



Министерство образования
Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

П.Н. Кишкевич
М.И. Жилевич
П.Р. Бартош

СТАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРО- И ПНЕВМОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

Учебно-методическое пособие

Минск
БНТУ
2012

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

П.Н. Кишкевич
М.И. Жилевич
П.Р. Бартош

СТАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ГИДРО- И ПНЕВМОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности
1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
вузов Республики Беларусь по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2012

УДК [62–82+62–85] (075.8)

ББК 34.447я7

К 46

Рецензенты:

Ю.Д. Карпиевич, Г.П. Грибко

Кишкевич, П.Н.

Статический и динамический расчет гидро- и пневмораспределителей: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» / П.Н. Кишкевич, М.И. Жилевич, П.Р. Бартош. – Минск: БНТУ, 2012. – 80 с.

ISBN 978-985-525-719-7.

Издание содержит методики статического и динамического расчета гидро- и пневмораспределителей, выбор параметров электромеханического преобразователя, особенности определения сил трения при расчете пневмораспределителей.

УДК [62–82+62–85] (075.8)

ББК 34.447я7

ISBN 978-985-525-719-7

© Кишкевич П.Н., Жилевич М.И.

Бартош П.Р., 2012

© БНТУ, 2012

ВВЕДЕНИЕ

Гидро- и пневмораспределители входят в число основных аппаратов гидравлических и пневматических систем. Это направляющие устройства, предназначенные для пуска, остановки и изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидро- и пневмолиниях в зависимости от наличия внешнего направляющего воздействия. С помощью распределителей также можно регулировать величину потока рабочего тела, протекающего через гидравлическую (пневматическую) линию.

Несмотря на широкое распространение распределителей в различных мобильных и технологических машинах в литературе отсутствуют четкие методики их расчета. Особенно это относится к динамическому расчету распределителей. Поэтому приведенные в данном издании методики в значительной мере ускорят и повысят точность выбора параметров распределителей при выполнении курсовых и дипломных проектов. Весьма полезной будет и методика расчета параметров электромеханического преобразователя.

1. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЗОЛОТНИКОВЫХ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

При расчете направляющих гидроаппаратов (гидрораспределителей) определяются конструктивные параметры распределителя (диаметры проходных каналов, диаметры пояска и шейки золотника, рабочий ход золотника и т. д.), обеспечивающие заданную максимальную установившуюся скорость поршня исполнительного механизма при максимальной нагрузке на поршне и перепаде давления Δp_r питания распределителя, а также действующие на гидрораспределитель силы.

Для определения максимальной нагрузки необходимо знать режим работы исполнительного механизма. Для исполнительных механизмов мобильных машин (автомобилей, тракторов, сельхозмашин, строительных и дорожных машин) наиболее распространенным режимом является режим с синусоидальным изменением скорости исполнительных механизмов.

Максимальную силу $F_{н\max}$, развиваемую штоком гидроцилиндра, для привода исполнительного механизма возвратно-поступательного движения или максимальный крутящий момент $M_{н\max}$, развиваемый гидромотором для привода исполнительного механизма вращательного движения, определяют соответственно по уравнениям

$$F_{н\max} = K_{зн} F_n, \quad (1.1)$$

$$M_{н\max} = K_{зн} M_n, \quad (1.2)$$

где $K_{зн}$ – коэффициент запаса нагрузки, зависящий от вида нагрузки, ($K_{зн} = 1,25 \dots 1,5$ – при действии постоянной, позиционной и скоростной нагрузки; $K_{зн} = 1,5 \dots 2,5$ – при действии инерционной, позиционной нагрузок, постоянной силы (или момента) и силы сухого трения (или момента));

F_n – сила, приложенная к штоку гидроцилиндра;

M_n – момент на выходном валу гидромотора.

Сила F_n и момент M_n в общем виде определяются по следующим зависимостям:

$$F_H = m_{\Pi} \frac{d^2 y}{dt^2} + b \frac{dy}{dt} + C_H y + F_0 + F_{\text{тр}} \text{sign} \frac{dy}{dt}, \quad (1.3)$$

$$M_H = (I_{\text{ГМ}} + I_H) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + b_{\varphi} \frac{d\varphi}{dt} + C_{\varphi} \varphi + M_0 + M_{\text{тр}} \text{sign} \frac{d\varphi}{dt}, \quad (1.4)$$

где m_{Π} и $I = I_{\text{ГМ}} + I_H$ – соответственно приведенная масса и момент инерции перемещающихся частей двигателя и исполнительного механизма;

b и b_{φ} – коэффициент вязкого трения;

C_H и C_{φ} – жесткость нагрузки;

F_0 и M_0 – соответственно постоянная сила и момент;

$F_{\text{тр}}$ и $M_{\text{тр}}$ – соответственно сила и момент сухого трения.

В каждом конкретном случае при определении силы F_H или момента M_H той или иной составляющей формул (1.3) или (1.4) из-за их малости можно пренебречь.

В случае трапецеидальной тахограммы ускорение $\frac{d^2 y}{dt^2}$ при возвратно-поступательном движении выходного звена двигателя в случае действия инерционной, позиционной нагрузок, постоянной силы и силы сухого трения определяется следующим образом.

Находится максимальная скорость движения выходного звена двигателя:

$$v_{\text{max}} = \frac{2L_n}{t_n},$$

где L_n – перемещение выходного звена двигателя из одной позиции в другую;

t_n – полное время перемещения выходного звена двигателя.

Затем определяют показатель нагрузки по формуле

$$\varepsilon_n = \frac{m_n v_{\max}^2}{2F_c L_n},$$

где F_c – приведенная статическая сила, равная

$$F_c = \varepsilon_n y + F_0 + F_{\text{тр}} \text{sign} \frac{dy}{dt}.$$

По графику $\bar{v}_n(\varepsilon_n)$ (рис. 1.1) находится значение относительной предельной скорости \bar{v}_n и далее рассчитывают:

$$v_n = v_{\max} \bar{v}_n,$$

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{v_n^2}{v_n t_n - L_n},$$

$$F_n = m_n \frac{d^2 y}{dt^2} + F_c.$$

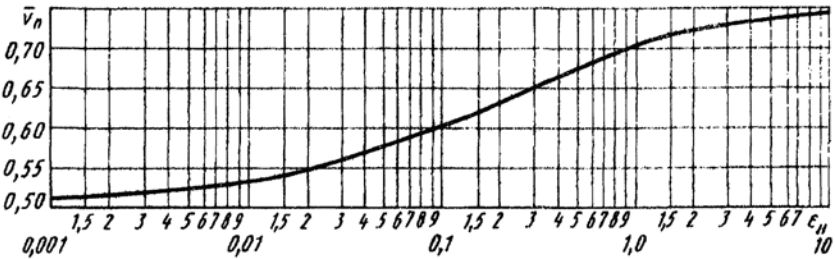


Рис. 1.1. Зависимость оптимальной по мощности привода относительной предельной скорости \bar{v}_n движения выходного звена от показателя нагрузки ε_n

Определив F_n или M_n и задавшись коэффициентом запаса $K_{\text{зн}}$, по формулам (1.1) или (1.2) находятся $F_{n\max}$ или $M_{n\max}$.

Наибольший расход рабочей жидкости Q_{\max} , потребляемый исполнительным механизмом, определяется геометрическими размерами его силовых органов и максимальной скоростью гидродвигателя в соответствии с техническими условиями:

– для гидроцилиндров (ГЦ)

$$Q_{\max} = A_{\text{п}} v_{\text{п max}} / \eta_0, \quad (1.5)$$

– для гидромоторов (ГМ)

$$Q_{\max} = V_0 w_{\max} / \eta_{0\text{М}} = q_{\text{М}} w_{\max} / \eta_{0\text{М}}, \quad (1.6)$$

где $A_{\text{п}}$ – площадь поршня, м²;

$v_{\text{п max}}$ – максимальная скорость движения поршня ГЦ, м/с ($v_{\text{п max}}$ рекомендуется принимать в пределах от 0,3 до 1,5 м/с);

$V_0 = q_{\text{М}}$ – рабочий объем ГМ;

w_{\max} – максимальная угловая скорость вала ГМ;

η_0 – объемный КПД гидроцилиндра (для новых гидроцилиндров с манжетными уплотнениями можно принять $\eta_0 = 1$; в общем случае объемный КПД ГЦ находится в пределах η_0 от 0,98 до 1,0);

$\eta_{0\text{М}}$ – объемный КПД гидромотора (в первом приближении $\eta_{0\text{М}} = 0,96$ [1]).

Для определения площади $A_{\text{п}}$ поршня ГЦ необходимо найти диаметр поршня $D_{\text{п}}$.

Для одноштокового цилиндра, в случае если рабочей является поршневая полость диаметр поршня $D_{\text{п}}$ находится по формуле

$$D_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4 F_{\text{н max}}}{\pi \Delta p}}.$$

Для двухштокового цилиндра и для одноштокового цилиндра, если рабочей является штоковая полость, диаметр поршня D_{Π} определяется по зависимости

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4 F_{\text{нmax}}}{\pi \Delta p} + d_{\text{шт}}^2},$$

где $\Delta p = p_{\text{ном}} - p_{\text{сл}}$ – перепад давления на поршне ГЦ.

Давление слива $p_{\text{сл}}$ определяется по зависимости

$$p_{\text{сл}} = p_{\text{под}} + \Delta p_{\text{сл}},$$

где $p_{\text{под}}$ – величина подпора в конце сливной линии (рекомендуется выбирать величину подпора равной $p_{\text{под}} = 0,2 \dots 0,5$ МПа);

$\Delta p_{\text{сл}}$ – потери давления в сливной гидролинии с местными сопротивлениями (допускаемые потери $\Delta p_{\text{сл}} \approx (0,01 \dots 0,03) p_{\text{ном}}$);

$d_{\text{шт}}$ – диаметр штока ГЦ (в первом приближении можно принять $d_{\text{шт}} = 0,5 D_{\Pi}$).

Полученные значения диаметра D_{Π} поршня ГЦ и диаметра $d_{\text{шт}}$ штока округляются до ближайшего стандартного (ГОСТ 12447-80).

Площадь поршня ГЦ определяется по формуле

$$A_{\Pi} = \frac{\pi D_{\Pi}^2}{4}.$$

Рабочий объем $q_{\text{м}}$ гидромотора определяется по следующей зависимости

$$q_{\text{м}} = \frac{M_{\text{нmax}} \cdot 2\pi}{\Delta p \eta_{\text{ГМ}}},$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$ – перепад давления на гидромоторе;

$\eta_{\text{ГМ}}$ – гидромеханический КПД гидромотора, ориентировочно $\eta_{\text{ГМ}} = 0,95$.

Определив Q_{\max} по формуле (1.5) или (1.6), выбираются конструктивные параметры гидрораспределителя.

Расчетная схема четырехщелевого золотникового распределителя приведена на рис. 1.2.

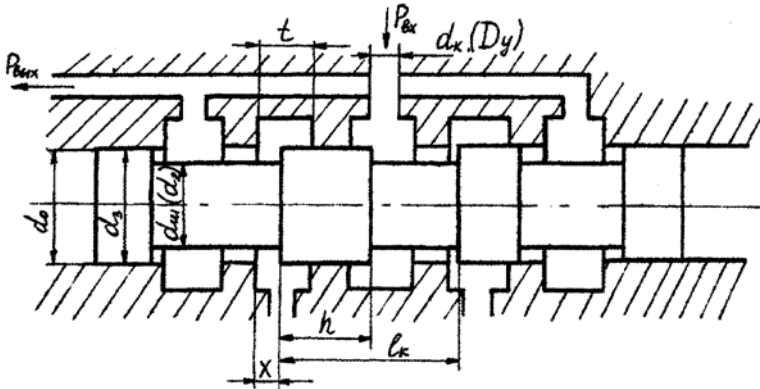


Рис. 1.2. Расчетная схема четырехщелевого золотникового распределителя (золотник находится в крайнем левом положении)

Условный проход $D_y(d_k)$ внутренних каналов гидрораспределителей (направляющих гидроаппаратов) и коротких трубопроводов (до 0,5 м) определяется по формуле

$$D_y = \sqrt{\frac{4 Q_{\max}}{\pi v_{\text{доп}}}}$$

где $v_{\text{доп}}$ – допустимая скорость потока рабочей жидкости, м/с ($v_{\text{доп}}$ выбирается в зависимости от номинального давления (табл. 1.1)).

Таблица 1.1

Зависимость допустимой скорости от номинального давления

$P_{\text{ном}}, \text{ МПа}$	0,4	0,63	1,0	2,5	6,3	10	12,5	16	20
$v_{\text{доп}}, \text{ м/с}$	1,0	1,25	1,6	2,5	3,75	5,5	6,12	6,75	7,5

Диаметр запорно-регулирующего элемента (пояска золотника) гидрораспределителя определяют по выражению

$$d_3 \geq 1,13 \sqrt{\frac{Q_{\max}}{(1-\chi^2)v_{\text{доп1}}}},$$

где $\chi = \frac{d_{\text{ш}}}{d_3}$ – отношение диаметра шейки золотника к его номинальному диаметру;

$v_{\text{доп1}}$ – скорость течения жидкости через рабочие камеры и проходные окна гидрораспределителя.

Конструктивно χ с учетом размеров нормальных диаметров, установленных ГОСТ 12447–80, принимаются по соотношениям

$$\chi = \frac{d_{\text{ш}}}{d_3} = 8 / 12; 10 / 16; 12 / 20; 14 / 25; 16 / 32; 18 / 40; 20 / 50.$$

Рекомендуемые диаметры золотников d_3 (мм) следующие: 2,5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50.

На практике диаметры d_3 золотника принимают от 6 до 50 мм.

В целях уменьшения габаритов золотников величину $v_{\text{доп1}}$ рекомендуется выбирать в 2–2,5 раза больше скорости жидкости в подводящих трубопроводах, однако при этом потеря напора в гидрораспределителе не должна превышать 2 % $p_{\text{ном}}$. Практически скорость $v_{\text{доп1}}$ выбирается равной 10–15 м/с.

Определив d_3 по выражению $d_{\text{ш}} = d_3 \chi$ находится диаметр $d_{\text{ш}}$ шейки золотника.

Наибольшая площадь поперечного сечения проходного канала направляющего гидроаппарата (гидрораспределителя) определяется по выражению

$$A_{\max} = \frac{Q_{\max}}{\mu \sqrt{2\Delta p_{\Gamma}} / \rho},$$

где Δp_{Γ} – перепад давления, который можно представить в виде разности потерь давления на входе (в напорной линии) и выходе (в сливной линии) $\Delta p = p_0 = p_{\text{н}} - p_{\text{с}}$ гидрораспределителя и потерь давления Δp_3 непосредственно в рабочих окнах распределителя, т. е.

$$\Delta p_{\Gamma} = (\Delta p - \Delta p_3) / 2.$$

Примерные значения $\Delta p_3 = 0,2 \dots 0,4$ МПа. Скорость потока рабочей жидкости в рабочих каналах корпуса гидрораспределителя с учетом гидродинамических сил, создаваемых струей потока определяется зависимостью

$$v = \mu \sqrt{\frac{2\Delta p_{\Gamma}}{\rho}}, \quad (1.7)$$

где μ – коэффициент расхода.

Коэффициент расхода μ , входящий в выражение (1.7), в общем случае зависит от формы проточной части дроссельного устройства и является функцией числа Рейнольдса, определяемого соотношением

$$Re = \frac{4R_{\Gamma} v}{\nu},$$

где R_{Γ} – гидравлический радиус, равный отношению площади поперечного (живого) сечения щели $A_{\text{от}}$ к ее смоченному периметру Π , т. е.

$$R_{\Gamma} = \frac{A_{\text{от}}}{\Pi},$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости;

v – скорость жидкости, которую при определении числа Рейнольдса можно рассчитать по выражению

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta p_{\Gamma}}{\rho}}.$$

Для отверстий круглых сечений

$$4R_{\Gamma} = d_{\text{от}}.$$

Коэффициент расхода для рабочих жидкостей при числе Рейнольдса $Re \geq 200$ можно принимать $\mu = 0,62 \dots 0,65$, а при $Re < 200$ – $\mu \approx 0,5$.

Полученная A_{max} должна быть не меньше площади сечения подводящего канала, т. е.

$$A_{\text{max}} \geq \frac{\pi D_y^2}{4}. \quad (1.8)$$

Если условие (1.8) не выполняется, то принимается

$$A_{\text{max}} = \frac{\pi D_y^2}{4}.$$

С другой стороны, максимальная площадь проходного окна распределителя может быть определена по формуле

$$A_{\text{max}} = \pi d_3 (x_{\text{max}} - \Delta), \quad (1.9)$$

где d_3 – диаметр пояска золотника;

Δ – перекрытие.

Сравнивая значения (1.8) и (1.9), можно определить максимальный ход золотника x_{max} :

$$x_{\text{max}} = \frac{A_{\text{max}}}{\pi d_3} + \Delta = x_{\text{max1}} + \Delta.$$

Значение $x_{\max 1}$ можно также определить по следующим эмпирическим зависимостям. Для обеспечения высокого быстродействия гидрораспределителя максимальный ход золотника должен быть достаточно малым и удовлетворять неравенству

$$x_{\max 1} \leq (0,04 \dots 0,1) d_3,$$

но в то же время достаточно большим по сравнению с радиальным зазором ε :

$$x_{\max 1} \geq \frac{\varepsilon}{0,01 \dots 0,02},$$

чтобы обеспечить линейность статической характеристики регулирования расхода на достаточно большом интервале изменения x .

