

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
**«Владимирский государственный университет  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»  
(ВлГУ)**

Методические указания к расчетно-графической работе

**Гидро-пневмоавтоматика и привод**

Составитель  
С.Н. СЫСОЕВ

Владимир 2013

### Задание

1. Разработать схему работы силового гидроцилиндра контрольно-регулирующей аппаратурой с распределителями:

№ варианта	Количество позиций	Способ управления распределителем	Способ регулирования привода дросселированием
1	2	ручное	на входе
2	3	пневмоуправление	на выходе
3	следающий	электрогидравлическое	параллельно
4	2	электромагнитное	на входе
5	3	кулачковое	на выходе
6	следающий	электромагнитное	параллельно
7	2	пневмоуправление	на входе
8	3	кулачковое	на выходе
9	следающий	электромагнитное	на выходе
10	3	пневмоуправление	параллельно

Вариант выбирается в соответствии с номером студента по журналу группы.

2. Решить задачи по разделам 1 и 2.

## Теоретическая часть

### Оглавление

1. « Изучение свойств масел, применяемых в гидроприводах» . . . . .	3
2. «Гидростатика» . . . . .	4
3. «Механика течения жидкости» . . . . .	6
4. «Элементы гидропривода» . . . . .	9
5. «Пневмопривод и его элементы» . . . . .	15
6. Литература . . . . .	18

## 1. Изучение свойств масел, применяемых в гидроприводах

### Теоретическая часть

Сжимаемость жидкости определяет ее свойство изменять объем под действием давления. Она характеризуется модулем объемной упругости жидкости  $E$  (Па):

$$E = \Delta p / (\Delta V / V),$$

где  $\Delta V$  – изменение объема,  $m^3$ ;  $V$  – первоначальный объем жидкости,  $m^3$ .

*Тепловое расширение* жидкости характеризует ее свойство изменять объем с повышением температуры. Количественно это определяется температурным коэффициентом объемного расширения ( $K^{-1}$ )

$$\alpha = \frac{1}{V_0} \left( \frac{\Delta V}{\Delta T} \right),$$

где  $\Delta V$  – приращение объема,  $m^3$ ;  $V_0$  – первоначальный объем,  $m^3$ ;  $\Delta T$  – приращение температуры,  $K$ .

### Задача 1

Определить повышение давления в закрытой поршневой полости гидроцилиндра диаметром  $d = 100$  мм, длиной  $L = 250$  мм, если объем, заполненный рабочей жидкостью, уменьшится при перемещении поршня на  $\Delta L = 10$  мм. Утечками жидкости и деформацией корпуса гидроцилиндра пренебречь. Модуль упругости жидкости  $E = 1500$  МПа.

### Задача 2

Определить температурный коэффициент объемного расширения жидкости, если при увеличении температуры от  $T_0 = 283$  К до  $T_k = 293$  К ее объем, равный  $8$   $m^3$ , увеличился на  $0,01$   $m^3$ .

### Задача 3

Канистру, заполненную бензином при температуре  $20^{\circ}C$ , закрыли и нагрели до температуры  $50^{\circ}C$ . На сколько в канистре при этом повысится давление, если модуль упругости бензина  $E = 1500$  МПа?

## 2. Гидростатика

### Теоретическая часть

Внутри столба жидкости, находящейся в покое, от действия веса жидкости возникает давление. Оно зависит от высоты столба этой жидкости  $h(m)$ , ее плотности  $\rho(kг/ м^3)$  и ускорения свободного падения  $g (м/с^2)$  и называется весовым давлением.

$$p = \rho gh.$$

Если на свободную поверхность жидкости действует еще и внешнее давление  $p_0$ , то абсолютное (общее) давление в любой точке внутри жидкости складывается из суммы давления  $p_0$  и весового давления, зависящего от веса столба жидкости на глубине расположения этой точки от уровня свободной поверхности:

$$p = p_0 + \rho gh.$$

Давление  $p$  называется гидростатическим. Если внешнее давление  $p_0$  является атмосферным, то давление  $\rho gh$  называется избыточным гидростатическим (манометрическим). Это уравнение является основным уравнением гидростатики.

