

621.64  
0-56

В.И.Ольшанский



Учреждение образования «Витебский государственный технический университет»

## РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Допущено  
Министерством образования Республики Беларусь  
в качестве учебного пособия для студентов  
машиностроительных специальностей  
высших учебных заведений

Витебск  
2001

УДК 532+6  
ББК 30.123  
0-56

Рецензенты: доктор технических наук, профессор Г.Н.Абиев,  
кандидат технических наук, доцент Н.П.Князов.

**Ольшанский В.И.**

0-56. Расчет гидравлических и пневматических систем: Учеб. пособие. -  
Витебск : УО «Вит. гос. техн. унив.», 2001. - 77 с.

Изложены основы расчета и проектирования гидравлических трубопроводов, насосов и насосных установок при их работе на сеть. Подробно рассмотрены вопросы динамического синтеза и анализа типового двухстороннего пневмопривода. Теоретический материал иллюстрируется примерами расчета гидравлических и пневматических систем.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	4
<b>1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ</b> .....	5
<b>2. РАСЧЕТ РАБОТЫ НАСОСОВ НА СЕТЬ ТРУБОПРОВОДОВ</b> .....	19
<b>3. РАСЧЕТ ТИПОВОГО ПНЕВМОПРИВОДА</b> .....	38
<b>3.1. Основные понятия</b> .....	38
<b>3.2. Структура двухстороннего типового пневмопривода</b> .....	38
<b>3.3. Динамический синтез типового двухстороннего пневмопривода</b> .....	41
<b>3.3.1. Условия получения установившегося движения поршня</b> .....	41
<b>3.3.2. Выбор параметров привода на заданной скорости поршня</b> .....	44
<b>3.3.3. Выбор параметров элементов пневмолиний</b> .....	47
<b>3.4. Динамический анализ пневмопривода нагруженного постоянными силами</b> .....	51
<b>3.4.1. Анализ циклограммы типового пневмопривода</b> .....	51
<b>3.4.2. Подготовительный период работы пневмопривода</b> .....	52
<b>3.4.3. Период движения поршня</b> .....	61
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ</b> .....	76

## ВВЕДЕНИЕ

При конструировании многих типов современных машин, полуавтоматов и автоматов, автоматических линий необходимы глубокие знания механики жидкостей и газов. Жидкости и газы, применяемые в гидравлических и пневматических системах, обладают двумя свойствами: сложностью и легкой подвижностью, или текучестью.

Законы движения жидкостей и газов в трубах, каналах, в проточных частях машин, в гидравлических и пневматических приводах вот далеко неполный перечень областей применения законов механики жидкостей и газов.

Гидравлические и пневматические приводы, где носителем энергии являются жидкости и газы, широко применяются в современном технологическом оборудовании машиностроения, благодаря целому ряду их преимуществ, по сравнению с другими типами приводов.

Так, например, гидравлические приводы обеспечивают возможность получения больших усилий при сравнительно малой их металлоемкости, простоту получения любого вида перемещения, не чувствительность к перегрузкам, простоту управления и т.д. Пневматические приводы отличаются от других надежностью функционирования, простотой конструкции и обслуживания. Они не заменяемы при автоматизации машин и устройств, работающих в агрессивных средах, в условиях пожаро- и взрывоопасности, радиации и т.д.

В настоящем пособии рассмотрены вопросы расчета и проектирования простых и сложных гидравлических трубопроводов, расчета работы насосов на сеть трубопроводов при различных вариантах расположения питателя и приемника.

Подробно рассмотрены вопросы динамического синтеза и анализа типового пневмопривода двухстороннего действия. При этом предполагается, что студенты уже изучили инженерные дисциплины: «Гидравлика и гидравлические машины», «Механика жидкостей и газов».

Основной целью пособия является обучение навыкам расчета гидравлических и пневматических систем при курсовом проектировании по дисциплинам «Механика жидкостей и газов», «Гидравлика и гидравлические машины» спец. Т.05.05 «Машины и аппараты текстильной, легкой промышленности и бытового обслуживания» и спец. Т.03.02 «Технология и оборудование высокоэффективных процессов обработки материалов».

Пособие может быть использовано также при курсовом и дипломном проектировании технологического оборудования и устройств в различных отраслях техники.

## 1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

Все трубопроводы можно разделить на две группы: простые и сложные. Простым трубопроводом называют трубопровод по которому жидкость транспортируется от питателя к приемнику (рис.1.1.) без промежуточных ответвлений потока. Питателями и приемниками в гидросистемах могут быть различные устройства - насосы и гидродвигатели, аккумуляторы, резервуары и другие. Трубопровод может иметь постоянный диаметр по всей длине, или же может состоять из ряда последовательно соединенных участков различного диаметра. Сложный трубопровод имеет разветвленные участки между которыми распределяется жидкость, поступающая в трубопровод из питателей. Сечения трубопроводов, в которых смыкаются несколько ветвей называются узлами. В зависимости от структуры разветвленных участков различают следующие основные типы сложных трубопроводов: с параллельными ветвями (рис.1.6); с концевой раздачей жидкости (рис.1.7); с непрерывной раздачей жидкости; с кольцевыми участками. В практике встречаются также разнообразные сложные трубопроводы комбинированного типа.

Можно выделить три основные группы задач расчета трубопроводов:

1. Определение размеров труб по заданным в них расходам и перепадам напоров в питателях и приемниках.
2. Определение перепадов напоров в питателях и приемниках, необходимых для обеспечения требуемых расходов в трубах заданных размеров.
3. Определение расходов в трубах заданных размеров по известным перепадам напоров.

Исходным уравнением при расчетах трубопроводов является уравнение баланса напоров - уравнение Бернулли (рис. 1.1):

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_n; \quad (1.1)$$

где:  $\alpha_1, \alpha_2$  - коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения скоростей потока по сечениям I-I и II-II;

$z_1, z_2$  - геометрические напоры по сечениям I-I и II-II;

$P_1/\rho g; P_2/\rho g$  - пьезометрические напоры в сечениях I-I и II-II;

$\alpha_1 V_1^2 / 2g; \alpha_2 V_2^2 / 2g$  - скоростные или динамические на-

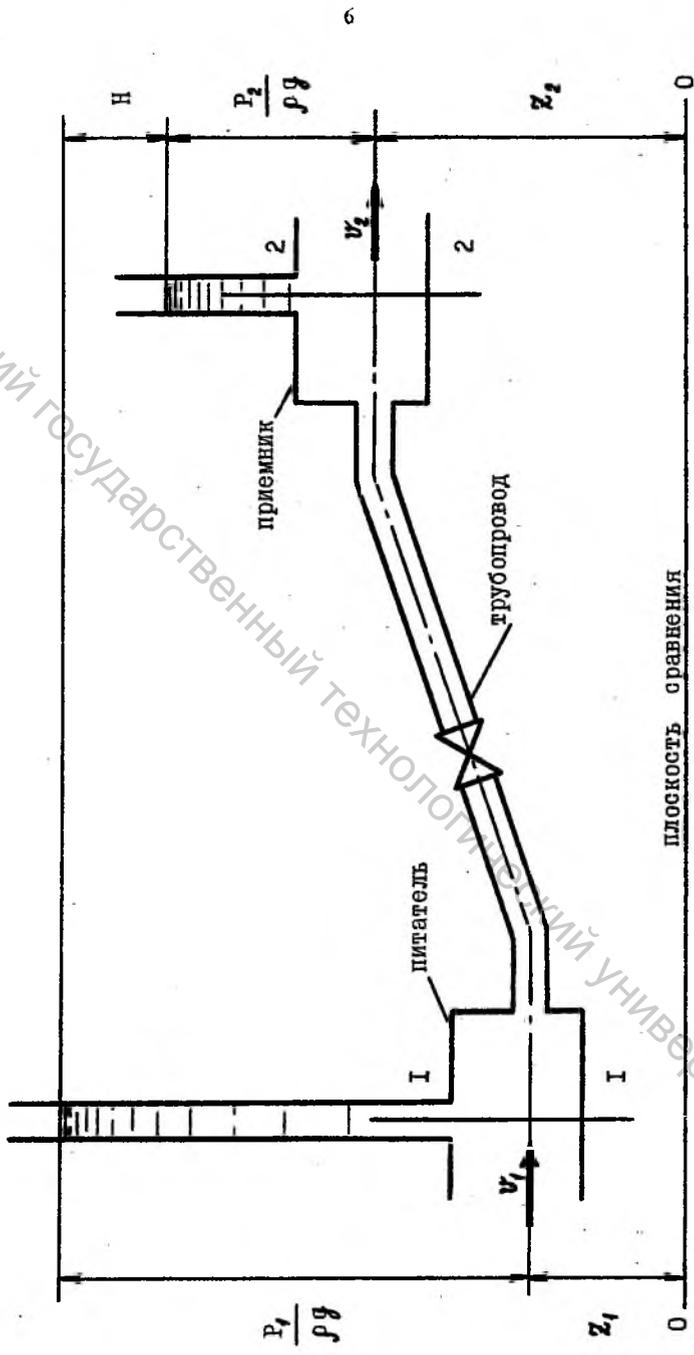


Рис. 1.1. Схема простого трубопровода

Витебский государственный технологический университет

поры в сечениях I-I и II-II;

$h_n$  - полные потери (энергии) на пути между рассматриваемыми сечениями, м.

Потери энергии  $h_n$  состоят из потерь на трение по длине и потерь в местных сопротивлениях:

$$h_n = h_{дл} + h_{мест}$$

Для удобства расчетов вводится понятие располагаемого напора трубопровода  $H$ :

$$H = \left( z_1 + \frac{P_1}{\rho g} \right) - \left( z_2 + \frac{P_2}{\rho g} \right); \quad (1.2)$$

Преобразуя уравнение баланса напоров (1.1.), получим общий вид расчетного уравнения простого трубопровода:

$$H = \frac{\alpha_2 V_2^2}{2q} - \frac{\alpha_1 V_1^2}{2q} + h_n; \quad (1.3)$$

Если площади сечений питателя и приемника достаточно велики по сравнению с сечениями трубопровода, то скоростными напорами можно пренебречь. При этом расчетное уравнение приобретает вид:

$$H = h_n; \quad (1.4)$$

то есть расчет трубопровода сводится к определению его гидравлического сопротивления. Уравнение (1.4) применимо, независимо от размеров питателя и приемника, в тех случаях, когда трубопровод имеет достаточно большую длину, при которой скоростные напоры на входе и на выходе трубопровода оказываются пренебрежимо малыми по сравнению с общими потерями напора.

При решении практических задач [1] целесообразно руководствоваться следующим:

1. Уравнение Бернулли применяется только для установившегося движения жидкости.
2. Уравнение Бернулли составляют для двух живых сечений, перпендикулярных к направлению скорости, расположенных на прямолинейных участках потока.
3. Одно из расчетных сечений необходимо брать там, где требуется определить давление  $P$  (Па), скорость  $V$  (м/сек) или геометрический напор  $z$  (м), второе - где величины  $P, V, z$  известны.

4. Нумеровать расчетные сечения следует по направлению движения жидкости. В противном случае изменяется знак потерь напора  $h_n$ .

5. Плоскость сравнения должна быть горизонтальной. Высота положения центра тяжести живого сечения выше плоскости сравнения считается положительной, а ниже - отрицательной.

6. Последний член уравнения Бернулли учитывает все потери напора между сечениями, как местные  $h_{мест}$ , так и потери на трение  $h_{дл}$ .

7. Если в уравнении Бернулли имеется ряд неизвестных скоростей, то к нему дополнительно дописывается столько уравнений постоянства расхода, сколько есть неизвестных скоростей ( $V_1\omega_1 = V_2\omega_2 = V_3\omega_3 = \dots = V_n\omega_n = const$ ). После этого все скорости выражаются через одну скорость, которая рассчитывается по уравнению Бернулли.

Выразим потери на трение по длине и местные потери напора общими формулами [1]:

$$h_{дл} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{мест} = \zeta \frac{V^2}{2g}$$

Тогда из уравнения (1.4) получим [1]:

$$H = \sum_1^i \left( \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \zeta_i \right) \frac{V_i^2}{2g} \quad (1.5)$$

где:  $\lambda_i$  - коэффициент гидравлического трения,

$\zeta_i$  - суммарный коэффициент местных сопротивлений на каждом участке.

Для длинных трубопроводов постоянного диаметра уравнение имеет вид:

$$H = \frac{V^2}{2g} \left( \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_1^i \zeta_i \right) = 0,0827 \frac{Q^2}{d^5} \left( \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_1^i \zeta_i \right) \quad (1.6)$$

При этом  $\frac{V_i^2}{2q} = 0,0827 \frac{Q_i^2}{d_i^5}$  из соотношения:

$$V_i^2 = \frac{16Q_i^2}{\pi^2 d_i^5 2q}$$

Учитывая, что  $\frac{16}{\pi^2 2q} = 0,0827$ , получаем уравнение (1.6)

При расчете длинных трубопроводов, в которых преобладают потери на трение, целесообразна замена местных сопротивлений эквивалентными длинами [1] по соотношению:

$$l_s = \zeta \frac{d}{\lambda} \quad (1.7)$$

При такой замене расчетное уравнение (1.6) можно представить в виде, характерном для трубопровода без местных сопротивлений:

$$H = \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \cdot \frac{V_1^2}{2q} = 0,0827 \lambda_1 \frac{L_1}{d_1^5} Q^2;$$

где:  $L_1 = l_1 + \sum_1^i l_s$  - приведенная длина трубопровода.

Для трубопровода, состоящего из  $n$  последовательных участков различного диаметра, имеет место аналогичное соотношение

$$H = 0,0827 Q^2 \sum_1^n \lambda_i \frac{L_i}{d_i^5} \quad (1.8)$$

Расчет трубопроводов на основе приведенных выше соотношений связан с выбором коэффициентов местных сопротивлений  $\zeta$  и гидравлического коэффициента трения  $\lambda$ . Значения гидравлического коэффициента трения  $\lambda$  (коэффициента Дарси) определяется следующим образом.

При ламинарном режиме движения жидкости (когда число Рейнольдса  $R_e \leq 2320$ ) гидравлический коэффициент трения равен:

$$\lambda = \frac{64}{R_e} \quad (1.9)$$

При турбулентном режиме движения жидкости ( $R_e > 4000$ ) для определения коэффициента Дарси удобно использовать два метода: графический (по графику Колбрука-Уайта) и расчетный (по универсальной формуле Альтшуля). Для графического определения гидравлического коэффициента трения необходимо определить значения числа Рейнольдса  $R_e$  и комплекса  $\Delta_s/d$ , а затем по графику (рис. 1.2) находится  $\lambda$ .

Значения эквивалентной шероховатости  $\Delta_s$  для некоторых видов труб приводятся в таблице 1.2. Более полную таблицу значений  $\Delta_s$ , можно найти [2].

При расчетном определении коэффициента  $\lambda$  используется универсальная формула Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_s}{d} + \frac{68}{R_*} \right)^{0,25} \quad (1.10)$$

Для использования формулы (1.10) необходимо определить границы зоны сопротивления движению. Граница зоны гидравлически гладких труб определяется интервалом значений

$$400 < R_* < 10 \frac{d}{\Delta_s}$$

Тогда формула (1.10) превращается в уравнение

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{R_*} \right)^{0,25} \quad (1.11)$$

В докватратичной зоне сопротивления шероховатых труб коэффициент Дарси

$$\lambda = f(R_*, \Delta_s/d),$$

поэтому его значение определяется по формуле (1.10), а ориентировочные границы зоны определяются интервалом

$$10 \frac{d}{\Delta_s} < R_* < 500 \frac{d}{\Delta_s}$$

Рис. 1.2. График Колбрука-Уайта

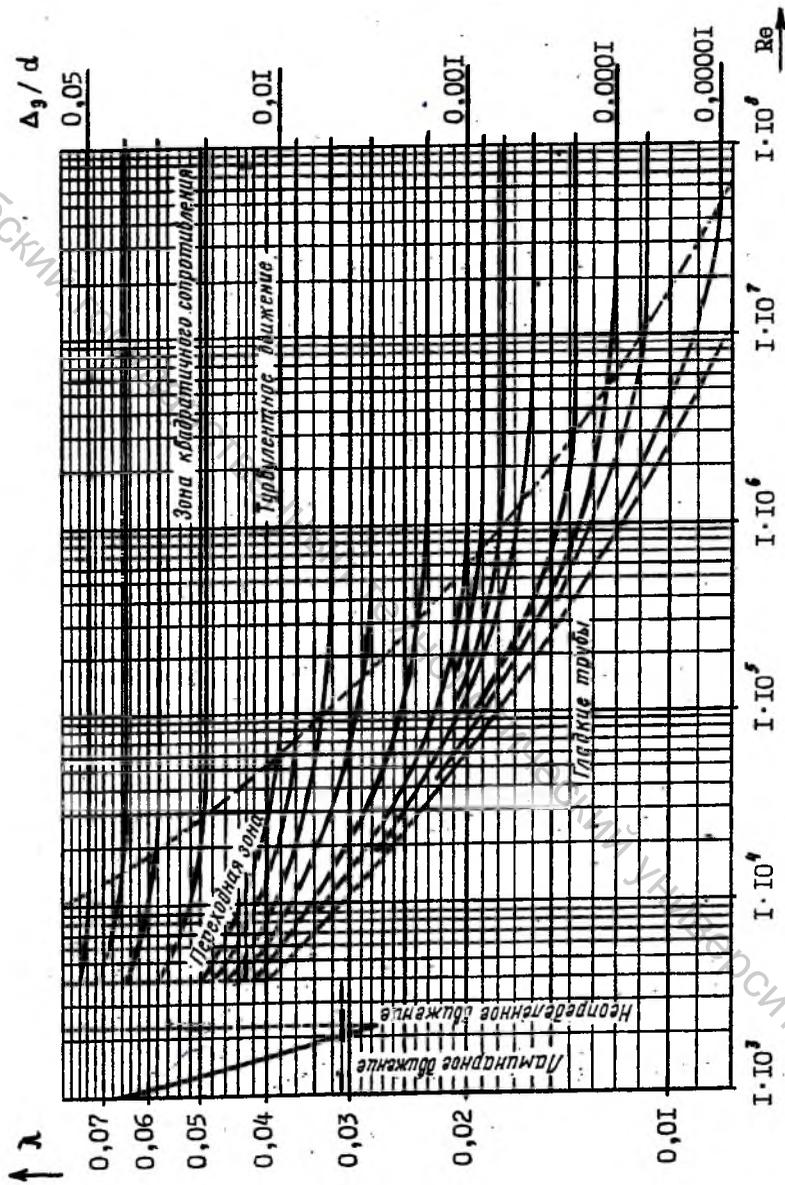


Таблица 1.2  
Средние значения эквивалентной шероховатости  
для некоторых видов труб

Материал, способ изготовления и состояние труб	$\Delta_s$ , мм	
Алюминиевые и из алюминиевых сплавов холоднотянутые новые	0,030	
Медные и латунные холоднотянутые новые	0,006	
Из нержавеющей стали сварные новые	0,075	
Стальные холоднотянутые и горячекатаные - новые	0,050	
	- бывшие в эксплуатации	0,250
Стальные сварные - новые	0,070	
	- бывшие в эксплуатации	0,750
Стальные оцинкованные	- новые высококачественные	0,080
	- новые обычного качества	0,120
	- бывшие в эксплуатации	0,5
Стальные водопроводные тянутые старые	1,4	
Чугунные	- новые	0,5
	- бывшие в эксплуатации, очищенные	0,9
	- очень старые	2,5

В квадратичной зоне сопротивления шероховатых труб формула Альбуля (1.10) приобретает вид:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_s}{d} \right)^{0,25} \quad (1.12)$$

Нижней границей этой зоны является значение:

$$R_s = 500 \frac{d}{\Delta_s}$$

Значение коэффициентов местных сопротивлений  $\zeta$  зависит от конфигурации и типа местного гидравлического сопротивления, а также от режима движения потока, подходящего к сопротивлению. В большинстве случаев эти коэффициенты определяются экспериментально, и значения их в зависимости от типа местного сопротивления приводятся в справочниках. Причем, необходимо иметь в виду, что справочные значения коэффициентов  $\zeta$  приводятся только для случаев, когда расстояние между соседними сопротивлениями не менее 20-30 диаметров трубопровода и относятся к турбулентному течению жидкости с большими значениями числа Рейнольдса.