Выбирать $x_{\max 1}$ следует на основании указанных рекомендаций.

Максимальный ход золотника в общем случае выбирается по возможности меньшим, особенно это относится к проектированию следящих систем (гидроусилителей рулевых управлений, систем автоматического регулирования и т. д.).

Рекомендуется выбирать x_{\max} в пределах 1–2,5 мм, что обеспечивает требуемое быстродействие распределителя. Если полученное значение x_{\max} не соответствует рекомендуемому, то изменяется d_3 .

Минимальное положительное перекрытие Δ выбирают в зависимости от диаметра золотника d_3 (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Значения величины минимального перекрытия

d_3 , мм	6–10	10–25	25–40	40–50
Δ , мм	1–2	3	4–5	6

Можно также его рассчитать по эмпирической зависимости

$$\Delta \approx (0,10 \dots 0,3) d_3.$$

Длина рабочего пояса золотника определяется по выражению

$$h = t + 2\Delta,$$

где t – длина расточки в корпусе гидрораспределителя.

Длина расточки выбирается равной или больше диаметра внутренних каналов гидрораспределителя, т. е.

$$t \geq D_y.$$

Расстояние между осями каналов рабочих отводов

$$l_k = h + t.$$

Величина конструктивного зазора ε_0 между золотником и корпусом гидрораспределителя (расточкой в корпусе) выбирается из двух взаимно противоречивых требований: обеспечения минимальной величины силы трения при смещении золотника и обеспечения линейности характеристик, малых утечек и высокого КПД

$$\varepsilon_0 = (d_0 - d_3)/2,$$

где d_0 – внутренний диаметр отверстия (расточки) в корпусе.

Рекомендуемый конструктивный зазор в золотниковых гидрораспределителях должен составлять

$$\varepsilon_0 = d_3/2,5, \text{ мкм.}$$

Здесь d_3 подставляется в мм.

Рекомендуемый диапазон изменения ε_0 можно выбрать по графику (рис. 1.3).

На рис. 1.3 представлены рекомендуемые диапазоны диаметральных зазоров золотниковых пар с цилиндрическими золотниками: между кривыми 1 и 2 для пар с запрессованными гильзами; 2 и 3 – для пар с плавающими гильзами.

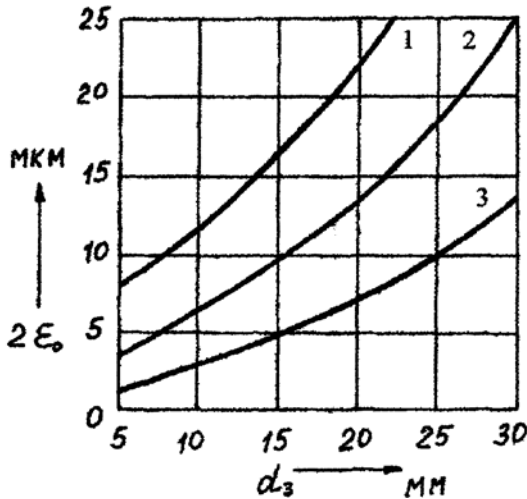


Рис. 1.3. Рекомендуемые диапазоны диаметральных зазоров золотниковых зазоров с цилиндрическими золотниками

С учетом изменения давления и температуры радиальный зазор ε определяется по зависимости

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon_p + \Delta\varepsilon_T,$$

где $\Delta\varepsilon_p$ и $\Delta\varepsilon_T$ – изменение зазора в зависимости от давления и температуры рабочей жидкости соответственно.

Изменение зазора в золотниковом гидрораспределителе от действия давления p_n рабочей жидкости определяется по формуле

$$\Delta\varepsilon_p = \frac{p_n d_3}{200E} \left(\frac{d_3^2 + d_k^2}{d_k^2 - d_3^2} + \mu' \right), \text{ мкм,}$$

где p_n – давление в напорной гидролинии;

d_3 и d_k – соответственно наружные диаметры золотника и корпуса (гильзы) гидрораспределителя;

E – модуль упругости материала корпуса гидрораспределителя

$E = 10000 \dots 13000 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ – для чугуна (СЧ),

$E = 11000 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ – для бронзы,

$E = 8000 \dots 15000 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ – для латуни,

$E = 7000 \dots 7100 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ – для дюралюминия,

$E = 20600 \dots 21500 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ – для стали;

μ' – коэффициент Пуассона, характеризующий упругие свойства материала в пределах закона Гука ($\mu' = 0,24 \dots 0,28$ – для углеродистых сталей; $\mu' = 0,25 \dots 0,3$ – для легированных сталей).

Для стальных и чугунных корпусов при деформации от внутреннего давления жидкости радиальный зазор

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \frac{d_3}{20} \Delta\alpha \cdot \Delta T, \text{ мкм,}$$

где $\Delta\alpha = \alpha_1 - \alpha_2$ – разность коэффициентов линейного расширения материалов сопряженных деталей корпуса (α_1) и золотника (α_2), значения которых относятся к средней температуре $+20 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. 1.3);

$\Delta T = T - T_0$ – разность между температурой материала сопряженных деталей ($T_1 = T_2 = T$, т. е. медленное нагревание или охлаждение) и исходной (начальной) температурой.

ΔT можно принимать в пределах $60\text{--}80 \text{ }^\circ\text{C}$, т. е. экстремные температурные условия.

Таблица 1.3

Коэффициенты линейного расширения α материалов
в интервале температур $20\text{--}100 \text{ }^\circ\text{C}$

Материал	$\alpha \cdot 10^{-6}$, 1/град
Сталь углеродистая	11,1–11,6
Сталь 30ХГСА	11,0
Сталь 20Г	12,3
Сталь 30ХМА	12,3
Сталь ШХ15	14,0
Сталь 45Х	12,8
Сталь 40ХС	11,7

Материал	$\alpha \cdot 10^{-6}$, 1/град
Сталь 12ХМВА	11,3
Сталь 40ХНМА	12,0
Сталь 20Х	12,8
Бронзы оловянистые	17,0–19,0
Бронзы специальные	16,0–20,0
Сплавы алюминия	20,0–24,0
Чугуны	10,0–12,0

Суммарная осевая сила, необходимая для перемещения золотника

$$\sum F_3 = F_{\text{тр}} + F_{\text{гд}} + F_{\text{пр}} + F_{\text{и}},$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения;

$F_{\text{гд}}$ – гидродинамическая осевая сила;

$F_{\text{пр}}$ – сила сжатия пружины;

$F_{\text{и}}$ – сила инерции.

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{тр.п}} + F_{\text{в}},$$

где $F_{\text{тр.п}}$ – сила трения покоя;

$F_{\text{в}}$ – сила трения со смазочным материалом.

Сила трения не является постоянной величиной и зависит от времени нахождения золотника под давлением в неподвижном состоянии, от типа и качества уплотнений, точности и чистоты обработки сопряженных поверхностей трения, от реологических свойств рабочих жидкостей. Для секционных гидрораспределителей типов Р20, Р25, Р32, подверженных влиянию низких температур, экспериментально установлено, что сила трения покоя, включающая силу инерции золотника после выдержки 8–10 мин (480–600 с) составляет 80–140 Н и в зависимости от температуры рабочей жидкости составляет 0,23–0,34 общей силы, затрачиваемой на перемещение золотника.

Сила трения со смазочным материалом

$$F_B = \nu \rho v_3 A_{\max} / \varepsilon,$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости, ($\nu = (5 \dots 20) \cdot 10^{-6}$ м²/с в зависимости от типа рабочей жидкости);

ρ – плотность рабочей жидкости, ($\rho = 850 \dots 900$ кг/м³ в зависимости от типа рабочей жидкости);

v_3 – скорость движения золотника относительно гильзы (корпуса), ($v_3 = (10 \dots 25) \cdot 10^{-3}$ м/с в зависимости от типа рабочей жидкости);

A_{\max} – площадь дроссельной щели, перекрываемая золотником;

ε – радиальный зазор между золотником и корпусом гидрораспределителя.

Для определения гидродинамической (реактивной) осевой силы $F_{гд}$ можно воспользоваться схемой, изображенной на рис. 1.4.

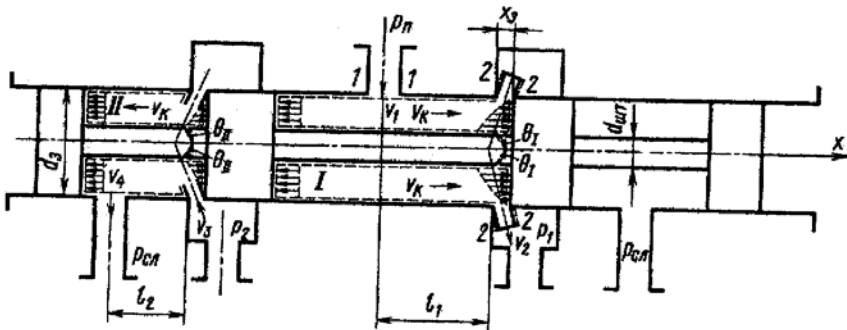


Рис. 1.4. Схема для расчета гидродинамической силы, действующей на золотник

При смещении золотника на величину x_0 от нейтрального положения рабочая среда под давлением p_n через открытое правым буртом окно поступает в канал, где давление примем равным p_1 . Через открытое левым буртом окно рабочая среда под давлением p_2 поступает в сливной канал с давлением $p_{спл}$. Вследствие увеличения скоростей движения среды в области открытых окон давление около кромок буртов будет пониженным по сравнению с давлением, действующим на центральную часть этих буртов и на всю торцевую поверхность противоположных буртов. Примерное распределение давления по

торцовым поверхностям буртов, показано на схеме золотника. При установившемся движении среды суммарная сила давления, действующая вдоль оси золотника, будет возвращать золотник в нейтральное положение. Чтобы выяснить изменение действия этой силы при неустановившемся движении среды, выделим между буртами золотника два объема I и II , границы которых на схеме показаны штриховой линией. Полагая, что скорости v_1 и v_4 направлены по нормали к оси x , совпадающей с осью золотника, и пренебрегая силами трения на поверхностях выделенных объемов, применим теорему об изменении количества движения среды, протекающей через границы объемов I и II . В проекциях на ось x получаем:

для объема I

$$F_{инI} + \rho Q_{3I} v_2 \cos \theta = F_{3I}, \quad (1.10)$$

для объема II

$$F_{инII} + \rho Q_{3II} v_3 \cos \theta = F_{3II}, \quad (1.11)$$

где Q_{3I} , v_2 – расход и скорость среды, вытекающей из объема I ;

Q_{3II} , v_3 – расход и скорость среды, втекающей в объем II ;

F_{3I} , F_{3II} – гидродинамические реакции, приложенные со стороны золотника к среде в объемах I и II .

Величины F_{3I} и F_{3II} , учитывающие изменение количества движения неустановившегося потока в объемах I и II на участках длиной l_1 и l_2 определим, как и в предыдущих случаях, приближенно. Предварительно условимся, что расходы рабочей среды, протекающей через левую и правую щели, в каждый момент времени имеют равные значения

$$Q_{3I} = Q_{3II} = Q_3 \quad (1.12)$$

и

$$Q_3 = A_k v_k,$$

где v_k – скорость движения среды в кольцевом пространстве между штоком золотника и втулкой;

A_k – площадь кольцевой щели между пояском золотника шейкой

$$A_k = \frac{\pi}{4}(d_3^2 - d_{ш}^2).$$

Применяя соотношения вида $F_{ин} = \rho l_c A_c \frac{dv_1}{dt}$ с учетом направления движения среды в объемах *I* и *II* и соотношение (1.12) можно записать:

$$F_{инI} = \rho l_1 \frac{dQ_3}{dt}, \quad (1.13)$$

$$F_{инII} = -\rho l_2 \frac{dQ_3}{dt}. \quad (1.14)$$

Для упрощения дальнейших выводов примем:

$$v_2 = v_3 = v_3, \quad (1.15)$$

$$\theta_I = \theta_{II} = \theta_3, \quad (1.16)$$

что не всегда соблюдается в реальных золотниковых распределителях, но и не вносит принципиальных изменений в приведенные ниже рассуждения.

Полную гидродинамическую силу, действующую со стороны потока на золотник $F_{гд} = -(F_{3I} + F_{3II})$ найдем, воспользовавшись уравнениями (1.10), (1.11) и соотношениями (1.12), (1.13)–(1.16). После обычных преобразований получим:

$$F_{гд} = -2\rho Q_3 v_3 \cos \theta_3 - \rho(l_1 - l_2) \frac{dQ_3}{dt}. \quad (1.17)$$

В формулу (1.17) входит скорость v_3 среды в сжатых сечениях потоков, протекающих через левую и правую щели, открытые буртами золотника. Если пренебречь гидравлическими сопротивлениями участков между контрольными сечениями от 1–1 до 2–2 и сечениями от 3–3 до 4–4, то по уравнению Бернулли имеем:

$$v_3 = \sqrt{2p_3/\rho}, \quad (1.18)$$

где $p_3 = p_{\Pi} - p_1 = p_2 - p_{\text{сл}}$.

Предположим, что $p_1 = p_2$ (распределитель управляет ненагруженным гидроцилиндром). В этом случае

$$p_3 = (p_{\Pi} - p_{\text{сл}})/2. \quad (1.19)$$

После подстановки значения Q_3 , равного

$$Q_3 = \mu \pi d_3 k_{\Pi} x_3 \sqrt{2\Delta p_{\Gamma}/\rho},$$

где μ – коэффициент расхода;

d_3 – диаметр золотника;

$k_{\Pi} = b_{\text{ок}}/(\pi d_3)$ – коэффициент полноты использования периметра золотника. Если втулка (корпус) выполнена с кольцевой канавкой, которая открывается кромкой золотника при его смещении от нейтральной, то $k_{\Pi} = 1$, а при других исполнениях окон во втулке $k_{\Pi} < 1$ и может изменяться в зависимости от x_3 ;

$b_{\text{ок}}$ – длина окон во втулке (корпусе) распределителя.

Подставляя v_3 из (1.18) в формулу (1.17), и с учетом соотношения (1.19), получим

$$F_{\Gamma\text{д}} = -2c_{\Gamma\text{д}}x_3 - k_{\text{ин}} \frac{dx_3}{dt}, \quad (1.20)$$

где

$$c_{\Gamma\text{д}} = \mu_3 b_{\text{ок}} (p_{\Pi} - p_{\text{сл}}) \cos \theta_3; \quad (1.21)$$

$$k_{\text{ин}} = \rho(l_1 - l_2)\mu_3 t \sqrt{p_{\Pi} - p_{\text{сл}}}. \quad (1.22)$$

Первый член в правой части формулы (1.20) показывает, что в гидродинамической силе можно выделить составляющую, действие которой аналогично действию усилия пружины, стремящегося вернуть золотник в нейтральное положение, поэтому $c_{\Gamma\text{д}}$ назовем коэффициентом

жесткости гидродинамической пружины. Вторым членом в правой части формулы (1.20), учитывающим инерционное действие неустановившегося потока на золотник, определяет составляющую гидродинамической силы, эквивалентную силе жидкостного трения. Согласно соотношению (1.22), коэффициент $k_{ин}$ этой составляющей может изменять знак: $k_{ин} > 0$ при $l_1 > l_2$; $k_{ин} = 0$ при $l_1 = l_2$; $k_{ин} < 0$ при $l_1 < l_2$.

При $k_{ин} < 0$ «сила трения» $k_{ин} \frac{dx_3}{dt}$ будет иметь знак, противоположный знаку силы «гидродинамической пружины» $2c_{гд}x_3$, вследствие чего без учета других демпфирующих факторов колебания золотника будут расходящимися. В этом заключается эффект «отрицательного» демпфирования золотника, вызванный неустановившимся движением среды в его каналах. Для исключения «отрицательного» демпфирования следует назначать $l_1 \geq l_2$.

Положив $l_1 = l_2$, рассмотрим влияние переменного перепада $p_n = p_1 - p_2$ на гидродинамическую силу $P_{гд}$. В этом случае формула (1.20) принимает вид

$$F_{гд} = -2c_{гд}x_3,$$

причем

$$c_{гд} = c_{гд}(p_n). \quad (1.23)$$

В данном случае коэффициент жесткости гидродинамической пружины является переменной величиной, определяемой по зависимости

$$c_{гд}(p_n) = \mu_3 b_{ок} (p_n - p_n - p_{сл}) \cos \theta_3. \quad (1.24)$$

Максимальное значение угла θ_3 наклона потока относительно оси золотника равно 69° . При расчете θ_3 берут равным $30-65^\circ$.

Усилие сжатия пружины, обеспечивающее принудительное вращение золотника в нейтральную позицию,

$$F_{пр} = kd_3 l_3 p_n f_{тр},$$

где $k = 0,15 \div 0,13$ – коэффициент, зависящий от точности изготовления золотниковой пары. Численное значение k принимают большим при меньших значениях d_3 и l_3 ;

l_3 – максимальная длина золотника, при которой возможно одностороннее (неуравновешенное) рабочее давление (в расчетах можно принять $l_3 = h$);

$f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения золотника о корпус или гильзу, $f_{\text{тр}} = (5 \dots 12) \cdot 10^{-2}$.

