжатого воздуха, непосредственные замеры давления не имели практического смысла, так как вопрос определения показателя политропы расширения в конечном счете интересует нас в связи с энергетикой процесса.

### Методика испытаний

Для изучения работы камеры были проведены испытания в такой последовательности:

определение работы вытеснения воды из камеры насоса с отключенной затворной трубкой по схеме, показанной на фиг. 73; определение работы вытеснения воды из камеры насоса с включенными затворной трубкой и дифференциальным клапаном по той же схеме;

испытание установки по схеме, отличающейся от показанной на фиг. 73 тем, что включаются в работу компрессор и редукционный клапан, а насос работает при наименьшем заглублении.

Первые испытания проводили с отключенным редукционным клапаном и компрессором, чтобы исключить их влияние на энергетику процесса. Для выявления наибольших значений к. п. д. при каждом испытании воздух подавали из ресивера, начиная с предельно допустимых по манометру давлений  $p_3 = 3,4 \text{ кг/см}^2$  и кончая наименьшими, при которых срывался подъем воды для трех значений объема ресивера  $V_3$  (50, 100 и 150 л).

Критический режим определяли опытами, при которых столб воды останавливался, но после некоторого промежутка времени выбрасывался из трубопровода. Опытами установлено, что для трубопровода диаметром  $1\frac{1}{4}''$  столб воды  $Z_2$  составляет 10 м (по манометру), а для трубопровода диаметром  $\frac{3}{4}''$  — высоту гидравлического трубопровода, т. е. 16 м.

Таким образом, величину к. п. д. и показатель политропы определяли в широком диапазоне давлений, соответствующих условиям подъема воды с фиксированием объема сжатого воздуха по сигналу лампы. Одновременно проводили контрольные измерения величины к. п. д. при фиксированном начальном давлении в том же диапазоне, при котором величина порции сжатого воздуха уже определялась по времени, т. е. уже не фиксировался конечный объем системы. Эти испытания проводили на каждом уровне прекращения непрерывности струи. Они показали, что величина к. п. д. при больших давлениях увеличивается, но не превышает величины наибольших к. п. д., которые определены по первому способу и соответствуют наименьшим возможным значениям рабочего давления воздуха. Поэтому мы для анализа пользуемся данными испытаний методом фиксирования конечного объема системы.

### О порядке ошибки при измерениях

Найдем наибольшие значения погрешности при наших определениях к. п. д. и показателя политропы. Найдем выражение для погрешности при измерениях

$$\eta_{к.ч} = \frac{WH}{A}, \quad (193)$$

где  $W$  — вес поднятой воды;

$H$  — высота подъема воды;

$A$  — полная работа, совершаемая при этом воздухом, равная полной потенциальной энергии порции воздуха, идущей на подъем воды весом  $W$ .

Согласно выражению (176)

$$A = U_3 - U_2 = V_3 \left[ p_3 \left( \ln \frac{p_3}{p_1} - 1 \right) + p_2 \left( 1 - \ln \frac{p_2}{p_1} \right) \right].$$

Выражение для полного дифференциала  $\eta_{н.ч}$  получаем в виде

$$d\eta_{н.ч} = \frac{\partial \eta_{н.ч}}{\partial W} dW + \frac{\partial \eta_{н.ч}}{\partial H} dH + \frac{\partial \eta_{н.ч}}{\partial A} dA,$$

откуда

$$\frac{d\eta_{н.ч}}{\eta_{н.ч}} = \frac{1}{\eta_{н.ч}} \cdot \frac{\partial \eta_{н.ч}}{\partial W} dW + \frac{1}{\eta_{н.ч}} \frac{\partial \eta_{н.ч}}{\partial H} dH + \frac{1}{\eta_{н.ч}} \cdot \frac{\partial \eta_{н.ч}}{\partial A} dA,$$

или

$$\frac{d\eta_{н.ч}}{\eta_{н.ч}} = \frac{dW}{W} + \frac{dH}{H} - \frac{dA}{A}. \quad (194)$$

Найдем выражение для  $dA$  ( $V_3 = \text{const}$ ,  $p_1 = \text{const}$ ):

$$dA = \frac{\partial A}{\partial p_3} dp_3 + \frac{\partial A}{\partial p_2} dp_2 = V_3 \ln \frac{p_3}{p_1} dp_3 - V_3 \ln \frac{p_2}{p_1} dp_2;$$

$$dA = V_3 \ln \frac{p_3}{p_2} dp,$$

где

$$dp = dp_3 = dp_2.$$

Подставляя полученное выражение в уравнение (194), получаем

$$\frac{d\eta_{н.ч}}{\eta_{н.ч}} = \frac{dW}{W} + \frac{dH}{H} - \frac{V_3 \ln \frac{p_3}{p_2}}{A} dp.$$

Пренебрегая малыми второго порядка, переходим к приращениям

$$\frac{\Delta \eta_{н.ч}}{\eta_{н.ч}} = \frac{\Delta W}{W} + \frac{\Delta H}{H} - \frac{V_3 \ln \frac{p_3}{p_2}}{A} \Delta p.$$

Но так как ошибки при измерениях могут иметь знак  $\pm$ , получим

$$\frac{\Delta \eta_{н.ч}}{\eta_{н.ч}} = \pm \frac{\Delta W}{W} \pm \frac{\Delta H}{H} \mp \frac{V_3 \ln \frac{p_3}{p_2}}{A} \Delta p,$$

откуда пределы наибольших величин

$$\frac{\Delta \eta_{н.ч}}{\eta_{н.ч}} = \pm \left( \frac{\Delta W}{W} + \frac{\Delta H}{H} + \frac{V_3 \ln \frac{p_3}{p_2}}{A} \Delta p \right).$$

Окончательно получаем следующее выражение для пределов погрешностей при измерениях:

$$\Delta\eta_{н.ч} = \pm \left( \frac{\Delta W}{W} + \frac{\Delta H}{H} + \frac{V_3 \ln \frac{p_3}{p_2}}{A} \Delta p \right) \eta_{н.ч}. \quad (195)$$

Из выражения (195) видно, что наибольшая погрешность при испытаниях имеет место, когда третий член имеет наибольшее значение, так как первые два члена остаются постоянными для объемов  $V_3$  ресивера, равных 50, 100 и 150 л. Рассматривая этот член в области наибольших значений к. п. д., для трубопровода диаметром 1 1/4" получаем

$V_3$ в л	50	100	150
$\frac{\Delta A}{A}$	0,0042	0,00393	0,00378

Поэтому для определения предельных значений погрешности рассматриваем работу при  $V_3 = 50$  л.