При ламинарном движении жидкости для определения  $\zeta$  может использоваться общая формула:

$$\zeta_{\text{лам}} = \frac{A}{R_e} + \zeta_{\text{турб}} \quad (1.13)$$

где  $A$  - опытный коэффициент, зависящий от вида местного сопротивления;

$\zeta_{\text{турб}}$  - коэффициент, соответствующий местной потере напора при турбулентном режиме движения жидкости [1].

При расчете трубопроводов встречаются три основных типа задач.

Тип 1. Известны расход жидкости  $Q$ , длина трубопровода  $\ell$ , его диаметр  $d$ , свойства жидкости - вязкость  $\nu$ , эквивалентная шероховатость  $\Delta$ , и типы местных сопротивлений. Необходимо определить требуемый напор  $H$ .

#### Порядок решения задачи:

по известным значениям  $Q$  и  $d$  определяется скорость  $V$ , а затем число Рейнольдса

$$R_e = \frac{Vd}{\nu}$$

Затем по известной величине  $R_e$  и  $\Delta/d$  определяется коэффициент Дарси  $\lambda$  и по справочнику [1] - значения коэффициентов  $\zeta$ . При ламинарном режиме движения жидкости напор  $H$  определяется по формуле:

$$H = \frac{128\nu L}{\pi qd^4} \cdot Q \quad (1.14)$$

где  $L$  - приведенная длина трубопровода. При турбулентном режиме движения напор  $H$  определяется по формуле (1.8).

Тип 2. Известны длина  $L$  и диаметр  $d$  трубопровода, напор  $H$ , свойства жидкости  $\nu$ , эквивалентная шероховатость  $\Delta$ . Требуется определить расход жидкости  $Q$ .

В этом случае скорость течения жидкости в трубопроводе определить невозможно, поэтому невозможно также определить число Рейнольдса и коэффициент  $\lambda$ .

При ламинарном режиме движения расход определяется по формуле (1.14), в которой последовательными приближениями уточняются выбранные значения эквивалентных длин местных сопротивлений и приведенной длины трубопровода. При турбулентном режиме в качестве первого приближения принимается квадратичная область сопротивления, в которой по известным  $d$  и  $\Delta$ , определяется значение  $\lambda$  и  $\zeta$ , позволяющие найти по формуле (1.8) расход  $Q$ . Подсчет  $R_e$  по найденному  $Q$  дает возможность уточнить значения  $\lambda$  и определить расход во втором приближении, что обычно оказывается достаточным. Более удобно решать задачу графоаналитическим способом, для чего необходимо построить гидравлическую характеристику

трубопровода  $H=f(Q)$ , воспользовавшись соотношением (1.6) или (1.8), с учетом зависимости  $\lambda$  и  $\zeta$  от  $R_e$ , то есть от расхода. По известной высоте напора  $H_p$  графически (рис.1.3) определяется величина расхода жидкости  $Q_p$ .

Такой прием решения особенно удобен для трубопроводов из нескольких участков различного диаметра. Характеристика трубопровода получается суммированием ординат отдельных участков трубопровода (рис.1.4).

Тип 3. Даны: располагаемый напор  $H$ , расход жидкости  $Q$ , длина трубопровода  $l$ , свойства жидкости  $\nu$ , эквивалентная шероховатость  $\Delta_s$ . Требуется определить диаметр трубопровода  $d$ . Задачу рекомендуется решать графически, путем построения кривой зависимости напора  $H$  от диаметра трубопровода  $d$  при заданном расходе жидкости. По выбранным значениям  $d$  определяются коэффициенты трения  $\lambda$ , величины  $\zeta$  и  $l_{\Sigma}$  с учетом области сопротивления. По этим данным по формуле (1.8) строится кривая  $H=f(d)$  (рис.1.5), и по величине известного напора определяется диаметр  $d$ . В конечном итоге принимается ближайший стандартный диаметр.

При гидравлическом расчете трубопроводов местные потери напора можно оценить двумя способами. Если местные потери достаточно велики по сравнению с потерями по длине - более 10%, то каждое местное сопротивление учитывается отдельно (короткие трубопроводы). Если основными являются потери напора по длине, а местные потери составляют лишь  $5 \div 10\%$ , то местные потери принимаются равными некоторой доле потерь по длине, обычно  $10 \div 15\%$ .

Гидравлический расчет сложных трубопроводов рекомендуется проводить графическим методом. Схема графического расчета сложного трубопровода с параллельными ветвями показана на рис. 1.6.

Прежде всего строят характеристики всех труб системы по уравнению:

$$h_m = 0,0827 \lambda_i \frac{L_i}{d_i^5} Q_i^2 \quad (1.15)$$

где  $L_i$  - приведенная длина трубы, учитывает местные сопротивления с помощью эквивалентных длин:  $L_i = l_i + l_{\Sigma i}$ ; здесь:

$$l_{\Sigma i} = \sum_1^n \zeta_i \frac{d_i}{\lambda_i}$$

При турбулентном течении жидкости в трубе ее характеристика является практически квадратичной параболой, а при ламинарном - практически прямой.

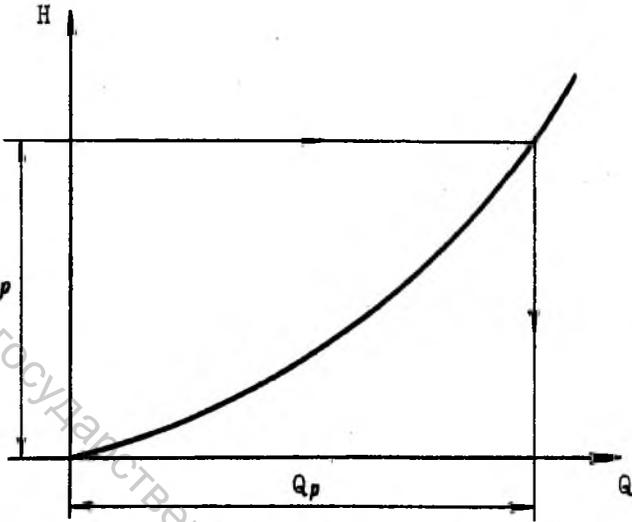


Рис. 1.3. Гидравлическая характеристика трубопровода

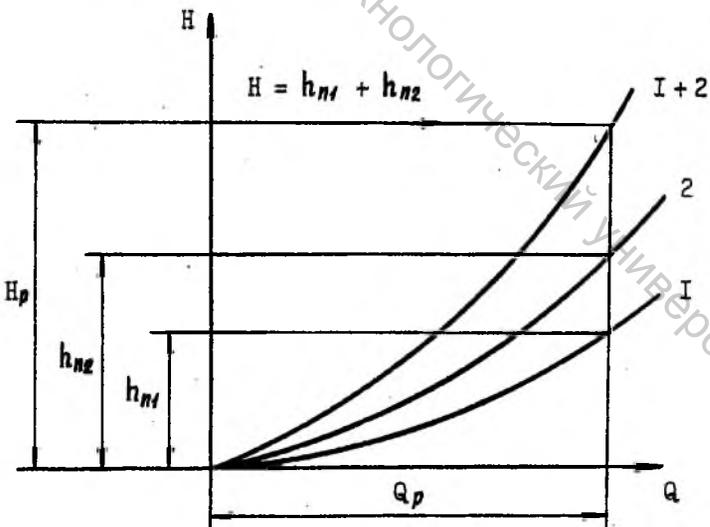


Рис. 1.4. Графическое суммирование характеристик трубопроводов

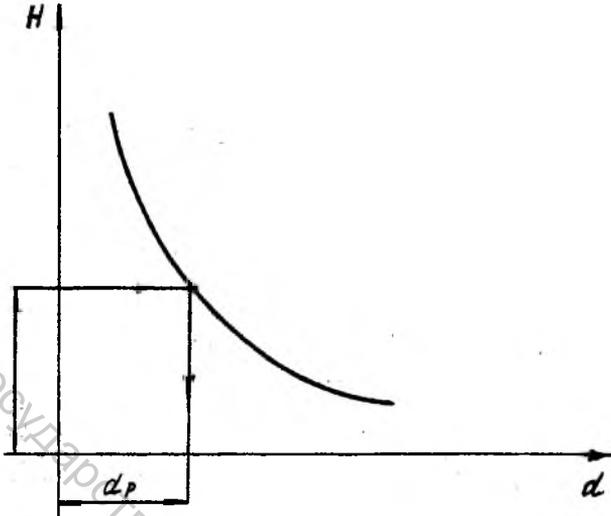


Рис. 1.5. Зависимость напора от диаметра трубопровода



Для параллельно работающих ветвей после построения их характеристик производят сложение абсцисс кривых (расходов) при одинаковых ординатах (напорах). Полученную в результате такого суммирования характеристику разветвленного участка можно рассматривать как характеристику эквивалентной трубы, заменяющей данные параллельные.

Характеристику разветвленного участка суммируют затем с характеристиками подводящей и отводящей труб путем сложения ординат (напоров) при одинаковых абсциссах (расходах). Полученная в результате кривая является характеристикой сложного трубопровода.

Построенные характеристики позволяют по заданному расходу в одной из ветвей определить напор сложного трубопровода или по заданному напору определить расходы во всех трубах. Для решения первой задачи нужно известный расход, например  $Q_1$ , отложить на оси абсцисс и провести вертикаль до пересечения с характеристикой этой ветви. Ордината полученной точки А выражает потери напора в параллельных ветвях. Если через точку А провести горизонталь до пересечения с характеристикой разветвленного участка (точка С), получим суммарный расход  $Q=Q_1+Q_2$ . Проведя через точку С вертикаль до пересечения с характеристикой сложного трубопровода (точка F), получим искомый напор Н. Для решения второй задачи необходимо на оси ординат отложить известный напор Н и через полученную точку провести горизонталь до пересечения с суммарной характеристикой сложного трубопровода (точка F). Абсцисс полученной точки выражает суммарный расход. Если через точку F провести вертикаль до пересечения с характеристикой разветвленного участка (точка С), то ордината представляет потери напора в параллельных ветвях. Проведя горизонталь через точку С до пересечения с характеристиками ветвей, получим точки А и В, абсциссы которых выражают расходы в этих ветвях  $Q_1$  и  $Q_2$ .

Если характеристики строить с учетом изменения коэффициента сопротивления трения по длине  $\lambda$  в зависимости от режима движения жидкости (числа Рейнольдса), то отпадает необходимость в последовательных приближениях, что является значительным преимуществом графического метода.

Этот метод может быть использован не только для расчета сложных трубопроводов с параллельными ветвями, но и для расчета сложных схем с концевой раздачей в тех случаях, когда перепады напоров в ветвях, расходящихся из одного узла, оказываются равными. Некоторые схемы таких трубопроводов показаны на рис. 1.7.

## 2. РАСЧЕТ РАБОТЫ НАСОСОВ НА СЕТЬ ТРУБОПРОВОДОВ

Насосы в данном случае будут рассматриваться как элементы гидросистем, сообщающие энергию жидкости.

Исходным соотношением при решении задач о работе насосов на сеть трубопроводов является уравнение баланса напоров потока в трубопроводе с включенным в него насосом [1]:

$$H_1 + H_n = H_2 + \sum hn \quad (2.1)$$

где:  $H_1$  и  $H_2$  - полные напоры потока в начальном и конечном сечениях трубопровода, м;  $H_n$  - напор насоса,  $\sum hn$  - суммарные потери напора в трубопроводе между сечениями I-I и II-II, м.

Выражение (2.1) применительно к работе насоса на резервуар принимает вид:

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + \sum hn \quad (2.2)$$

где:  $H_{\text{потр}}$  - потребный напор установки, то есть энергия, которая сообщается единице веса жидкости для ее перемещения из расходного резервуара в напорный;  $H_{\text{ст}} = H_2 - H_1$  - статический напор, равный разности пьезометрических уравнений в напорном и расходном резервуарах, м.

При установившемся режиме работы установки, когда расход в системе трубопроводов не изменяется, развиваемый насосом напор равен потребному напору установки:

$$H_n = H_{\text{потр}}$$

**Задачи о работе насосов на сеть трубопроводов можно разделить на две основные группы:**

1. Подбор насоса для установки при известной требуемой подаче  $Q_n$ . Решение таких задач связано с вычислением напора насоса  $H_n$  по формуле (2.2).
2. Определение режима работы насоса в установке. Решение таких задач основано на совместном рассмотрении характеристик насоса и установки.

Рассмотрим схему решения задачи о работе насоса на простой трубопровод (рис.2.1.) в трех случаях:

- 1)  $H_{\text{ст}} > 0$ ;
- 2)  $H_{\text{ст}} = 0$ ;
- 3)  $H_{\text{ст}} < 0$ .

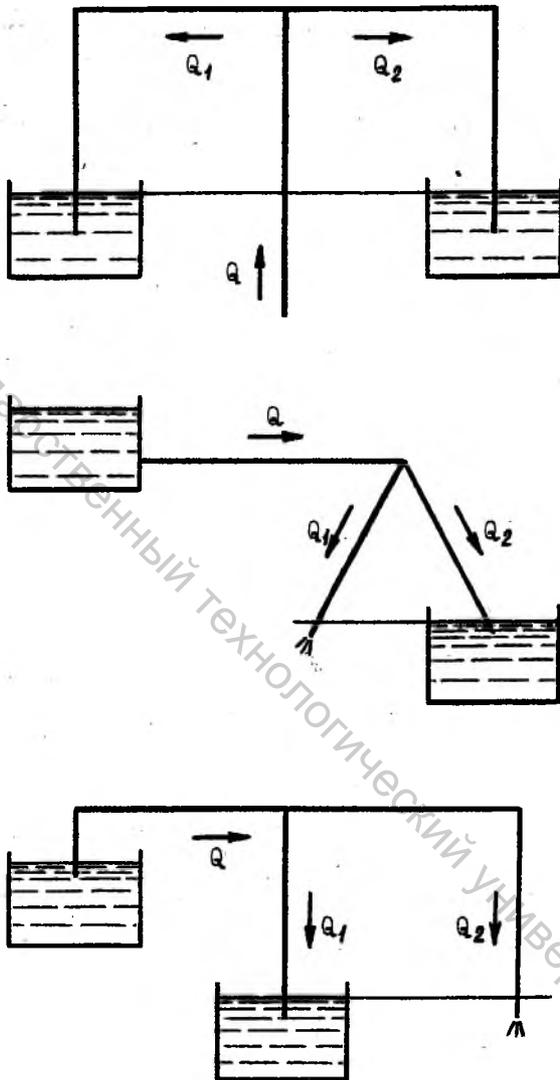


Рис. 1.7. Схемы трубопроводов с концевой раздачей

Для решения задачи в системе координат  $Q=f(H)$  строят в одинаковом масштабе рабочую характеристику насоса  $H_n=f(Q_n)$  и характеристику трубопровода, которая выражается уравнением

$$h_n = SQ^2 \quad (2.3)$$

Сопротивление трубопровода  $S$  равно сумме сопротивлений всасывающей и напорной линий, каждое из которых выражается общей формулой:

$$S = 0,0827\lambda \frac{L}{d^5} \quad (2.4)$$

В первом приближении  $S=\text{const}$  и график характеристики трубопровода представляет собой квадратичную параболу.

Если движение жидкости в трубопроводе является ламинарным, то характеристика трубопровода выражается уравнением:

$$h_n = \frac{128\nu L}{\pi qd^4} Q \quad (2.5)$$

Для наглядности необходимо совмещать график со схемой насосной установки, располагая начало координат  $H=f(Q)$  на пьезометрическом уровне в расходном резервуаре, который при этом выбирается за начало отсчета напоров [1]. Характеристику трубопровода следует строить от пьезометрического уровня в напорном резервуаре.

Если  $H_{ст}>0$ , то при стационарном режиме работы установки подача насоса  $Q_n$  и развиваемый им напор  $H_n$  определяются на графике точкой пересечения характеристик насоса и установки, в которой выполняется условие равенства напоров насоса и установки:

$$H_n = H_{ст} + \sum hn$$

Если  $H_{ст}=0$ , то характеристика установки проходит через начало координат характеристики насоса и в рабочей точке выполняется условие:

$$H_n = \sum hn$$

То есть напор насоса затрачивается только на преодоление гидравлического сопротивления системы. К такому типу относятся циркуляционные установки, в которых расходный и напорный уровни совпадают.