Жесткость пружины золотника определяется по формуле

$$c_{\text{пр}} = F_{\text{пр}} / l.$$

Сила инерции определяется ускорением a и приведенной массой m золотника и перемещающихся с ним деталей

$$F_{\text{и}} = ma.$$

Гидрораспределители, применяемые в гидроприводах мобильных машин, можно классифицировать по таким основным параметрам, как тип управления, присоединению, числу позиций, числу основных линий, гидросхеме, способу установки золотника в позицию.

Различают следующие исполнения распределителей по типу управления: с ручным управлением от рукоятки или поворотной кнопки, с ножным управлением, с механическим управлением от кулачка, с гидравлическим управлением от вспомогательного распределителя, с электрическим управлением от толкающего электромагнита постоянного или переменного тока, с электрогидравлическим управлением, с пневматическим управлением, с пневмогидравлическим управлением.

По виду присоединения различают резьбовое и стыковое исполнения распределителей. В распределителях резьбового исполнения отверстия для подключения линий выполнены непосредственно в корпусе аппарата и имеют коническую резьбу. В распределителях стыкового исполнения все присоединительные отверстия выводятся на стыковую плоскость и заканчиваются цековками под уплотнительные кольца, а соединение с гидросистемой выполняется через специальные панели или промежуточные плиты.

По числу позиций, т. е. фиксированных положений золотника относительно корпуса, различают двух- и трехпозиционные аппараты.

По числу основных линий различают 2, 3, и 5-линейное исполнения распределителей. Различие между двумя последними состоит в том, что для первого из них крайние кольцевые канавки корпуса соединены между собой внутренним каналом и подключены к одной общей линии, а для второго – связаны с двумя независимыми линиями.

Распределители управляют движением гидродвигателя (гидроцилиндра или гидромотора) таким образом, что в крайних позициях золотника движение гидродвигателя реверсируется, а в средней позиции трехпозиционные распределители могут обеспечить его остановку. В конкретных случаях применения требуются различные варианты соединения линий при остановке гидродвигателя или в момент переключения, когда золотник проходит через промежуточные положения. Указанные технические требования могут быть удовлетворены за счет применения распределителей различных исполнений по гидросхеме, отличающихся, главным образом, осевыми размерами золотника или геометрией его рабочих кромок.

По способу установки золотника в позицию различают исполнения распределителей с фиксацией золотника во всех позициях или с пружинным возвратом золотника трехпозиционных распределителей в среднюю позицию (для распределителей с управлением от кулачка – в крайнюю позицию) и двухпозиционных – в исходную позицию после снятия управляющего воздействия.

2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ЗОЛОТНИКОВОГО ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

Дифференциальное уравнение движения золотника отражает его равновесие под действием приложенных сил:

$$m_3 \frac{d^2 z}{dt^2} = F_a - F_c,$$

где m_3 – приведенная масса золотника;

z – перемещение золотника;

F_a, F_c – сумма активных движущих сил и сил сопротивления, действующих на золотник.

Расчетная схема золотника гидрораспределителя представлена на рис. 2.1.

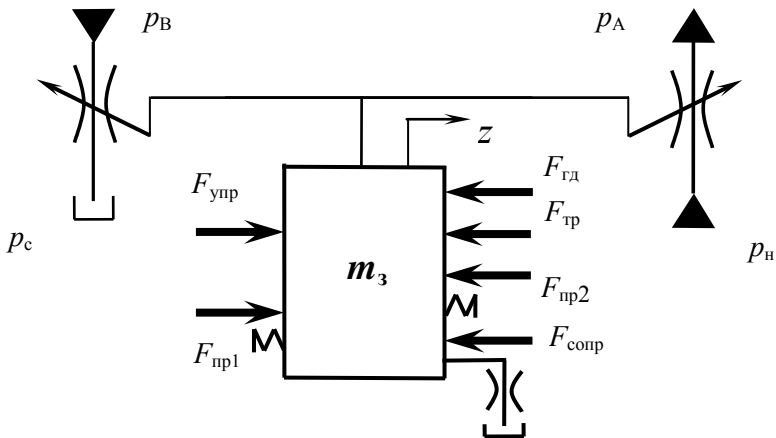


Рис. 2.1. Расчетная схема золотника распределителя

Запишем уравнение движения золотника в общем виде:

$$m_3 \frac{d^2 z}{dt^2} = F_{упр} + F_{пр1} - F_{пр2} - F_{тр} - F_{гд} - F_{сопр},$$

где $F_{тр}$ – сила трения золотника;

$F_{упр}$ – сила со стороны элементов управления (развиваемая электромагнитом или сила давления на торец золотника);

$F_{\text{пр1}}, F_{\text{пр2}}$ – сила возвратных пружин;

$F_{\text{сопр}}$ – сила сопротивления, например, со стороны замедлительного клапана;

$F_{\text{гд}}$ – гидродинамическая сила, действующая на золотник.

В зависимости от схемы и конструкции распределителя ряд составляющих из уравнения могут быть исключены.

Силу трения можно представить в виде двух составляющих:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{тр.п}} \operatorname{sign} \frac{dz}{dt} + F_{\text{в}},$$

где $F_{\text{тр.п}}$ – сила трения покоя;

$F_{\text{в}}$ – сила трения со смазочным материалом.

Сила трения зависит от времени нахождения золотника под давлением в неподвижном состоянии, от типа и качества уплотнений, точности и чистоты обработки сопряженных поверхностей трения, от реологических свойств рабочих жидкостей. Абсолютное значение силы трения покоя можно принимать в пределах 80–140 Н.

Сила трения со смазочным материалом

$$F_{\text{в}} = \nu \rho \frac{A_{\text{max}}}{\varepsilon} \frac{dz}{dt},$$

где A_{max} – площадь дроссельной щели, перекрываемая золотником.

Усилие пружин, обеспечивающих принудительное возвращение золотника в нейтральную позицию,

$$F_{\text{пр1}} = c_{\text{пр1}}(x_1 - z),$$

$$F_{\text{пр2}} = c_{\text{пр2}}(x_2 + z),$$

где $c_{\text{пр1}}, c_{\text{пр2}}$ – коэффициенты жесткости пружин;

x_1, x_2 – предварительный натяг пружин; знак перед z зависит от места установки пружины и направления движения золотника.

Сила сопротивления со стороны замедлительного клапана

$$F_{\text{сопр}} = p_{\text{тз}} f_{\text{тз}},$$

где $p_{\text{тз}}, f_{\text{тз}}$ – соответственно давление в торцевой полости золотника и площадь дросселя замедлительного клапана.

Давление в торцевой полости при движении золотника можно рассчитать на основе баланса расходов жидкости в этой полости и через дроссель замедлительного клапана:

$$f_{ТЗ} \frac{dz}{dt} = \mu_{др} f_{др} \sqrt{\frac{2(p_{ТЗ} - p_c)}{\rho}},$$

откуда

$$p_{ТЗ} = 0,5\rho \left(\frac{f_{ТЗ}}{\mu_{др} f_{др}} \right)^2 \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 \text{sign} \frac{dz}{dt} + p_c,$$

где $f_{др}$, $\mu_{др}$ – соответственно площадь и коэффициент расхода дросселя.

Таким образом,

$$F_{сопр} = f_{ТЗ} \left[0,5\rho \left(\frac{f_{ТЗ}}{\mu_{др} f_{др}} \right)^2 \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 \text{sign} \frac{dz}{dt} + p_c \right].$$

Если пренебречь инерционностью жидкости внутри распределителя, гидродинамическую силу, действующую в каждом из окон распределителя и стремящуюся вернуть золотник в нейтральное положение, можно определить по выражению

$$F_{Гд} = \rho Q v \cos \theta,$$

где Q – расход жидкости в окне распределителя;

v – скорость жидкости в окне распределителя;

θ – угол наклона вектора гидродинамической силы к оси золотника.

Угол θ зависит от формы золотника, формы окон во втулке, зазоров между золотником и втулкой и др. Он может быть различным при разных смещениях золотника. В расчетах можно принять $\theta = 69^\circ$.

Так как в четырехлинейном золотниковом распределителе гидродинамические силы в напорном и сливном окнах действуют в одном направлении, суммарная гидродинамическая сила, в предположении, что окна открываются синхронно и перекрытие отсутствует, может быть вычислена по выражению

$$F_{гд} = F_{гд,н} + F_{гд,с} = \rho Q_n v_n \cos \theta + \\ + \rho Q_c v_c \cos \theta = \rho \cos \theta (Q_n v_n + Q_c v_c),$$

причем индекс «н» соответствует параметрам напорного окна, индекс «с» – параметрам сливного окна.

После несложных преобразований получим

$$F_{гд} = \rho \cos \theta (Q_n v_n + Q_c v_c) = \rho \cos \theta (Q_n^2 / S_n + Q_c^2 / S_c) = \\ = \rho \cos \theta \left[2\mu^2 S_n^2 (p_n - p_A) / (\rho S_n) + 2\mu^2 S_c^2 (p_B - p_c) / (\rho S_c) \right] = \\ = 2\mu^2 \pi D_3 z \cos \theta (p_n - p_A + p_B - p_c),$$

где S_n, S_c – площадь проходного сечения напорного и сливного окон распределителя;

D_3 – диаметр золотниковой пары;

μ – коэффициент расхода распределителя;

p_n, p_A, p_B, p_c – соответственно давление жидкости перед распределителем, на входе в трубопровод высокого давления, на выходе трубопровода низкого давления и на сливе (см. рис. 2.1).

Таким образом, уравнение движения золотника приобретает вид:

$$m_3 \frac{d^2 z}{dt^2} = F_{упр} + c_{пп1} (x_1 - z) - c_{пп2} (x_2 + z) - \\ - F_{тр,п} \operatorname{sign} \frac{dz}{dt} - v\rho \frac{A_{\max}}{\varepsilon} \frac{dz}{dt} - \\ - 2\mu^2 \pi D_3 z \cos \theta (p_n - p_A + p_B - p_c) - \\ - f_{тз} \left[0,5\rho \left(\frac{f_{тз}}{\mu_{др} f_{др}} \right)^2 \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \frac{dz}{dt} + p_c \right].$$

Давления p_n и p_c могут быть заданы в виде констант, а давления p_A и p_B являются внутренними параметрами динамической модели гидропривода, изменяются во время переходного процесса и могут быть получены в ходе динамического расчета привода.

Рассмотрим пример моделирования золотникового распределителя совместно с исполнительным гидродвигателем, напорным и сливным трубопроводами. Расчетная схема представлена на рис. 2.2.

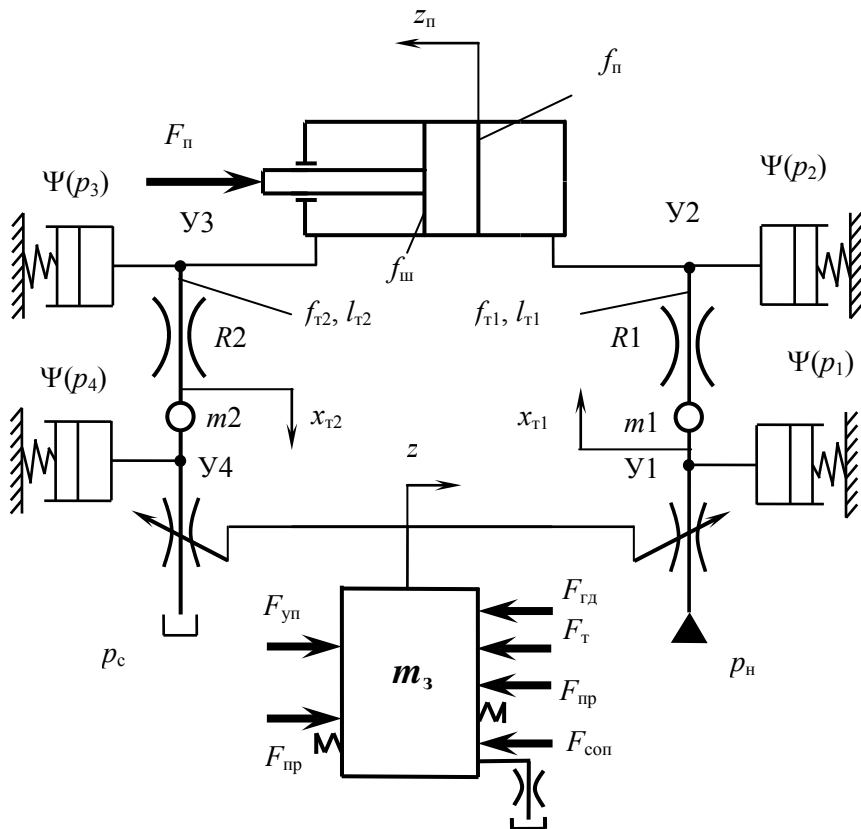


Рис. 2.2. Расчетная схема гидропривода

При переходе от реального привода к расчетной схеме принят ряд допущений. Гидропривод рассматривается как система с сосредоточенными параметрами. Предполагается, что свойства рабочей

жидкости (температура, плотность, вязкость, количество нерастворенного воздуха) не изменяются во время переходного процесса, утечки и кавитация отсутствуют, жидкость сжимаема. Гидропривод разделяется узлами $У_i$ (характерными точками) на отдельные участки. Участок У1–У2 моделирует трубопровод высокого давления от распределителя до исполнительного гидроцилиндра, участок У3–У4 – трубопровод низкого давления. На рис. 2.2 приняты следующие обозначения: m_1, m_2 – приведенная масса жидкости в трубопроводах; $x_{т1}, x_{т2}$ – перемещение столба жидкости в трубопроводах; R_1, R_2 – эквивалентное сопротивление трубопроводов, имеющего площадь проходного сечения $f_{т1}$, длину $l_{т2}$; $z_{п}$ – перемещение поршня гидроцилиндра; $\psi(p_i)$ – коэффициент податливости рабочей жидкости.

Для учета сжимаемости жидкости будем предполагать, что в узле У1 сосредоточена рабочая жидкость, заполняющая трубопровод высокого давления, в узле У2 – переменный объем бесштоковой полости гидроцилиндра, в узле У3 – переменный объем штоковой полости гидроцилиндра, в узле У4 – объем жидкости, заполняющей трубопровод низкого давления.

В общем случае система уравнений, описывающая динамику гидропривода, включает в себя три типа уравнений, которые соответствуют физическим процессам в этих приводах: уравнения движения жидкости, баланса расходов и движения перемещающихся масс.

Уравнения течения рабочей жидкости в элементах гидропривода составляются на основе баланса давлений на участке гидроцепи:

$$p_i = p_{i+1} = \Delta p_i,$$

где p_i и p_{i+1} – давление на входе и выходе участка;

Δp_i – потери давления.

Для i -го участка гидравлической цепи можно также записать:

$$\Delta p_i = p_{li} + p_{mi} + p_{ji},$$

где p_{li}, p_{mi}, p_{ji} – потери давления по длине магистрали, местные и инерционные.

Потери давления рассчитываем, используя выражения:

$$p_{ji} = \rho l_{Ti} \frac{d^2 x_{Ti}}{dt^2},$$

$$p_{mi} = 0,5 \zeta_i \rho \left(\frac{dx_{Ti}}{dt} \right)^2 \text{sign} \frac{dx_{Ti}}{dt},$$

$$p_{li} = \frac{27,5 \rho v l_{Ti}}{f_{Ti}} \frac{dx_{Ti}}{dt} + \frac{0,443 k_{ei} \rho l_{Ti}}{\sqrt{f_{Ti}}} \left(\frac{dx_{Ti}}{dt} \right)^2 \text{sign} \frac{dx_{Ti}}{dt},$$

где ζ_i – коэффициент местного сопротивления, зависящий от типа сопротивления, режима течения жидкости;

x_{Ti} – перемещение столба жидкости на данном участке;

l_{Ti} – длина участка трубопровода;

k_{ei} – коэффициент, зависящий от относительной шероховатости трубопровода ($\varepsilon = k / d$, где k – абсолютная шероховатость, d – внутренний диаметр трубопровода);

f_{Ti} – площадь сечения трубопровода.

Балансы давлений для участков У1–У2 и У3–У4 соответственно:

$$p_1 = p_2 + p_{l1} + p_{m1} + p_{j1},$$

$$p_3 = p_4 + p_{l2} + p_{m2} + p_{j2}.$$

Подставим выражения для расчета потерь давления, выделим старшие производные и после преобразований получим:

$$a_{11} \frac{d^2 x_{T1}}{dt^2} = p_1 - p_2 - a_{21} \left(\frac{dx_{T1}}{dt} \right)^2 \text{sign} \frac{dx_{T1}}{dt} - a_{31} \frac{dx_{T1}}{dt}; \quad (2.1)$$

$$a_{12} \frac{d^2 x_{T2}}{dt^2} = p_3 - p_4 - a_{22} \left(\frac{dx_{T2}}{dt} \right)^2 \text{sign} \frac{dx_{T2}}{dt} - a_{32} \frac{dx_{T2}}{dt}, \quad (2.2)$$

где

$$a_{1i} = \rho l_{Ti}; \quad a_{2i} = 0,5\zeta_i \rho + 0,443 \frac{k_{ei} \rho l_{Ti}}{\sqrt{f_{Ti}}}; \quad a_{3i} = 27,5 \frac{\rho v l_{Ti}}{f_{Ti}}.$$

Уравнение расходов для i -го узла представляет собой алгебраическую сумму входного $Q_{вxi}$ и выходного $Q_{выxi}$ расходов и расхода $Q_{ид}$ на деформацию сосредоточенного в узле объема V_i жидкости

$$Q_{вxi} - Q_{выxi} - Q_{ид} = 0.$$

Расход на сжимаемость рассчитываем по выражению

$$Q_{ид} = V_i \Psi(p_i) \frac{dp_i}{dt},$$

причем

$$\Psi(p_i) = \frac{1}{E_a + a_p p_i},$$

где E_a – базовый адиабатический модуль упругости рабочей жидкости;
 a_p – коэффициент, учитывающий влияние давления на модуль упругости жидкости.