Величину  $\Delta W$  принимаем равной половине цены деления весов, т. е.  $\Delta W = 0,005$  кг, а величина  $W$  в рассматриваемом опыте равна 6,88 кг. Величина

$$\frac{\Delta W}{W} = \frac{0,005}{6,88} = 0,000726.$$

Величину  $\Delta H$  находим из условий работы. Горизонт воды в баке колеблется в пределах, не превышающих 3 см = 0,03 м. Поэтому величина

$$\frac{\Delta H}{H} = \frac{0,03}{15} = 0,002.$$

Величину  $\Delta p$  находим из заданной точности прибора 0,5% и измеряемой величины давления  $p_3 - p_1$  рассматриваемого случая. Для нашего случая  $p_3 - p_1 = 1,8$  кг/см<sup>2</sup>, поэтому

$$\Delta p = 0,005 \cdot 1,8 = 0,009.$$

Для этого случая  $A = 322$  кгм

$$\ln \frac{p_3}{p_2} = 0,3$$

и

$$\frac{50 \cdot 0,000726 \cdot 0,3 \cdot 0,009}{322} = 0,0042.$$

Итак, получаем предельные отклонения от полученной величины  $\eta_{н.ч}$ :

$$\Delta\eta_{н.ч} = \pm (0,000726 + 0,002 + 0,0042) \eta_{н.ч},$$

$$\Delta\eta_{н.ч} = \pm 0,007 \eta_{н.ч}.$$

Итак, при наших испытаниях погрешность получаемых величин  $\eta_{н.ч}$  составляет менее 1%. Найдем теперь погрешность при определении величины показателя политропы  $n$ .

Из выражения (180) находим выражение для полного дифференциала

$$dn = \frac{\partial n}{\partial p_3} dp_3 + \frac{\partial n}{\partial p_2} dp_2 + \frac{\partial n}{\partial V_2} dV_2,$$

но

$$dp_3 = dp_2 = dp, \quad \text{а} \quad dV_2 = dV \quad \text{и} \quad V_3 = \text{const},$$

поэтому

$$dn = \left( \frac{\partial n}{\partial p_3} + \frac{\partial n}{\partial p_2} \right) dp + \frac{\partial n}{\partial V_2} dV.$$

Разделив все члены этого равенства на  $n$ , получим

$$\frac{dn}{n} = \frac{1}{n} \left( \frac{\partial n}{\partial p_3} + \frac{\partial n}{\partial p_2} \right) dp + \frac{1}{n} \cdot \frac{\partial n}{\partial V_2} dV. \quad (196)$$

Частные производные равны:

$$\frac{\partial n}{\partial p_3} = \frac{\partial}{\partial p_3} \left( \frac{\ln p_3}{\ln V_2 - \ln V_3} \right) = \frac{1}{p_3 \ln \frac{V_2}{V_3}};$$

$$\frac{\partial n}{\partial p_2} = \frac{\partial}{\partial p_2} \left( - \frac{\ln p_2}{\ln \frac{V_2}{V_3}} \right) = - \frac{1}{p_2 \ln \frac{V_2}{V_3}};$$

$$\frac{\partial n}{\partial V_2} = \ln \frac{p_3}{p_2} \cdot \frac{\partial}{\partial V_2} \left( \frac{1}{\ln \frac{V_2}{V_3}} \right) = - \frac{\ln \frac{p_3}{p_2}}{\left( \ln \frac{V_2}{V_3} \right)^2 V_2}.$$

Подставляя полученные значения частных производных в уравнение (196) и выражение (180) для  $n$ , получаем

$$\frac{dn}{n} = \left( \frac{p_2 - p_3}{p_2 p_3} \right) \frac{1}{\ln \frac{p_3}{p_2}} dp - \frac{1}{V_2 \ln \frac{V_2}{V_3}} dV,$$

или

$$\frac{dn}{n} = - \left[ \left( \frac{p_3 - p_2}{p_2 p_3} \right) \frac{1}{\ln \frac{p_3}{p_2}} dp + \frac{dV}{V_2 \ln \frac{V_2}{V_3}} \right].$$

Пренебрегая малыми второго порядка, переходим к приращениям:

$$\frac{\Delta n}{n} = - \left[ \left( \frac{p_3 - p_2}{p_2 p_3} \right) \frac{\Delta p}{\ln \frac{p_3}{p_2}} + \frac{\Delta V}{V_2 \ln \frac{V_2}{V_3}} \right].$$

Но так как ошибки при измерениях могут иметь знак  $\pm$ , получим

$$\frac{\Delta n}{n} = \mp \left[ \left( \frac{p_3 - p_2}{p_2 p_3} \right) \frac{\Delta p}{\ln \frac{p_3}{p_2}} + \frac{\Delta V}{V_2 \ln \frac{V_2}{V_3}} \right]. \quad (197)$$

Применим полученное выражение в области наибольших значений к. п. д. для трубопровода диаметром  $1\frac{1}{4}''$ , при котором имеем наибольшее  $\Delta V$ . Величина  $\Delta V$  определяется временем реакции, т. е. временем, потребным для подачи сигнала от момента появления на верхней отметке до закрытия редукционного клапана. При расчетах учитывалось это введением поправки на время реакции, соответствующее длине струи 20 см. Теперь рассмотрим это явление, предполагая наибольшую возможную ошибку, соответствующую времени реакции около 0,5 сек.