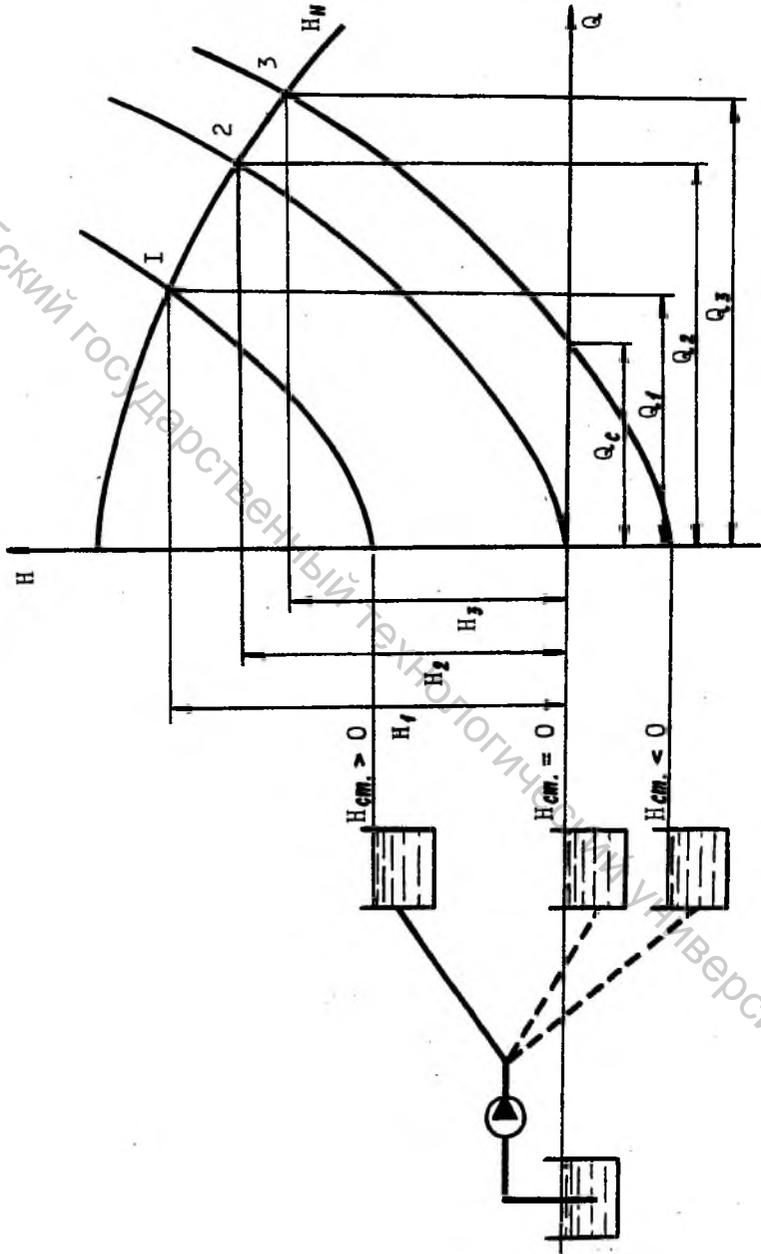


Рис.2.1.1. Работа насоса на простой трубопроводов

Если  $H_{ст} < 0$  (напорный уровень находится ниже расходного), то жидкость может перетекать в нижний резервуар самотеком в количестве  $Q_c$ , и использование насоса вызывается необходимостью получения расхода  $Q_H > Q_c$ .

На рис.2.2 изображен пример определения новой частоты вращения насоса при требуемом изменении его подачи.

Заданы характеристика насоса при частоте вращения  $n$  оборотов в минуту и характеристика трубопровода. Точка их пересечения (точка А) является рабочей точкой системы. Требуется определить новую частоту вращения  $n_x$  насоса, при которой подача увеличится (или уменьшится) на  $m\%$ .

По заданному изменению подачи находим на характеристике трубопровода при  $Q_1 = (\pm(m/100))Q_H$  новую рабочую точку системы - В. Через эту точку должна пройти характеристика насоса при искомой частоте вращения  $n$ . Чтобы определить  $n$  проводим предварительно через точку В параболу подобных режимов и находим точку В - точку пересечения этой кривой с заданной характеристикой насоса.

Парабола подобных режимов строится следующим образом.

Известно [3], что:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

и

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

следовательно:

$$\frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \frac{H}{Q^2} = const = C$$

Из графика (рис.2.2) определяем постоянную  $C$ :

$$C = \frac{H_1}{Q_1^2}$$

Затем строим параболу подобных режимов по уравнению:

$$H = CQ^2$$

задаваясь значениями расходов.

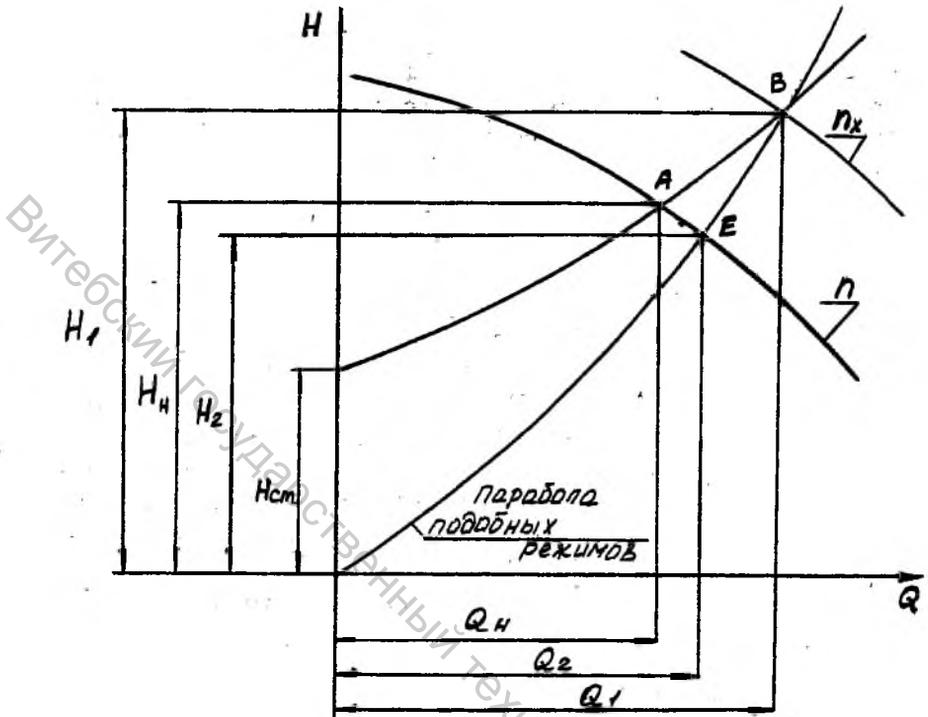


Рис.2.2. Определение частоты вращения центробежного насоса  $\omega_x$  при изменении его подачи

Используя формулы пересчета:

$$n_x = n \frac{Q_1}{Q_2}$$

или

$$n_2 = n \sqrt{\frac{H_1}{H_2}}$$

определим новую частоту вращения насоса.

При решении задач о работе насоса на сложный трубопровод часто встречаются схемы с концевой раздачей. В качестве примера рассмотрим определение режима работы насоса на две напорных резервуара с разными уровнями жидкости (рис.2.3). В зависимости от соотношений элементов установки насос может перекачивать жидкость из расходного резервуара А сразу в оба резервуара С и D, или может питать совместно с верхним резервуаром D только нижний резервуар С.

Решение задачи основано на определении пьезометрического уровня в узле В, при котором выполняется условие баланса расходов в трубах, прилегающих к этому узлу. Прежде всего необходимо построить график зависимости пьезометрического уровня в узле В от подачи насоса, вычитая из ординат напорной характеристики насоса потери напора в трубе АВ, характеристика которой строится по уравнению (2.3). В результате получим кривую  $H_B$ . Точка пересечения полученной кривой  $H_B$  с характеристикой трубы ВС, построенной от пьезометрического уровня в резервуаре С, определяет направление движения жидкости в трубе ВD. Если эта точка (точка Е) расположена выше уровня в резервуаре D, то насос будет перекачивать жидкость в оба напорных резервуара. В этом случае строится зависимость суммарного расхода в трубах ВС и ВD от пьезометрического уровня в узле В путем суммирования расходов труб ВС и ВD при одинаковых напорах. Точка пересечения кривой ВС+ВD с кривой  $H_B$  (точка F) определяет пьезометрический уровень в узле В, расходы в трубах ВС и ВD и режим работы насоса (рабочую точку системы  $H_H$ ).

Если точка пересечения кривых  $H_B$  и ВС' расположена ниже уровня в резервуаре D (точка Е'), то резервуар D будет совместно с насосом питать резервуар С.

В этом случае (построение показано штриховыми линиями) строят зависимость суммарного расхода в трубах АВ и ВD от пьезометрического уровня в узле В путем суммирования кривых  $H_B$  и ВD по расходам, получая кривую F К. Точка пересечения этой кривой с характеристикой трубы ВС'

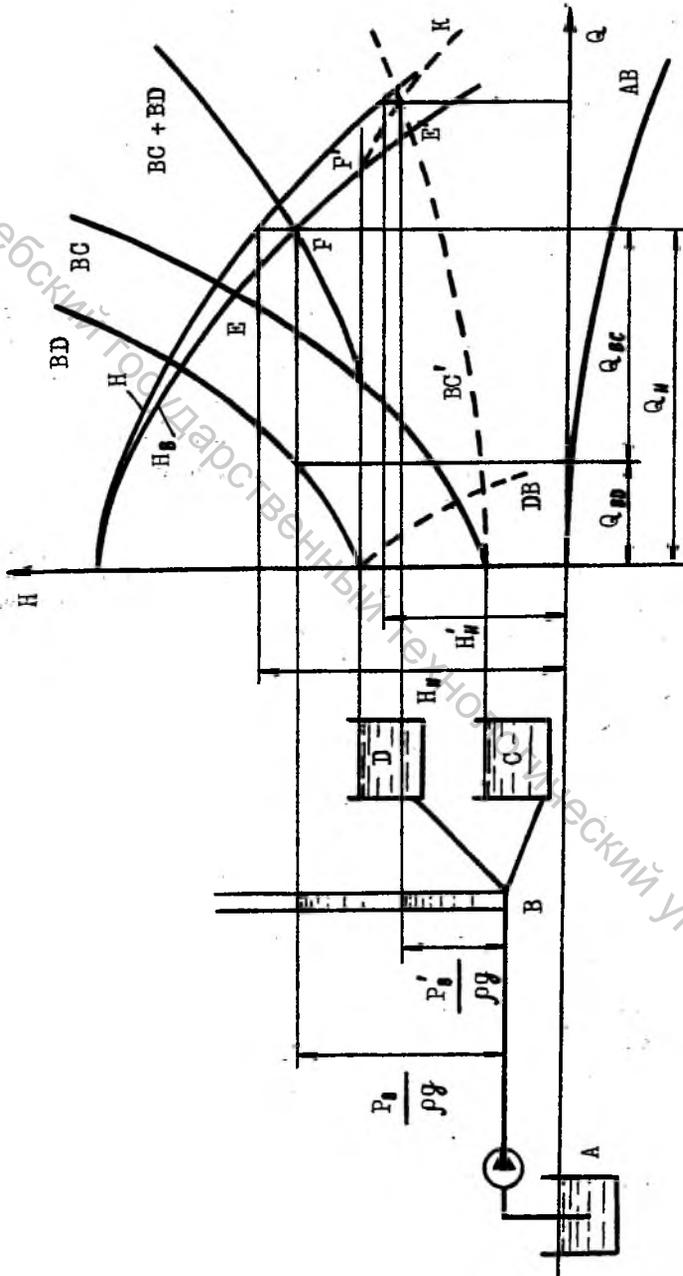


Рис.2.3 Определение режима работы насоса на два напорных резервуара

является рабочей точкой системы  $H_n$ . Рассмотрим пример решения задачи о работе насоса на сеть трубопроводов, снабженную обводной трубой, по которой для регулирования подачи насоса жидкость перепускается из напорной линии во всасывающую (рис. 2.4).

Вначале строят характеристику трубопровода AD от пьезометрического уровня в резервуаре D. Затем необходимо построить характеристику обводной трубы BFC, используя общее выражение для определения потерь:

$$h_n = \zeta_{\text{сист}} \frac{V^2}{2q} = \zeta_{\text{сист}} \frac{8Q^2}{\pi^2 q d^4} \quad (2.6)$$

где  $\zeta_{\text{сист}}$  - суммарный коэффициент сопротивления системы трубопровода.

Для построения суммарной характеристики насосной установки необходимо сложить характеристики труб AD и BFC по расходам. Точка пересечения полученной суммарной характеристики AD+BFC с характеристикой насоса дает рабочую точку насоса. Проведя горизонталь из рабочей точки насоса, определим расходы жидкости, поступающей в резервуар D(Q) и протекающей по обводной трубе (q).

Особенности работы на сеть трубопроводов насосов объемного типа определяются свойствами их рабочих характеристик. Для объемных насосов (поршневых, роторных и др.) подачу можно считать не зависящей от развиваемого напора и пропорциональной частоте вращения насоса. АВ общем виде подача насосов различного типа выражается формулой:

$$Q_n = \frac{W \cdot n}{60} \cdot \eta_0 \quad (2.7)$$

где: W - рабочий объем насоса (подача за один оборот вала), м<sup>3</sup>/об.;

n - частота вращения вала насоса, об/мин.;

$\eta_0$  - объемный к.п.д. насоса.

На рис 2.5 показана схема установки с объемным насосом и переливным предохранительным клапаном, пружина которого отрегулирована за заданное давление  $P_{\text{откр}}$ , определяющее момент его открытия. На графике показано определение режимов работы насоса, то есть определение рабочих точек при трех различных значениях давления в напорном баке.

Для определения режима работы насоса следует из характеристики насоса вычесть характеристику переливного клапана и получить суммарную характеристику насоса с клапаном (линия ABC). Точки пересечения этой кривой с характеристиками системы в трех указанных случаях определяют рабочие точки насоса  $H_1, H_2, H_3$ .

Как видно на рис 2.5, при давлениях насоса  $P_n < P_{\text{откр}}$  (случай 3) вся подача насоса пойдет в напорный бак. При  $P_n > P_{\text{откр}}$  (случаи 1 и 2) часть по-

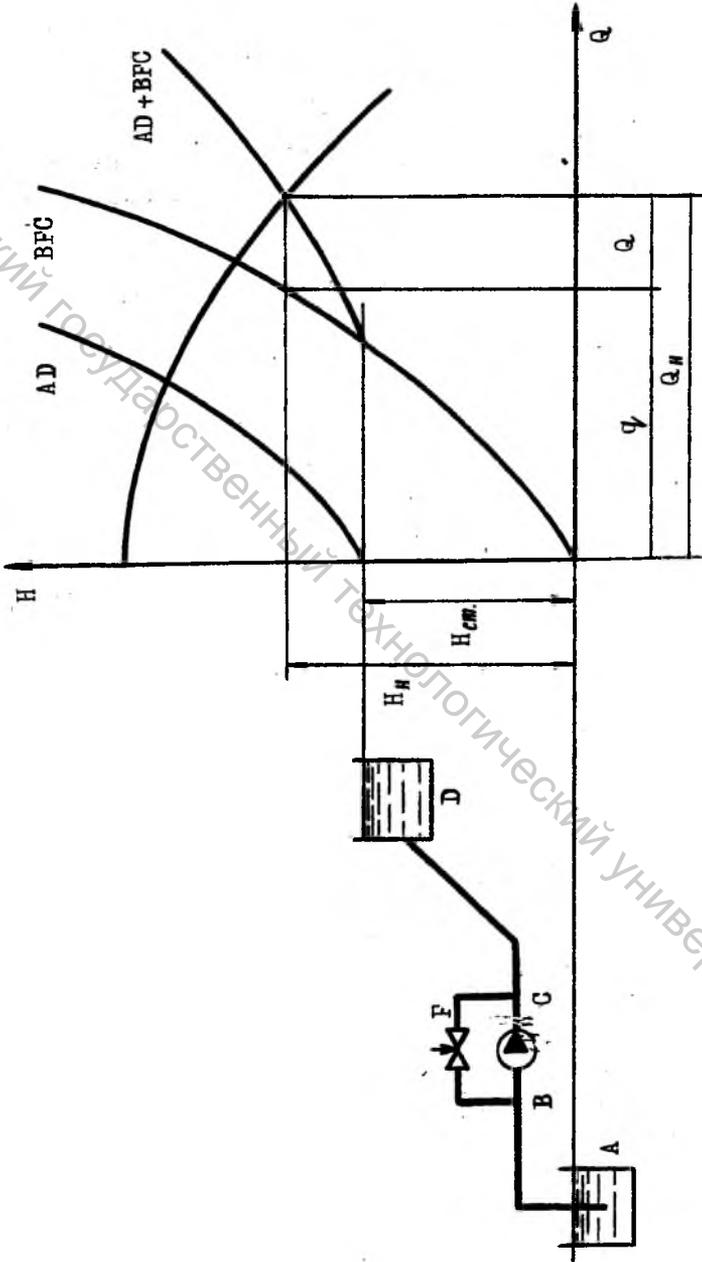


Рис.2.4. Работа насоса на сеть с переменной грубой

дачи насоса возвращается через переливной клапан во всасывающий трубопровод.

Давление, развиваемое насосом, связано с напором соотношением:

$$P_n = \rho g H_n$$

Полезная мощность насоса выражается формулой:

$$N_n = Q_n P_n \quad (2.8)$$

где  $N_n$  - полезная мощность насоса, Вт;

$Q_n$  - подача насоса, м<sup>3</sup>/сек;

$P_n$  - давление насоса, Па.

Рассмотрим важный для практики случай совместной работы насосов на сеть трубопроводов. Определим режимы работы двух различных параллельно соединенных насосов, установленных на значительном расстоянии один от другого (рис. 2.6). В этом случае пренебречь сопротивлением подводящих труб до точки В соединения трубопроводов нельзя. Приемные уровни насосов находятся на разных отметках. В точке В установим пьезометр. Высота жидкости в нем равна напору  $P_n/\rho g$ . Принимая за плоскость сравнения приемный уровень насоса 1 и пренебрегая скоростным напором, получаем значение полного напора жидкости в сечении В:

$$H_n = z_B + \frac{P_n}{\rho g} \quad (2.9)$$

Для графического решения задачи изобразим зависимость полного напора  $H_n$  в сечении В от расхода жидкости в трубопроводах установки. Ось абсцисс графиков совместим с приемным уровнем насоса 1. Запишем уравнения движения жидкости по трубопроводам АВ, СВ, ВД.