Расход на входе в узел У1 соответствует расходу в напорном окне распределителя, расход на выходе узла У4 – расходу в сливном окне распределителя, расход на выходе У2 – расходу в бесштоковой полости гидроцилиндра, на входе У3 – в штоковой полости гидроцилиндра, остальные расходы на входе и выходе – расходам в соответствующих трубопроводах.

Для трубопроводов и гидроцилиндра

$$Q_{выx1} = Q_{вx2} = f_{T1} \frac{dx_{T1}}{dt},$$

$$Q_{выx3} = Q_{вx4} = f_{T2} \frac{dx_{T2}}{dt}.$$

$$Q_{выx2} = f_{\Pi} \frac{dz_{\Pi}}{dt}; \quad Q_{вx3} = f_{\text{ш}} \frac{dz_{\Pi}}{dt},$$

где $f_{\Pi}, f_{\text{ш}}$ – соответственно активная площадь со стороны бесштоковой и штоковой полостей гидроцилиндра.

Соответственно для напорного и сливного окон распределителя

$$Q_{\text{вх1}} = \mu\pi D_3 z \sqrt{\frac{2(p_n - p_1)}{\rho}},$$

$$Q_{\text{вых4}} = \mu\pi D_3 z \sqrt{\frac{2(p_4 - p_c)}{\rho}}.$$

Учитывая допущение, что в узлах У1 и У4 сосредоточены объемы жидкости, заполняющей соответственно трубопроводы У1–У2 и У3–У4, а в узлах У2 и У3 – переменные объемы соответственно бесштоковой и штоковой полостей гидроцилиндра, можно записать:

$$Q_{1д} = (l_{\tau 1} f_{\tau 1}) \frac{1}{E_a + a_p p_1} \frac{dp_1}{dt},$$

$$Q_{4д} = (l_{\tau 2} f_{\tau 2}) \frac{1}{E_a + a_p p_4} \frac{dp_4}{dt},$$

$$Q_{2д} = f_{\Pi} (z_{\Pi 0} + z_{\Pi}) \frac{1}{E_a + a_p p_2} \frac{dp_2}{dt},$$

$$Q_{3д} = f_{\text{ш}} (z_{\Pi \text{max}} - z_{\Pi}) \frac{1}{E_a + a_p p_3} \frac{dp_3}{dt},$$

где $z_{\Pi 0}$ – начальное расстояние между поршнем и крышкой гидроцилиндра в бесштоковой полости;

$z_{\Pi \text{max}}$ – расстояние между поршнем и крышкой гидроцилиндра в штоковой полости в начальном положении.

После подстановки соответствующих составляющих в уравнения баланса расходов для узлов У1...У4 получим:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\mu\pi D_3 z \sqrt{\frac{2(p_n - p_1)}{\rho}} - f_{\tau 1} \frac{dx_{\tau 1}}{dt}}{f_{\tau 1} l_{\tau 1}} (E_a + a_p p_1), \quad (2.3)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{f_{\tau 1} \frac{dx_{\tau 1}}{dt} - f_{\Pi} \frac{dz_{\Pi}}{dt}}{f_{\Pi}(z_{\Pi 0} + z_{\Pi})} (E_a + a_p p_2), \quad (2.4)$$

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{f_{\text{ш}} \frac{dz_{\Pi}}{dt} - f_{\tau 2} \frac{dx_{\tau 2}}{dt}}{f_{\text{ш}}(z_{\Pi \text{max}} - z_{\Pi})} (E_a + a_p p_3), \quad (2.5)$$

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{f_{\tau 2} \frac{dx_{\tau 2}}{dt} - \mu \pi D_3 z \sqrt{\frac{2(p_4 - p_c)}{\rho}}}{f_{\tau 2} l_{\tau 2}} (E_a + a_p p_4). \quad (2.6)$$

Уравнения движения поршня гидроцилиндра формируются на основе равновесия движущегося элемента под действием приложенных сил. В общем виде для гидроцилиндра можно записать:

$$m_{\Pi} \frac{d^2 z_{\Pi}}{dt^2} = F_{\text{ап}} - F_{\text{сп}},$$

где m_{Π} – масса подвижных частей, приведенная к поршню;

z – перемещение поршня;

$F_{\text{ап}}$ и $F_{\text{сп}}$ – соответственно сумма активных сил и сил сопротивления (нагрузка), действующих на поршень.

На поршень будет действовать сила давления жидкости со стороны напорной магистрали, а также силы сопротивления, к которым можно отнести силу давления со стороны штоковой полости, силы трения и полезную (преодолеваемую) нагрузку F_z . Силы трения $F_{\text{тп}}$ можно представить в виде суммы сил сухого и вязкого трения:

$$F_{\text{тп}} = F_{\text{тп}} \text{sign} \frac{dz_{\Pi}}{dt} + k_{\text{в}} \frac{dz_{\Pi}}{dt},$$

где $F_{\text{тп}}$ – сила сухого трения;

$k_{\text{в}}$ – коэффициент вязкого трения поршня о стенки цилиндра.

Полезная нагрузка может моделироваться в виде многочлена

$$F_z = C_0 + C_1 z_{\Pi} + C_2 z_{\Pi}^2 + \dots + C_n z_{\Pi}^n,$$

но обычно ограничиваются двумя-тремя слагаемыми, и C_0 приобретает смысл постоянной нагрузки, а C_1 – коэффициента позиционной нагрузки.

Тогда уравнение движения поршня гидроцилиндра будет иметь вид:

$$m_{\text{п}} \frac{d^2 z_{\text{п}}}{dt^2} = p_2 f_{\text{п}} - p_3 f_{\text{ш}} - (F_{\text{трп}} \text{sign} \frac{dz_{\text{п}}}{dt} + k_{\text{в}} \frac{dz_{\text{п}}}{dt}) - (C_0 + C_1 z_{\text{п}}). \quad (2.7)$$

Перепишем полученное ранее уравнение движения золотника с учетом принятых обозначений:

$$m_3 \frac{d^2 z}{dt^2} = F_{\text{уп}}(t) + c_{\text{пр1}}(x_1 - z) - c_{\text{пр2}}(x_2 + z) - F_{\text{тр.п}} \text{sign} \frac{dz}{dt} - \nu \rho \frac{A_{\text{max}}}{\varepsilon} \frac{dz}{dt} - 2\mu^2 \pi D_3 z \cos \theta (p_{\text{н}} - p_1 + p_4 - p_c) - f_{\text{тз}} \left[0,5 \rho \left(\frac{f_{\text{тз}}}{\mu_{\text{др}} f_{\text{др}}} \right)^2 \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 \text{sign} \frac{dz}{dt} + p_c \right]. \quad (2.8)$$

Силу со стороны элементов управления можно моделировать как входное воздействие по одной из типовых зависимостей $F_{\text{уп}}(t)$, например, с помощью экспоненциальной или ступенчатой функции.

Таким образом, получена замкнутая система дифференциальных уравнений, моделирующая гидропривод с золотниковым распределителем (см. рис. 2.2), состоящая из четырех дифференциальных уравнений второго порядка и четырех уравнений первого порядка. После подготовки исходных данных систему можно решить численными методами, преобразовав к системе из 12 уравнений первого порядка и задав начальные условия.

3. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ЗОЛОТНИКОВЫХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

Пневматические золотниковые распределители по своей конструкции и принципу действия практически не отличаются от гидравлических золотниковых распределителей и применяются для управления пневматическими поршневыми исполнительными двигателями.

Конструктивное оформление золотниковых пар очень разнообразно. Однако по конструкции все золотники (плунжеры) можно разделить на две группы – цилиндрические и плоские. Примеры двухпояскового (трехлинейного) и трехпояскового (пятилинейного) цилиндрических золотников представлены на рис. 3.1. Там же схематически показана схема подключения поршневого исполнительного двигателя.

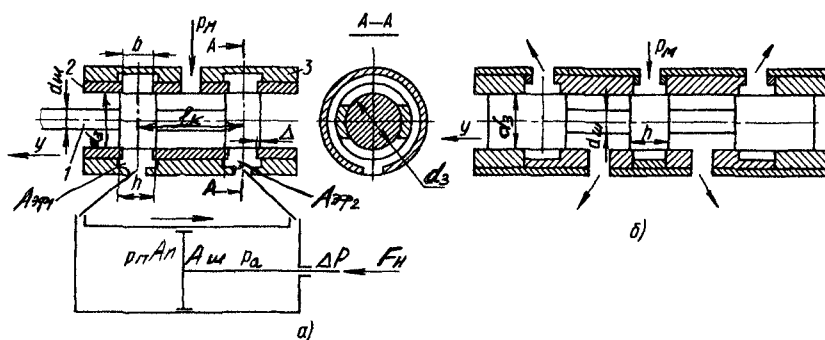


Рис. 3.1. Цилиндрический золотник:
а – двухпоясковый (трехлинейный); б – трехпоясковый (пятилинейный)

Распределитель состоит из двух основных элементов: плунжера (золотника) 1 с поясками (буртиками) и гильзы 2 с прямоугольными фрезерованными окнами. Так как в пневмоавтоматике нет необходимости в возвратных линиях для сброса отработанного воздуха, то пневматические распределители чаще всего выполняют с плунжером, имеющим два пояска. Плунжер должен свободно перемещаться в гильзе, при этом пневматическое сопротивление для утечки воздуха в атмосферу должно быть достаточно большим, т. е. ради-

альный зазор между гильзой и плунжером должен быть минимальным. Материалы, из которых изготавливают гильзу и плунжер, должны иметь наименьшее трение в паре при отсутствии смазки, близкие температурные коэффициенты расширения, чтобы избежать заклинивания плунжера в гильзе при изменении температуры, а также иметь максимальное сопротивление истиранию.

Принцип работы пневматического распределителя состоит в следующем:

- при наличии управляющего воздействия (сигнал управления) плунжер перемещается, изменяя соответствующим образом проходные сечения окон, и тем самым создает различные гидравлические сопротивления для воздуха, поступающего в пневмоцилиндр и вытекающего в атмосферу, отчего зависит скорость передвижения поршня;

- отклоняясь в противоположную сторону от нейтрального положения, плунжер изменяет функциональное назначение окон, превращая окно наполнения в окно опорожнения, и наоборот, тем самым изменяет направление движения поршня на обратное;

- сжатый воздух питания подводится к окну, расположенному посередине распределителя.

Различают пневматические распределители с положительным, отрицательным и нулевым перекрытием. У распределителей с положительным перекрытием ширина окна меньше ширины пояса (буртика) плунжера, т. е. $h \geq b$. В нейтральном положении буртики плунжера перекрывают окна гильзы и тем самым запирают воздух, находящийся в силовом цилиндре. Недостаток распределителей с положительным перекрытием состоит в наличии характерной зоны нечувствительности, определяемой разностью между шириной буртика и шириной окна. Физически это проявляется в том, что всякое перемещение плунжера от нейтральной позиции на расстояние, меньшее чем половина указанной разности, не приводит к открытию окон и, следовательно, к движению штока поршня исполнительного двигателя.

Буртики плунжера распределителя с отрицательным перекрытием имеют ширину h , меньшую ширины окна b , что устраняет зону нечувствительности. Однако с этим связан и основной недостаток такого распределителя, заключающийся в том, что даже при нейтральном положении плунжера имеется утечка рабочего воздуха в атмосферу. В связи с этим распределители с отрицательным пере-

крытием называют еще проточными распределителями. Ширина окна в таких распределителях больше ширины буртика плунжера на небольшую величину, равную обычно 0,01–0,02 мм. Однако распределители с отрицательным перекрытием применяют значительно чаще, чем распределители с положительным перекрытием, так как они дают возможность в приводах с отрицательной обратной связью обеспечить слежение с большей точностью, а зачастую и уменьшить склонность системы к автоколебаниям.

Распределители с нулевым перекрытием изготовить чрезвычайно трудно, поэтому их практически не используют.

При расчете пневматических золотниковых распределителей (пневмораспределителей) определяются конструктивные параметры пневмораспределителя (диаметры проходных каналов, диаметры пояска и шейки золотника, рабочий ход золотника и т. д.), обеспечивающие заданную установившуюся скорость поршня двигателя при максимальной нагрузке на поршне и перепаде давления Δp питания распределителя, а также действующие на пневмораспределитель силы.

Для определения максимальной нагрузки необходимо знать режим работы исполнительного механизма.

Максимальную силу $F_{н\max}$, развиваемую штоком пневмоцилиндра для привода исполнительного механизма возвратно-поступательного движения определяют по уравнению

$$F_{н\max} = K_{зн} F_n, \quad (3.1)$$

где $K_{зн}$ – коэффициент запаса нагрузки, зависящий от вида нагрузки ($K_{зн} = 1,25 \dots 1,5$ – при действии постоянной, позиционной и скоростной нагрузок и силы сухого трения; $K_{зн} = 1,5 \dots 2,5$ – при действии инерционной, позиционной нагрузок, постоянной силы и силы сухого трения);

F_n – сила, приложенная к штоку гидроцилиндра.

Сила F_n в общем виде определяются по следующей зависимости

$$F_{\text{н}} = F_{\text{п.н.}} + F_{\text{тр}} \operatorname{sign} \frac{dy}{dt} \pm F_m + F_{\text{пр}} + p_a A_{\text{ш}}; \quad (3.2)$$

где $F_{\text{п.н.}}$ – полезная нагрузка на штоке исполнительного двигателя;

$F_{\text{тр}}$ – сила сухого трения;

F_m – вес груза и поступательно-движущихся частей пневматического двигателя;

$F_{\text{пр}} = F_0 + C_{\text{п}}y$ – сила возвратной пружины;

F_0 – сила начального натяжения пружины;

$C_{\text{п}}$ – жесткость пружины;

y – перемещение нагрузки;

$A_{\text{ш}}$ – площадь штоковой полости;

p_a – давление в штоковой полости пневмоцилиндра.

Следует отметить, что F_m учитывают только при вертикальном расположении пневматического двигателя и перемещаемого груза, $F_{\text{пр}}$ – только для устройств с пружиной, $p_a A_{\text{ш}}$ – только для пневмоцилиндров двухстороннего действия с односторонним штоком.

Сила трения $F_{\text{тр}}$ в уплотнениях пневмодвигателя зависит от размеров поршня, штока, конструкции уплотнений, смазки трущихся поверхностей и других факторов.

Например, для пневмоцилиндров с диаметром поршня 0,05 м в первом приближении можно принять $F_{\text{тр}} = 0,25 p_{\text{м}} A_{\text{п}}$, а с диаметром поршня 0,3 м $F_{\text{тр}} = (0,03 \dots 0,05) p_{\text{м}} A_{\text{п}}$, где $A_{\text{п}}$ – площадь поршня; $p_{\text{м}}$ – давление в магистрали.

Составляющую и результирующую сил, действующих на поршень, считают положительными, если их направление совпадает с направлением сил сопротивления, и отрицательным, если оно совпадает с направлением движущих сил.

Определив $F_{\text{н}}$ и задавшись коэффициентом запаса $K_{\text{зн}}$ по формуле (3.1) находится $F_{\text{нmax}}$.

Для определения площади $A_{\text{п}}$ поршня пневмоцилиндра (ПЦ) необходимо найти диаметр $D_{\text{п}}$.

Для двухштокового ПЦ и одноштокового цилиндра в случае, когда рабочей является штоковая полость, диаметр $D_{\text{п}}$ определяется по зависимости

$$D_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{нmax}}}{\pi\Delta p} + d_{\text{шт}}^2},$$

а для одноштокового ПЦ с бесштоковой рабочей полостью диаметр поршня $D_{\text{п}}$ находят по формуле

$$D_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{нmax}}}{\pi\Delta p}},$$

где $\Delta p = p_{\text{п}} - p_{\text{а}}$ – перепад давления на поршне;

$p_{\text{п}} = p_{\text{м}} - \Delta p_{\text{р}}$ – давление в поршневой полости цилиндра;

$\Delta p_{\text{р}}$ – потери давления в распределителе, $\Delta p_{\text{р}} = 0,02 \dots 0,03$ МПа;

$d_{\text{шт}}$ – диаметр штока ПЦ (в первом приближении можно принять $d_{\text{шт}} = 0,25D_{\text{п}}$).

В дальнейшем полученные значения $D_{\text{п}}$ и $d_{\text{шт}}$ округляют по ГОСТ 12447-80.

Рекомендуемые соотношения между диаметрами поршня и штока цилиндра в соответствии с ГОСТ 12447-80 приведены в табл. 3.1.

При необходимости диаметр штока $d_{\text{шт}}$ определяется условиями его прочности в наиболее опасном сечении и возможным выходом его из устойчивого положения:

$$d_{\text{шт}} = 1,13 \sqrt{\frac{F_{\text{нmax}}}{[\sigma_{\text{р}}]}},$$

где $[\sigma_{\text{р}}]$ – допускаемое напряжение материала штока на разрыв.