Величина

$$\Delta V = vt S_{mp},$$

где  $v$  — скорость выхода струи;

$t$  — время реакции (0,5 сек.);

$S_{mp}$  — сечение трубопровода (для трубопровода диаметром  $1\frac{1}{4}''$  равно  $9,62 \text{ см}^2$ ).

Скорость струи на выходе из трубопровода для рассматриваемых областей наибольших к. п. д., соответствующих наименьшим рабочим давлениям, составляет не более 1 м/сек, т. е.  $v \leq 1 \text{ м/сек}$ :

$$\Delta V = 100 \cdot 0,5 \cdot 9,62 = 0,481 \text{ м}.$$

Анализ полученного выражения для рассматриваемых областей показывает, что наибольшее значение погрешности соответствует работе при условиях  $V_3 = 150 \text{ л}$ :

$$\Delta p = 1,4 \cdot 0,005 = 0,007; \quad p_2 = 2,14 \text{ ата}; \quad p_3 = 2,4 \text{ ата};$$

$$\ln \frac{p_3}{p_2} = 0,1133; \quad V_2 = 167,234 \text{ л};$$

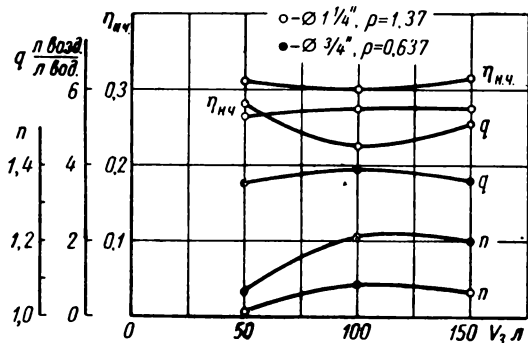
$$\frac{\Delta n}{n} = \mp \left[ \left( \frac{2,4 - 2,14}{2,4 \cdot 2,14} \right) \frac{0,07}{0,1133} + \frac{0,481}{167,234 \cdot 0,108} \right] = \pm 0,02916.$$

Итак, мы получили, что величина погрешности измерений не превышает 3% для области оптимального режима. Для области повышенных давлений начальная скорость выхода увеличивается, что приводит к увеличению возможной погрешности до 6%. Осредненные полученные результаты для разных режимов, получаем среднее значение показателя политропы, погрешность которого не превышает 4—5%, что нас вполне удовлетворяет.

### Результаты испытаний

Испытания лабораторного насоса показали, что для рассматриваемой схемы мы имеем следующие характеристики:

1. Наименьший удельный расход воздуха составляет для  $\rho = 0,637$  величину менее 4 л возд./л вод., а для  $\rho = 1,37$  величину до 5,5 л возд./л вод. (фиг. 76).



Фиг. 76. Работа камеры насоса при вытеснении воды из напорного трубопровода

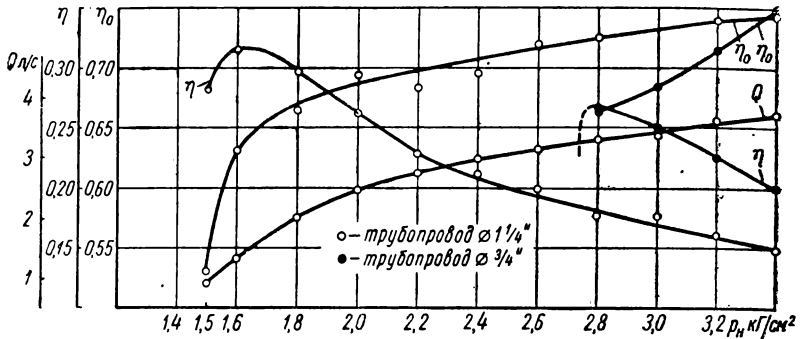
$$\left( \rho = \frac{V_{2.тр}}{V_{порции}} \right).$$

2. Величина наибольшего к. п. д. работы насосной части не превышает 0,32 (фиг. 76), что соответствует рабочему режиму пневматических насосов второго класса, т. е. работающих без использования потенциальной энергии сжатого воздуха.

3. Во время работы камеры насоса с затворной трубкой диаметром 22 мм при соединении ее с гидравлическим трубопроводом диаметром  $\frac{3}{4}$ " происходил преждевременный прорыв воздуха в гидравлический трубопровод через затворную трубку. Работа камеры насоса с дифференциальным клапаном совершается при соединении с обоими гидравлическими трубопроводами (фиг. 77). Таким образом, дифференциальный клапан обладает перед за-

творной трубкой тем преимуществом, что его работа не зависит от диаметра гидравлического трубопровода.

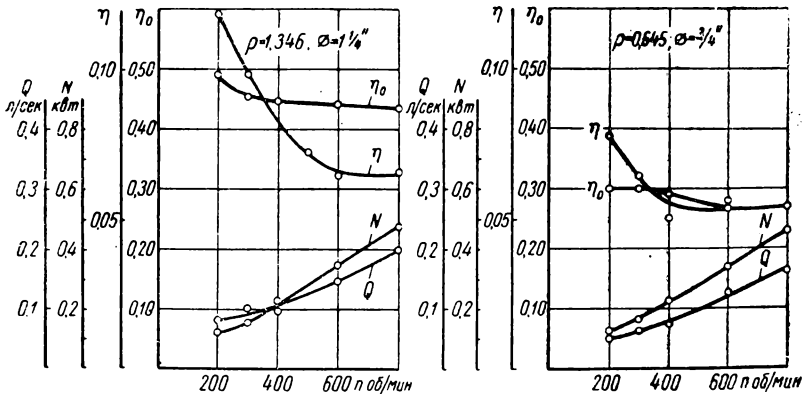
4. Величина объемных потерь воды при вытеснении ее из гидравлического трубопровода зависит от объема трубопровода,



Фиг. 77. Работа камеры насоса с дифференциальным клапаном (по сигналу лампы).