Трубопровод АВ. Напор насоса 1 расходуется на подъем жидкости от уровня А до уровня В на высоту  $z_B$ , создание в точке В пьезометрического напора  $P_n/\rho g$  и преодоление гидравлических потерь  $h_{нав}$  в трубе АВ:

$$H_1 = z_B + \frac{P_n}{\rho g} + h_{нав}$$

или согласно уравнению (2.9):

$$H_n = H_1 - h_{нав} \quad (2.10)$$

Для построения зависимости  $H_n$  от расхода жидкости в трубе АВ следует, в соответствии с уравнением (2.10), из ординат характеристики 1 насоса 1 вычесть гидравлические потери в трубопроводе АВ. В результате

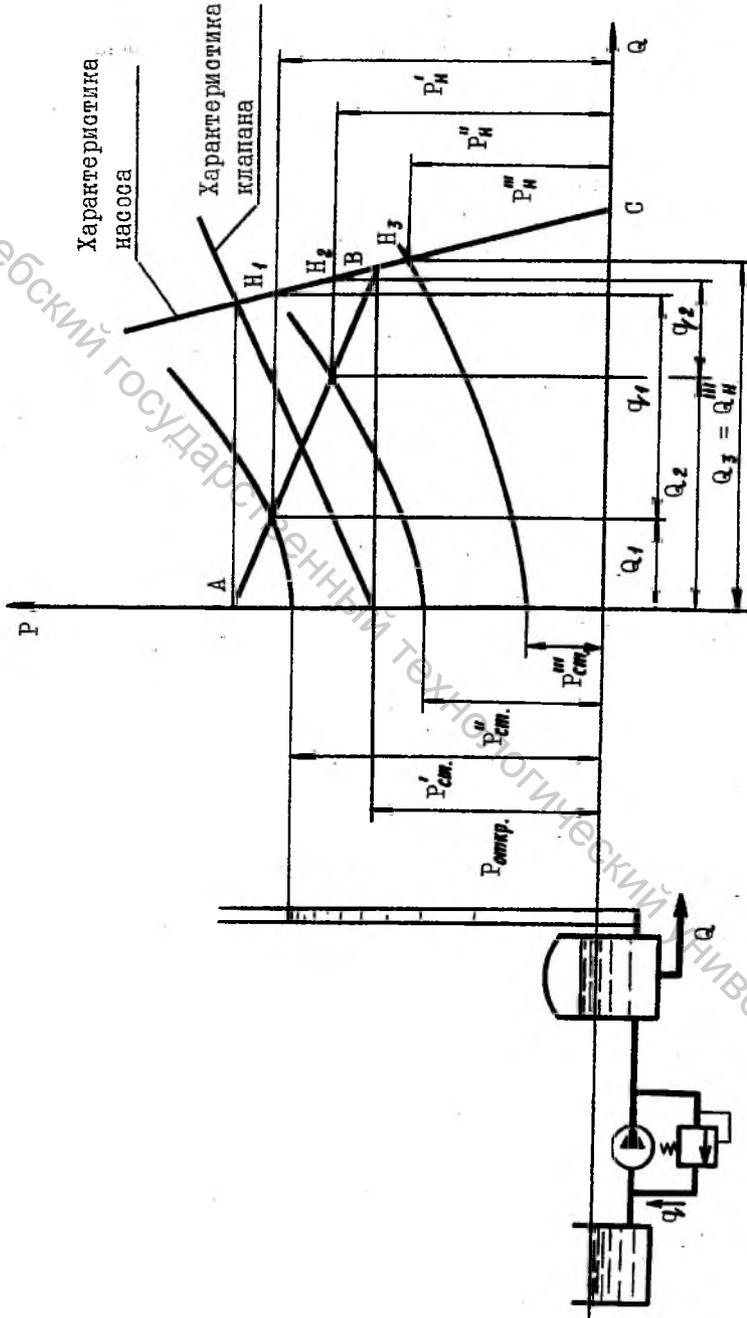


Рис.2.5. Определение режимов работы объемного насоса с перекидным клапаном

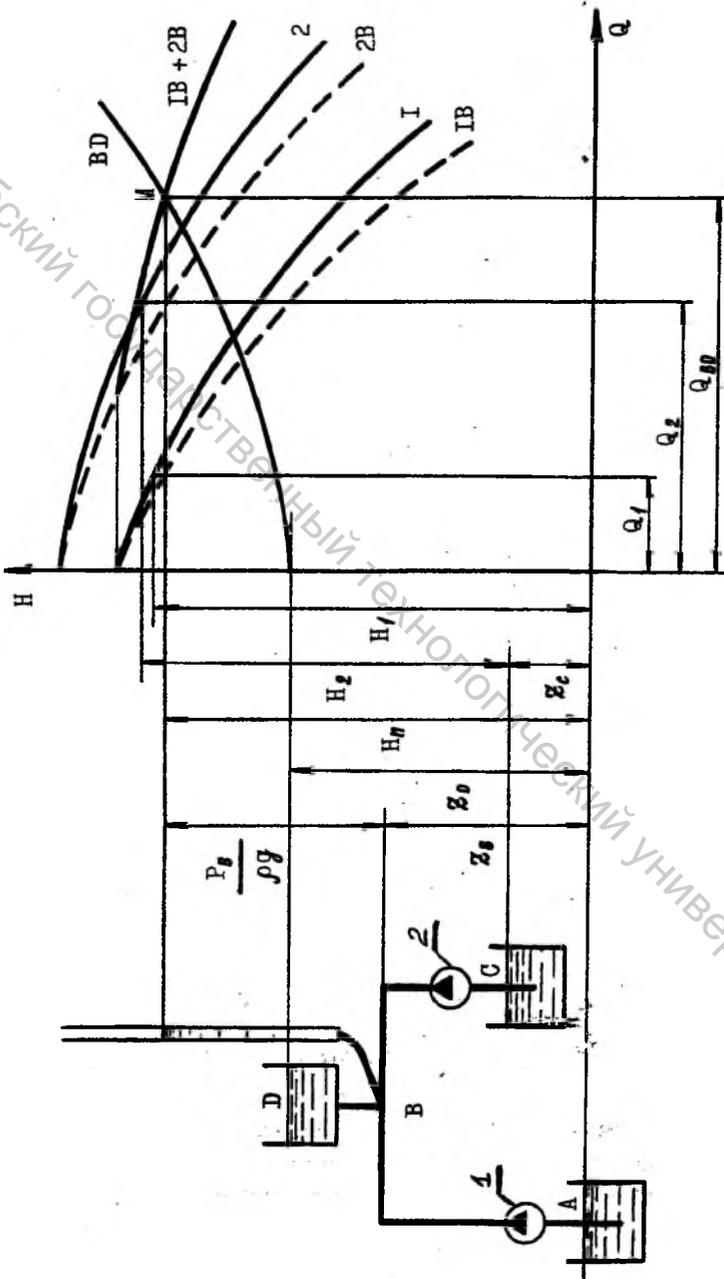


Рис.2.6. Определение режимов параллельно установленных насосов

получим кривую 1В, представляющую собой характеристику насоса 1, приведенную к точке В.

Трубопровод СВ. Напор насоса 2 расходуется на подъем жидкости от уровня С до уровня В на высоту  $Z_B - Z_C$ , создание в точке В пьезометрического напора  $P_B / \rho g$  и преодоление гидравлических потерь  $h_{гидр}$  в трубе СВ, то есть

$$H_1 = z_B + \frac{P_B}{\rho g} + h_{гидр}$$

или

$$H_1 = H_2 + Z_C - h_{гидрСВ} \quad (2.11)$$

Для построения зависимостей  $H$  от расхода в трубопроводе СВ необходимо к ординатам характеристики насоса 2 прибавить высоту  $Z_C$  или, другими словами, построить характеристику насоса 2 от его приемного уровня (уровень С), и от ординат полученной характеристики 2 насоса 2 отнять гидравлические потери в трубопроводе СВ. В результате получим кривую, являющуюся характеристикой насоса 2, приведенной к точке В - кривую 2В.

Трубопровод ВD. Полный напор для трубопровода ВD равен:

$$H_D = Z_D + h_{гидрВД}$$

Для построения характеристики трубопровода ВD необходимо к постоянной величине  $Z_0$  прибавить гидравлические потери в трубопроводе ВD.

Расход в трубопроводе ВD равен сумме расходов в трубах АВ и СВ:

$$Q_{ВД} = Q_1 + Q_2$$

Построим кривую 1В+2В зависимости  $H_D$  от суммарного расхода в трубах АВ и СВ. Для этого необходимо для каждого значения напора суммировать абсциссы приведенных характеристик 1В и 2В (суммировать кривые 1В и 2В по горизонтали). Точка пересечения кривой 1В+2В с кривой В1 (точка М) - рабочая точка насосов. По величине напора  $H_D$  можно найти по приведенным характеристикам 1В и 2В расходы  $Q_1$  и  $Q_2$  по характеристикам 1 и 2 насосов определить их напоры  $H_1$  и  $H_2$ .

Рассмотрим работу насоса на разветвленный трубопровод (рис.2.7, 2.8). Насос подает жидкость в два резервуара С и D, расположенные на различных уровнях. Требуется определить режим работы насоса и расходы в обеих ветвях трубопроводов.

При этом возможны два случая работы насоса на сеть трубопроводов:

1. Уровень жидкости в пьезометре, установленном в точке В, выше уровня жидкости в резервуаре D (рис.2.7). В этом случае жидкость от точки В движется в оба резервуара С и D.

2. Уровень жидкости в пьезометре ниже уровня жидкости в резервуаре D (рис.2.8). В этом случае жидкость по трубопроводу ВD движется в направлении от точки D к точке В.

Рассмотрим первый случай работы насоса на сеть. Запишем уравнение движения жидкости по трубопроводам АВ, ВС, ВD.

Трубопровод АВ. Напор насоса затрачивается на подъем жидкости на высоту  $Z_B$ , создание в точке В пьезометрического напора  $P_B / \rho g$  и преодоление гидравлических потерь  $h_{нав}$ :

$$H_n = Z_B + \frac{P_B}{\rho g} + h_{нав}$$

откуда

$$H_n - h_{нав} = Z_B + \frac{P_B}{\rho g} = H_n \quad (2.12)$$

Построим график зависимости между напором  $H_n$  в узловой точке В и расходу в трубе АВ. Для этого согласно уравнению (2.12) необходимо вычесть гидравлические потери в трубопроводе АВ из ординат характеристики насоса  $H_n$ . В результате получим линию НВ, которая представляет собой характеристику насоса, приведенную к точке В.

Трубопровод ВС. Из уравнения Бернулли, записанного для сечений В и С, получим

$$Z_B + \frac{P_B}{\rho g} = Z_C + h_{нвс}$$

или

$$H_n = Z_D + h_{нвс} \quad (2.13)$$

Построив график зависимости напора  $H_n$  от расхода в трубе ВС, получим характеристику трубопровода ВС.

Трубопровод ВD. Уравнение движения жидкости по трубопроводу ВD аналогично уравнению для трубопровода ВС:

$$H_n = Z_D + h_{нвD}$$

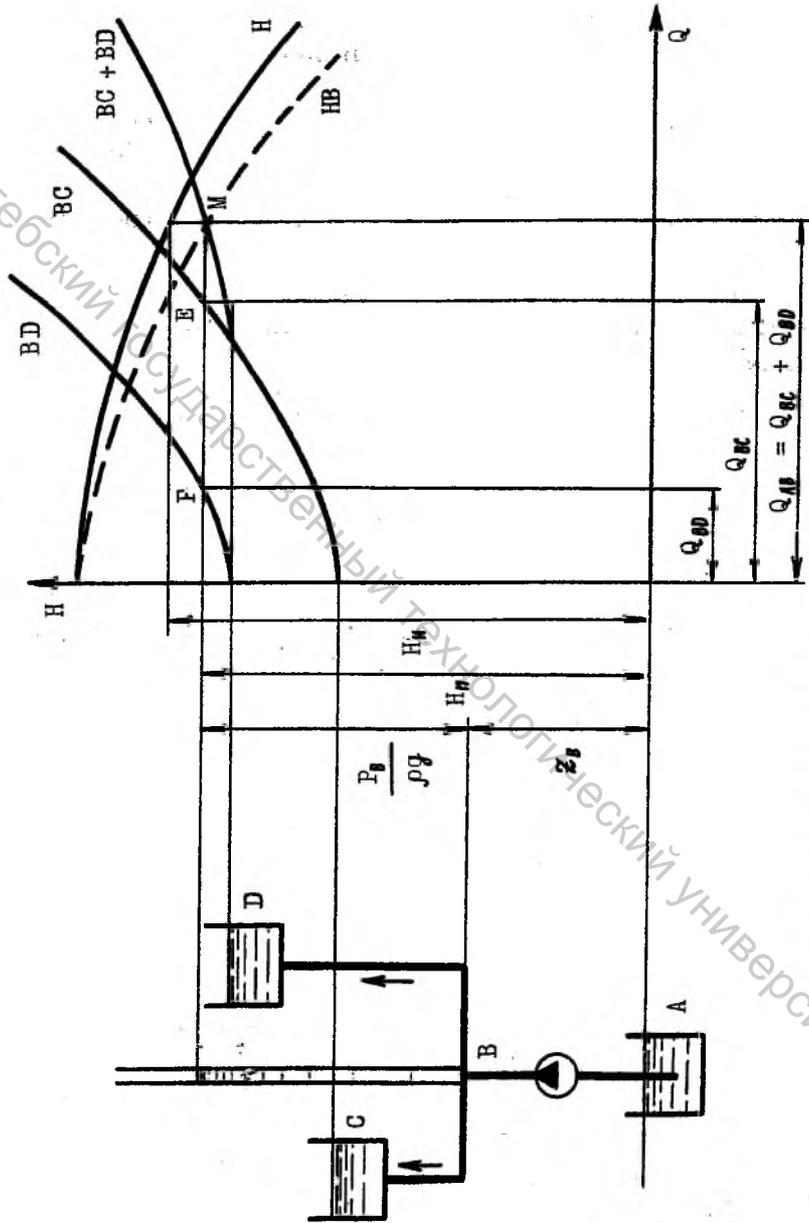


Рис.2.7. Работа насоса на разветвленный трубопровод ( $H_{п} < Z_D$ )



Следовательно, построение характеристики трубопровода ВD такое же, как и для трубопровода ВС.

После построения характеристики трубопровода ВD построим кривую ВС+ВD зависимости напора  $H_n$  от суммарного расхода в трубах ВС и ВD, для чего необходимо суммировать кривые ВС и ВD по горизонтали.

Насосная установка работает при таком значении напора  $H_n$ , при котором расход в трубопроводе АВ равен сумме расходов в трубах ВС и ВD. Этому условию удовлетворяет рабочая точка М пересечения кривых НВ и ВС+ВD.

Зная величину подачи насоса  $Q_{AB}$ , по его характеристике  $H_H=f(Q_H)$  определяем напор насоса  $H_n$ . По известному напору  $H_n$  в точке В можно найти расходы в трубах ВС и ВD. Для этого через точку М необходимо провести горизонталь до пересечения с характеристиками труб ВС и ВD. Точки пересечения и дадут искомые расходы в ветвях ВС и ВD.

Рассмотрим второй случай работы на сеть, при котором уровень жидкости в пьезометре ниже уровня жидкости в резервуаре D (рис. 2.8)

Графики зависимости напора  $H_n$  в точке В от расходов в трубах АВ и ВС в этом случае строятся так же, как и в первом (кривые НВ и ВС).

Рассмотрим движения жидкости в трубопроводе ВD. Уравнение Бернулли для сечений D и В имеет вид:

$$z_0 = z_B + \frac{P_B}{\rho g} + h_{пвD}$$

или

$$H_n = z_D - h_{пвD} \quad (2.14)$$

Следовательно, для построения кривой ВD зависимости напора от  $H_n$  расхода в трубе ВD необходимо из постоянной высоты  $z_0$  высечь ординаты потерь энергии  $h_{пвD}$  в трубопроводе. В результате получим кривую ВD.

Расход в трубопроводе ВС равен сумме расходов в трубах АВ и ВD:

$$Q_{BC} = Q_{AB} + Q_{BD}$$

Строим кривую зависимости напора  $H_n$  от суммы расходов в трубах АВ и ВD, складывая кривые НВ и ВD по горизонтали. В результате сложения получим кривую НВ+ ВD и рабочую точку насоса М. По известному значению напора  $H_n$  определяем по кривым НВ и ВD расхода  $Q_{AB}$  и  $Q_{BD}$  в трубах АВ и ВD.

По известной подаче насоса (расход  $Q_{\text{наб}}$ ) получим его напор  $H_n$  по характеристике  $H_n = f(Q_n)$ .

Из рассмотренных задач следует, что для определения режима работы насоса на разветвленную сеть трубопроводов необходимо предварительно определить направление движения жидкости по трубопроводу  $BD$ . Методика анализа следующая. Строим зависимости  $H_B$  и  $H_C$  напора  $H_n$  в узловой точке  $B$  от расходов  $AB$  и  $BC$ , как указано выше. Предположим, что трубопровод  $BD$  перекрыт. В этом случае расходы в трубах  $AB$  и  $BC$  одинаковы, чему соответствует точка  $K$  пересечения кривых  $H_B$  и  $H_C$ . Ординаты точки  $K$  определяет положение уровня жидкости в пьезометре при перекрытом трубопроводе  $BD$ . Если точка  $K$  выше уровня жидкости в резервуаре  $D$  (рис. 2.7), то при открытии трубопровода  $BD$  жидкость потечет от точки  $B$  в резервуар  $D$  (первый случай работы насосной установки). Если точка  $K$  ниже уровня жидкости в резервуаре  $D$  (рис. 2.8), то при открытии трубопровода  $BD$  жидкость потечет из резервуара  $D$  к точке  $B$  (второй случай работы насосной установки).

### 3. РАСЧЕТ ТИПОВОГО ПНЕВМОПРИВОДА

#### 3.1. Основные понятия

Пневматические приводы получили широкое применение при автоматизации производственных процессов в общем машиностроении, в станкостроении, в литейном и кузнечном производстве. Пневмоустройства используют в качестве приводов зажимных и транспортирующих механизмов, для дистанционного управления и регулирования, в контрольно-измерительных приборах, при автоматизации машин и устройств, работающих в агрессивных средах, в условиях пожаро- и взрывоопасности, радиации, а также при значительной вибрации и высоких температурах [4].

Широкое применение пневмоприводов объясняется их преимуществами по сравнению с другими, в первую очередь надежностью функционирования, простотой конструкции, сравнительной легкостью их эксплуатации и обслуживания. Они относительно дешевы и являются средством автоматизации производственных процессов.

Пневмоприводы следует применять в тех случаях, когда требуется обеспечить высокие скорости движения рабочего органа при относительно небольших рабочих усилиях. Основными типами исполнительных пневмоустройств, устанавливаемых в машинах, станках и автоматических линиях, являются пневмоцилиндры общепромышленного назначения. С их помощью достигаются относительно высокие скорости (1-3 м/с), что имеет большое значение для повышения производительности машин-автоматов, автоматических линий при выполнении вспомогательных операций (транспортировка, зажим, подача и т.д.). Диаметр пневмоприводов колеблется от 0,01 до 0,3 м, ход поршня от нескольких миллиметров до 2-3 м при самых разнообразных конструктивных исполнениях.

Срок службы пневмоцилиндров доведен до 10 млн. ходов. Давление питания в исполнительных пневмоустройствах обычно равно давлению сжатого воздуха в заводской сети (0,4-1 МПа).

В методическом пособии изложены некоторые вопросы структуры, динамического синтеза (проектный расчет) и динамического анализа (проверочный расчет) двухстороннего типового пневмопривода.

#### 3.2. Структура двухстороннего типового пневмопривода

Пневматическим устройством называют устройство, в котором в качестве рабочего тела используется сжатый газ. Физические свойства газа проявляются в виде давления на поверхность твердых звеньев устройства или в виде аэродинамических эффектов. В первом случае пневмоустройство представляет собой цилиндр с подвижным твердым звеном (поршнем, мембраной и т.д.), взаимодействующим со сжатым воздухом. Во втором случае

подвижное твердое тело отсутствует. Пневмопривод представляет собой систему взаимосвязанных пневмоустройств, предназначенных для приведения в движение рабочих органов машин или рабочих звеньев механизмов. Пневмоустройства в приводах могут быть связаны между собой пневматическими линиями (трубопроводами) и механизмами (шарнирно-рычажными, зубчатыми, кулачковыми и т.д.). Пневмоустройства, как составные элементы привода, по функциональному назначению делятся на следующие группы [4]: исполнительные, распределительные и управляющие.