Давление  $p_0$  одинаково для любых точек в данном объеме жидкости. Если давление возникает в замкнутом объеме жидкости от действия силы  $F$ , то оно зависит от силы  $F$  и площади поверхности  $S_F$ , на которую она действует:

$$p_F = F / S_F.$$

Это давление передается всем точкам жидкости и по всем направлениям одинаково. Данное положение известно как закон Паскаля. Однако вследствие незначительного гидростатического давления  $\rho gh$  по сравнению с создаваемым давлением  $p_F$  обычно в практике машиностроительного гидропривода величиной  $\rho gh$  пренебрегают.

### Задача 1

Определить полное и избыточное (манометрическое) давления в любой точке резервуара (бака) на глубине  $h = 3\text{ м}$ ; резервуар сообщен с атмосферой, плотность жидкости  $\rho = 0,9 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ .

### Задача 2

а) Определить величину давления на глубине 10000м океана без учета сжимаемости жидкости. Плотность морской воды  $\rho = 1,03 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ .

б) Определить величину плотности морской воды на глубине 10000м океана с учетом сжимаемости жидкости.

При этом принять во внимание, что модуль упругости жидкости  $E$  можно определить из соотношения

$$\frac{\Delta p}{E} = - \frac{\Delta V}{V},$$

где  $\Delta p$  – перепад давления;  $\Delta V$  – изменение объема;  $V$  – начальный объем. Знак – показывает уменьшение объема при увеличении величины давления.

### Задача 3

Манометр соединен с емкостью  $B$  трубопроводом частично заполненным водой.  $H_1 = 0,5\text{ м}$ ;  $H_2 = 3\text{ м}$ ;  $H_3 = 5\text{ м}$ ; плотность воды составляет  $1 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ ;  $p_m = 0,025 \text{ МПа}$ .

1мм. вод. столба = 9,8 Па  $\approx$  10 Па.

а) Определить величину давления в полости  $B$ .

б) Определить величину давления в полости  $B$ , если трубопровод полностью заполнить водой, а его верхнюю часть соединить с атмосферой.

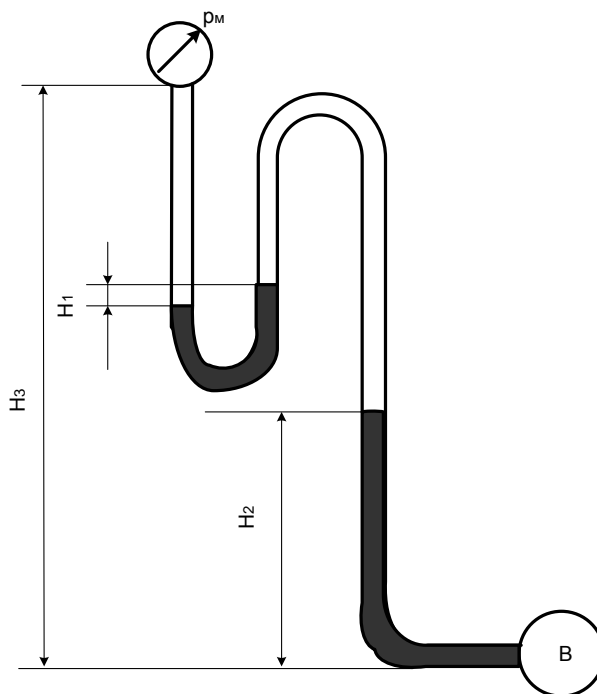


Рис. 1 . Расчетная схема

### 3. Механика течения жидкости

#### Теоретическая часть

Существуют два вида течения жидкости в различных условиях, которые можно определить по величине числа Рейнольдса.

Число Рейнольдса  $Re$  является безразмерным. При критическом значении  $Re_{кр}$  поток переходит из ламинарного (струйного) в турбулентный (вихревой). Струйное (от лат. lamina – слой, струя, пластина), вихревое (от лат. turbulentos – бурный, беспорядочный, вихревой). Для жестких гладких круглых труб  $Re_{кр}$  равно 2300, для гибких рукавов 1600, для гладких кольцевых щелей 1000 . . .1100, для окон цилиндрических золотниковых распределителей 260, для кранов 550 . . . 750. Критическое значение  $Re_{кр}$  определяет точку, ниже которой гарантированно не может существовать турбулентный режим течения.