Таблица 3.1

Соотношение между диаметрами поршня и штока цилиндра

Диаметр поршня, $D_{\text{п}}$, мм	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320	360	400
Диаметр штока, $d_{\text{шт}}$, мм	10	10	12	16	16	25	25	32	40	50	63	80	80	90

Площадь поршня бесштоковой полости ПЦ определяется по формуле

$$A_{\text{п}} = \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4},$$

а штоковой полости по следующей зависимости

$$A_{\text{шт}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2).$$

Наибольший расход сжатого воздуха $Q_{b\text{max}}$, потребляемый исполнителем, определяется по следующим формулам:

– для цилиндра одностороннего действия с бесштоковой рабочей полостью

$$Q_{b\text{max}} = \frac{\pi}{4} D_{\text{п}}^2 L/t_L; \quad (3.3)$$

– для цилиндра двустороннего действия

$$Q_{b\text{max}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2) L/t_L, \quad (3.4)$$

где t_L – время срабатывания пневмоцилиндра;

L – ход поршня ПЦ;

$v_{\text{пmax}} L/t_L$ – максимальная скорость поршня.

Если время срабатывания пневмоцилиндра неизвестно, то можно принять максимальную скорость поршня $v_{\text{п max}} = 0,3 \dots 0,5$ м/с.

С другой стороны максимальный массовый расход $m_{b \text{ max}}$, потребляемый исполнительным двигателем при установившейся скорости v поршня цилиндра может быть определен по выражению

$$m_{b \text{ max}} = \rho_1 A_{\text{п}} v,$$

где $\rho_1 = \frac{p_1}{RT}$ – плотность воздуха в полости пневмоцилиндра;

$$v = \frac{\sqrt{2RT}}{A_{\text{п}}} \varphi_1 A_{\text{щ max}} - \text{максимальная установившаяся скорость дви-}$$

жения поршня пневмоцилиндра. Значения φ_1 выбираются по рис. 3.2.

Тогда окончательно получаем:

$$m_{b \text{ max}} = \frac{\sqrt{2}}{RT} A_{\text{щ max}} p_{\text{п}} \varphi_1 \frac{1}{1 + \varphi_1^2},$$

где $A_{\text{щ max}}$ – наибольшая площадь поперечного сечения щели находится по формуле (3.6).

Объемный массовый расход воздуха определяется по зависимости

$$Q_{b \text{ max}} = \frac{m_{b \text{ max}}}{\rho}, \quad (3.5)$$

где $\rho = \frac{p_{\text{п}}}{RT}$ – плотность воздуха при давлении $p_{\text{п}}$. Значение ρ можно также определить по табл. 3.2.

Полученное значение $Q_{b \text{ max}}$ по формулам (3.3) (3.5) сравнивают и для дальнейших расчетов принимают большее значение $Q_{b \text{ max}}$.

Условный проход $D_y(d_k)$ внутренних каналов пневмораспределителей и коротких трубопроводов (до 0,5 м) определяется по формуле

$$D_y = \sqrt{\frac{4 Q_{b\max} \rho_0}{\pi v_{\text{доп}} \rho}},$$

где $Q_{b\max}$ – расход воздуха;

$v_{\text{доп}}$ – допустимая скорость воздуха;

ρ_0 и ρ – плотность воздуха соответственно при нормальном атмосферном давлении и при давлении в трубопроводе. Значение плотности воздуха приведены в табл. 3.2.

Допустимая скорость движения воздуха в каналах пневмораспределителей составляет 16–40 м/с. Меньшие значения скорости принимают при более высоких рабочих давлениях. Уменьшение скорости воздуха при тех же величинах расходов может привести к увеличению проходных сечений пневмоаппаратуры и устройств и неоправданному увеличению размеров и массы пневмоустройств. При выборе конструктивных параметров пневмораспределителей рекомендуется принимать $v_{\text{доп}} = 17...25$ м/с.

Таблица 3.2

Плотность ρ воздуха при различных давлениях и температуре

Давление, $p \cdot 10^5$, Па	Плотность воздуха, кг/м ³ , при температуре, °С										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0,98	1,25	1,21	1,17	1,13	1,09	1,06	1,03	1,00	0,97	0,94	0,92
1,96	2,51	2,42	2,33	2,26	2,19	2,12	2,05	1,99	1,94	1,88	1,83
2,94	3,76	3,62	3,50	3,38	3,27	3,18	3,08	2,99	2,91	2,83	2,75
3,43	4,39	4,23	4,08	3,95	3,83	3,71	3,60	3,49	3,39	3,30	3,21
3,92	5,01	4,83	4,67	4,51	4,37	4,24	4,11	3,99	3,88	3,77	3,67
4,41	5,64	5,44	5,25	5,07	4,92	4,77	4,62	4,49	4,36	4,24	4,13
4,90	6,26	6,04	5,84	5,64	5,46	5,30	5,14	4,99	4,85	4,71	4,59
5,39	6,89	6,64	6,42	6,20	6,01	5,82	5,65	5,49	5,33	5,18	5,04
5,88	7,52	7,25	7,00	6,77	6,56	6,35	6,16	5,98	5,81	5,65	5,50
6,37	8,14	7,85	7,59	7,33	7,10	6,88	6,68	6,48	6,30	6,13	5,96
6,86	8,77	8,46	8,17	7,90	7,65	7,51	7,19	6,98	6,78	6,60	6,42
7,35	9,40	9,06	8,75	8,46	8,20	7,94	7,70	7,48	7,28	7,07	6,88
7,85	10,02	9,66	9,34	9,02	8,74	8,47	8,22	7,98	7,75	7,54	7,34
8,33	10,55	10,27	9,92	9,60	9,29	9,00	8,73	8,48	8,24	8,00	7,80
8,83	11,28	10,88	10,51	10,16	9,84	9,53	9,25	8,98	8,72	8,48	8,25
9,32	11,90	11,48	11,09	10,72	10,38	10,06	9,76	9,47	9,21	8,95	8,71
9,81	12,53	12,09	11,67	11,29	10,93	10,59	10,27	9,97	9,69	9,47	9,17

Наибольшая площадь поперечного сечения щели золотника определяется по выражению

$$A_{\text{щ max}} = \frac{v_{\text{п max}} A_{\text{п}}}{\varphi_1 \mu \sqrt{2RT}}, \quad (3.6)$$

где $R = 287,14$ – газовая постоянная, Дж/(кг·К);

T – температура воздуха, К ($T = 273 + t$ °С);

μ – коэффициент расхода пневмораспределителя;

$\varphi_1 = \sqrt{\frac{p_0}{p_1}} - 1$ – определяется по графику на рис. 3.2 для заданных

давления питания p_m и перепада давлений на поршне Δp при условии равенства эффективных площадей $A_{\text{эф1}} = A_{\text{эф2}} = A_{\text{щ max}}$ и дросселирующих щелей и истечении в среду с давлением, равным 0,1 МПа. Перепад давления на поршне $\Delta p = \frac{F_{\text{н max}}}{A_{\text{п}}}$.

Коэффициент расхода воздуха в щелях пневмораспределителя можно принимать равным $\mu = 0,6 \dots 0,7$.

Полученная $A_{\text{щ max}}$ должна быть не меньше площади сечения подводящего канала, т. е.

$$A_{\text{щ max}} \geq \frac{\pi D_y^2}{4}. \quad (3.7)$$

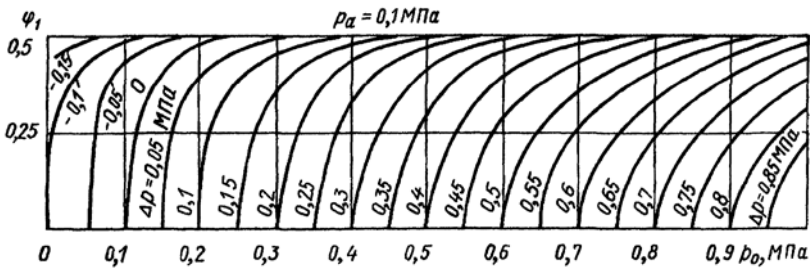


Рис. 3.2. График для нахождения функции φ_1

Если условие (3.3) не выполняется, то принимается

$$A_{\text{щ max}} = \frac{\pi D_y^2}{4}.$$

Диаметр запорно-регулирующего элемента (пояска золотника) пневмораспределителя определяют по выражению

$$d_3 \geq 1,12 \sqrt{\frac{Q_{b\text{max}}}{(1 - \chi^2) v_{\text{доп}}}},$$

где $\chi = \frac{d_{\text{ш}}}{d_3}$ – отношение диаметра шейки золотника к его номинальному диаметру.

Значения χ принимают в соответствии с ГОСТ 12447-80. Численные значения χ приведены в разделе 1, там же приводятся рекомендуемые диаметры золотников d_3 .

Определивши диаметр золотника (плунжера) d_3 , выбирают длину окна (щели) гильзы золотника l ($l = l_1 + l_2$ (рис. 3.3)), причем гильза 2 может иметь и одно прямоугольное окно, тогда $l = l_1$ и несколько одинаковых прямоугольных окон. В этом случае $l = n l_1$, где n – число прямоугольных окон.

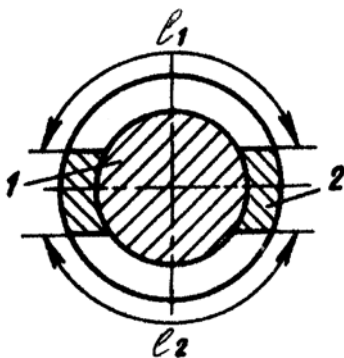


Рис. 3.3. Поперечное сечение золотника

Выражение для максимальной площади проходного сечения щели золотника пневмораспределителя будет иметь вид

$$A_{\text{щ max}} = l(x_{\text{max}} - \Delta), \quad (3.8)$$

где l – длина щели золотника;

Δ – перекрытие щели золотника.

Сравнивая значения (3.7) и (3.8), можно определить максимальный ход золотника x_{max} :

$$x_{\text{max}} = \frac{A_{\text{щ max}}}{l} + \Delta = x_{\text{max1}} + \Delta.$$

Максимальный ход золотника в общем случае выбирается по возможности меньшим, чтобы обеспечить требуемое быстродействие пневмораспределителя. Рекомендуется выбирать x_{max1} в пределах 2–5 мм. Если полученное значение x_{max1} не соответствует рекомендуемому, то изменяется d_3 . Минимальное положительное перекрытие Δ рассчитывают по эмпирической зависимости $\Delta \approx (0,10 \dots 0,3)d_3$.

Меньшее значение коэффициента принимается для больших диаметров золотника.

Длина рабочего пояaska золотника определяется по выражению

$$h = b + 2\Delta,$$

где b – длина расточки в корпусе пневмораспределителя.

Длина расточки выбирается равной или больше диаметра внутренних каналов пневмораспределителя, т. е.

$$b \geq D_y.$$

Расстояние между осями каналов рабочих отводов

$$l_k = h + t.$$

Величина конструктивного зазора ε_0 между золотником и корпусом (гильзой) пневмораспределителя должна обеспечивать минимальную величину трения при смещении золотника и в тоже время обеспечивать малые утечки и высокий КПД

$$\varepsilon_0 = (d_0 - d_3)/2,$$

где d_0 – внутренний диаметр отверстия (расточки) в корпусе или гильзе.

Рекомендуемый конструктивный зазор в золотниковых пневмораспределителях должен составлять

$$\varepsilon_0 = d_3/2,5, \text{ мкм.}$$

Здесь d_3 подставляется в мм.

Изменением зазора $\Delta\varepsilon_p$ и $\Delta\varepsilon_t$ в зависимости от давления и температуры из-за их малости пренебрегаем.

Если же золотник и гильза герметизируются с помощью уплотнительных колец, то величина зазора ε_0 определяется конструкцией уплотнительного узла.

Суммарная осевая сила, необходимая для перемещения золотника пневмораспределителя

$$\sum F_3 = F_{\text{тр}} + F_{\text{гд}} + F_{\text{пр}} + F_{\text{и}},$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения;

$F_{\text{гд}}$ – гидродинамическая осевая сила;

$F_{\text{пр}}$ – сила сжатия пружины;

$F_{\text{и}}$ – сила инерции.

Сила трения определяется по зависимости

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{тр.п}} + F_{\text{в}},$$

где $F_{\text{тр.п}}$ – сила трения покоя;

$F_{\text{в}}$ – сила трения со смазочным материалом.

Экспериментально установлено, что сила трения покоя $F_{\text{тр.п}}$ совместно с силой инерции золотника $F_{\text{и}}$ составляет 60–140 Н.

Сила трения со смазочным материалом находится по формуле

$$F_{\text{в}} = \frac{\nu \rho_{\text{ж}} \upsilon_3 A_{\text{щ max}}}{\varepsilon_0},$$

где ν – кинематическая вязкость смазывающей жидкости, распыляемой маслораспылителем $\nu = (5 \dots 20) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$\rho_{\text{ж}}$ – плотность смазывающей жидкости;

υ_3 – скорость золотника, $\upsilon_3 = (10 \dots 25) \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$;

ε_0 – радиальный зазор между золотником и корпусом (гильзой) пневмораспределителя.

Сила сжатия пружины учитывается в трехпозиционных пневмораспределителях с пружинным центрированием, а также в двухпозиционных распределителях с односторонним управлением и пружинным возвратом.

Усилие сжатия пружины, обеспечивающей принудительное возвращение золотника пневмораспределителя в нейтральное определяется по зависимости, приведенной в разделе 1.

Гидродинамическая осевая сила, создаваемая потоком воздуха, определяется по зависимости

$$F_{\text{гд}} = -2Q_{b \text{ max}} \sqrt{\rho \Delta p \cos \alpha},$$

где ρ – плотность воздуха при рабочем давлении;

Δp – перепад давления на щели пневмораспределителя;

α – угол наклона истечения струи воздуха относительно оси золотника ($\alpha = 30\text{--}69^\circ$).

4. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА СИЛ ТРЕНИЯ, ВОЗНИКАЮЩИХ В УПЛОТНЕНИЯХ ПОРШНЕЙ И ШТОКОВ ПНЕВМОЦИЛИНДРОВ

Изменение силы трения поршня о цилиндр и штока о втулку происходит прежде всего из-за изменения перепадов давлений на соответствующих уплотнительных устройствах. Существует большое разнообразие уплотнений, предназначенных для герметизации поршней и штоков при возвратно-поступательном движении. Рассмотрим некоторые из них.

На рис. 4.1 представлены различные виды манжетных уплотнений. Манжеты прижимаются к цилиндру и герметизируют поршень, благодаря силам, возникающим от обжатия лепестков при монтаже поршня в цилиндре и от действия перепада давлений на цилиндрическую поверхность лепестка. Кроме того, дополнительную постоянную силу может создавать пружина. Например, для чашечной манжеты (рис. 4.1 *a*) распорная пружина выполняется в виде диска с упругими загнутыми лепестками, которые упираются в лепесток манжеты. В этом случае манжета монтируется с торца поршня, увеличивая его ширину вдоль оси цилиндра.

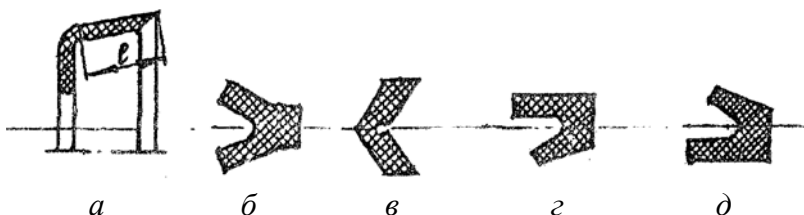


Рис. 4.1. Виды наиболее распространенных манжет
a – чашечная; *б* – *u*-образная; *в* – *v*-образная (шевронная);
г, д – манжеты для уплотнения штока и поршня с уменьшенными габаритами

На рис. 4.2 показан один из вариантов крепления чашечной манжеты на поршне пневмоцилиндра одностороннего действия. Чашечная манжета имеет наибольшую длину уплотняющего лепестка, и поэтому ее применение позволяет при одном и том же диаметре цилиндра получить наибольшую силу прижатия к поверхности цилиндра.

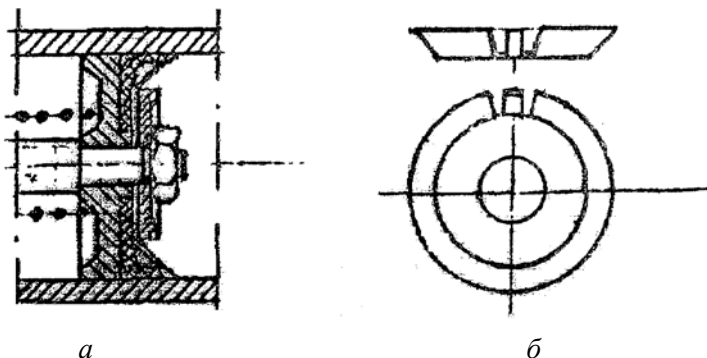


Рис. 4.2. Установка чашечной манжеты с распорной пружиной в пневмоцилиндре одностороннего действия
a – конструкция; *б* – распорная пружина

Профиль *U*-образной манжеты показан на рис. 4.1 *б*. Манжеты этого типа, а также манжеты, изображенные на рисунке 4.1 *в* и предназначенные для герметизации цилиндров и штоков в пневматических устройствах (ГОСТ 6678–72) для диаметров от 12 до 320 мм, рекомендуется применять при скорости поршня $v \leq 1$ м/с и перепадах давлений $\Delta p = 0,005 \dots 1$ МПа. Между губками манжет может быть размещен пружинный силовой элемент, который увеличивает постоянное радиальное усилие лепестка, что способствует повышению и стабильности силы трения. Таким образом, сила, прижимающая лепесток *U*-образной манжеты к цилиндру, может складываться, так же как и у чашечной манжеты, из трех сил – силы, возникающей от обмотки манжеты при монтаже поршня в цилиндр, от действия перепада давлений и силы пружины. С увеличением перепада давлений на манжетах увеличивается не только сила прижатия лепестка и его герметизирующая способность, но и сила трения. При малых давлениях ($p < 1$ МПа) и отсутствии пружин за манжетой обычно устанавливают дополнительное уплотнительное кольцо круглого сечения, поскольку прижимающая (герметизирующая) сила может оказаться недостаточной. При больших перепадах давлений Δp применяют защитные кольца 3 (рис. 4.3), которые предотвращают выдавливание манжет в зазор. Манжетодержатели 4 служат для фиксации манжет 5 при обратном ходе и исключения попадания губок в зазор.