угла наклона его к вертикали и диаметра. Для гидравлических трубопроводов с диаметрами в пределах  $\frac{3}{4}$ "—1,5", расположенных вертикально и имеющих длину до 20 м, можно пользоваться эмпирической зависимостью для максимальной величины объемного к. п. д.

$$\eta_{0 \max} = 1 - 0,13\rho.$$



Фиг. 78. Работа насоса с затворной трубкой диаметром 22 мм (компрессор ЗИЛ-150)  $H=15,38$  м,  $V_p=100$  л.

5. Испытания показали, что водогазовая пробка довольно устойчива и при выбросе остатков воды из трубопровода несколько увеличивается, а воздух в воде появляется в самом конце опорожнения.



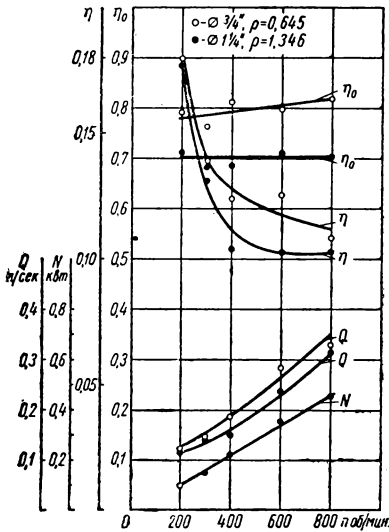
6. Измерения показателя политропы расширения воздуха системы при вытеснении воды из камеры насоса показали, что если  $\rho = 0,637$ ,  $n$  не превышает 1,22, а если  $\rho = 1,37$ ,  $n$  не превышает 1,09. Итак, теплообмен воздуха с внешней средой при работе существенен, процесс расширения приближается к изотерме, а величина наибольшего изменения температуры не превышает  $6^\circ$ .

7. Измерения при режиме критического равновесия показали, что в этой области имеет место наименьший удельный расход для случая опорожнения трубопровода, который соответствует показателю политропы, равному 1. Отклонение от 1 можно считать в пределах погрешности измерений. Итак, начальный участок

опорожнения в пределах ламинарного течения мы можем считать происходящим с изометрическим расширением воздуха.

8. Испытания насосной установки в условиях наименьшего заглубления (крышка насоса погружена на 5 см ниже уровня воды) показали, что в случае использования затворной трубки наблюдается снижение к. п. д. от 0,18 до 0,12 по сравнению с работой при использовании дифференциального клапана (фиг. 78 и 79).

Итак, при работе с дифференциальным клапаном возможно наименьшее заглубление насоса, в то время как для работы с затворной трубкой необходимо определенное заглубление его. В этом случае величина подведенной к компрессору мощности определялась при помощи балансирного тарированного двигателя ПН-28,5 постоянного тока.



Фиг. 79. Работа насоса с дифференциальным клапаном (компрессор ЗИЛ-150).

Полученные характеристики показывают, что к. п. д. имеет наибольшее значение в области малых расходов, а при увеличении расхода резко падает.

### Зависимость между к. п. д. и удельным расходом воздуха при подъеме воды

В литературе результаты испытаний пневматических насосов обычно выражают в виде удельного расхода воздуха в зависимости от высоты подъема воды или расхода поднимаемой воды. При этом часто величину удельного расхода воздуха рассматривают как основной показатель эффективности водоподъема, т. е. в ряде случаев подменяют им к. п. д. Поэтому найдем зависимость

между этими величинами, которой можно пользоваться для обработки опытных данных и перевода одной величины в другую. Искомую зависимость получаем из исходного выражения для к. п. д. насосной части.

$$\eta_{н. ч} = \frac{WH\gamma}{V_2 p_2 \ln \frac{p_2}{p_1}} = \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{W}{V_2 \frac{p_2}{p_1}} \cdot \frac{p_2 - p_1}{p_2 \ln \frac{p_2}{p_1}} \cdot \frac{H\gamma}{p_2 - p_1}.$$

После введения соответствующих обозначений получим

$$\eta_{н. ч} = \lambda \cdot \frac{1}{q} \cdot \frac{1}{n_{1,2}} \varphi_2, \quad (198)$$

где  $\lambda = \frac{p_2}{p_1}$  — степень сжатия поступающего воздуха;

$q = \frac{p_1}{W p_2 V_2}$  — удельный расход сжатого воздуха на 1 л поднятого объема  $W$  воды, приведенный к атмосферному давлению  $p_1$ ;

$n_{1,2} = \frac{p_2 \ln \frac{p_2}{p_1}}{p_2 - p_1}$  — энергетический коэффициент отношения работ (приведен выше);

$\varphi_2 = \frac{\gamma H}{p_2 - p_1}$  — отношение давления статического столба  $H$  к давлению динамического столба воды.

Рассмотрим полученное выражение для случая работы насосной части в идеальных условиях, когда отсутствуют трение в напорном трубопроводе (т. е.  $H\gamma = p_2 - p_1$ ) и объемные потери воздуха при рабочем процессе.

Для насосов первого класса удельный расход воздуха в принятых условиях

$$q_{\min}^I = \frac{w}{W} = \frac{W \frac{p_2}{p_1}}{W} = \frac{p_2}{p_1} = \lambda,$$