Режим течения оценивается числом Рейнольдса

$$Re = Vd_r / \nu,$$

где  $V$  – средняя скорость потока, м/с;  $\nu$  – кинематическая вязкость,  $m^2/c$ ;  $d_r$  – гидравлический диаметр, который при круглом сечении соответствует внутреннему диаметру трубы, м; в других случаях его необходимо определять по выражению

$$d_{\Gamma} = 4S / L_{\Pi},$$

где  $S$  – площадь сечения,  $\text{м}^2$ ;  $L_{\Pi}$  – смоченный периметр сечения, м.

При протекании по трубопроводу жидкость испытывает сопротивление, зависящее от длины трубы, шероховатости ее внутренних поверхностей, площади и формы ее поперечного сечения, что вызывает потери давления.

В общем случае *потери давления (Па) в трубах круглого сечения* определяют по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2} \rho,$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;  $l$  – длина трубы, м;  $d$  – внутренний диаметр трубы, м.

Для ламинарного течения жидкости коэффициент гидравлического трения

$$\lambda_{\lambda} = A / Re,$$

где  $A$  может иметь значения от 64 до 150 (например, в идеальном случае при изотермическом потоке  $A=64$ ; при течении потока в реальных металлических трубах и гибких рукавах  $A=75 \dots 85$ ; при небольшом изгибе рукавов  $A=108$ ; если поток движется по трубам, изогнутым на  $90^{\circ}$ , то  $A=75$ ; при изгибе труб более  $90^{\circ}$   $A=80$ ; если поток движется по смятой на 40. . . 50% трубе, то  $A=150$ ).

Для турбулентного течения коэффициент гидравлического трения

$$\lambda_{\tau} = 0,3164 / \sqrt[4]{Re}.$$

Потери давления при ламинарном течении являются линейной функцией скорости (так как в выражении  $Re$  содержится скорость), а при турбулентном течении зависят от скорости в степени 1. . . 2.

Кроме потерь давления по длине прямого трубопровода, в гидросистемах имеются потери на местных сопротивлениях (при расширении или сужении потока, повороте труб, перекрытии труб аппаратурой управления и регулирования и пр.).

*Потери давления (Па) на местном сопротивлении*

$$\Delta p = \xi \bar{b} \frac{V^2}{2} \rho,$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления;  $\bar{b}$  – поправочный коэффициент.



Как правило, коэффициенты местных сопротивлений определяются экспериментальным путем и приводятся в справочниках. Например, для штуцеров  $\xi = 0,1$ ; при повороте потока на  $90^\circ$   $\xi = 2$ ; для гидроаппаратуры  $\xi = 1,0 \dots 4,0$ .

Поправочный коэффициент  $\bar{b}$  учитывает зависимость потерь от числа  $Re$  при ламинарном течении. При  $Re \geq 2300$   $\bar{b} = 1$ ; при  $Re = 400$   $\bar{b} = 2$ ; при  $Re = 100$   $\bar{b} = 8$ ; при  $Re = 10$   $\bar{b} = 80$ . Для нахождения суммарных потерь от местных сопротивлений отдельные коэффициенты  $\xi$  складываются.

Если при течении жидкости в трубопроводе быстро закрыть проходное сечение с помощью задвижки или другого аппарата, то произойдет резкое повышение давления, называемое *гидравлическим ударом*. При этом кинетическая энергия движущегося потока жидкости перейдет в потенциальную энергию, и давление может во много раз превысить нормальное значение (т.е. до перекрытия сечения).

Повышение давления  $\Delta p$  вычисляется по уравнению Н.Е. Жуковского:

$$\Delta P = \rho c V_0,$$

где  $c$  – скорость распространения ударной волны, м/с (для жестких стенок трубы равна скорости звука в жидкости);  $V_0$  – начальная скорость жидкости в трубе (до момента перекрытия сечения), м/с.