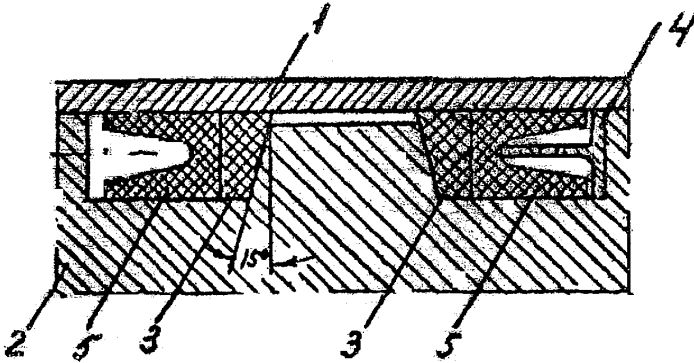


Рис. 4.3. Пример установки манжетных уплотнений на поршне
 1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – защитные кольца;
 4 – манжетодержатель; 5 – манжеты

При необходимости герметизации, при ходе поршня в обе стороны используют уплотнения, состоящие из двух манжет, направленных в противоположные стороны. Если же герметизацию требуется реализовать только при движении в одну сторону, то устанавливают одну манжету (рис. 4.3).

Манжеты для уплотнения штока (рис. 4.1, з) и поршня (рис. 4.1, д) с уменьшенными габаритами имеют и меньшую силу трения.

Материалом для изготовления манжет служит резина. Если воздух содержит пары масла или топлива, то для изготовления манжет используется резина группы I на основе каучуков КН-18 и СКН-26 и т. д. Применение получили также манжеты, выполненные из мягких пластмасс (фторопласты и полиамиды). В этом случае из-за низкого модуля упругости дополнительно устанавливается силовой элемент (пружина из стали или резины), обеспечивающий стабильность прижимного усилия.

Шевронные манжетные уплотнения (рис. 4.1, в) обычно применяются в пакетах (от 2 до 10 манжет), так что внешняя поверхность каждой предыдущей манжеты соприкасается с внутренней поверхностью последующей. С обеих сторон пакета устанавливается опорное и нажимное кольца. Уплотняющее действие манжет аналогично действию набивочных уплотнений. Они, так же как и набивочные уплотнения, испытывают объемное сжатие со стороны

нажимной буксы, действующей непосредственно на нажимное кольцо. Для компенсации истирания манжет реализуется их вторная затяжка посредством буксы. Возможная установка пружин, создающих усилие вдоль оси и упирающихся в опорное кольцо, уменьшает сроки обслуживания уплотнений.

Шевронные манжеты изготавливают из резинотканевых материалов. В связи с этим монтаж их может быть осуществлен только в разъемные канавки. В противном случае применяются разрезные манжеты. Разрезы у соседних манжет при этом должны располагаться диаметрально противоположно. Нажимные и опорные кольца выполняют из полиамидов, текстолита, бронзы или резинотканевого материала. Следует отметить, что шевронные манжеты сравнительно редко применяются для уплотнения в пневматических цилиндрах.

Постоянную силу трения манжет (кроме шевронных) о стенку цилиндра или о шток можно подсчитать по формуле

$$F_{\text{тр}} = \pi D_{\text{ц}} l \Delta p \mu_{\text{т}}, \quad (4.1)$$

где $D_{\text{ц}}$ – диаметр цилиндра;

l – длина губки, соприкасающейся с цилиндром;

Δp – перепад давлений на манжете;

$\mu_{\text{т}}$ – коэффициент трения манжеты о цилиндр или шток.

Коэффициент трения резины по смазанной маслом стали $\mu_{\text{т}} = 0,3$.

Очевидно, что длина части губки, соприкасающейся с цилиндром, может быть оценена только приближения. Кроме того, l зависит от перепада Δp . В связи с этим $F_{\text{тр}}$ может быть рассчитана только весьма приближенно.

Поэтому часто силу трения $F_{\text{тр}}$ подсчитывают, как силу полезной нагрузки $F_{\text{п.н}}$, умноженной на коэффициент $K_{\text{тр}}$, учитывающий потери на трение в цилиндре, т. е.

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{п.н}} \cdot K_{\text{тр}}.$$

Ориентировочные значения $K_{тр}$ для различных величин полезной нагрузки при уплотнении манжетами по ГОСТ 6678–72 и магистральном давлении 0,5–0,6 МПа приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Ориентировочные значения коэффициента $K_{тр}$

Полезная нагрузка $F_{п.н}$, кН	До 0,60	0,60–6,0	6,0–25	25–60
Коэффициент $K_{тр}$	0,5–0,2	0,2–0,12	0,12–0,08	0,08–0,05

Большие значения $K_{тр}$ принимают для меньших величин полезной нагрузки.

Сила трения $F_{тр}$ для шевронных манжет может быть приближенно определена по формуле, используемой для расчета силы, появляющейся при трении штока о сальниковую набивку

$$F_{тр} = \pi d_{ш} l q, \quad (4.2)$$

где $d_{ш}$ – диаметр штока;

l – длина набивки по штоку;

q – сила трения, отнесенная к единице поверхности штока (обычно q принимают равным от 0,1 до 0,15 МПа).

В уплотнительных системах при возвратно-поступательном движении (УПС) широко применяют резиновые кольца круглого, овального, X-образного и пилообразного сечения. В отличие от манжетных уплотнений кольца более компактны и позволяют осуществлять герметизацию штоков и цилиндров, а благодаря симметрии конструкции – двустороннее движение. Наиболее широкое применение получили кольца круглого сечения (рис. 4.4, а), размеры которых регламентируются ГОСТ 9833–73, а технические требования устанавливаются ГОСТ 18829–73. В авиационных гидро- и пневмоаппаратах применяют УПС с кольцами круглого сечения,

регламентированными тем же ГОСТ 9833–73, но с учетом ГОСТ 23823–70, который определяет размеры мест установки. Защитные кольца, предохраняющие резиновые кольца от выдавливания в зазор между поршнем и цилиндром или штоком и втулкой, изготавливаются из фторопласта-4, устанавливаются при больших перепадах давлений (обычно при $p > 10$ МПа в случае пульсирующего давления и $p > 20$ МПа при постоянном давлении) и должны соответствовать ГОСТ 23825–79. При зазорах “ δ ”, меньших 0,1 мм на сторону (рис. 4.4, б, в), и давлениях, не больших 5 МПа, защитные кольца можно не устанавливать. Отсюда следует, что в пневматических цилиндрах, работающих обычно при давлениях $p \leq 1$ МПа, защитные кольца, как правило, не устанавливаются. Основным недостатком резиновых колец круглого сечения является их склонность под действием сил трения скручиваться. В результате происходит повреждение кольца и потеря герметизации. Причем склонность к скручиванию возрастает с увеличением диаметра кольца. Установлено, что при хорошей смазке скручивание отсутствует до диаметров $D_k < 100\text{--}150$ мм, тогда как, например, при работе в среде бензина скручивание наступает уже при $D_k = 30$ мм. Полностью скручивания можно избежать, если вместо резиновых колец круглого сечения использовать кольца овального сечения. Однако при этом повышается сила трения и ширина УПС.

Увеличение скорости скольжения кольца, перепада давления на нем, а также силы трения приводит к интенсивному возрастанию утечки через кольцо. В связи с этим резиновые кольца круглого сечения рекомендуется применять только при сравнительно легких режимах.

Изготавливаются кольца из эластомеров (искусственных резин) на основе каучуков СКН-18, СКН-25 и других. Например, резина на основе СКН-18 обладает мягкостью, маслбензостойкостью и морозостойкостью и т. д.

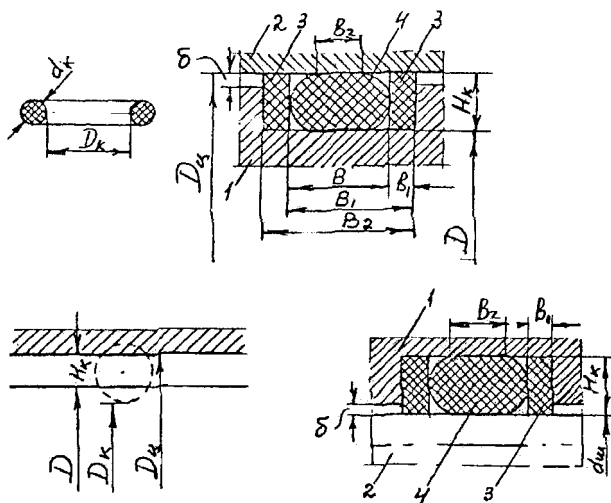


Рис. 4.4. Кольцевые устройства для уплотнения при возвратно-поступательном движении (УПС): 1 – деталь, неподвижная относительно УПС; 2 – подвижная деталь; 3 – защитные кольца; 4 – уплотнительные кольца

В сокращенное условное обозначение кольца входит диаметр вала D , диаметр цилиндра $D_{ц}$, диаметр сечения d , умноженный на десять, группа точности и группа резины. Причем утверждены две группы точности. Повышенная (по допустимому отклонению диаметра d) группа 1 для подвижных соединений и 2 – нормальная для подвижных и неподвижных соединений. Так, например, обозначение стандартного кольца 003-005-14-1-4 ГОСТ 9833–73/18829–73 расшифровывается так: $D = 3$ мм, $D_{ц} = 5$ мм, $d = 1,4$ мм, 1 – первая группа точности, 4 – группа резины. Кольцо, установленное на шток, оказывается растянутым, если оно выполнено по номинальному размеру. Действительно, из приведенного обозначения кольца, которое имеет наименьший диаметр $D_k = 2,8$ мм, следует, что его внутренний диаметр будет растянут на 0,2 мм, а сечение будет иметь высоту $H = 1$ мм и окажется сжатым на 0,4 мм (рис. 4.4, з).

По данным опубликованных работ, мягкие резины передают давление практически как сильно вязкие жидкости. Исходя из этого считают, что на поверхность, к которой кольцо прижимается пере-

падом давлений Δp помимо контактного давления $p_{к0}$, вызванного сжатием кольца, действует еще и давление Δp . Очевидно, что при больших значениях Δp давлением $p_{к0}$ можно пренебречь. Исходя из этого определяется нормальная сила, действующая на шток или цилиндр, и соответственно, сила трения.

Определение $F_{тр}$ без учета $p_{к0}$ можно считать правомерным для приводов, работающих при высоких значениях питающих давлений (4–10 МПа). Так как пневматические промышленные приводы функционируют при питающих давлениях 0,5–1,0 МПа, то при определении силы трения необходимо учитывать также и силу начального сжатия резинового кольца. При наличии защитных колец из фторопласта-4 необходимо учитывать и их силу трения о цилиндр. Установлено, что эта сила рассчитывается по такой же формуле, как и для резинового кольца. Таким образом, при учете всех трех сил выражение для расчета силы трения для резинового и защитного колец будет иметь вид

$$F_{тр} = \pi D_{ц} (b_2 \mu_{т} \Delta p_2 + b_1 \mu_{т1} \Delta p_1 + b_0 \mu_{т} p_{к0}), \quad (4.3)$$

где $F_{тр}$ – сила трения резинового и защитного колец из фторопласта-4;

$D_{ц}$ – диаметр кольца по «месту трения» (диаметр цилиндра $D_{ц}$ или «штока» $d_{ш}$);

b_2 – ширина контакта резинового кольца по уплотняемой и перемещающейся относительно кольца поверхности (рис. 4.4 б в);

Δp_2 – перепад давлений на резиновом кольце;

Δp_1 – перепад давлений на предохранительном кольце;

$\mu_{т}$ – коэффициент трения резинового кольца по перемещающейся относительно него поверхности;

b_1 – ширина защитного кольца;

$\mu_{т1}$ – коэффициент трения защитного кольца по перемещающейся относительно него поверхности;

b_0 – ширина контакта резинового кольца при $\Delta p_2 = 0$;

$p_{к0}$ – контактное давление уплотняющей поверхности резинового кольца при $\Delta p_2 = 0$. При больших давлениях может быть опущен последний член в формуле (4.3), а при отсутствии защитных колец – второй.

Из формулы (4.3) следует, что для нахождения $F_{тр}$ предварительно необходимо определить b_0 , b_2 и $p_{к0}$. Ниже приводится последовательность нахождения перечисленных параметров.

1. По ГОСТ 9833–73 и 28823–79 подбирается резиновое кольцо круглого сечения и находится размер H_k , представляющий собой сумму глубины канавки и зазора между поршнем и цилиндром или между штоком и втулкой. Таким образом, например, высота сжатого кольца H_k при уплотнении поршня в цилиндре (рис. 4.4, б)

$$H_k = \frac{D_{ц} - D}{2}.$$

2. Находится степень сжатия кольца по формуле

$$\varepsilon = \frac{d_k - H_k}{d_k}, \quad (4.4)$$

где d_k – диаметр сечения кольца.

3. Ширина b_0 контакта кольца по уплотняемой поверхности при $\Delta p_2 = 0$ может быть найдена по формуле

$$b_0 = 2\varepsilon d_k. \quad (4.5)$$

4. Определяется контактное давление на уплотняемую поверхность при $\Delta p_2 = 0$. При хорошо смазанной поверхности это давление можно рассчитать по формуле

$$p_{к0} = K_{\phi} E_{\infty} |\ln(1 - \varepsilon)|. \quad (4.6)$$

Если $\varepsilon \leq 0,25$, то может быть использована формула

$$p_{к0} = K_{\phi} E_{\infty} \varepsilon. \quad (4.7)$$

Коэффициент K_ϕ равен отношению опорной и боковой поверхности кольца. Для кольца круглого сечения $K_\phi = 1,25$, а для кольца прямоугольного сечения $K_\phi = 1,1$. Модуль эластичности E_∞ зависит от твердости резины. Ориентировочные значения при сжатии приводятся в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Значения модуля эластичности E_∞

<i>IRHD</i>	40	50	60	70	80	90
E_∞ , МПа	1,5	2,5	4,5	7	10	21

Показатели твердости в условных единицах IRHD (ГОСТ 20403–75) в диапазоне от 30 до 85 практически совпадает с твердостью по Шору (ГОСТ 263–75).

5. Ширина b_2 уплотняющей поверхности кольца, при наличии перепада Δp_2 , находится по формуле, полученной в работах Л.А. Кондакова, А.И. Голубева и других авторов и действительной до $\Delta p_2 \leq 10$ МПа:

$$\bar{b}_2 = \bar{b}_0 + K_b \Delta \bar{p}_2, \quad (4.8)$$

где $\bar{b}_2 = b_2/d_k$, $\bar{b}_0 = b_0/d_k$, а $\Delta \bar{p}_2 = \Delta p_2/p_r$;

p_r – граничная величина давления.

Для формулы (4.8) при $p_r = 10$ МПа коэффициент K_b зависит от твердости резины. Некоторые его значения указаны в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Значения коэффициента K_b

<i>IRHD</i>	60	75	90
K_b	0,31	0,24	0,17

Расчет силы трения $F_{\text{тр}}$ несколько усложняется, если поршень или шток уплотняется двумя уплотнениями. В этом случае придется дополнительно определить давление p_1' в камере, расположенной между поршнем и цилиндром или между штоком и втулкой и двумя уплотнениями (рис. 4.5 а). Последнее необходимо для отыскания перепадов давлений $\Delta p_1 = p_1 - p_1'$ и $\Delta p_2 = p_1' - p_2$ на первом и втором уплотнениях. Здесь p_1 и p_2 в случае поршня и цилиндра – давления в камерах, а в случае втулки и штока p_2 представляет собой давление окружающей среды. Для определения давления p_1' упомянутую выше камеру представим как проточную, а ее дросселями будут неплотности в уплотнениях. На рис. 4.5 б изображена условная расчетная схема камеры. Дроссель 1 образуется за счет неплотности уплотнения (рис. 4.5 а), а дроссель 2 – за счет неплотности в уплотнении 3. Определить значение проходных сечений дросселей и соответствующих им значений коэффициентов расходов не представляется возможным. Поэтому сделаем следующее допущение: будем считать, что эффективные проходные сечения дросселей 1 и 2, хотя и могут изменяться, но всегда остаются равными между собой. Очевидно, что такое допущение является не совсем корректным, но ведь и известный расчет силы трения в целом также не является точным. Принятое допущение упрощает расчет, поскольку при этом не потребуются знания величин проходных сечений дросселей 1 и 2.