а величина к. п. д. насосной части

$$\eta_{н. ч}^I \max = \frac{WH\gamma}{V(p_2 - p_1)} = 1.$$

Для насосов второго класса удельный расход воздуха в принятых условиях

$$q_{\min}^{II} = \frac{w}{W} = \frac{p_2}{p_1} = \lambda,$$

а величина к. п. д. насосной части

$$\eta_{н.ч. \max}^{\text{II}} = \frac{1}{n_{1,2}}.$$

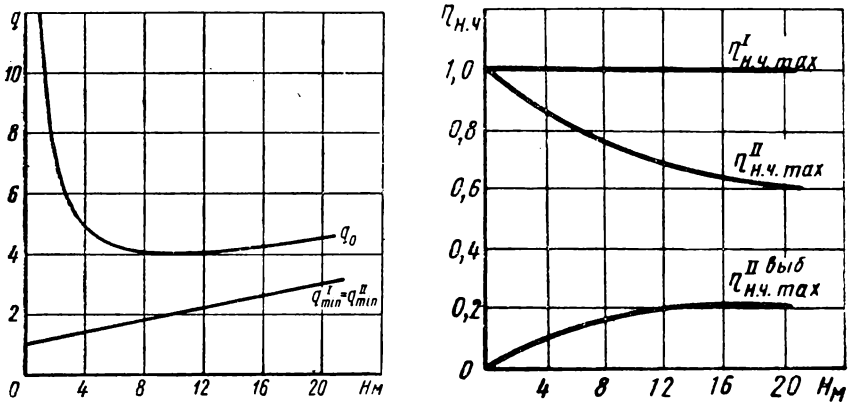
Для насосов второго класса, работающих с расширением воздуха при подъеме воды в напорном трубопроводе, удельный расход воздуха для опорожнения гидравлического трубопровода определится, согласно выражению (192), при показателе политропы  $n=1$ , т. е.

$$q_{\text{с min}}^{\text{II}} = q_0 = \frac{(z_2 + 10)^2}{10z_2} = \frac{(H + 10)^2}{10H},$$

а составляющая к. п. д., приходящаяся на выброс воды из напорного трубопровода с учетом выражения (185),

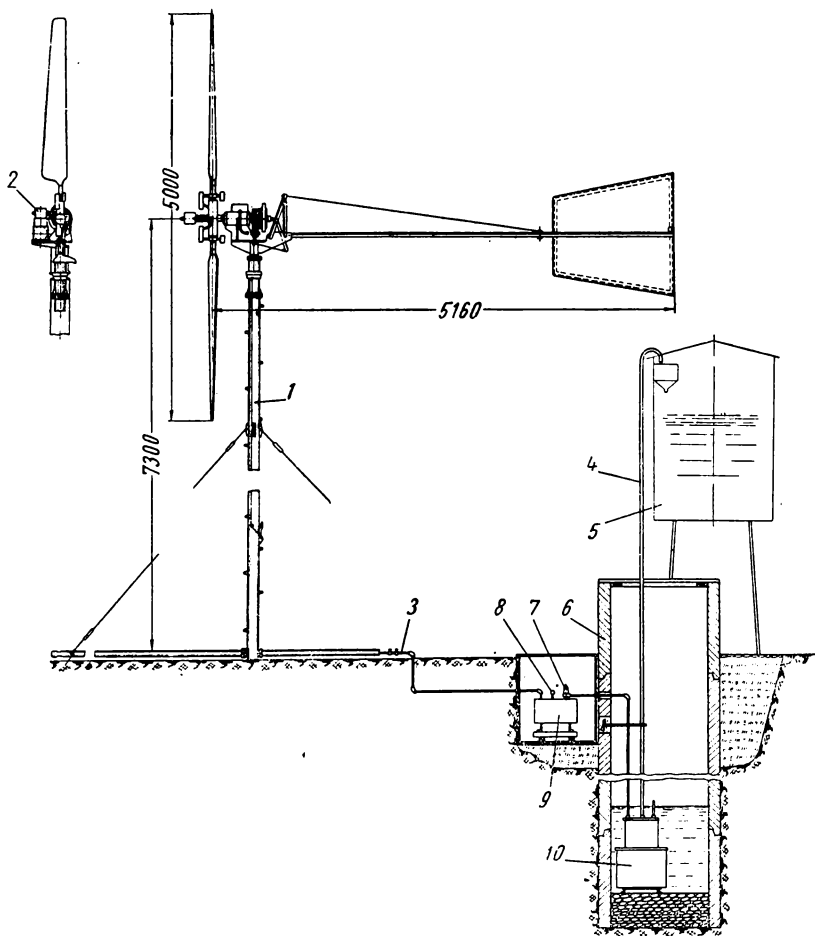
$$\eta_{н.ч. \max}^{\text{II выб}} = 0,5 \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{10H}{(H + 10)^2} \cdot \frac{p_2 - p_1}{p_2 \ln \frac{p_2}{p_1}} = 0,5 \frac{H^2}{(H + 10)^2} \cdot \frac{1}{\ln \frac{H + 10}{10}}.$$

Результаты полученных выражений показаны на фиг. 80, на которой приведены кривые для теоретической работы, рассматри-



Фиг. 80. Удельные расходы воздуха и соответствующие им к. п. д. насосной части при идеальных условиях подъема воды для основных случаев работы ( $\varphi=1$ ,  $q=q_{1 \min}$ ).

ваемой как предел практической работы. Полученные зависимости показывают, что величина удельного расхода воздуха при подъеме воды является составной величиной выражения для к. п. д., а для насосов первого и второго классов при одном и том же значении удельного расхода получаем разные величины к. п. д. насосной части. Наличие в реальных условиях трения и объемных потерь сказывается на увеличении удельного расхода и рабочего давления, что снижает величину к. п. д.



Фиг. 81. Принципиальная рабочая схема ветропневматического водоподъемника ВПВ-5:

1 — ветродвигатель, 2 — компрессор, 3 — воздухопровод, 4 — водонапорная труба, 5 — водонапорная башня, 6 — колодец, 7 — редукционный клапан, 8 — манометр, 9 — ресивер, 10 — насос.