Гидравлический удар может возникать во всех случаях быстрого перерыва подачи жидкости. Чтобы уменьшить вероятность его возникновения, увеличивают время закрывания задвижки (крана), при возможности уменьшают длину трубы, присоединяют к трубе дополнительные емкости в виде компенсаторов, гидроаккумуляторов.

При упругих стенках трубы скорость распространения ударной волны

$$c = \sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho \left(1 + \frac{d}{\delta} \frac{E_{ж}}{E_{тр}}\right)}},$$

где  $d$  – внутренний диаметр трубы, м;  $\delta$  – толщина стенок трубы, м;  $E_{ж}$  и  $E_{тр}$  – модули упругости жидкости и материала трубы, Па.

## Задача 1

Определить потери давления при движении жидкости вязкостью  $\nu=50 \text{ мм}^2/\text{с}$  в трубе диаметром  $d = 100\text{мм}$ , длиной  $l = 50\text{м}$  при расходе жидкости  $Q = 5\text{л/с}$ . Плотность жидкости  $\rho = 0,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ . Принять коэффициент  $A$  равным 75.

#### Задача 2

В гидросистеме жидкость по трубопроводу длиной  $l = 4\text{м}$ , диаметром  $d = 10\text{мм}$  и толщиной стенки  $\delta = 1\text{мм}$  подается со скоростью  $V_0 = 5,0 \text{ м/с}$ . Определить повышение давления в конце трубопровода при мгновенном перекрытии его сечения краном.

Материал трубопровода – сталь с модулем упругости  $E_{Tp} = 0,21 \cdot 10^6 \text{ МПа}$ , модуль упругости жидкости  $E_{жс} = 1,30 \cdot 10^3 \text{ МПа}$ , ее плотность  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ .

## 4. Элементы гидропривода

Гидронасосы, гидродвигатели, вспомогательные элементы

Теоретическая часть

**Гидронасосы.** Под рабочим объемом  $V_0$  насоса понимается разность наибольшего и наименьшего значений замкнутого объема за один оборот или двойной ход рабочего органа насоса. Ряды номинальных рабочих объемов ( $\text{см}^3$ ) регламентированы ГОСТ 13824-80.

Объемной подачей насоса  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) называется отношение объема подаваемой рабочей жидкости ко времени:

$$Q = V_0 n,$$

где  $n$  – частота вращения вала насоса (1/с).

Действительная подача насоса  $Q_D$  несколько ниже идеальной (теоретической) из-за утечек жидкости.

$$Q_D = V_0 n \eta.$$

Полезная мощность насоса  $N_n$  (Вт) определяется мощностью, сообщаемой насосом подаваемой жидкости, и выражается зависимостью

$$N_n = Qp,$$

где  $Q$  – номинальная подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $p$  – номинальное давление насоса, Па.

Общий КПД насоса  $\eta$  можно определить как произведение объемного и механического КПД:

$$\eta = \eta_V \eta_{\text{мех}}.$$

Обычно  $\eta_{\text{мех}} = 0,8 \dots 0,9$  и  $\eta_V = 0,9 \dots 0,97$ .

С учетом КПД мощность насоса:

$$N = \frac{pQ}{60\eta},$$

где  $p$ , МПа;  $Q$ , л/мин;

Скорость поршня гидроцилиндра (м/с):

$$V = Q / S_n,$$

где  $Q$  – расход, м<sup>3</sup>/с;  $S_n$  – площадь поршня, м<sup>2</sup>.

**Гидробак** представляет собой гидроемкость, предназначенную для содержания рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы гидропривода. Это гидробаки и гидроаккумуляторы.

Вместимость бака выбирают из расчета двух-трех подач насоса или рассчитывают, исходя из условий теплового баланса и ряда номинальных вместимостей (ГОСТ 12448-80) баков. Ориентировочно количество теплоты  $Q_T$  (кДж), выделяемое в гидроприводе за 1 ч работы:

$$Q_T = (N_{\text{потр}} - N_{\text{раб}}) 3600 \text{ ПВ},$$

где  $N_{\text{потр}}$  – мощность, потребляемая насосом при выполнении рабочего цикла машины, кВт;  $N_{\text{потр}} = pQ_n / (60\eta)$  (здесь  $p$  – рабочее давление в гидроприводе, МПа;  $Q_n$  – подача насоса, л/мин;  $\eta$  – полный КПД насоса);  $N_{\text{раб}}$  – мощность, затрачиваемая на движение рабочих органов машины, кВт; ПВ – продолжительность включения гидропривода (отношение времени работы под нагрузкой к общему времени цикла).