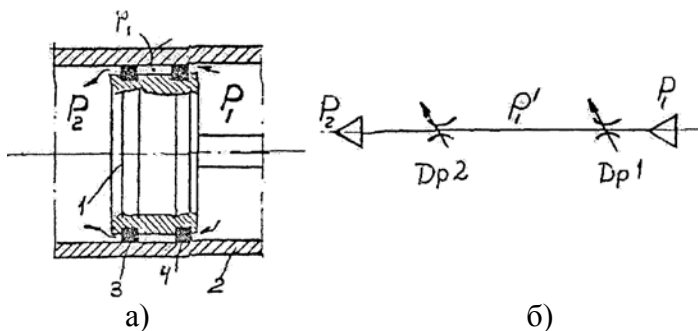


Рис. 4.5. Кольцевая камера, ограниченная поршнем, цилиндром и уплотнениями, и ее расчетная схема:
 а – кольцевая камера; б – расчетная схема
 1 – поршень; 2 – цилиндр; 3, 4 – кольцевые уплотнения

Для определения p'_1 в междроссельной камере и описании массового расхода через дроссели 1 и 2 воспользуемся гиперболической газодинамической функцией расхода.

Тогда уравнение неразрывности (равенства массовых расходов через дроссели 1 и 2) для проточной камеры запишется в виде

$$\mu_1 A_{y1} \frac{v_{кр}}{RT} p_1 A \frac{p_1 - p'_1}{B p_1 - p'_1} = \mu_2 A_{y2} \frac{v_{кр}}{RT} p'_1 A \frac{p'_1 - p_2}{B p'_1 - p_2}.$$

Так как $\mu_1 A_{y1} = \mu_2 A_{y2}$,

то $p_1 A \frac{p_1 - p'_1}{B p_1 - p'_1} = p'_1 A \frac{p'_1 - p_2}{B p'_1 - p_2}$

или

$$p_1 \frac{p_1 - p'_1}{B p_1 - p'_1} = p'_1 \frac{p'_1 - p_2}{B p'_1 - p_2}. \quad (4.9)$$

Рассмотрим два случая определения давления в проточной камере.

1. Камера расположена между поршнем и цилиндром и двумя уплотнениями (см. рис. 4.5 а).

Принимаем давление в камере p_2 за условный ноль и давление \bar{p}_1 и \bar{p}'_1 будем отсчитывать от него, т. е. формула (4.9) преобразуется к виду

$$\bar{p}_1 \frac{\bar{p}_1 - \bar{p}'_1}{B \bar{p}_1 - \bar{p}'_1} = \frac{\bar{p}'_1}{B}$$

или

$$B \bar{p}_1^2 - 2B \bar{p}_1 \bar{p}'_1 + (p'_1)^2 = 0.$$

Откуда

$$\bar{p}'_1 = 1,13\bar{p}_1 - \sqrt{(1,13\bar{p}_1)^2 - 1,13\bar{p}_1^2} . \quad (4.10)$$

2. Камера расположена между штоком и втулкой и двумя уплотнениями.

Давление p_2 представляет собой давление окружающей среды, т. е. $p_2 = p_a$.

Тогда формула (4.9) будет иметь вид

$$\frac{p_1^2 - p_1 p'_1}{B p_1 - p'_1} = \frac{p'_1}{B}$$

или

$$(p'_1)^2 - 2B p_1 p'_1 + B p_1^2 = 0 .$$

Откуда

$$p'_1 = 1,13 p_1 - \sqrt{(1,13 p_1)^2 - 1,13 p_1^2} . \quad (4.11)$$

Таким образом при известном p_1 по формулам (4.10) и (4.11) находим \bar{p}'_1 или p'_1 , а затем определяем перепады давлений Δp_1 и Δp_2 .

5. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ ГИДРО- И ПНЕВМОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

5.1. Классификация электрических приводов распределителей

Электрические приводы (электромеханические преобразователи), предназначенные для управления гидро- или пневмораспределителями можно разделить на четыре основные группы: электромагнитные, электродвигательные, теплоэлектрические, специальные.

1. Электромагнитные приводы основаны на взаимодействии ферромагнитного тела с внешним магнитным полем.

2. Электродвигательные приводы основаны на использовании сил взаимодействия поля статора в зазоре с током подвижного элемента.

3. Теплоэлектрические – основаны на использовании явления расширения твердых материалов и газообразных или жидких сред при нагреве.

4. Специальные приводы – это комбинированные и некоторые редко встречающиеся приводы (например, пьезоэлектрические, работающие на принципе эффекта магнитострикции).

Из всего разнообразия электрических приводов наибольшее распространение в гидро- и пневмоаппаратах мобильных машин и технологического оборудования получили электромагнитные приводы, которые можно разделить на непрерывные (рис. 5.1) и импульсные (рис. 5.2 и 5.3).

Непрерывные приводы в одном из крайних положений постоянно потребляют электроэнергию, т. е. продолжительность управляющего сигнала равна длительности работы в одном из крайних положений. В импульсных приводах управляющий сигнал подается только в период перемещения исполнительного органа из одного положения в другое.

По признаку наличия или отсутствия поляризации непрерывные и импульсные электромагниты разделяются на нейтральные и поляризованные – с постоянными магнитами.

По характеру приложения электромагнитной силы электромагниты подразделяются на тянущие или толкающие, по конструктивному исполнению на броневые, зонтичные, прямоходовые.

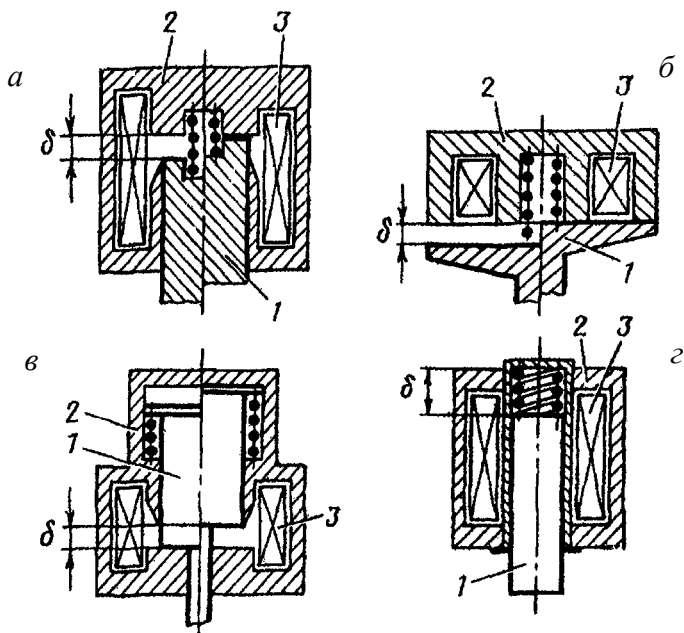


Рис. 5.1. Непрерывные электромагнитные приводы:
а – броневой втяжной; *б* – зонтичный; *в* – броневой толкающий; *г* – прямоходный
 1 – якорь; 2 – корпус-магнитопровод; 3 – катушка

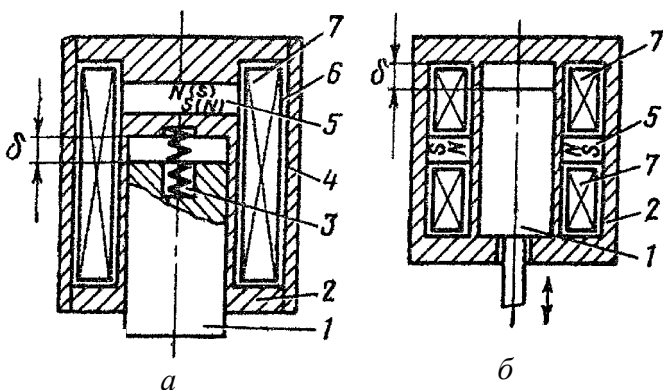


Рис. 5.2. Импульсные поляризованные электромагнитные приводы:
а – броневой втяжной; *б* – броневой втяжной – толкающий;
 1 – якорь; 2, 4 – магнитопровод; 3 – пружина; 5 – магнитотвердая вставка;
 6 – каркас катушки; 7 – катушка

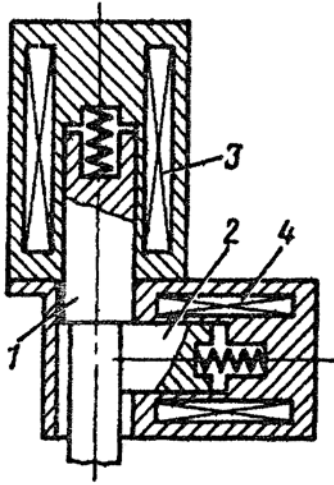


Рис. 5.3. Импульсный нейтральный электромагнитный привод:
 1 – якорь основного привода; 2 – якорь-зашелка фиксирующего привода;
 3, 4 – электрические катушки

5.2. Характеристики и особенности электромагнитных приводов

При выборе электромагнитного привода необходимо знать его время срабатывания и ряд других характеристик. При оценке привода в первую очередь представляет интерес величина электромагнитной силы, которую можно получить при заданном напряжении питания и заданном ходе якоря

$$F_3 = \frac{B^2 S}{2\mu_0} = \frac{\Phi^2}{2\mu_0 S}, \text{ Н,}$$

где $\mu_0 = 1,257 \cdot 10^{-6}$ – магнитная постоянная, Гн/м;

B – магнитная индукция, Тл;

S – площадь поверхности полюса, м²;

Φ – магнитный поток, Вб.

Электромагнитная сила в наибольшей степени зависит от конструктивных параметров привода. Поэтому при проектировании

следует учитывать, что для приводов с начальной силой до 100 Н и ходом $(3-6) \cdot 10^{-3}$ м целесообразно использовать броневые электромагниты, а при усилиях свыше 100 Н и малых ходах, не превышающих $5 \cdot 10^{-3}$ м – зонтичные электромагниты. В тех случаях, когда требуется выполнить электромагнитный привод с ходом якоря свыше $1 \cdot 10^{-2}$ м, но усилием не выше 50 Н, наиболее предпочтительны прямоходовые электромагниты.

В связи с тем, что управление гидро- или пневмораспределителями происходит, как правило, с паузами, длительность которых зачастую может измеряться часами, энергетические характеристики приводов приобретают особое значение. Как указывалось выше, непрерывные электромагниты на протяжении рабочего периода потребляют электроэнергию, однако существует ряд способов уменьшения затрат энергии. Одним из таких способов является форсирование электромагнитных приводов, при котором полная мощность подается только на период перевода якоря в притянутое к стопу состояние, а на остальную часть рабочего периода мощность снижается до величины, необходимой для удержания якоря при замкнутой магнитной цепи. Намагничивающая сила для удержания якоря составляет около 10 % начальной. Способ этот довольно сложный, так как требуется либо наличие двух катушек, либо изменение напряжения. С этой целью в некоторых случаях приводы выполняются с двумя электромагнитами и механическими защелками различной конструкции (см. рис. 5.3). Такие приводы являются импульсными, так как они потребляют энергию лишь в переходные периоды. На рис. 5.3 якорь 1 воздействует на исполнительный орган гидро- или пневмоаппарата, а якорь 2 фиксирует его. Управляющий сигнал на открытие подается только на основной привод, а при закрытии – на фиксирующий. Подобные конструкции имеют низкие массовые и габаритные показатели, сложны и ненадежны.

Более прогрессивны импульсные поляризованные электромагнитные приводы, получившие в последнее время значительное распространение (см. рис. 5.2 *а*). Якорь 1 расположен в корпусе-магнитопроводе 2, между корпусом и верхней частью якоря размещена возвратная пружина 3. Вставка 5 из магнитно-твердого материала размещена между корпусом и внешним магнитопроводом 4. Привод снабжен обмоткой управления 7. Якорь, корпус и магнито-

провод выполнены из магнитномягкого материала. Для передвижения якоря вверх в обмотку управления подается импульс тока (длительность порядка 0,1 с). При этом в зазоре между верхней частью якоря и корпусом появляется магнитный поток, передвигающий якорь вверх, а магнитотвердая вставка 5 намагничивается. После прекращения подачи импульса магнитная вставка 5 остается намагниченной, создавая в магнитопроводе поток, удерживающий якорь в верхнем положении. Для перевода якоря в нижнее положение необходимо подать в обмотку управления импульс тока такой же длительности, но обратной полярности для размагничивания магнитотвердой вставки. После размагничивания вставки исчезает магнитный поток, и пружина возвращает якорь вниз.

Импульсные поляризованные электромагниты хорошо работают при низких (до $-180\text{ }^{\circ}\text{C}$) и высоких (до $+500\text{ }^{\circ}\text{C}$) температурах окружающей среды. Магнитный поток, а следовательно, и сила удержания остаются неизменными в течение многих лет. Потребление электроэнергии импульсными электромагнитами очень кратковременное, а это позволяет выполнить обмотку управления с высокой плотностью тока, снижать габариты и массу привода в целом. Для предварительной оценки можно считать, что при применении магнитномягких материалов с индукцией насыщения 1,4–1,6 Тл сила удержания якоря у стопа H равна $(70\text{--}100)\cdot 10^4\text{ Н/м}^2$, а при 2 Тл – $(170\text{--}180)\cdot 10^4\text{ Н/м}^2$.

Рассмотренный импульсный электромагнитный привод имеет последовательную магнитную цепь. Как ясно из приведенного описания, в начальный момент открытия клапана привод преодолевает сопротивление пружинящего элемента при максимальном магнитном сопротивлении потоку, обусловленном величиной начального рабочего зазора и высотой магнитотвердой вставки. Такое неблагоприятное сочетание требований к приводу в момент трогания вызывает увеличение его габаритов. Поэтому более совершенным является импульсный привод без циклического перемагничивания постоянного магнита и без пружинящих элементов. Конструктивная схема такого привода приведена на рис. 5.2 б. Здесь необходимая сила удержания в крайних положениях создается за счет сил поля постоянных магнитов. Привод содержит магнитопровод 2, якорь 1, элементы из магнитотвердого материала 5, две катушки управления 7. При обесточенных обмотках управления якорь удерживается

в одном из крайних положений за счет потока постоянных магнитов, предварительно намагниченных при сборке. Когда требуется перевести привод в другое крайнее положение (верхнее по рисунку), импульс тока определенного знака и величины подается на верхнюю обмотку, магнитный поток у нижнего стопа уменьшается, а у верхнего возрастает до величины трогания. После переброса якоря в крайнее положение магнитный поток постоянных магнитов фиксирует его в этом положении. Аналогично происходит перевод якоря в исходное положение с подачей, управляющего импульса в нижнюю обмотку.

5.3. Расчет электромагнитных приводов (электро механических преобразователей)

В качестве основных данных при расчете электромагнита (электромагнитного привода) принимают: начальное усилие F_n ; максимальный начальный ход якоря δ ; максимальное U_{\max} и минимальное напряжение U_{\min} питания (срабатывания); максимальную t_{\max} и минимальную t_{\min} рабочие температуры катушки управления; допустимую величину тока управления I , допустимое время срабатывания $t_{\text{доп}}$; давление рабочей среды p .

Начальное усилие F_n определяется зависимостью

$$F_n = \sum F_3 K_p,$$

где $\sum F_3$ – суммарная осевая сила, необходимая для перемещения золотника или клапана;

K_p – коэффициент запаса, зависящий от условий эксплуатации и требований по надежности.

Для приводов гидро- и пневмоаппаратов принимается $K_p = 1,5-1,8$.

Максимальный начальный ход якоря определяется максимальным ходом золотника гидро- или пневмораспределителя, т. е.

$$\delta = X_{\max}.$$

Для импульсных электромагнитных поляризованных приводов выбирается чаще всего плоский якорь, что, с одной стороны, ведет к

снижению сечения якоря, его массы и, с другой стороны, – к некоторому возрастанию потребной намагничивающей силы, но при кратковременном режиме работы импульсных устройств это не является существенным препятствием.

При расчете электромагнитного привода необходимо учитывать следующую конструктивную особенность перекрывающего устройства. Для внешней герметичности приводы обычно выполняются с якорем, жестко соединенным с запорным органом и заключенным в полость, отделенную от управляющей обмотки стенкой, являющейся одновременно направляющей якоря и перегородкой, предотвращающей попадание рабочей среды в окружающую атмосферу. Стенку, как правило, выполняют из немагнитного материала, препятствующего распространению магнитного поля в кратчайшем направлении, минуя рабочий зазор.

Иногда якорь электромагнита помещают в специальную немагнитную гильзу (см. рис. 5.1 *з*), при этом неизбежны потери намагничивающей силы в местах перехода магнитного потока от внешнего магнитопровода к внутренней части гильзы. Более удачной является конструкция, где стенка из немагнитного материала выполняется только в зоне рабочего зазора электромагнита в виде проставки. При этом считается, что без проставки часть потока будет проходить мимо рабочего зазора и снизится тяговое усилие электромагнита. Однако известно, что магнитный поток при одинаковой магнитодвижущей силе и материале будет зависеть только от сечения магнитопровода. Поэтому стенку можно сделать магнитопроводящей. Практически некоторое увеличение сечения внешнего магнитопровода на величину сечения магнитопроводящей проставки $S_{пр} \approx 0,1S_{я}$ не изменяет габаритов и массы электромагнитов по сравнению с электромагнитами, имеющими немагнитную проставку, но значительно упрощается конструкция и технология изготовления таких приводов. При расчете необходимо учитывать сечение магнитной проставки, так как ее магнитный поток будет складываться с основным рабочим.

Конструктивная и расчетная схемы электромагнитного привода с цельным магнитопроводящим каркасом приведены на рис. 5.4.