Исполнительные устройства предназначены для преобразования энергии сжатого воздуха в энергию движения рабочих органов машин.

Распределительные устройства предназначены для изменения направления потоков сжатого воздуха в линиях, соединяющих устройства в приводе.

Управляющие устройства предназначены для обеспечения заданной последовательности перемещения исполнительных устройств в соответствии с требуемым законом их движения.

По типу исполнительных устройств пневмоприводы могут быть возвратно-поступательного движения или вращательного движения [4]. Аналогичным образом, в зависимости от структуры исполнительных устройств различают приводы поршневые, с упругими элементами и ротационные.

Пневмоустройства поступательного движения бывают двухстороннего действия, в которых твердое звено перемещается попеременно в обе стороны, взаимодействуя со сжатым воздухом и одностороннего действия, в которых под действием сжатого воздуха твердое звено возвращается в исходное положение под действием пружины или силы тяжести.

Под типовым пневмоприводом понимают привод, в исполнительном устройстве которого имеется не более двух полостей. Этот привод может быть одностороннего или двухстороннего действия.

На рис. 3.1а приведена схема типового пневмопривода в соответствии с ГОСТ 1846-91 двухстороннего возвратно-поступательного действия с блоком подготовки сжатого воздуха, включающего фильтр-влагодетель 1, маслораспылитель 2, регулятор давления 3, манометр 7. Пневмоцилиндр 5 и шток 6 представляют исполнительный механизм возвратно-поступательного движения. Перераспределение воздуха осуществляется распределителем 4.

Цифры 4/2 в обозначении распределителя 4 на рис.3.1а соответствуют числу ходов (число внешних трубопроводов, подсоединенных к распределителю) и числу позиций (число фиксированных позиций распределителя).

Описание работы пневмопривода может быть дано посредством диаграммы состояния распределителя 4 и тактограммы исполнительного устройства. Тактограмма исполнительного устройства представляет собой

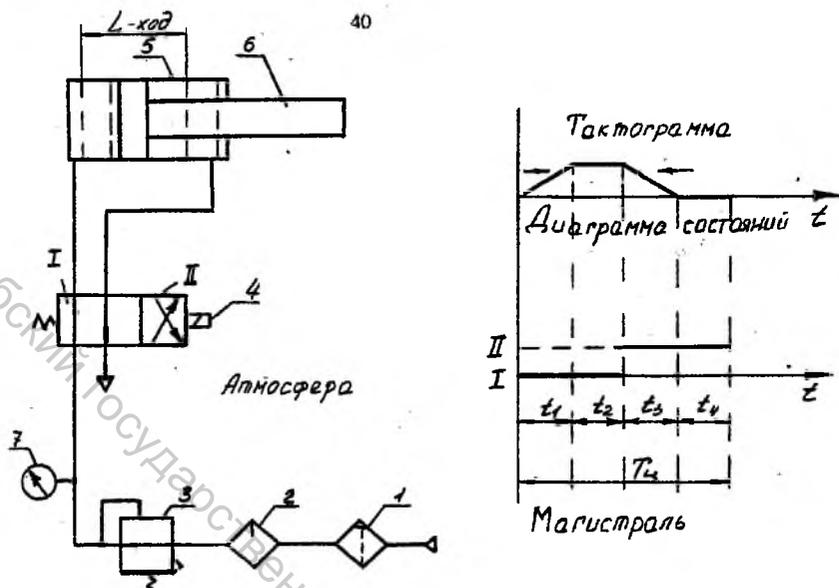


Рис.3.1а. Схема типового двухстороннего движения, тактограмма и диаграмма состояний распределителя.

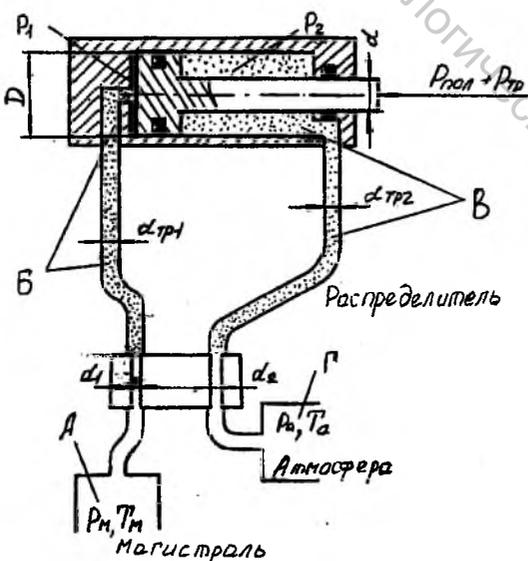


Рис.3.1б. Расчетная схема двухстороннего возвратно-поступательного движения

графическое описание состояний этого устройства по тактам. Такт - это цикл работы пневмопривода, характеризуемая определенным состоянием подвижного элемента исполнительного устройства - поршня 6. Поршень может находиться в четырех состояниях: прямой ход, обратный ход, неподвижное состояние в крайних положениях. На рис. 3.1а показана тактограмма, состоящая из четырех тактов. На диаграмме состояний распределителя 4 (рис. 3.1а) состояние I показано в виде отрезка прямой, совпадающей с осью абсцисс, а состояние II - в виде отрезка прямой, параллельной этой оси. В первом такте поршень 6 перемещается вправо, а золотник распределителя 4 находится в позиции I, во втором такте поршень 6 неподвижен и занимает крайнее правое положение, а золотник распределителя 4 по-прежнему находится в позиции I. В третьем такте поршень 6 перемещается влево, а золотник находится в позиции II. Наконец, в четвертом такте поршень 6 неподвижен и занимает крайнее левое положение, а золотник остается в позиции II. Длительности тактов обозначены, соответственно  $t_1, t_2, t_3, t_4$ .

Сумма длительности тактов составляет время  $T_{ц}$  технологического цикла пневматического устройства, определяющего его производительность [5].

### 3.3. Динамический синтез типового двухстороннего пневмопривода.

#### 3.3.1. Условия получения установившегося движения поршня.

Расчетная схема типового двухстороннего пневмопривода возвратно-поступательного движения приведена на рис. 3.1б.

Основной задачей проектного расчета пневмопривода является выбор эффективной площади поршня и эффективных проходных сечений каналов подводящей  $f_3^0$  и выхлопной  $f_5^0$  магистралей по заданной скорости поршня, принимаемой постоянной и при постоянной силе сопротивления. При этом, необходимо учесть особенности пневмопривода, заключающиеся в том, что движение, близкое к установившемуся, может быть получено только при определенных сочетаниях исходных величин, задаваемых конструктору, а именно: средняя скорость поршня  $V_{ср}$ , его ход  $S$ , масса подвижных частей  $m_d$  и принимаемых им начальных условиях [4].

Таковыми начальными условиями являются: 1) давление в полости наполнения равно атмосферному, а в полости выхлопа - магистральному; 2) давление в общих полостях атмосферное. Условия первого вида в общей мере способствует получению движения, близкого к равномерному.

Поэтому вначале необходимо оценить возможность получения движения, близкого к равномерному при заданных исходных параметрах.

Изменение скорости определяется значениями безразмерных параметров  $N, \Omega, \chi$  [4].

Безразмерный конструктивный параметр  $N$ , равен

$$N = 275,14 \frac{\mu_1 d_1^2}{D^3} \sqrt{\frac{P}{P_m \cdot L}} \quad (3.1)$$

где  $\mu_1$  - коэффициент расхода выхлопной магистрали

$d_1$  - диаметр выхлопной магистрали (м)

$D$  - диаметр поршня (м)

$P$  - полная сила сопротивления на штоке (Н)

$P_m$  - магистральное давление (МПа)

$L$  - ход поршня (м)

Безразмерный параметр, характеризующий пропускные способности подводящей к выхлопной магистрали  $\Omega$ , равен:

$$\Omega = \frac{\mu_2 f_2}{\mu_1 f_1} = \frac{f_2^2}{f_1^2} \quad (3.2)$$

где, соответственно  $\mu_2, \mu_1$  - коэффициенты расходов подводящей и выхлопной магистралей;

$f_2$  и  $f_1$  - площади их сечения.

Безразмерный параметр, характеризующий нагрузку на штоке  $\chi$ , равен:

$$\chi = \frac{P}{0,785 P_m D^2} \quad (3.3)$$

С достаточной для расчетов точностью, условие получения режима движения, близкого к установившемуся, можно записать в виде:

$$\delta \leq \delta_y \quad (3.4)$$

где  $\delta$  - критерий инерционности пневмопривода, численно равен:

$$\delta = V_{cp} \sqrt{\frac{m}{P \cdot L}} \quad (3.5)$$

где  $m$  - масса всех подвижных частей пневмопривода (поршня, штока и т.д.).

На основании опытных данных [4] установлено граничное значение  $\delta_y$ , при превышении которого невозможно получить движение поршня,

близкое к установившемуся. Для начальных условий по давлению в полостях

1-го вида в качестве такой границы допустимо принять  $\delta_y = 0,25$  и тогда

условие получения установившегося движения запишется в виде:

$$\delta_y \leq 0,25$$

При использовании выражения (3.5) следует иметь в виду, что величины  $m$  и  $P$ , которые представляют собой соответственно полную массу всех подвижных частей и полную силу сопротивления, приложенную к поршню, до выбора диаметра цилиндра и штока конструктору неизвестны. Рекомендуется [4], предварительно принимать значение массы  $m \approx 100-200$  кг.

В общем случае полная сила сопротивления равна:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 \pm P_a F_{\text{ш}}$$

где  $P_1$  - сила трения в уплотнениях поршня и штока

$P_2$  - сила полезного сопротивления

$P_3$  - вес поршня со штоком (учитывается только для вертикально расположенных пневмоцилиндров. При проектном расчете)

$P_a F_{\text{ш}}$  - сила противодействия в выхлопной полости

При проектном расчете, можно  $P_a F_{\text{ш}} \approx 0$

Когда сила полезного сопротивления  $P_2$  является доминирующей, то для расчета  $P_1$ , можно пользоваться следующей эмпирической зависимостью:

$$P_1 = 3,5 \sqrt{P_2} \quad (3.8)$$

С учетом выражения (3.8), для пневмоцилиндра, расположенного горизонтально, получим

$$P = 3,5 \sqrt{P_2} + P_2 \quad (3.9)$$

#### Рассмотрим численный пример.

Оценить возможность использования пневмопривода для перемещения массы 100 кг со скоростью  $V_{\text{ср}} = 0,3$  м/с на расстояние  $L = 0,3$  м. Сила полезного сопротивления  $P_2 = 500$  Н. Определить максимальное значение  $V_{\text{ср}}$  из условия сохранения режима равномерного движения.

**Решение:**

По формуле (3.9) определим полную силу сопротивления  $P$

$$P = 3,5\sqrt{500} + 500 : P = 578,3H$$

По формуле (3.5) определим критерий инерционности пневмопривода  $\delta$

$$\delta = V_{cp} \sqrt{\frac{m}{PL}}; \delta = 0,3 \sqrt{\frac{100}{578,3 \cdot 0,3}};$$

$$\delta = 0,228; \delta < 0,25$$

Таким образом при  $V_{cp}=0,3$  м/с поршень будет двигаться со скоростью близкой к постоянной.

Для определения максимального значения  $V_{срmax}$  при котором условие  $V_{ср} \approx V_y$  еще будет сохраняться, необходимо левую часть выражения (3.5) приравнять к  $\delta_y=0,25$ . В результате получим  $V_{срmax}=0,33$  м/с.

### 3.3.2. Выбор параметров привода по заданной скорости поршня

Задача выбора параметров пневмопривода по заданной скорости  $V_{cp}$  и силе сопротивления  $P$  в общем случае не решается однозначно. Задав, например, произвольным значение площади поршня  $F$ , которое должно быть больше минимального значения, определяемого из условия получения достаточной движущей силы для преодаления сил сопротивления, можно настроить привод на заданную скорость поршня путем подбора эффективных проходных сечений на входе  $f^3$  и выходе  $f_B^3$ . При этом для каждого  $F$  будет иметь не один, а несколько вариантов, характеризуемых различными соотношениями  $f^3$  и  $f_B^3$ .

Количественные отношения  $F$ ,  $f^3$ ,  $f_B^3$  между определяются безразмерными зависимостями [4]

$$U_y = f^3 a_1 - \text{безразмерная эффективная площадь проходного сечения подводящей линии} \quad (3.10)$$

$$a_1 = \frac{K' P_m}{P V_{cp}} - \text{коэффициент пропорциональности} \quad (3.11)$$

$$K' = \sqrt{\frac{2qKR'T_m}{K-1}} \quad (3.12)$$

Если принять  $T_m=290K$ ,  $q=9,8$  м/с<sup>2</sup>,  $K=1,4$  и  $R'=29,3$  м/К, то получим:  
 $K'=755$  м/с

$$1/\chi = \Gamma a_2 - \text{безразмерная площадь поршня} \quad (3.13)$$

$$a_2 = \frac{P_M}{P} - \text{коэффициент пропорциональности} \quad (3.14)$$

При подсчете  $a_1$  и  $a_2$  давление следует измерять в  $\text{н/м}^2$  (Па), силу  $P$  в  $\text{кг м/с}^2$  (Н), скорость - в  $\text{м/с}$ .

$$\Omega = \frac{f_v^3}{f^3} \quad (3.15)$$

безразмерная эффективная площадь проходного сечения выхлопной линии.

Этой величиной необходимо предварительно задаться, руководствуясь следующими соображениями.

С увеличением  $\Omega$ , при сохранении исходных данных неизменными, величина  $f^3$  уменьшается, а с уменьшением, наоборот  $f^3$  увеличивается. Это объясняется падением противодействия в полости выхлопа, препятствующего движению поршня, по мере относительного увеличения проходного сечения выхлопного канала по сравнению с подводящим.

В литературе [4 стр. 117], приведены в виде номограмм зависимости безразмерной эффективной площади проходного сечения подводящей линии  $U_y$  как функции безразмерной площади поршня  $1/\chi$  для различных значений  $\Omega$ .

Кривые  $U_y = f(1/\chi)$  охватывают область значений  $\Omega$  от 0,01 до бесконечности, причем  $\Omega = \infty$  характеризуют предельный случай движения поршня с бесконечно большим выхлопным каналом, т.е. когда давление в полости выхлопа равно атмосферному в течение всего хода. Для всех кривых характерно наличие минимума в области значений параметра  $1/\chi = 1,35 \div 2,2$ . Каждое значение  $U_y = U_{y \min}$  определяет минимальное сечение канала подводящей линии при данном  $\Omega$ . При  $\Omega = \infty$ ,  $U_{y \min} = 5,5$  и  $1/\chi = 2,2$ . При относительно малых колебаниях значений силы сопротивления  $P$  в качестве допустимого предела при проектном расчете можно принять [4].  $\chi_{\text{доп}} = 0,7$  или  $1/\chi = 1,43$ . В остальных случаях рекомендуется принимать  $\chi = 0,4 \div 0,5$  или  $1/\chi = 2 \div 2,5$ .

#### Рассмотрим численный пример выбора параметров пневмопривода.

Требуется выбрать параметры пневмопривода по следующим исходным данным.

Масса подвижных частей  $m=100 \text{ кг}$ ;

Средняя скорость поршня  $V_{cp} = 0,3 \text{ м/с}$ ;

Ход поршня  $L=0,3 \text{ м}$ ;

Полная сила сопротивления  $P=578,3 \text{ Н}$ ;

Давление сжатого воздуха  $P_M=0,5 \text{ МПа}$ .

**Решение.**

Возможность получения при заданных условиях установившегося движения поршня, показана ранее.

Определяем параметры привода из условия получения минимального проходного сечения подводящей линии  $f^3$ . В соответствии с рекомендация-

ми при  $\Omega = \infty$ ,  $U_y = U_{ymin} = 5,5$  и  $1/\chi = \left(\frac{1}{\chi}\right)_{опт} = 2,2$ .

По формуле (3.11)

$$a_1 = \frac{K' P_M}{P V_{cp}} = \frac{755 \cdot 0,5 \cdot 10^6}{0,3 \cdot 578,3} = 2,18 \cdot 10^6 \text{ м}^{-2}$$

По формуле (3.14)

$$a_2 = \frac{P_M}{P} = \frac{0,5 \cdot 10^6}{578,3} = 0,0865 \cdot 10^6 \text{ м}^{-2}$$

По формуле (3.10)

$$f_{min}^3 = \frac{U_{ymin}}{a_1} = \frac{5,5}{2,18 \cdot 10^6} = 2,53 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

По формуле (3.13)

$$F_{опт} = (1/\chi_{опт}) / a_2 = \frac{2,2}{0,0865 \cdot 10^4} = 0,254 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$$

что соответствует диаметру цилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{опт}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,254 \cdot 10^{-2}}{3,14}} = 57 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Округляем значение до  $D$  ближайшего большего из ряда стандартных размеров по СТ СЭВ 3936-82. В этом ряду имеются следующие значения  $D$  в мм: 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500.

Принимаем  $D=63$  мм.

Диаметр штока  $D_{шт}$  выбирается в соответствии с рекомендациями [5].

$$D_{шт}=(0,2+0,3)D$$

Диаметр  $D_{шт}$ , полученный из этого соотношения округляют до ближайшего значения стандартного ряда по СТ СЭВ 3936-82. В нашем случае  $D_{шт}=0,25 \cdot 63=15,75$  мм. Принимаем  $D_{шт}=16$  мм

### 3.3.3. Выбор параметров элементов пневмолиний.

Размеры элементов пневмолиний, т.е. площади их проходных сечений  $f$  выбирают по принятой схеме соединения элементов друг с другом и с учетом соотношения  $f^3 > f_{рас}^3$ , где  $f^3$  - эффективная площадь проходного сечения линии, определенная в динамическом расчете пневмопривода. Рассмотрим простейший частный случай, когда в линии входят только элементы одинакового проходного сечения, соединенные последовательно:  $f_1 = f_2 = f_3 = \dots = f_n$ . Решение данной задачи должно быть однозначным. Приведенная длина трубопроводов, эквивалентного всей линии всегда больше физической длины труб реальной системы. Вычислив по формуле (3.10)  $f_{min}^3$ , выбрав из таблицы 3.1 типы пневмоаппаратов, определяют приведенную длину трубопровода  $L_{экр}$ . Далее, по графику (рис.3.2) для  $f_{min}^3$  (ось ординат) и  $L_{экр}$ , определяют коэффициент расхода  $\mu$  и площадь проходного сечения пневмолинии по формуле:

$$f = \frac{f_{min}^3}{\mu} \quad (3.15)$$

и диаметр пневмолинии  $d_y$  по формуле:

$$d_y \geq \sqrt{\frac{4f}{\pi}}$$

Найденное значение диаметра  $d_y$  округляют до ближайшего большего по ГОСТ 11383-75.