Разность между установившейся температурой масла в баке и температурой окружающей среды

$$\Delta T = Q_T / (K_T S_\theta),$$

где  $K_T$  – коэффициент теплоотдачи от бака к окружающему воздуху (принимается равным  $15 \dots 18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ) при отсутствии интенсивного обдува поверхности бака,  $\text{м}^2$ ; для ориентировочных расчетов можно принять  $S_\delta = 0,064 \sqrt[3]{V^2}$ ; здесь  $V$  – объем жидкости в баке, л.

**Гидролинии** представляют собой гидроустройства, предназначенные для движения рабочей жидкости или передачи давления от одного гидроустройства к другому. По назначению гидролинии бывают всасывающими, напорными, сливными, дренажными и линиями управления. По дренажным линиям отводят утечки рабочей жидкости, по линиям управления жидкость движется к гидроустройствам для управления ими.

Конструктивно гидролинии делятся на жесткие (трубопроводы), гибкие (рукава), монтажные плиты с каналами в них и трубопроводные соединения.

*Жесткие гидролинии* состоят конструктивно из металлических труб и каналов. Выбор трубы зависит от рабочего давления, температуры, вида рабочей жидкости, вида последующих соединений труб, условий гибки и монтажа.

При выборе размера труб для той или иной линии гидросистемы необходимо учитывать рекомендации, устанавливающие зависимости скорости  $V$  потоков рабочей жидкости в трубопроводах в зависимости от номинального давления  $p_0$ :

$P_0$ , МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
$V$ м/с, не более	2	3,2	4	5	6,3	10

Для сливных линий принимают  $V_0 = 2 \text{ м/с}$ , для всасывающих  $1,6 \text{ м/с}$ .

Внутренний диаметр  $d$  (мм) или так называемый *условный проход*  $D_y$  необходимого трубопровода определяют в зависимости от расхода жидкости  $Q$  (л/мин), проходящей через трубопровод, и рекомендованного значения  $V$  (м/с) по формуле

$$D_y = d = 4,6 \sqrt{Q/V}.$$

Минимально допустимую толщину стенки  $\delta$  (мм) трубопровода выбирают в зависимости от рабочего давления  $p$  (МПа):

$$\delta = \frac{d}{2(\sigma / p - 1)},$$

где  $\sigma$  – допускаемое напряжение на разрыв для материала трубы, МПа (для стали  $20 \sigma = 140$  МПа).

Обычно толщина стенки не должна быть меньше 0,3 мм для медных и латунных труб и меньше 0,5 мм для стальных труб по технологическим и эксплуатационным условиям.

Трубопроводы гидроприводов должны быть испытаны на прочность под давлением не менее  $1,5 p_{ном}$  и на герметичность под давлением не менее  $p_{ном}$ ; перед монтажом трубы должны быть очищены и промыты; радиусы гибки труб должны быть более  $2,5 D$  для труб с наружными диаметрами  $D \leq 20$  мм и более  $3,5 D$  для труб с наружными диаметрами  $D > 20$  мм.

**Гидродвигатели.** Для определения параметров гидродвигателей необходимо привести заданные нагрузки и скорости рабочих органов машины к местам установки двигателей, т.е. предварительно определить приведенный к гидродвигателю крутящий момент  $M_{кр}$  (или силу  $F$ ), частоту вращения мотора  $n_m$  (скорости поршня  $V$ ).

Основными параметрами гидродвигателей являются:

для гидроцилиндров – диаметры цилиндра  $D$  и штока  $d$ , ход штока  $L$ , перепад давления  $\Delta p_{ц}$  при установившемся движении;

для гидромоторов – рабочий объем гидромотора  $V_0$ , перепад давления  $\Delta p_m$  при установившемся вращении.