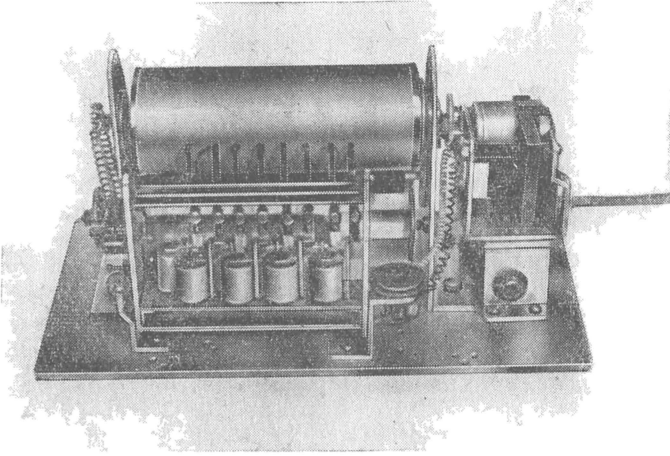
## ИСПЫТАНИЯ ВЕТРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ВОДОПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ ВПВ-5

В результате теоретических и экспериментальных работ автором была предложена новая принципиальная рабочая схема ветропневматического водоподъемника ВПВ-5 (фиг. 81). Для проведения рабочих и эксплуатационных испытаний под руководством автора и М. И. Рыбакова в ЦНИЛВе была создана конструкция экспериментальной установки (1957 г.). В установке использовано быстроходное ветроколесо ЦАГИ диаметром 5 м, регулирование числа оборотов осуществлялось центробежно-аэродинамически путем поворота всей лопасти (при скорости ветра 8 м/сек число оборотов составило 240—260 в минуту, а при 25 м/сек — до 280 в минуту). Крутящий момент вала ветроколеса на компрессор передавался посредством центробежной муфты и клиноременной передачи с передаточным отношением  $i=1,5$ . Центробежная муфта была отрегулирована на включение компрессора при числе оборотов 180—190 в минуту и выключение при 82 об/мин. В установке применяли компрессор О-39А, у которого рабочий диапазон числа оборотов составлял 200—400 в минуту, и специально спроектированный насос ПАК-50 конструкция и работа которого были подробно описаны выше.

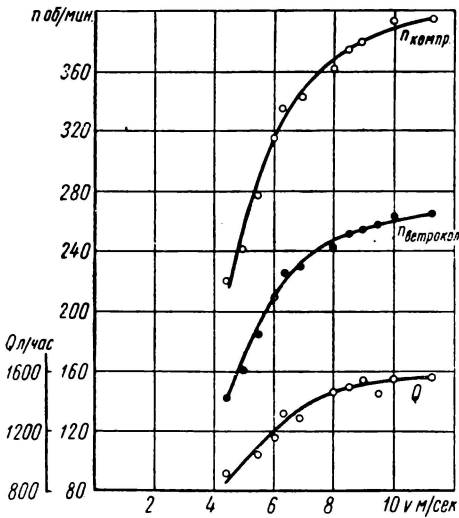
Испытания проводили в экспериментальном колодце, схема которого показана на фиг. 67 при высоте подъема воды 14 и 21,7 м. Расход определяли при помощи мерного опрокидывающегося бачка, срабатывающего под действием силы тяжести порции воды объемом 12—14 л. На бачке имелись электрические контакты, которые подавали сигнал на счетчик или минутный хронограф.

Пневматический трубопровод был выполнен из труб диаметром 1½". Стыки труб были соединены автогенной сваркой, а полная длина трубопровода от компрессора до ресивера составила 73 м. Для записи скорости ветра была сооружена анемометрическая мачта, расположенная на расстоянии 10 м от установки. Положение мачты определилось преобладающим направлением розы ветров 1955—1956 гг. На мачте был установлен анемометр АГЭ-1 с частыми электрическими контактами, который впоследствии был заменен анемометром АГЭ-4 в связи с переходом на запись суточных хронографом.

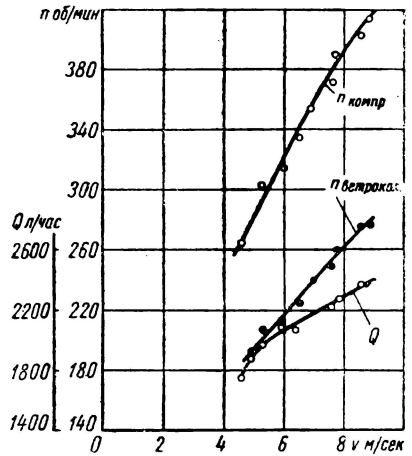
На головке ветродвигателя были установлены электрические контакты, отмечающие числа оборотов вала ветроколеса и вала компрессора. Электрические сигналы поступали на минутный хронограф, где фиксировались сигналы от бачка, анемометра, вала компрессора, вала ветродвигателя и отметчика времени. Внешний вид этого хронографа, изготовленного в отделе испытаний ЦНИЛВа для испытаний ветроустановок, показан на фиг. 82. Время фиксируется через каждые 30 сек. на ленте из кальки, скорость движения которой равна 746 мм в минуту. Продолжительность одной записи на этом хронографе ограничена объемом ленты, наматываемой на приемный барабан, и не превышает 20 мин.



Фиг. 82. Минутный хронограф ЦНИЛВа.

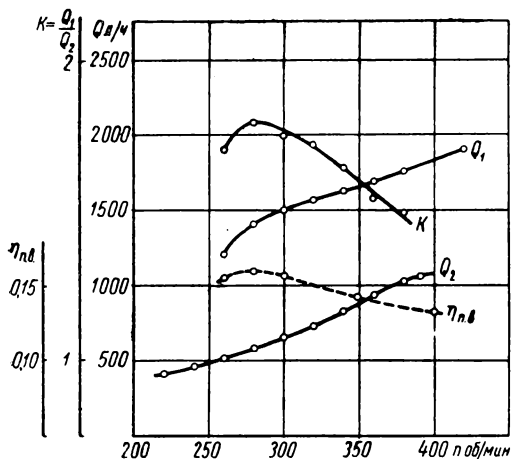


Фиг. 83. Результаты испытаний установки ВПВ-5 с лабораторным насосом при высоте подъема воды 14 м (включение муфты при 180 об/мин и выключение при 82 об/мин, длина пневматического трубопровода 73 м. Компрессор О-39А,  $i=1,5$ ).



Фиг. 84. Результаты испытаний установки ВПВ-5 с насосом ПАК-50 при высоте подъема воды 14 м (длина трубопровода равна 73 м. Компрессор О-39А,  $i=1,5$ ).