В соответствии с этим ГОСТ диаметры имеют следующие размеры: 6, 8, 10, 13, 15, 20, 25, 32 мм.

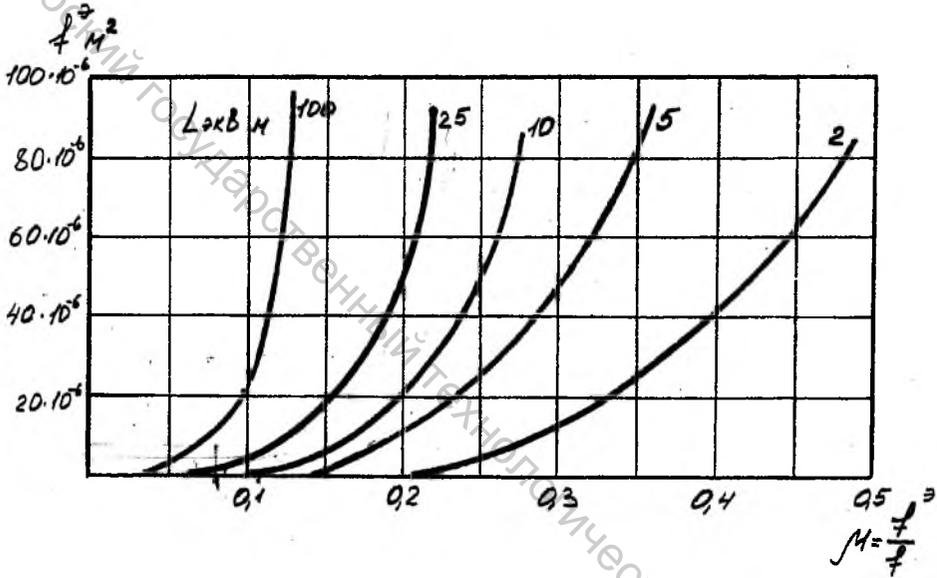


Рис. 3.2 График для приближенной оценки диапазона изменения  $\frac{p}{f}$  при проектном расчете пневмотической линии

Таблица 3.1.

## Основные характеристики пневмоэлементов.

Наименование аппарата	Условный проход $d_n$ , мм	Эффективная площадь $f^a$ , мм <sup>2</sup>	Длина эквивалентного трубопровода $L_e$ , м
Трехлинейный канал В76-2	3	1,8	1,9
Воздухораспределитель В74-1	4	3,5	1,8
Воздухораспределители В74-2, В76-6, В74-7, В79-11, В63-1	4	4,0	1,4
Воздухораспределители В74-2, В76-6, В74-7, В79-11, В63-1	8	14	3,7
Воздухораспределители В63-1, В63-2, В54-1, В64-2	10	23	4,1
Воздухораспределители В63-1, В63-2, В54-1, В64-2	15	51	4,3
Воздухораспределители В63-1, В63-2, В54-1, В64-2	20	87	7,5
Обратные клапаны В51-1 и дроссели с обратным клапаном В71-1	10	14	14,9
Обратные клапаны В51-1 и дроссели с обратным клапаном В71-1	15	39	13,2
Обратные клапаны В51-1 и дроссели с обратным клапаном В71-1	20	69	17,5
Обратные клапаны В51-1 и дроссели с обратным клапаном В71-1	25	118	17,5
Тормозной золотник В77-3	10	23	5,8
Тормозной золотник В77-3	15	51	6,3
Тормозной золотник В77-3	20	87	14,0
Тормозной золотник В77-3	25	135	12,7
Фильтры В41-1	10	25	3,4
Фильтры В41-1	15	52	6,4
Фильтры В41-1	20	82	14,1
Маслораспылители В44-2	10	19	7,1

Маслораспылители В44-2	15	42	10,6
Маслораспылигели В44-2	25	118	17,6
Реле УСЭ ППА типа РР.1 (Р-3Н)	2	0,94	0,7

### Рассмотрим численный пример.

При динамическом расчете пневмопривода эффективная площадь подводящей магистрали  $f_{\min}^a = 2,53 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ . Длина пневмолинии  $L=10 \text{ м}$ . Спроектированный пневмопривод состоит из фильтра типа В41-1 с  $d_y=10 \text{ мм}$ , маслораспылителя типа В44-2 с  $d_y=10 \text{ мм}$ , воздухораспределителя типа В63-1 с  $d_y=10 \text{ мм}$  и дросселя с обратным клапаном типа В71-1 с  $d_y=10 \text{ мм}$ . Определить проходное сечение пневмолинии и ее диаметр  $d_y$ .

#### **Решение.**

Определяем приведенную длину пневмолинии.

$$L_{\text{экв}} = L + L_{\text{эффильтр}} + L_{\text{эмаслор}} + L_{\text{эраспр}} + L_{\text{эдр}}$$

По графику (рис.3.2) для  $f_{\min}^a = 2,53 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  и  $L_{\text{экв}}=39,5 \text{ м}$ , определяем  $\mu = 0,13 + 0,16$ .

Следовательно, по формуле(3.15)

$$f = \frac{2,53 \cdot 10^{-6}}{0,13 + 0,16}$$

$$f = (15,8 + 19,5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Что соответствует  $d_y=(4,5+5) \text{ мм}$ .

Принимаем в соответствии с ГОСТ 11383-75  $d_y=6 \text{ мм}$ , что соответствует  $f=28,26 \cdot 10^{-6}$ .

Определим коэффициент расхода  $\mu_v$  выхлопной пневмолинии по изложенной выше методике.

Диаметр выхлопной пневмолинии примем равным диаметру подводящей магистрали:

$$d_{yв}=6 \text{ мм}$$

Длину выхлопной пневмолинии до пневмораспределителя примем  $L_{в}=5 \text{ м}$ . Так как воздух (рис 3.1) из штоковой полости попадает в воздухо-распределитель,  $L_{\text{эраспр}}=4,1 \text{ м}$ .

Тогда  $L_{\text{экв}} = 5+4,1=9,1\text{ м}$ . Площадь выхлопной пневмолинии  $f_b = 28,26 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ . По графику 3.2 для  $f_b = 28,26 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  и  $L_{\text{экв}} = 9,1\text{ м}$ , находим  $\mu_b = 0,15$ .

### 3.4. Динамический анализ пневмопривода нагруженного постоянными силами.

#### 3.4.1. Анализ циклограммы типового пневмопривода

Типовой пневмопривод двухстороннего действия и его циклограммы показан на рис. 3.1. После срабатывания пневмораспределителя 4 воздух из магистрали подается по трубопроводу в полость рабочего цилиндра 5. Движение сжатого воздуха начинается тотчас же после момента начала открывания отверстия в распределителе. Некоторый период времени оба процесса (открывание отверстия распределителя и распространение волны давления сжатого воздуха до рабочего цилиндра) происходят одновременно и заканчиваются в разные моменты времени. Для упрощения задачи предположим, что волна давления возникает после полного открытия отверстия распределителя. При таком допущении не вносится большая погрешность, так как время открытия распределителя у большинства пневмоприводов невелико по сравнению с временем всего рабочего цикла. Вместе с тем указанное допущение позволяет отдельно определять интервалы времени этих процессов:

$t_0$  - время открытия распределителя и

$t_q$  - время распространения волны давления от распределителя до цилиндра [4].

Давление в рабочей полости пневмоцилиндра начинает увеличиваться после открытия пневмораспределителя и этот процесс продолжается до начала движения поршня. Назовем это время временем заполнения рабочей полости и обозначим  $t_q$ . В этот же период времени давление во второй (штоковой) полости уменьшается. Сумму перечисленных временных интервалов, назовем временем подготовительного периода  $t_n$ . По определению

$$t_n = t_0 + t_q + t_s \quad (3.16)$$

В период движения поршня (интервал времени по циклограмме  $t_1$ ) давление может монотонно увеличиваться или колебаться в зависимости от соотношения конструктивных параметров устройства. После того, как поршень закончит рабочий ход  $L$ , давление в полости, соединенной с магистралью, увеличивается до значения, требуемого технологическим процессом. Во второй полости давление уменьшается до атмосферного. Моменты окончания этих процессов в общем случае не совпадают. После выполнения заданной технологической операции управляющее устройство

(пневмораспределитель) снова переключается. Тогда в той же последовательности начинается обратный ход поршня в течение времени  $t_3$ . Функции полостей пневмоцилиндра меняются.

Рабочей полостью назовем полость, соединенную в данный момент с магистралью, причем в этой полости давление сжатого воздуха является движущей силой.

Выхлопной полостью назовем полость, соединенную с атмосферной, причем давление воздуха в этой полости оказывает противодействие перемещению поршня.

Одна и та же полость привода в различные моменты времени может быть то рабочей, то выхлопной, например, при прямом и обратном ходах.

Рабочим циклом привода назовем такой период его работы, после которого все элементы привода возвращаются в исходное положение. Время рабочего цикла  $T_{р.ц.}$  привода состоит из суммы интервалов времени прямого  $t_1$  и обратного  $t_3$  ходов.

Каждый из этих интервалов разделяется на следующие три интервала:  $t_n$  - время подготовительного периода - от начала переключения распределителя до начала движения поршня;  $t_1$  - время движения поршня, в течение которого поршень пройдет весь заданный рабочий ход  $L$ .

Назовем временем срабатывания привода время перемещения поршня только в одном направлении.

В тех случаях, когда привод состоит из нескольких исполнительных устройств, его циклограмму строят в заданной последовательности их действия, а время работы привода находят после определения времени рабочего цикла каждого исполнительного устройства в отдельности.

#### 3.4.2. Подготовительный период работы пневмопривода

Динамический расчет привода заключается в определении времени его рабочего цикла, т.е. в последовательном нахождении отдельных интервалов времени циклограммы. Время срабатывания пневмораспределителя определяют в зависимости от его конструкции. В большинстве случаев временем срабатывания распределителя в обычных условиях можно пренебречь как величиной незначительной по сравнению со временем рабочего цикла. Тогда формула (3.16) примет вид:

$$t_n = t_q + t_3$$

Время распространения волны давления от распределителя до рабочего пневмоцилиндра определяем по известной формуле:

$$t_a = \frac{L_m}{a} \quad (3.18)$$

где  $L_m$  - длина трубопровода от распределителя до цилиндра;

$a$  - скорость распространения звука в воздухе, которая  $T=290$  К равна 341 м/с.

При наполнении сжатым воздухом начального объема рабочей полости примем его давление на входе постоянным и равным магистральному, а потери давления на трение при течении воздуха по пневмолинии учтем посредством коэффициента расхода  $\mu$ . Такое допущение позволяет заме-

нить процесс течения воздуха по трубопроводу процессом наполнения сжатым воздухом постоянного объема, эквивалентному объему трубопровода, а погрешности, получающиеся при этом, учесть коэффициентом расхода [4]. Подготовительный период охватывает интервал времени, когда в рабочей полости давление возрастает, а в выхлопной уменьшается, причем эти процессы протекают до тех пор, пока в обеих полостях установится перепад давлений, при котором движущая сила преодолет силы сопротивления и поршень сдвинется с места. Следовательно, нужно определить время наполнения рабочей полости и время истечения сжатого воздуха из выхлопной полости до установления требуемого перепада давления. За расчетное значение  $t_s$  принимаем наибольшее из полученных.

Время наполнения сжатым воздухом рабочей полости определяется по уравнению [4].

$$t_s = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{V_{01}}{\mu f} [\psi_1(\sigma_2) - \psi_1(\sigma_1)] \quad (3.19)$$

где:  $V_{01}$  - начальный объем рабочей полости и трубопровода, соединяющего ее с распределителем в м<sup>3</sup>;

$\mu$  - коэффициент расхода пневмолинии;

$f$  - площадь поперечного сечения пневмолинии в м<sup>2</sup>;

$\sigma_1 = \frac{P_1}{P_m}$  и  $\sigma_2 = \frac{P_2}{P_m}$  - начальное и конечное давление в рабочей

полости.

В начале процесса давление в рабочей полости атмосферное, т.е.:

$$\sigma_1 = \frac{P_a}{P_m} = \sigma_a$$

Время истечения сжатого воздуха из выхлопной полости определяется по уравнению:

$$t_a = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{V_a}{\mu_a \cdot f_a \sigma_a^{K-1/2K}} \cdot [\psi_2(\sigma_{a2}) - \psi_2(\sigma_{a1})] \quad (3.20)$$

где:  $V_a$  - объем выхлопной полости в момент начала движения поршня.

$\sigma_{a1} = \frac{P_{a1}}{P_{a1}}$ ;  $\sigma_{a2} = \frac{P_{a2}}{P_{a2}}$  - начальное и конечное давление в выхлопной полости.

В уравнении (3.20) всем параметрам присвоен индекс «в» - выхлопная полость.

Значения функций  $\psi_1(\sigma)$  и  $\psi_2(\sigma)$  находим на графике, приведенном на рис. 3.3.

Давление в начале процесса истечения в выхлопной полости обычно равно магистральному, т.е.  $\sigma_{a1} = \frac{P_a}{P_m} = \sigma_a$ .

Что бы произвести расчет по формулам (3.19) и (3.20), необходимо предварительно найти давление  $\sigma_{2} = \sigma_q$  и  $\sigma_{a2} = \sigma_{вq}$  в обеих полостях пневмоцилиндра в момент начала движения поршня. С этой целью следует воспользоваться номограммой (рис. 3.4) [4]. Посредством этой номограммы могут быть легко найдены давления в обеих полостях пневмоцилиндра в момент начала движения поршня. Так как номограмма построена в безразмерной форме, то предварительно должна быть определена нагрузка  $\chi$ , которая представляет собой отношение результирующей сил действующих на поршень к максимально возможной силе развиваемой приводом  $P_m F$ , т.е.

$$\chi = \frac{P}{P_m F} \quad (3.21)$$

где  $F$  - площадь поршня  
Затем определяем величину

$$v = \frac{V_0}{V_a} \Omega \quad (3.22)$$

где

$$\Omega = \frac{\mu_a f_a}{\mu f} = \frac{f_a^3}{f^3} \quad (3.23)$$

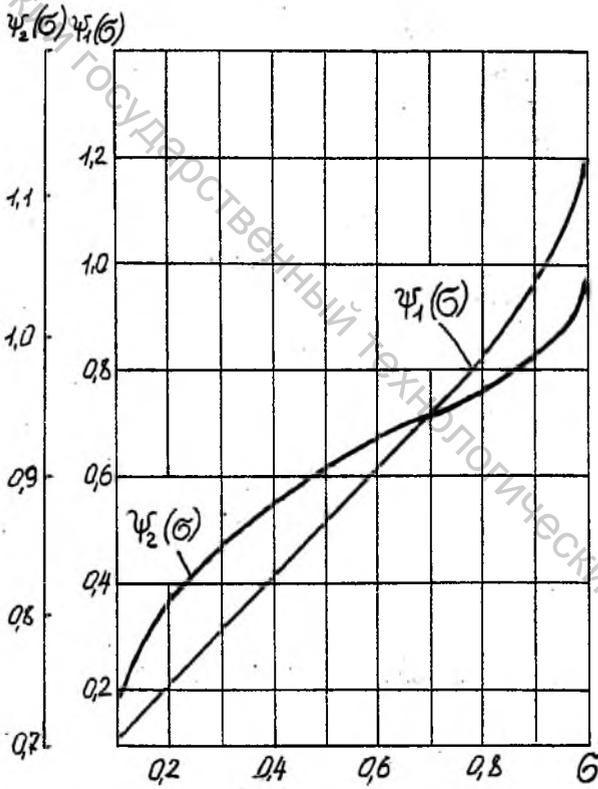


Рис.3.3. График для определения функций  $\psi_1(\sigma)$  и  $\psi_2(\sigma)$

Номограмма (рис.3.4) построена для значений  $\sigma_a = 0,2$  ( $P_m = 0,5$  МПа) и безразмерной площади пневмоцилиндра  $\Pi_{2,1} = \frac{F_2}{F_1} = 1$ ,

где  $F_1$  и  $F_2$  площади поршня обоих его торцов.

При других значениях этих величин, например, наличие штока, следует вносить поправочные коэффициенты.

Величины  $\sigma_q$  практически мало зависят от  $P_m$  и при давлениях 0,3÷1 МПа может определяться по указанной номограмме (рис. 3.4).

Величину  $\sigma_{вq}$  находим пересчетом значения, взятого из графика, на новое значение давления  $P_m$  по приближенной формуле

$$\sigma_{вq} = \sigma_{вq}^n \frac{0,5}{P_m} \quad (3.24)$$

где  $P_m$  - необходимо брать в МПа.

При отклонении  $\Pi_{1,2}$  от единицы, в значения безразмерных давлений вносятся следующие поправочные коэффициенты.

$$\sigma_q = \sigma_q^1 + 0,5\beta \quad (3.25)$$

$$\sigma_{вq} = \sigma_{вq}^1 + 0,1\beta$$

где  $\sigma_q^1$  и  $\sigma_{вq}^1$  - давление при  $\Pi_{2,1} = 1$ ;  $\beta$  - отклонение  $\Pi_{2,1}$  от единицы.

Знак поправочного коэффициента совпадает со знаком отклонения.

#### Рассмотрим численный пример.

Определить время подготовительного периода двухстороннего типового пневмопривода, используя в качестве исходных данных результаты динамического синтеза, рассмотренные в разделе 3.3 В соответствии с этим, имеем:

диаметр поршня  $D = 0,063$  м; диаметр штока  $D_{ш} = 0,016$  м; рабочий ход поршня  $L = 0,3$  м; длина трубопровода от цилиндра до распределителя  $L_T = 5$  м, а его диаметр 0,006 м; коэффициент расхода подающей линии  $\mu = 0,13$ , а выхлопной  $\mu_v = 0,15$ ; нагрузка на поршень с учетом сил трения  $P = 578,3$  Н; давление в магистрали  $P_m = 0,5$  МПа. Время срабатывания распределителя не учитывать.