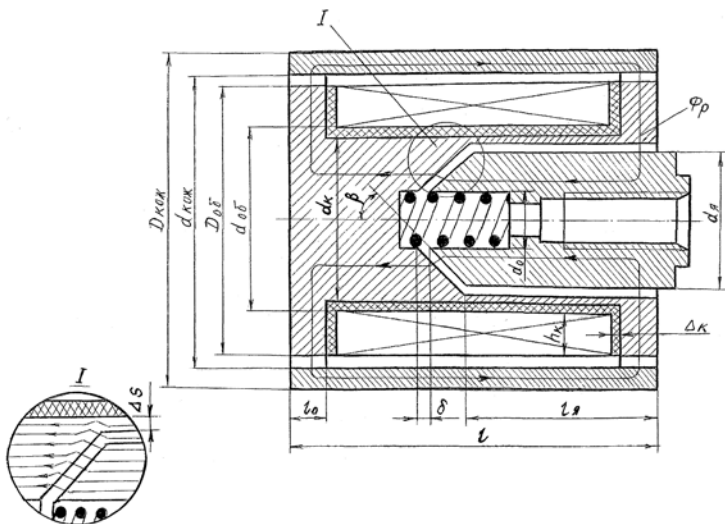


Рис. 5.4. Расчетная схема электромагнитного привода

Расчет основных размеров и параметров броневых электромагнитов проводится в следующей последовательности:

1. Определяют минимальный ток в установившемся режиме по зависимости

$$I_{\min} = \frac{U_{\min}}{R_{\max}} = \frac{K_u U_{\max}}{R_{\min} (1 + \alpha(t_{\max} - t_{\min}))} = I_{\max} \frac{K_u}{K_t},$$

где $K_u = \frac{U_{\min}}{U_{\max}}$ – коэффициент, учитывающий колебания напряжения в сети;

$I_{\max} = \frac{U_{\max}}{R_{\min}}$ – максимальный рабочий ток при максимальном

напряжении и минимальной температуре обмотки управления. Значение тока I_{\max} должно соответствовать максимальному току управления I , заданному в исходных данных, т. е. $I_{\max} \leq I$;

$K_t = 1 + \alpha(t_{\max} - t_{\min})$ – температурный коэффициент, α принимают равным 0,004.

2. Определяют ток трогания в переходном режиме по формуле

$$i_{\text{тр}} = \frac{I_{\text{min}}}{1 + K_{\text{п}}} \eta_{\text{опт}},$$

где $\eta = \frac{i_{\text{тр}}}{I_y}$ – коэффициент запаса по току трогания. (оптимальный

коэффициент запаса $\eta_{\text{опт}} = 0,714$);

$K_{\text{п}}$ – коэффициент потерь намагничивающей силы в паразитных зазорах и частях магнитопровода ($K_{\text{п}} = 0,2 \dots 0,4$).

3. Требуемая намагничивающая сила для проведения магнитного потока через рабочий зазор при трогании определяется по зависимости

$$i_{\text{тр}} W = \frac{\Phi_{\delta}}{G_{\delta}} = \frac{B'_{\delta} S_{\delta}}{G_{\delta}} = \frac{B'_{\delta} \delta \sin^2 \beta}{\mu_0},$$

где $G_{\delta} = \frac{S_{\text{я}} \mu_0}{\delta \sin^2 \beta}$ – магнитная проводимость начального рабочего

зазора; $S_{\delta} = S_{\text{я}}$;

β – угол заточки якоря со стороны, обращенной к стопу (β от 45 до 60°);

B'_{δ} – индукция в рабочем зазоре.

Величина индукции зависит от материала магнитопровода и от напряженности магнитного поля H и колеблется от 0 до 2,5 Тл. Обычно для магнитопровода из отожженной стали электротехнической марки Э принимают $B'_{\delta} = 1,3$ Тл.

Из приведенного выражения требуемой намагничивающей силы находят число витков катушки:

$$W = \frac{B'_{\delta} \delta \sin^2 \beta}{i_{\text{тр}} \mu_0}.$$

4. Необходимое сечение якоря $S_{\text{я}}$ определяют из выражения индуктивности:

$$L = G_{\delta} W'^2 = \frac{2F_{\text{п}} \delta}{i_{\text{тр}}^2},$$

откуда

$$S_{\text{я}} = \frac{2F_{\text{п}} \mu_0}{B_{\delta}^2 \sin^2 \beta}, \text{ м}^2.$$

5. Диаметр якоря с проточкой под пружину d_0 определяют по формуле

$$d_{\text{я}} = \sqrt{\frac{4S_{\text{я}}}{\pi} + d_0^2}.$$

Значением d_0 задаются из конструктивных соображений, или же принимают по аналогам.

Полученное значение диаметра якоря $d_{\text{я}}$ округляют до ближайшего нормального размера в соответствии с ГОСТ 12447–80.

Затем уточняют сечение якоря по выражению

$$S_{\text{я}} = \frac{\pi(d_{\text{я}}^2 - d_0^2)}{4}.$$

6. Находят действительную индукцию по значению уточненного сечения якоря по формуле

$$B_{\delta} = \sqrt{\frac{2F_{\text{п}} \mu_0}{S_{\text{я}} \sin^2 \beta}},$$

а затем уточняют число витков по выражению

$$W = \frac{B_{\delta} \delta \sin^2 \beta}{i_{\text{тр}} \mu_0}.$$

7. Для герметичных магнитов толщина стенки гильзы, являющейся направляющей якоря, равна

$$\Delta S = \frac{pd_{\text{вн}}}{2[\sigma] - p} + c,$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр гильзы электромагнита, мм;

$[\sigma]$ – допустимое напряжение на разрыв для электротехнической стали, равное 100 МПа;

c – допустимая разностенность стенки гильзы, принимается в пределах 0,05–0,1 мм;

p – давление рабочей среды, МПа.

Тогда наружный диаметр гильзы, определяется

$$d_{\text{к}} = d_{\text{я}} + 2\Delta S.$$

Внутренний диаметр обмотки с учетом толщины каркаса находится по зависимости

$$d_{\text{об}} = d_{\text{к}} + 2\Delta_{\text{к}},$$

где $\Delta_{\text{к}}$ – толщина каркаса ($\Delta_{\text{к}} = 1,0$ – $2,0$ мм).

8. Высота окна под катушку определяется по следующему выражению

$$h_{\text{к}} = (0,41 \dots 0,43)d_{\text{к}}.$$

9. Общая длина провода намотки катушки электромагнита находится по выражению

$$l'_{\text{пр}} = \pi d'_{\text{ср}} W,$$

где $d'_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{об}} + (d_{\text{об}} + 2h_{\text{к}})}{2}$ – средний диаметр катушки.

10. Провод определяется по табличным данным на обмоточные провода по сопротивлению одного метра r'_{1M} выбранного провода:

$$r'_{1M} = \frac{R_{20}}{l'_{пр}} = \frac{R_{\min}(1 + \alpha(20 - t_{\min}))}{l'_{пр}},$$

где R_{20} – сопротивление провода при 20 °С, Ом.

По полученному сопротивлению r'_{1M} выбирают провод определенной марки (обычно провод ПЭВ-2, ГОСТ 7262–70).

По выбранному проводу находят диаметр голого провода d_2 , диаметр изолированного провода d_i , сопротивление одного метра r_{1M} .

Данные обмоточных проводов ПЭВ-2, ПЭС-2 приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Данные обмоточных проводов ПЭВ-2, ПЭС-2

Диаметр провода по меди, мм	Диаметр провода с изоляцией, мм	Сопротивление 1 м провода при 20 °С, Ом	Масса 100 м провода, г	Диаметр провода по меди, мм	Диаметр провода с изоляцией, мм	Сопротивление 1 м провода при 20 °С, Ом	Масса 100 м провода, г	Диаметр провода по меди, мм	Диаметр провода с изоляцией, мм	Сопротивление 1 м провода при 20 °С, Ом	Масса 100 м провода, г
0,05	0,07	9,29	1,9	0,38	0,44	0,155	103	1,04	1,15	0,0206	770
0,06	0,09	6,44	2,8	0,41	0,47	0,133	120	1,08	1,19	0,0192	829
0,07	0,10	4,73	3,8	0,44	0,50	0,115	138	1,12	1,23	0,0178	892
0,08	0,11	3,63	4,9	0,47	0,53	0,101	157	1,16	1,27	0,0166	956
0,09	0,12	2,86	6,2	0,49	0,55	0,0931	171	1,20	1,31	0,0155	1030
0,10	0,13	2,23	7,5	0,51	0,58	0,0859	186	1,25	1,36	0,0143	1110
0,11	0,14	1,85	9,1	0,53	0,60	0,0795	201	1,30	1,41	0,0132	1200
0,12	0,15	1,55	10,7	0,55	0,62	0,0737	216	1,35	1,46	0,0123	1290
0,13	0,16	1,32	12,4	0,57	0,64	0,0687	230	1,40	1,51	0,0113	1390

Диаметр провода по меди, мм	Диаметр провода с изоляцией, мм	Сопротивление 1 м провода при 20 °С, Ом	Масса 100 м провода, г	Диаметр провода по меди, мм	Диаметр провода с изоляцией, мм	Сопротивление 1 м провода при 20 °С, Ом	Масса 100 м провода, г	Диаметр провода по меди, мм	Диаметр провода с изоляцией, мм	Сопротивление 1 м провода при 20 °С, Ом	Масса 100 м провода, г
0,14	0,17	1,14	14,4	0,59	0,66	0,0643	248	1,45	1,56	0,0106	1490
0,15	0,19	0,99	16,6	0,62	0,69	0,0580	274	1,50	1,61	0,0098	1590
0,16	0,20	0,873	18,8	0,64	0,72	0,0546	292	1,56	1,67	0,0092	1720
0,17	0,21	0,773	21,2	0,67	0,75	0,0497	319	1,62	1,73	0,0085	1850
0,18	0,22	0,688	23,6	0,69	0,77	0,0469	338	1,68	1,79	0,0079	1990
0,19	0,23	0,618	26,3	0,72	0,80	0,0430	367	1,74	1,85	0,0074	2130
0,20	0,24	0,558	29,0	0,74	0,83	0,0408	390	1,81	1,93	0,0068	2320
0,21	0,25	0,507	32,0	0,77	0,86	0,0376	422	1,88	2,00	0,0063	2510
0,23	0,28	0,423	38,3	0,80	0,89	0,0349	455	1,95	2,07	0,0059	2690
0,25	0,30	0,357	45,2	0,83	0,92	0,0324	489	2,02	2,14	0,0055	2880
0,27	0,32	0,306	52,5	0,86	0,95	0,0302	525	2,10	2,23	0,0051	3120
0,29	0,34	0,266	60,5	0,90	0,99	0,0275	575	2,26	2,39	0,0044	3610
0,31	0,36	0,233	68,0	0,93	1,02	0,0258	613	2,44	2,57	0,0038	4200
0,33	0,38	0,205	78,0	0,96	1,05	0,0242	653				
0,35	0,41	0,182	87,6	1,00	1,11	0,0224	712				

11. Уточняют длину провода и диаметр среднего витка по формулам

$$l_{\text{пр}} = \frac{R_{20}}{r_{1\text{М}}} = \frac{R_{\text{мин}} (1 + \alpha (20 - t_{\text{мин}}))}{r_{1\text{М}}}$$

и

$$d_{\text{ср}} = \frac{l_{\text{пр}}}{\pi W}.$$

12. Находят высоту окна обмотки:

$$h_{об} = d_{ср} - d_{об}.$$

Полученное значение высоты окна обмотки округляют до ближайшего большего целого значения.

13. Определяют число рядов обмотки (обмотка рядовая) по выражению

$$N_1 = \frac{h_{об}}{d_{и}} K_y$$

где $K_y = 0,95 \dots 1,1$ – коэффициент укладки. Чем больше диаметр провода, тем больше вероятность шахматной намотки и тем больше значение K_y .

Примечание.

При выводе обоих концов обмотки в одну сторону значение необходимо округлить до ближайшего меньшего четного значения.

14. Длина катушки подсчитывается по формуле

$$l_k = d_{и} N_2 \cdot 1,05 + 2\Delta_k,$$

где N_2 – количество витков в одном ряду:

$$N_2 = \frac{W}{N_1}.$$

15. Толщина торцевой части (обушка) корпуса выбирается, исходя из площади активного железа:

$$l_0 = \frac{S_{я} + 0,785(d_k^2 - d_{я}^2)}{\pi d_k} \cdot 1,1.$$

Значение l_0 округляется до ближайшего целого значения.

16. Внутренний диаметр кожуха находится по выражению

$$d_{\text{кож}} = D_{\text{об}} + 2\Delta_{\text{из}} = (d_{\text{об}} + 2h_{\text{об}}) + 2\Delta_{\text{из}},$$

где $\Delta_{\text{из}}$ – индукционный зазор (принимается равным $\Delta_{\text{из}} = 1-1,5$ мм).

17. Наружный диаметр кожуха определяется по следующей формуле:

$$D_{\text{кож}} = \sqrt{\frac{4(S_{\text{я}} + S_{\text{тс}})}{\pi} 1,1 + d_{\text{кож}}^2}$$

где $S_{\text{тс}} = \frac{\pi}{4}(d_{\text{к}}^2 - d_{\text{я}}^2)$ – площадь направляющей части корпуса.

18. Общая длина электромагнита находится по выражению

$$l = l_{\text{к}} + 2l_0.$$

19. Масса электромагнита определяется по формуле

$$m = m_{\text{ст}} + m_{\text{м}},$$

где $m_{\text{ст}} = \frac{\pi}{4} \rho (d_{\text{к}}^2 l + (D_{\text{кож}}^2 - d_{\text{кож}}^2) l + 2(d_{\text{кож}}^2 - d_{\text{к}}^2) l_0)$ – масса магнитопровода;

ρ – плотность электротехнической стали ($\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³);

$m_{\text{м}}$ – масса провода, $m_{\text{м}} = m_{100} l_{\text{пр}}$;

m_{100} – масса 100 м провода (см. табл. 5.1).

20. Плотность тока находится по выражению

$$j = \frac{4I_{\text{max}}}{R_{t \text{ max}} \pi d_2^2},$$

где $R_{t \text{ max}}$ – сопротивление провода при максимальной рабочей температуре катушки управления

$$R_{t \text{ max}} = R_{\text{min}} (1 + \alpha(t_{\text{max}} - t_{\text{min}})).$$

Если плотность тока не превышает соответствующей допустимой плотности тока для заданного режима работы электромагнита ($j_{\text{доп}} = j_{\text{длит}} \sqrt{\frac{1}{\Pi B}}$), то электромагнит не должен перегреваться. В противном случае необходимо увеличить сечение провода и пересчитать размеры катушки по допустимой плотности тока.

21. Время срабатывания электромагнита определяется по зависимости

$$t_{\text{ср}} = t_{\text{тр}} + t_{\text{дв}},$$

где $t_{\text{тр}} = t_3 \ln \frac{1}{1 - \eta}$ – время трогания;

$$t_3 = \frac{G_{\delta} W^2}{R_{20}} (1 + K_{\Pi}) = \frac{\mu_0 S_{\text{я}} W^2 (1 + K_{\Pi})}{\delta \sin^2 \beta R_{20}};$$

$$t_{\text{дв}} = 4 \sqrt{\frac{12 \delta m_1 W^2 2 \mu_0 S_{\text{я}}}{I_{\text{мин}}^2}};$$

m_1 – масса подвижных частей электромагнита, кг.

В этом случае, когда $t_{\text{ср}} > t_{\text{доп}}$, т. е. больше требуемой по заданию величины, необходимо увеличить допустимый максимальный ток или применить схемы форсирования.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Навроцкий, К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: учебник для студентов вузов по спец. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
2. Пневматические устройства и системы в машиностроении: справочник / Е.В. Герц [и др.]; под общ. ред. Е.В. Герц. – М.: Машиностроение, 1981. – 408 с.
3. Васильченко, В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник / В.А. Васильченко. – М.: Машиностроение, 1983. – 302 с.
4. Дмитриев, В.Н. Основы пневмоавтоматики / В.Н. Дмитриев, В.Г. Градецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.
5. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков [и др.]; под ред. В.Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.
6. Агрегаты пневматических систем летательных аппаратов / И.Ф. Ляковский [и др.]; под ред. Н.Т. Романенко. – М.: Машиностроение, 1976. – 176 с.
7. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / Л.А. Кондаков [и др.]; под ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.	3
1. Статический расчет гидрораспределителей.	4
2. Моделирование динамики золотникового гидрораспределителя.	26
3. Статический расчет пневматических золотниковых распределителей.	36
4. Особенности расчета сил трения, возникающих в уплотнениях поршней и штоков пневмоцилиндров.	49
5. Электрические приводы гидро- и пневмораспределителей. .	62
5.1. Классификация электрических приводов распределителей.	62
5.2. Характеристики и особенности электромагнитных приводов.	64
5.3. Расчет электромагнитных приводов (электромеханических преобразователей)	67
Список использованных источников.	78

Учебное издание

КИШКЕВИЧ Павел Нестерович
ЖИЛЕВИЧ Михаил Иванович
БАРТОШ Петр Романович

СТАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ГИДРО- И ПНЕВМОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности
1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»

Редактор М.С. Гаращук
Компьютерная верстка А.Г. Занкевич

Подписано в печать 06.12.2011.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 4,45. Уч.-изд. л. 3,64. Тираж 100. Заказ 746.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.