После подготовительных и наладочных работ по регулировке муфты была произведена запись работы установки ВПВ-5 с лабораторным насосом при высоте подъема воды 14 м для сравнения с результатами лабораторных испытаний на стенде. Осреднение замеренных величин производили за время одного цикла работы насоса, которое не превышает 1 мин. для лабораторного насоса. Из полученных величин определяли средневзвешенные величины в диапазоне скоростей ветра от 4 м/сек и выше через каждые 0,5 м/сек. Лабораторный насос для этих испытаний был собран с затворной трубкой диаметром 22 мм. Результаты этих испытаний показаны на фиг. 83. Видно, что мощность на валу ветродвигателя становится достаточной для нормального рабочего процесса, начиная со скорости ветра 4,5 м/сек, т. е. после включения число оборотов ветроколеса не снижается до выключения. Возможна также работа при меньшей скорости ветра за счет инерции ветроколеса с момента включения центробежной муфты до момента выключения ее. В этом случае работа происходит в результате частых включений и выключений компрессора, что резко ускоряет износ механизмов и нежелательно при эксплуатации.

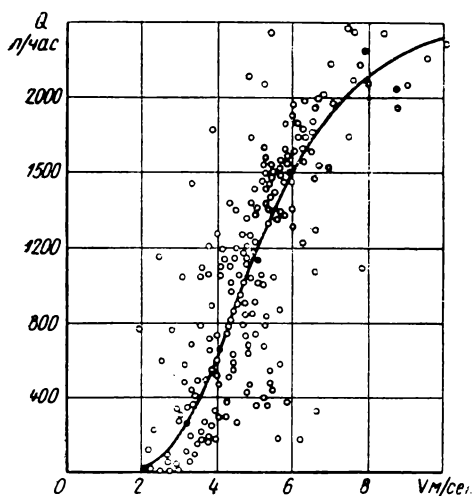


Фиг. 85. Результаты увеличения объема камеры насоса ( $H=14$  м,  $Q_1$  — для насоса ПАК-50,  $Q_2$  — для лабораторного насоса,  $\eta_{н.в}$  — к. п. д. при использовании насоса ПАК-50).

Результаты испытаний показали, что рабочие характеристики лабораторного насоса в случае работы в установке ВПВ-5 практически не отличаются от рабочих характеристик этого же насоса при работе на испытательном стенде, т. е. величина потерь при увеличении длины пневматического трубопровода от 3 до 73 м практически мало заметна, а емкость пневматического трубопровода можно рассматривать как емкость эквивалентного ресивера.

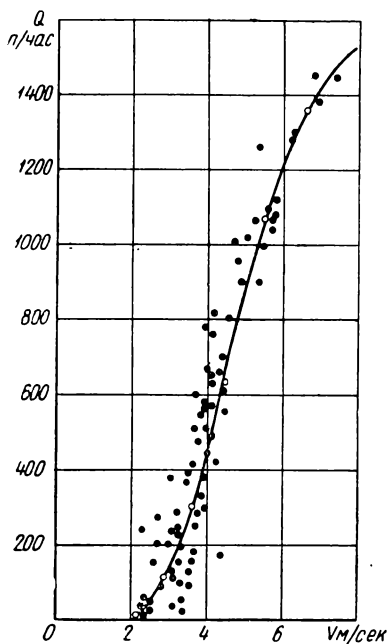
При идентичных условиях были проведены испытания установки ВПВ-5 при работе с насосом ПАК-50. Запись рабочего процесса производили на указанном выше минутном хронографе с осреднением замеренных величин за время, определяемое рабочим циклом, который длился менее 2 мин. Результаты этих испытаний приведены на фиг. 84. Эффект от увеличения рабочего объема, который по величине отношения объемов поднимаемых порций воды равен  $52:12=4,33$ , находим путем сравнения расходов по

рабочим характеристикам установки ВПВ-5 при работе с насосом ПАК-50 и лабораторным насосом в случае подъема воды на 14 м. Результаты этого сравнения показаны на фиг. 85, они подтверждают результаты предыдущих лабораторных испытаний и доказывают, что пневматический насос изучаемой схемы работает как вытеснительный аппарат. На графике приведена кривая к. п. д. водоподъема, т. е. от вала компрессора О-39А до поднятой воды, которая построена на основании данных испытаний лабораторной установки при идентичных условиях работы. С 6 марта по 2 июля 1958 г. установка ВПВ-5 проходила длительные эксплуатационные испытания при подъеме воды на высоту 14 м. Для этих испытаний был преобразован в суточный хронограф прибор «Вал-



Фиг. 86. Эксплуатационные испытания установки ВПВ-5 при подъеме воды на 14 м (осреднение произведено за 1 час, насос ПАК-60):

кружки — осредненные расходы за 1 час; точки — средневзвешенные значения расхода.



Фиг. 87. Результаты эксплуатационных испытаний ВПВ-5 при подъеме воды на 21,7 м:

кружки — средневзвешенные значения расхода, точки — осредненные расходы за 1 час.

дай», ранее предназначавшийся для автоматической записи уровня воды в водоемах. Этот прибор записывал на ленте в течение суток сигналы от бачка и от анемометра АГЭ-4 с редкими контактами.

Данные определяли за 1 час работы и наносили на график, показанный на фиг. 86. На график нанесены также средневзвешенные значения расходов, полученные осреднением через интервал скорости, равный 1 м/сек. С 20 по 31 июня 1958 г. проходили длительные эксплуатационные испытания установки ВПВ-5 при



подъеме воды на высоту 21,7 м. Запись работы вели непрерывно при помощи суточного хронографа. Результаты этих испытаний показаны на фиг. 87, где нанесены значения расхода, осредненные за 1 час, и средневзвешенные значения для интервалов скорости ветра в 1 м/сек.