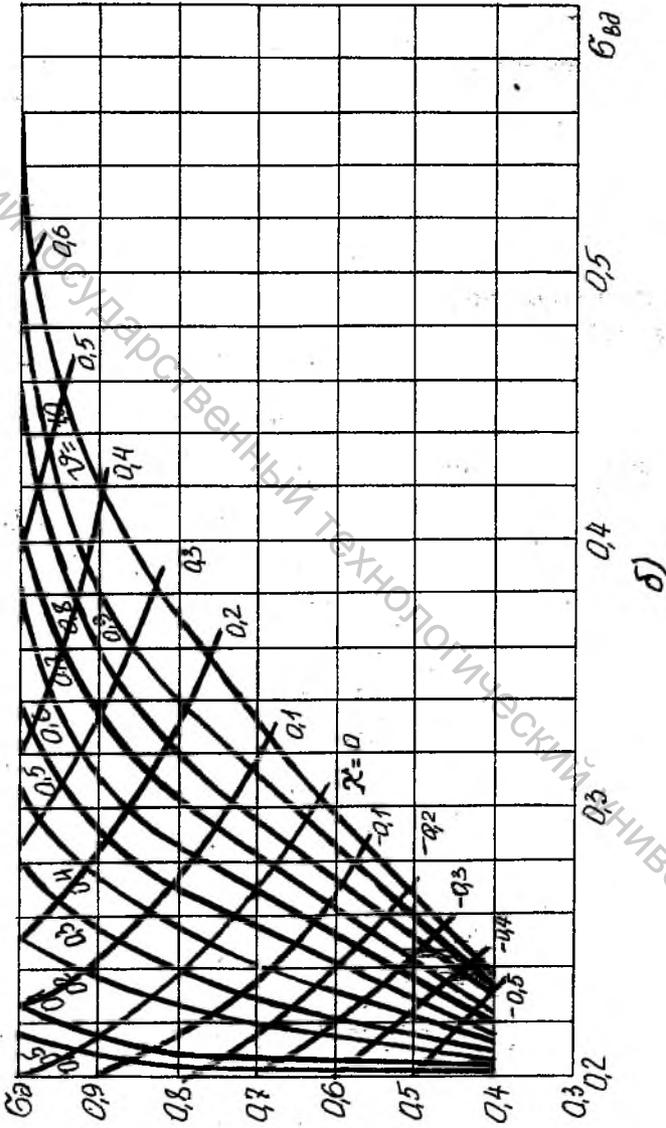


Рис. 3.4. Номограмма распределения безразмерных давлений в зависимости от безразмерной нагрузки

**Решение**

1. Определяем время распространения волны давления
- $t_q$

$$t_q = \frac{L_m}{a} = \frac{5}{341} = 0,0147c$$

2. Находим начальные объемы рабочей и выхлопной полостей. Рабочей полости:

$$V_{\alpha} = \frac{\pi d_m^2}{4} \cdot L_m + \frac{\pi D^2}{4} \cdot \delta$$

где  $\delta$  принимаем равным 0,01 м, расстояние торца поршня до крышки пневмоцилиндра. Это расстояние принимается конструктивно, из соображений, что  $\delta = d_r + 3 + 5$  мм.

Тогда

$$V_{01} = 28,26 \cdot 10^{-6} \cdot 5 + \frac{3,14 \cdot 0,063^2}{4} \cdot 0,01 = 144,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Выхлопной полости

$$V_e = \frac{\pi d_m^2}{4} \cdot L_m + \frac{\pi(D^2 - D_w^2)}{4} \cdot (L + \delta)$$

$$V_e = 28,26 \cdot 10^{-6} \cdot 5 + \frac{3,14(0,063^2 - 0,016^2)}{4} \cdot (0,3 + 0,01)$$

$$V_e = 231,65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

3. Определяем безразмерную нагрузку на поршень по формуле

$$\chi = \frac{P}{P_u \cdot F_1} = \frac{578,3}{5 \cdot 10^5 \cdot 31 \cdot 10^{-4}} = 0,371$$

где

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,063^2}{4} = 31 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

4. Находим значения относительных давлений
- $\sigma_q$
- и
- $\sigma_{вq}$
- в момент начала движения поршня, для чего предварительно вычисляем:

параметр

$$v = \frac{V_{01} \cdot \mu_e \cdot f_e}{V_e \cdot \mu f} = \frac{144,4 \cdot 10^{-6} \cdot 0,15}{231,65 \cdot 10^{-6} \cdot 0,13}$$

$$v = 0,72$$

коэффициент

$$\Pi_{2,1} = \frac{F_2}{F_1} = \frac{D^2 \cdot D_w^2}{D^2} = \frac{0,063^2 \cdot 0,016^2}{0,063^2} = 0,94$$

По номограмме на рис.3.4 для  $\chi=0,371$  и  $\nu=0,72$  находим  $\sigma_q^H=0,94$

$$\sigma_{вq}^H = 0,35.$$

Учитывая, что  $\Pi_{2,1}=0,94$ , вносим соответствующие поправки:

$$\sigma_q = \sigma_q^H \cdot 0,5 (1 - \Pi_{2,1}) = 0,94 - 0,5 \cdot (1 - 0,94) = 0,91$$

$$\sigma_{вq} = \sigma_{вq}^H \cdot 0,1 (1 - \Pi_{2,1}) = 0,35 - 0,1 (1 - 0,94) = 0,344$$

5. Определяем время наполнения рабочей полости до начала движения поршня по формуле:

$$t_3 = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{V_{01}}{\mu f} [\psi_1(\sigma_q) - \psi_1(\sigma_a)]$$

где

$$\sigma_a = \frac{P_a}{P_m} = \frac{0,1}{0,5} = 0,2$$

Значения функций  $\psi_1(0,91)$  и  $\psi_1(0,2)$  находим по номограмме (рис.3.3). Они, соответственно, равны  $\psi_1(0,91) = 0,95$  и  $\psi_1(0,2) = 0,2$

$$\text{Тогда } t_3 = 2,53 \cdot 10^{-3} \frac{144,4 \cdot 10^{-6}}{0,13 \cdot 28,26 \cdot 10^{-6}} (0,95 - 0,2) = 0,1 \text{с}$$

6. Время опораживания выхлопной полости определим по формуле:

$$t_4 = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{V_0}{\mu_s \cdot f_s \cdot \sigma_s^{k-\frac{1}{k}}} [\psi_2(\sigma_{сг}) - \psi_2(\sigma_s)]$$

Значения функций  $\psi_2(0,344)$  и  $\psi_2(0,2)$  находим по номограмме (рис.3.3). Они, соответственно, равны  $\psi_2(0,344) = 0,877$  и  $\psi_2(0,2) = 0,795$ .

Тогда

$$t_* = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{231,65 \cdot 10^{-6}}{0,15 \cdot 28,26 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2^{0,143}} (0,877 - 0,795)$$

$$t_* = 0,0145 \text{ с}$$

7. Сравнивая время наполнения и опорожнения полостей рабочего цилиндра, выбираем большее значение, т.е.  $t_p = 0,1 \text{ с}$ . В данном случае большая разница во времени объясняется главным образом малым значением нагрузки  $\chi = 0,371$ , благодаря чему давление в выхлопной полости изменилось значительно меньше, чем в рабочей полости.

Время подготовительного периода  $t_n$ , равно :

$$t_n = 0,0147 + 0,1 = 0,1147 \text{ с}$$

### 3.4.3. Период движения поршня.

Так как в общем случае в пневмоприводе может быть несколько полостей, то в дальнейшем полости будем нумеровать, индексы параметров будут соответствовать нумерации полостей. На рис. 3.5 первая полость является рабочей, а вторая - выхлопной. Уравнение движения поршня двухстороннего типового пневмопривода (рис. 3.5) имеет следующий вид:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = P_1 F_1 - P_2 F_2 - P \quad (3.26)$$

где  $m$  - масса привода и присоединенных к нему поступательно движущихся частей;

$x$  - координата перемещения поршня;

$P_1, P_2$  - давление воздуха в первой и второй полостях (полости Б и В).

$P$  - сила сопротивления на штоке.

$F_1, F_2$  - площади торцов поршня.

Дифференциальное уравнение (3.26) должно быть решено совместно с уравнениями характеризующими изменения давления в обеих полостях рабочего цилиндра. Эти уравнения получены без учета теплообмена с окружающей средой и при постоянных параметрах сжатого воздуха в магистрали.

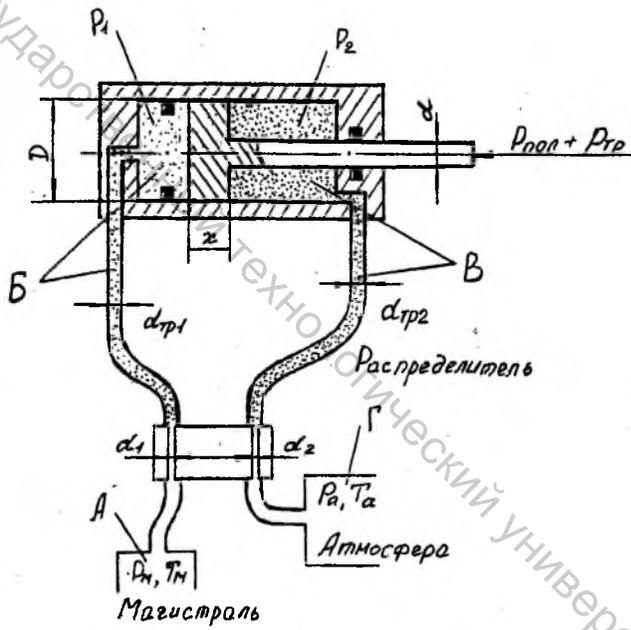


Рис.3.5. Период движения поршня

Уравнение для определения давления  $P_1$  в рабочей полости [4] имеет вид:

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{k f_1^3 P_m \sqrt{RT_m}}{F_1 (x_{01} + x)} \varphi(\sigma_1) - \frac{k P_1}{(x_{01} + x)} \frac{dx}{dt} \quad (3.27)$$

где

$$\sigma_1 = \frac{P_1}{P_m}; \quad K = \sqrt{\frac{2qk}{k-1}}; \quad x_{01} = \frac{V_{01}}{F_1}$$

$f_1^3 = \mu_1 f_1$  - эффективная площадь входного отверстия;

$\mu_1$  - коэффициент расхода подводящей линии;

$f_1$  - площадь входного отверстия;

$x_{01}$  - приведенная начальная координата положения поршня;

$V_{01}$  - начальный объем рабочей полости.

В уравнении (3.27) значения функции расхода  $\varphi(\sigma_1)$  равны:

$$\begin{cases} \varphi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}} & \text{при } 0,528 < \sigma < 1 \\ \varphi(\sigma) = 0,2588 & \text{при } 0 < \sigma < 0,528 \end{cases} \quad (3.28)$$

При определении начальной координаты положения поршня необходимо учитывать не только начальный объем полости (вредное пространство), но и объем трубопровода от распределителя до рабочего цилиндра.

Уравнение для определения давления  $P_2$  в выхлопной полости [4] имеет вид:

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{k f_2^{3k-1} K P_2^{2k} \sqrt{RT_m}}{F_2 (L + x_{02} - x) P_m^{\frac{k-1}{2k}}} \varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right) + \frac{k P_2}{L + x_{02} - x} \frac{dx}{dt} \quad (3.29)$$

Значения функции расхода  $\varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right)$  в уравнении (3.29) так же, как и

в уравнении (3.28) равны  $\varphi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}}$ .

Совместное решение системы уравнений (3.26), (3.27), (3.29) возможно только с помощью численных методов интегрирования. Шаг

Интегрирования выбирается в зависимости от требуемой точности расчета. Интегрирование продолжается до тех пор, пока значение перемещения  $X$  поршня не станет равным рабочему ходу  $L$ . Время, соответствующее этому моменту, равно времени перемещения поршня.

Приведенную систему дифференциальных нелинейных уравнений 4-го порядка (3.26; 3.27; 3.29) целесообразно [4] выразить в безразмерной форме, что дает возможность использовать одно решение для целой группы однотипных пневмоприводов. С учетом этого, введем следующие безразмерные переменные параметры:

$$\xi = \frac{x}{L}; \sigma = \frac{P}{P_m}; \tau = \frac{t}{t_m},$$

где

$$t_m = \frac{F \cdot L}{f^3 K \sqrt{RT_m}} \quad (3.30)$$

и безразмерные параметры:

$$\chi = \frac{P}{P_m \cdot F}; \Omega = \frac{\mu_2 f_2}{\mu_1 f_1}; N = \frac{f_1^3 K}{F_1} \sqrt{\frac{mRT_m}{P_m F \cdot L}} \quad (3.31)$$

$$\xi_0 = \frac{x_0}{L}; \Pi_{2,1} = \frac{F_2}{F_1} \quad (3.32)$$

где  $N$  - постоянная величина, характеризующая соотношение размеров и параметров данного привода;  $\xi_0$  - начальный объем полости;  $\Pi_{2,1}$  - отношение площадей торцов поршня.

Выразив действительные перемещения, через безразмерные и подставив полученные значения в уравнения (3.26), (3.27), (3.29) получим следующую систему безразмерных уравнений:

уравнение движения

$$\frac{d^2 \xi}{d\tau^2} = \frac{1}{N^2} (\sigma_1 - \Pi_{2,1} \sigma_2 - \chi) \quad (3.33)$$

уравнение давления в рабочей полости

$$\frac{d\sigma_1}{d\tau} = \frac{K}{\xi_{01} + \xi} \left[ \varphi(\sigma_1) - \sigma_1 \frac{d\xi}{d\tau} \right] \quad (3.34)$$

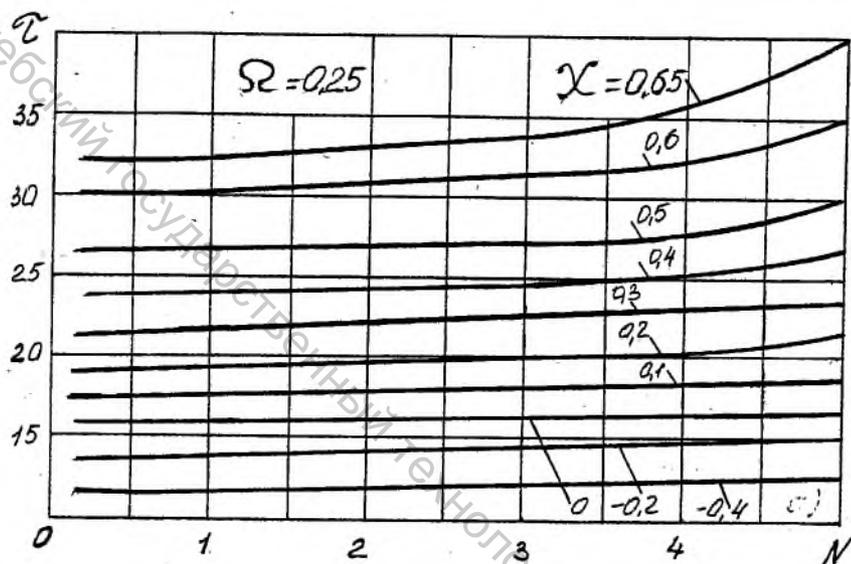


Рис.3.6. Зависимость времени срабатывания  $\tau$  от конструктивного параметра  $N$  пневмопривода  $(\sigma_a) = 0,15 \div 0,3$ ,  $\zeta_0 = 0,1 \div 1,0$ ,  $\Pi_{21} = 1$ .

Пропускная способность 0,25

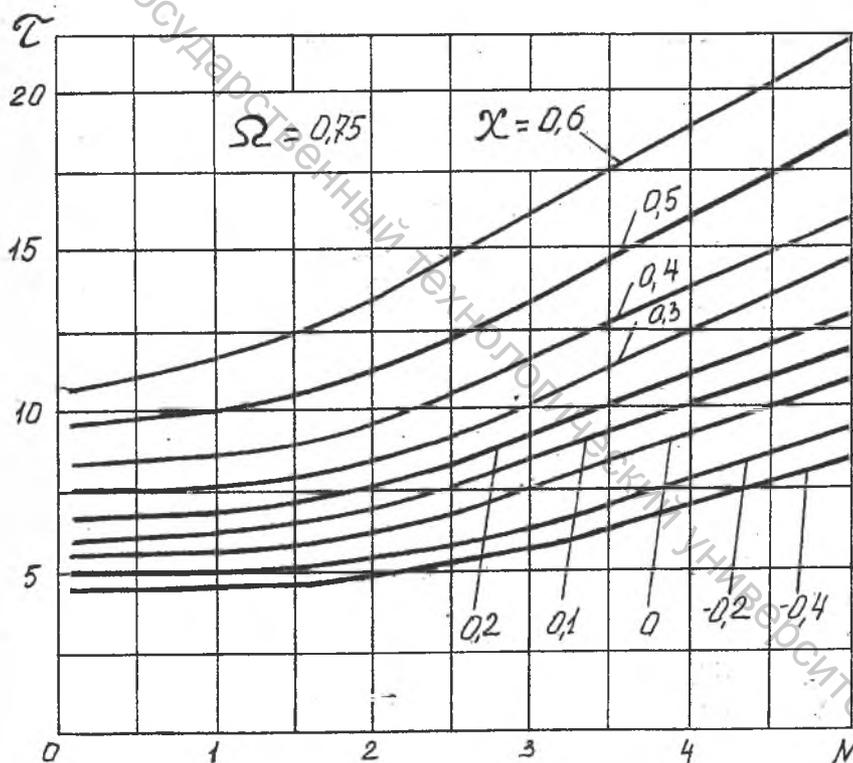


Рис.3.7. Зависимость времени срабатывания  $\tau$  от конструктивного параметра  $N$  пневмопривода. Пропускная способность - 0,75.

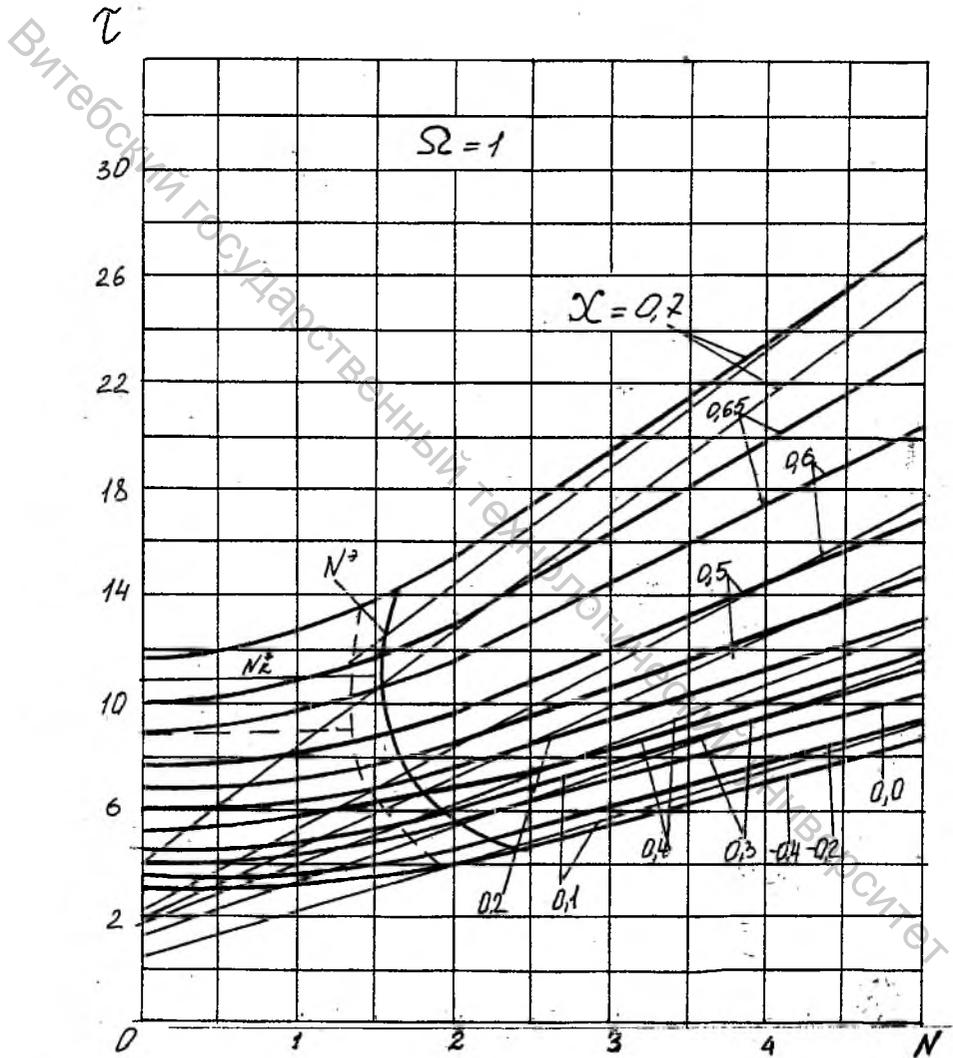


Рис.3.8. Зависимость времени срабатывания  $\tau$  от конструктивного параметра  $N$  пневмопривода. Пропускная способность - 1.