Производной величиной для гидродвигателей является расход рабочей жидкости, поступающей в гидроцилиндр  $Q_{ц}$  или гидромотор  $Q_m$ .

Перепад давления на гидродвигателях нужно выбирать с учетом потерь напора на линии от насоса до гидродвигателя, которые обычно принимаются равными 10 . . . 15% от  $p_{ном}$ .

Диаметр гидроцилиндра  $D$  (мм) с односторонним штоком при поступлении жидкости в поршневую полость

$$D = 2 \sqrt{\frac{F}{\pi(p_1 - p_2)\eta_{гм}} 10^3},$$

где  $F$  – усилие на рабочем органе машины, приведенное к поршню,  $H$ ;  $(p_1 - p_2)$  – перепад давления, МПа;  $\eta_{\text{ГМ}}$  – гидромеханический КПД гидродвигателя, который предварительно принимают равным 0,9 . . . 0,98.

При поступлении жидкости в штоковую полость гидроцилиндра диаметр (мм) поршня

$$D = 2 \sqrt{\frac{F \varphi}{\pi(p_2 - p_1)\eta_{\text{ГМ}}} 10^3},$$

где  $\varphi$  – отношение площадей поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра:

$$S_1/S_2 = D^2/(D^2 - d^2) = \text{const.}$$

Диаметр штока

$$d = D \sqrt{(\varphi - 1) / \varphi}$$

уточняют в соответствии с нормализованным рядом диаметров по ГОСТ 12447-80.

Рабочий объем (см<sup>3</sup>) гидромотора

$$V_0 = \frac{2\pi M_{\text{кр}}}{\Delta p \eta_{\text{ГМ}}},$$

где  $M_{\text{кр}}$  – крутящий момент на рабочем органе, приведенный к валу гидромотора, Н·м;  $\Delta p$  – перепад давления на гидромоторе, МПа.

Рабочий объем (см<sup>3</sup>) поворотного гидродвигателя

$$S_{\text{л}} r = \frac{M_{\text{кр}}}{\Delta p \eta_{\text{ГМ}}},$$

где  $S_{\text{л}}$  – площадь лопасти поворотного двигателя, см<sup>2</sup>;  $r$  – расстояние от двигателя до геометрического центра лопасти, см;  $M_{\text{кр}}$  – крутящий момент, приведенный к валу двигателя, Н·м.

Ход штока гидроцилиндра определяют исходя из кинематической схемы машины с запасом 10 . . . 20 мм для компенсации возможных отклонений от расчетных параметров. Диаметр и ход поршня цилиндра уточняют в соответствии с параметрическим рядом стандартов на гидродвигатели соответствующих исполнительных устройств.

По рассчитанным рабочим объемам гидромотора и поворотного гидродвигателя выбирают гидродвигатель.

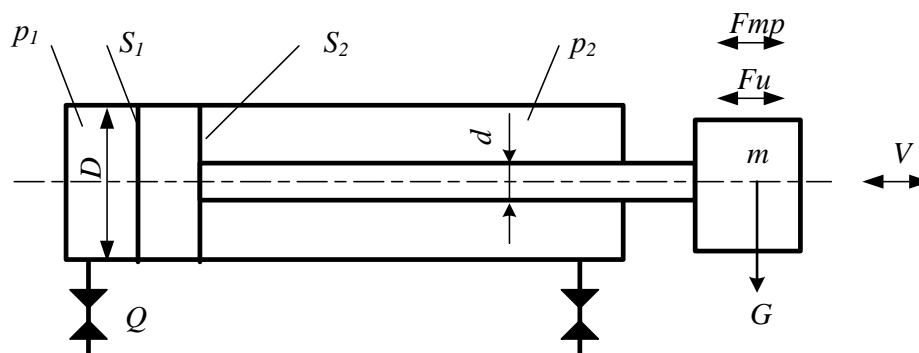


Рис. 2 . Расчетная схема гидроцилиндра

Если при выборе параметров гидродвигателей (или при выборе рабочего давления) не будут учтены усилия, необходимые для преодоления сил инерции при разгоне, то это приведет к тому, что на всем участке пути рабочего органа гидроцилиндр будет работать в режиме разгона, а не равномерной скорости.