Установка ВПВ-5 находилась на испытаниях с ноября 1957 г. по 1 августа 1958 г., т. е. 9 месяцев, охватив, таким образом, зимние, весенние и летние условия работы. В общей сложности установка ВПВ-5 проработала около 2000 час., показав себя работоспособной и надежной водоподъемной машиной.

---

## ЛИТЕРАТУРА

1. Сооружение, оборудование и эксплуатация скважин для сельского водоснабжения (труды совещания, Госгеолтехиздат, 1955).
  2. Перельман Ф. Я., Безбашенная ветрокомпрессорная установка БКВ-3,5 «Совхозное производство» № 7, 1955.
  3. Ципкис А. М. и Ермаков М. Е., «Погружной пневматический насос НПП-1М»; Углетехиздат, 1955.
  4. Конради Ф. В., Пневматический водоподъемник системы инж. Конради, Труды института Гидротехники и мелнорации, т. 10, 1933.
  5. Канторович Б. В., К теории пневматических насосов, «Санитарная техника» № 2, 1935.
  6. Знаменский Г. М., Насосы, компрессоры, вентиляторы, Гостехиздат Украины, 1951.
  7. Поликовский В. И., Вентиляторы. Воздуходувки. Компрессоры, Машгиз, 1938.
  8. Пульсирующий пневматический насос для жидкостей системы «EJECTORPUMP», «Британская промышленность и техника» № 6, 1948, т. 23.
  9. Chenaull R. L., Gulf Research engineers develop new type pneumatic pump for oil wells «Oil and gas journal», v. 34, N 6, 1936.
  10. Trench pumps, «Warks Engineering», v. 105, N 12, 1952.
  11. Pierce J. C., Farm mechanization «Compressed Air Magazine», v. 57, N 6, 1952.
  12. Industrial notes, «Compressed Air Magazine», v. 57, N 6, 1952.
  13. The «Ip» compressed air immersion pump, «Colliery Guardian», 1949, vol 179, N 4631 London.
  14. «Насосы», Каталог-справочник, ГЛАВХИММАШ, 1953.
  15. Водоснабжение отгонного животноводства, под ред. В. С. Оводова, Сельхозгиз, 1957.
  16. Багдасаров В. Г., Теория, расчет и практика эргазлифта, Гостоптехиздат, 1947.
  17. Siemes W., Gasblasen in Flüssigkeiten, «Chemic — Ingenieur — Technik», Bd. 26, N 8—9 и 11, 1954.
  18. Pickert F., «Wirkungsgrad und Berechnungsgrundlagen von Druckluft wasserhebern», Berlin 1931.
  19. Левич В. Г., Физико-химическая гидродинамика, Физматгиз, 1959.
  20. Идельчик И. Е., Справочник по гидравлическому сопротивлению фасонных и прямых частей трубопроводов, ЦАГИ, 1950.
  21. Кутателадзе С. С., Борошанский В. М., Справочник по теплопередаче, Госэнергоиздат, 1959.
-

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение . . . . .	3
<b>Теоретические основы рабочего процесса пневматического насоса</b>	
Два основных способа работы пневматических насосов и их конструктивные решения . . . . .	6
О классификации пневматических насосов . . . . .	10
Энергетические преобразования в пневматическом насосе . . . . .	12
Определение оптимальных энергетических показателей пневматических насосов . . . . .	14
Теоретические и экспериментальные данные зарубежных исследователей о пневматических насосах . . . . .	53
Сравнительная оценка энергетических и технико-экономических показателей пневматических насосов . . . . .	55
<b>Конструктивные схемы и расчет пневматического насоса</b>	
Конструктивные схемы и расчет пневматического насоса, работающего без использования потенциальной энергии отработавшего воздуха . . . . .	65
Конструктивные схемы и расчет пневматического насоса, работающего с использованием потенциальной энергии отработавшего воздуха . . . . .	100
Основные параметры компрессора для работы с пневматическим насосом . . . . .	115
Конструктивные схемы распределительных, регулирующих и вспомогательных устройств . . . . .	125
<b>Испытания пневматических насосов</b>	
Методика испытаний компрессоров для пневматических насосов . . . . .	144
Методика испытаний пневматических насосов . . . . .	168
Экспериментальные исследования работы основных узлов лабораторного насоса . . . . .	179
Испытания ветропневматической водоподъемной установки ВПВ-5. . . . .	204
Литература . . . . .	209

---

Игорь Леонидович Логов  
ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ НАСОСЫ

Технические редакторы *Г. В. Смирнова,*  
*Л. А. Владимирова*  
Корректор *С. Е. Шанурина*

---

Сдано в производство 11.VIII.1961 г.  
Подписано к печати 1.III.1962 г.  
Т-03214      Тираж 6500 экз.      Печ. л. 13,25  
Уч.-изд. л. 12,75      Бум. л. 6,625      Формат 60×90<sup>1/16</sup>  
Цена 74 коп.      Зак. 379

---

Московская типография Госгортехиздата.  
Москва, Ж-88, Южно-портовый 1-й пр., 17.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
79	11-я сверху	$= Q'_k = \kappa \bar{Q}'_k$	$= \bar{Q}_k = \kappa Q'_k$
79	12-я сверху	$\frac{\partial Q}{\partial l} \approx 0,$	$\frac{\partial Q}{\partial l} \approx 0,$
86	1-я сверху	— энергетические коэффициенты для давлений рабочего клапана и закрытия редукционного клапана;	— энергетические коэффициенты для давлений рабочего процесса вытеснения воды;
86	2-я сверху	-- энергетические коэффициенты для давлений рабочего клапана и закрытия редукционного клапана;	— энергетические коэффициенты для давлений закрытия редукционного клапана;
94	Подпись под фиг. 36	$= 3,8;$	$= 3,08;$
97	16-я сверху	257	2,57
161	13-я снизу	$p_1$	$= 0,5p_1$
179	Подпись под фиг. 71, 2-я снизу	пульп,	нуль,
187	17-я снизу	$T_H - T_K$	$T_K - T_H$
187	5-я снизу	изометрическом	изотермическом