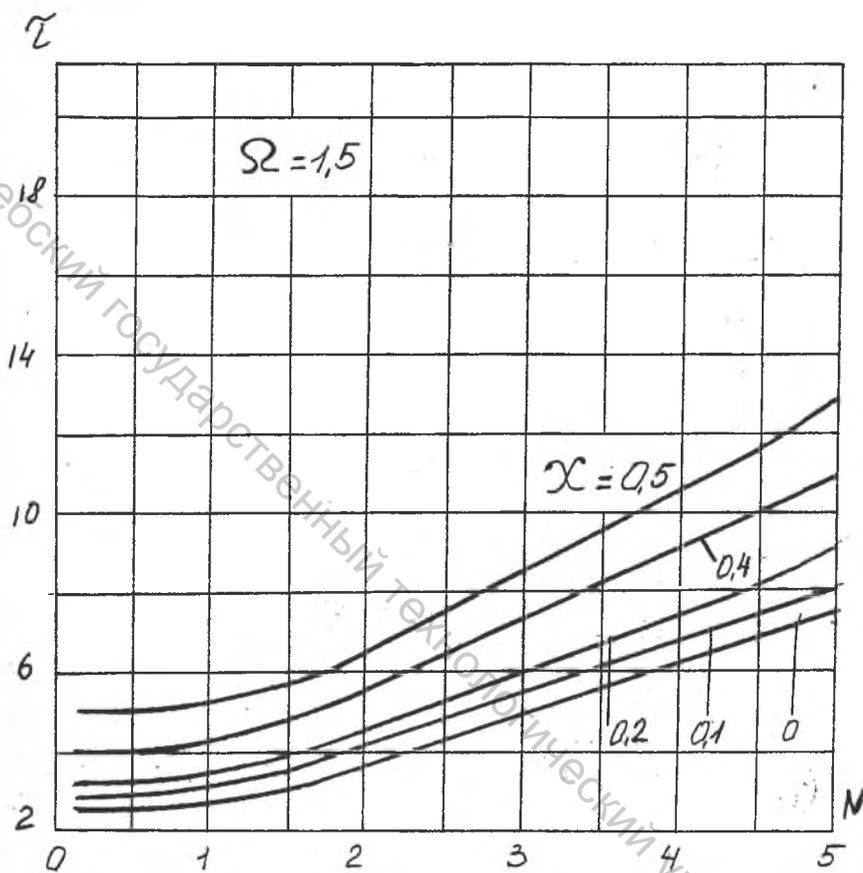


Рис.3.9. Зависимость времени срабатывания  $\tau$  от конструктивного параметра пневмопривода. Пропускная способность - 1,5.

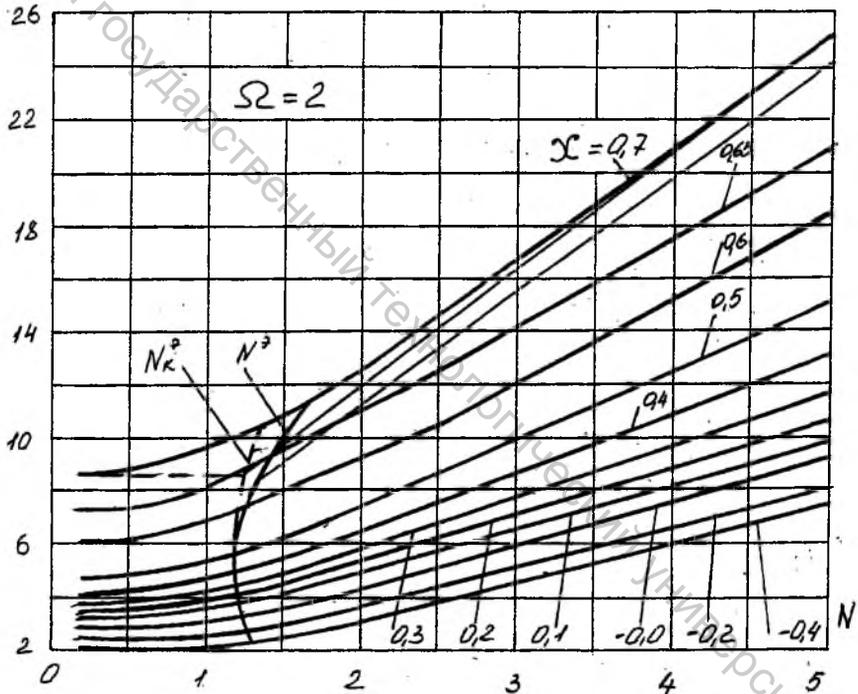


Рис.3.10. Зависимость времени срабатывания  $\tau$  от конструктивного параметра  $N$ . Пропускная способность - 2.

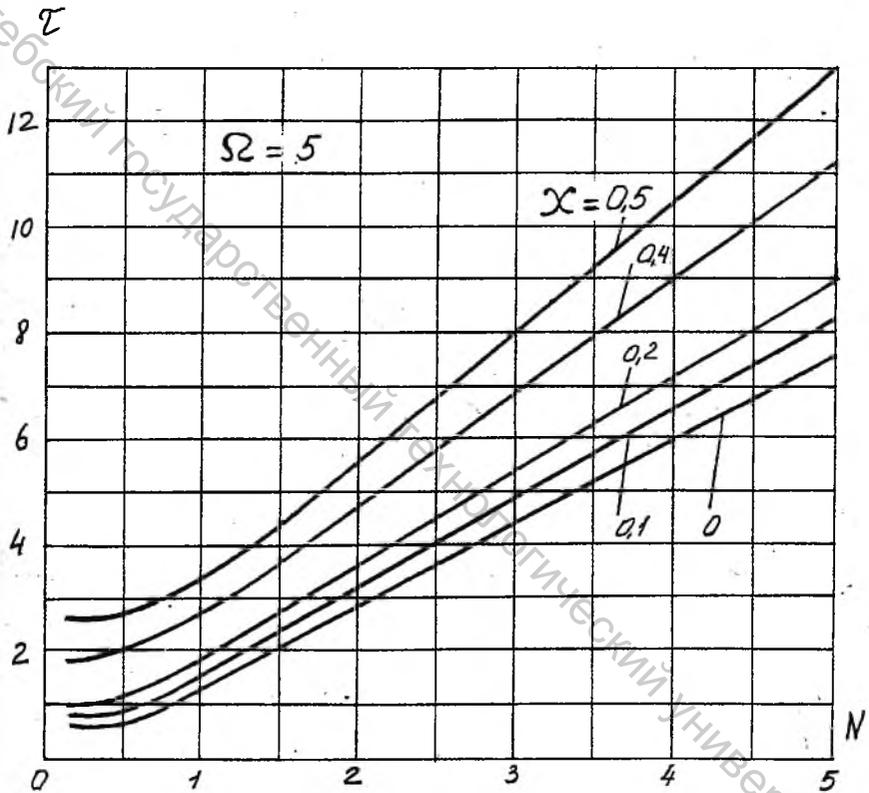


Рис.3.11. Зависимость времени срабатывания  $\tau$  от конструктивного параметра  $N$ . Пропускная способность - 5.

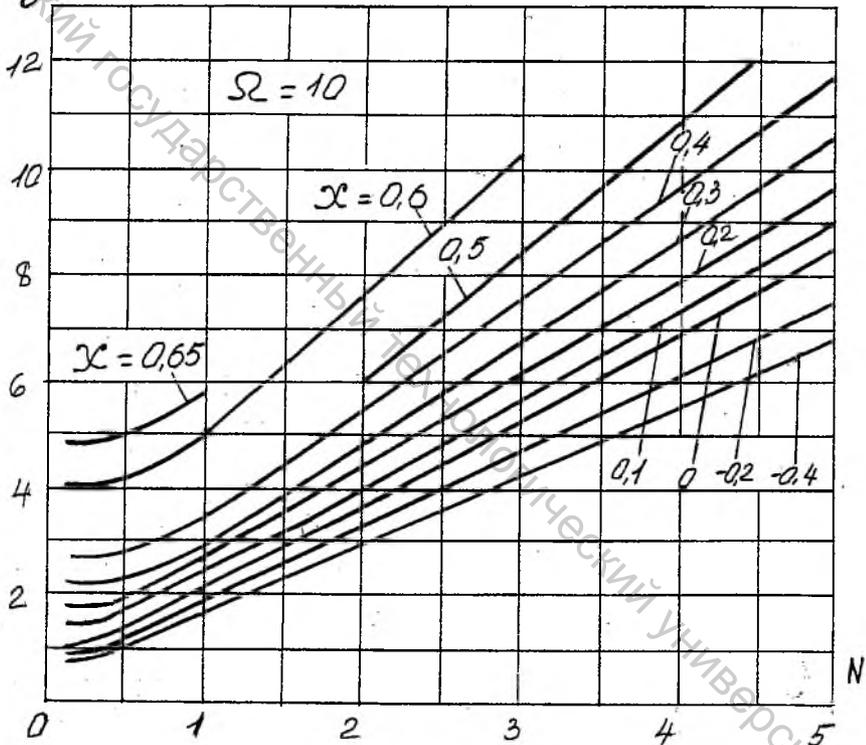


Рис.3.12. Зависимость времени срабатывания  $T$  от конструктивного параметра  $N$ . Пропускная способность - 10.

уравнение давления в выхлопной полости

$$\frac{d\sigma_2}{d\tau} = \frac{\kappa}{\xi_{02} + 1 - \xi} \left[ \frac{\Omega}{\Pi_{2,1}} \sigma_2^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} \cdot \varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right) - \sigma_2 \frac{d\xi}{d\tau} \right] \quad (3.35)$$

Систему нелинейных дифференциальных уравнений (3.33), (3.34), (3.35) обычно решают одним из численных методов (Рунге-Кутта, Адамса, Эйлера и др.).

Переход от безразмерных параметров к действительным осуществляется по формуле перехода:

$$t = 1,03 \cdot 10^{-3} \frac{LD^2}{\mu f} \tau \quad (3.36)$$

Указанная система уравнений (3.33), (3.34), (3.35) решена в институте машиноведения на ЭВМ для различных параметров пневматических приводов [4]. В результате для разных  $N, \Omega$  и  $\chi$  получены

значения  $\sigma$ ,  $\sigma_1$ ,  $\xi$ ,  $\xi$  и  $\xi$  и соответствующие им интервалы времени. На основании этих расчетов построены сводные графики (рис. 3.6 - 3.12), с помощью которых можно рассчитать время движения поршня пневмопривода. В приведенных выше сводных графиках в интервал времени  $\tau$  включается не только время перемещения поршня, но и время  $t_{II}$  подготовительного периода. Существует [4] следующий порядок расчета с помощью приведенных графиков. Сначала исходные физические параметры выражают в безразмерной форме. Затем по полученным безразмерным параметрам  $\Omega$ ,  $N$  и  $\chi$  находят соответствующий график, по которому и определяют безразмерное время срабатывания  $\tau$  и по формуле (3.21) определяют действительное время  $t$ .

Изложим последовательность расчета:

1. Определяют безразмерную нагрузку  $\chi$  по формуле:

$$\chi = \frac{P}{0,785 P_m D^2} \quad (3.37)$$

2. Определяют безразмерный конструктивный параметр  $N$  по формуле:

$$N = 275,14 \frac{\mu_1 d_1^2}{D_1^3} \sqrt{\frac{P_m}{P_m L}} \quad (3.38)$$

где  $P_m$  - вес груза и всех поступательно движущихся частей.

3. Определяют безразмерный коэффициент  $\Omega$ , характеризующий пропускные способности подводящей и выхлопной линий привода по формуле:

$$\Omega = \frac{\mu_2 f_2}{\mu_1 f_1} \quad (3.39)$$

По полученному параметру  $\Omega$  выбирают расчетный график. Если нет графика для данного значения  $\Omega$ , то по двум ближайшим по значению  $\Omega$  графикам производят интерполяцию.

4. Определяют приведенные начальные координаты положения поршня. Сначала вычисляют начальные объемы рабочей и выхлопной полостей с учетом объемов трубопроводов на участках труб от цилиндра до распределителя

$$\begin{aligned} V_{01} &= V_{01}^1 + 0,785d_1^2 l_1 \\ V_{02} &= V_{02}^1 + 0,785d_2^2 l_2 \end{aligned} \quad (3.40)$$

Затем определяют начальные координаты положения поршня

$$\xi_{01} = 1,27 \frac{V_{01}}{D_1^2 L}; \quad \xi_{02} = 1,27 \frac{V_{02}}{D_1^2 L} \quad (3.41)$$

По этим параметрам так же проверяют расчетный график.

5. Выбирают график по значениям  $\Omega$ ,  $\xi_{01}$  и  $\xi_{02}$ ,  $\sigma_a$ .

6. Определяют безразмерное время  $\tau$  по выбранному графику по полученным значениям  $N$  и  $\chi$ .

7. Определяют действительное время по формуле перехода (3.36)

$$t = 1,31 \cdot 10^{-3} \frac{LD^2}{\mu_1 d_1^2 \tau} \quad (3.42)$$

#### Рассмотрим численный пример.

Определить время прямого хода поршня двухстороннего пневмопривода, используя в качестве исходных данных результаты динамического синтеза, рассмотренные ранее.

В соответствии с этим, имеем:

$D=0,063$  м,  $L=0,3$  м,  $l_1=l_2=5$  м;  $d_1=d_2=0,006$  м.

$\mu_1=0,13$  м,  $\mu_2=0,15$  м;  $P=578,3$  Н;  $P_m=0,5$  МПа,  $P_m=100$  Н.

1. Определяем безразмерную нагрузку  $\chi$  по формуле (3.37)

$$\chi = \frac{P}{0,785P_m D^2}$$

$$\chi = 0,371$$

2. Определяем безразмерный конструктивный параметр  $N$  по формуле (3.38)

$$N = 275,14 \frac{\mu_1 d_1^2}{D_1^3} \sqrt{\frac{P_m}{P_m \cdot L}}$$

$$N = 275,14 \frac{0,13 \cdot 0,006^2}{0,0063^3} \sqrt{\frac{100}{500000 \cdot 0,3}} ;$$

$$N = 0,133$$

3. Определяем безразмерный коэффициент  $\Omega$  по формуле (3.39)

$$\Omega = \frac{\mu_2 f_2}{\mu_1 f_1} ; \Omega = \frac{0,15}{0,13} = 1,154$$

4. Определяем начальные объемы рабочей и выхлопной полостей по формуле (3.40). Ранее эти значения были определены при расчете времени подготовительного периода (стр. 59-60)

$$V_{01} = 144,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 ; V_{02} = 231 \cdot 65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Начальные координаты положения поршня по формуле (3.41), равны:

$$\zeta_{01} = 1,27 \frac{V_{01}}{D_1^2} = 1,27 \frac{144,4 \cdot 10^{-6}}{0,063^2 \cdot 0,3} = 0,154$$

$$\zeta_{02} = 1,27 \frac{V_{02}}{D_1^2 L} = 1,27 \frac{231,65 \cdot 10^{-6}}{0,062^2 \cdot 0,3} = 0,247$$

5. По графику для  $\Omega=1$ ;  $\sigma_a=0,15 \div 0,3$  при  $N=0,133$  и  $\chi=0,371$ , находим  $\tau=5,5$ .

По графику  $\Omega=1,5$ , для  $\sigma_a=0,15 \div 0,3$  при  $N=0,133$  и  $\chi=0,371$ , находим  $\tau=4$ .

Интерполируя, получим для  $\Omega=1,154$   
 $\tau=5,04$

Определяем действительное время движения поршня по формуле

(3.42)

$$t = 1,31 \cdot 10^{-3} \frac{LD^2}{\mu_1 d_1^2} \tau;$$

$$t = 1,31 \cdot 10^{-3} \frac{0,3 \cdot 0,063^2}{0,13 \cdot 0,006^2} \cdot 5,04;$$

$$t = 1,679 \text{ с}$$

Так как время  $t$  включает в себя подготовительное время  $t_{\text{п}}$ , то время движения поршня  $t' = t - t_{\text{п}}$ ;  $t' = 1,679 - 0,1 = 1,579 \text{ с}$ .

Витковский государственный технологический университет

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Сборник задач по машиностроительной гидравлике под редакцией Куколевского И.И. М.: Машиностроение, 1981
2. Вильнер Я.М. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск, Выпэйшяя школа, 1976
3. Башта Т.М. и др.. Гидравлика, гидромашины и гидропривода. М.: Машиностроение, 1982
4. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1975.
5. Сункуев Б.С. Расчет пневмо- и гидропривода машин легкой промышленности. Учебное пособие. Минск.: БТИ им. С.М.Кирова, 1988.

Вилебский государственный технологический университет

Учебное издание  
**Ольшанский Валерий Иосифович**

**Расчет гидравлических и пневматических систем**

Редактор А. А. Угольников  
Технический редактор Е. И. Махаринский  
Корректоры В. Н. Талеронок  
Компьютерная верстка

---

Подписано в печать 28.09.2000 Печать ризографическая, Формат 1/16  
Бумага офсетная / Усл. печ. л. 4,48 Уч.-изд.л. 4,81 Тираж 100 экз. Заказ 101

---

Отпечатано на ризографе УО «Витебского государственного технологического университета»

Лицензия ЛП № 89 от 18 декабря 1997 г.  
210035, г. Витебск, Московский пр-т, 72