### Задача 1

Определить мощность насоса, необходимую для заполнения грузового аккумулятора объемом  $V = 0,2 \text{ м}^3$  в течение 5 мин. Давление в аккумуляторе  $p = 10 \text{ МПа}$ . КПД насоса  $\eta = 0,85$ .

### Задача 2

Определить развиваемое усилие на штоке гидроцилиндра и скорость его движения при работе от шестеренного насоса. Исходные данные: рабочий объем шестеренного насоса  $V_0 = 63 \text{ см}^3$ ; номинальное давление в гидросистеме  $p_{ном} = 10 \text{ МПа}$ ; частота вращения вала гидронасоса  $n = 1700 \text{ об/мин}$ ; объемный КПД  $\eta_{об} = 0,94$ . Силой трения пренебречь. Диаметр цилиндра  $D = 160 \text{ мм}$ ; диаметр штока  $d = 80 \text{ мм}$ .

### Задача 3

Определить разность между температурами окружающей среды и масла в баке объемом 300 л установки с насосом 2Г15-14 ( $V_0 = 71 \text{ см}^3$ ,  $p = 6,3 \text{ МПа}$ ,  $Q_n = 100 \text{ л/мин}$ ), работающей в номинальном режиме 25% времени цикла в помещении без вентиляции. В остальное время насос выключается. Мощность, затрачиваемая

на перемещение рабочих органов машины,  $N_{раб} = 10$  кВт, общий КПД насоса  $\eta=0,92$ .

#### Задача 4

Определить необходимый внутренний диаметр напорного трубопровода при расходе рабочей жидкости  $Q = 80$  л/мин и допустимой скорости движения жидкости в трубе  $V = 5$  м/с.

#### Задача 5

Определить основные рабочие параметры поршневого гидроцилиндра при следующих исходных данных: толкающая технологическая нагрузка на штоке  $F_I=50 \cdot 10^3$  Н, перемещаемая масса на конце штока  $m = 500$  кг, сила трения  $F_{тр} = 0,5 \cdot 10^3$  Н, давление рабочей жидкости  $p=10$  МПа, максимальная скорость рабочего хода  $V_I = 0,5$  м/с, общий КПД  $\eta = 0,95$ , допустимое напряжение растяжения для стали  $[\sigma_p] \approx 50 \dots 60$  МПа.

### 5. Пневмопривод и его элементы

#### ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕРМО- И ГАЗОДИНАМИКИ И ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ПНЕВМОПРИВОДОВ

##### Теоретическая часть

Расчет процессов в пневмоприводе основывается на законах и уравнениях газовой динамики и термодинамики.

Уравнение состояния воздуха определяется зависимостью Менделеева–Клайперона:

$$pV_{уд} = RT,$$

где  $p$  – абсолютное давление газа;  $V_{уд}$  – удельный объем газа;  $R$  – газовая постоянная, для воздуха  $R \approx 288$  Дж/(кг·К);  $T$  – абсолютная температура.

Так как  $V_{уд} = V/m$ ,

$$pV = mRT \text{ или } p = \rho RT.$$

При сжатии и расширении воздуха изменяется энергия и его параметры. Самые простые процессы протекают при сохранении постоянным одного из



параметров. Различают изохорный, изобарный, изотермический и адиабатический процессы.

*Изохорный* процесс (закон Шарля) характеризуется постоянством удельного объема ( $V_{y0} = \text{const}$ ) при изменении давления и температуры. Так как  $V = \text{const}$ , то работа, совершаемая при этом процессе равна нулю.

При *изобарном* процессе постоянным является давление воздуха ( $p = \text{const}$ ).

*Изотермический* процесс (закон Бойля–Мариотта) происходит при постоянной температуре ( $T = \text{const}$ ). При этом  $pV_{y0} = \text{const} = p_1V_1 = p_2V_2$ .

*Адиабатический* процесс характеризуется сжатием и расширением газа без теплообмена с окружающей средой. При этом  $pV_{y0}^k = \text{const}$ , где  $k$  – показатель адиабаты (для воздуха  $k = 1,41$ ).

При теплообмене с окружающей средой параметры газа изменяются одновременно и имеет место *политропный* процесс:

$$pV^n = \text{const},$$

где  $n = 1 \dots 2$  – показатель политропы.

Политропный процесс представляет собой нечто среднее между изотермическим и адиабатическим процессами. Для изобарного процесса  $n = 0$ , для изотермического  $n = \infty$ .

Скорость (м/с) истечения воздуха из отверстия

$$V = 44,4 \sqrt{T \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{0,29} \right]},$$

где  $T$  – температура воздуха, К;  $p_1$  и  $p_2$  – давления воздуха при входе в отверстие и выходе из него, Па.

Это уравнение будет корректным для случаев, когда отношение  $p_2/p_1$  не превышает критического значения  $E_{кр}$ . При адиабатном процессе  $E_{кр} = 0,528$ . Если давление выше критического, т.е.  $p_1 > E_{кр} p_2$ , то режим истечения *надкритический*, характеризуемый постоянством скорости истечения и расхода независимо от изменения давления окружающей среды. Если давление в резервуаре ниже критического, т.е.  $p_1 < E_{кр} p_2$ , то скорость истечения и расход газа непостоянны и расход зависит от соотношения давлений в опораживаемом резервуаре и

окружающей среде. Отсюда следует, что режим процесса опораживания резервуара, начавшегося при относительно высоких давлениях, при уменьшении давления переходит в *надкритический*, который рассчитывается гораздо сложнее.

Течение воздуха в трубах в основном турбулентное.

*Потери давления* воздуха в пневмосистеме связаны с трением его о стенки труб и с потерями на местных сопротивлениях.

Для труб на прямых участках

$$\Delta p = \kappa_T \frac{l}{d} \rho V^2,$$

где  $\kappa_T$  – коэффициент трения (при  $p = 0,4$  МПа и  $T = 303$  К  $\kappa_T \approx (1,5 \dots 2,0) \cdot 10^{-7}$ ;  $l$  – длина труб, м;  $V$  – скорость воздуха, м/с;  $d$  – внутренний диаметр трубы, м.

При определении этих потерь удобно пользоваться номограммами [2, 3].

Потери давления на местных сопротивлениях (тройниках, вентилях, аппаратах)

$$\Delta p = 51 \xi V^2 \gamma \cdot 10^{-7},$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления, определяется экспериментально или из таблиц (для распределителей  $\xi \approx 24 \dots 50$ ; для обратных клапанов  $\xi \approx 50 \dots 130$ ; для дросселей  $\xi \approx 60 \dots 130$ ; для маслораспылителей  $\xi \approx 32 \dots 60$ ; для влагоотделителей  $\xi \approx 18 \dots 31$ ).

### Задача 1

Определить насколько повысится давление воздуха в поршневой полости пневмоцилиндра с тонкостенным корпусом, если объем воздуха в этой полости уменьшить при медленном вдвигании поршня в 3 раза. Уплотнения считать абсолютно герметичными.

### Задача 2

Определить потери давления при движении сжатого воздуха по трубе длиной 100 м с внутренним диаметром  $d = 18$  мм. Расход воздуха  $Q = 20$  м<sup>3</sup>/ч. Плотность воздуха  $\rho = 4,67$  кг/м<sup>3</sup>. Коэффициент трения воздуха о стенки трубы  $\kappa_T = 2 \cdot 10^{-7}$ .

### Литература

1. Слюсарев, А.Н. Гидравлические и пневматические элементы и приводы промышленных роботов/ А.Н. Слюсарев : Уч .М.:Машиностроение, 1989. – 168 с. ISBN 5-217-003-1
2. Бавельский, М.Д. Справочник по пневмоприводу и пневмостатике деревообрабатывающего оборудования / М.Д. Бавельский, С.И. Девятков М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
3. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник/Е.В. Герц, А.И. Кудрявцев, О.В. Ложкин; Под общ. ред. Е.В. Герц. М.: Машиностроение, 1981. – 408 с.