5.2. Расчет основных характеристик следящих приводов

5.2.1. Влияние перекрытий дросселирующих щелей на погрешность позиционирования

Известны четыре варианта перекрытий кромками затвора окон в распределительной втулке распределителя: положительное перекрытие, нулевое перекрытие, малое отрицательное и большое отрицательное перекрытия.

Дросселирующие щели применяются в следящем гидроприводе. В станкостроении для копировальных работ требуется высокая точность слежения, поэтому величины ошибки слежения ε находятся в пределах $\varepsilon = 0{,}05...0{,}2$ мм. В системах рулевого управления автомобилями и в механизмах управления объемными насосами ошибка слежения допустима больше.

В следящих приводах у дросселирующих распределителей диаметры сопрягаемых цилиндрических поверхностей и линейные размеры между рабочими кромками выполняются с высокой точностью. К основным параметрам дросселирующего распределителя относятся: $d_з$ – диаметр затвора, если затвор выполнен в виде тела вращения, то он называется золотником; δ_0 – радиальный зазор между сопрягаемыми поверхностями; h_0 – величина отрицательного перекрытия; $h_п$ – величина положительного перекрытия. Рабочий ход затвора $x_р$ в каждую сторону от среднего положения связан с перекрытием. При положительном перекрытии $x_р = h_р + h_п$, где h_p – ширина рабочей зоны характеристики проводимости, рис. 5.6, а. При условно нулевом перекрытии $x_р = h_р$, рис. 5.6, б. При малом отрицательном перекрытии $x_p = h_0$, рис. 5.6, в. Под «малым» отрицательным перекрытием понимается перекрытие с соотношением параметров $h_0 = 0{,}5h_р$. Большим отрицательным перекрытием считается перекрытие при $h_0 > h_р$, см. рис. 5.6, г.

Схемы перекрытий рабочих щелей распределителя и примерные зависимости проводимости α от смещения затвора X_c приведены на рис. 5.6.

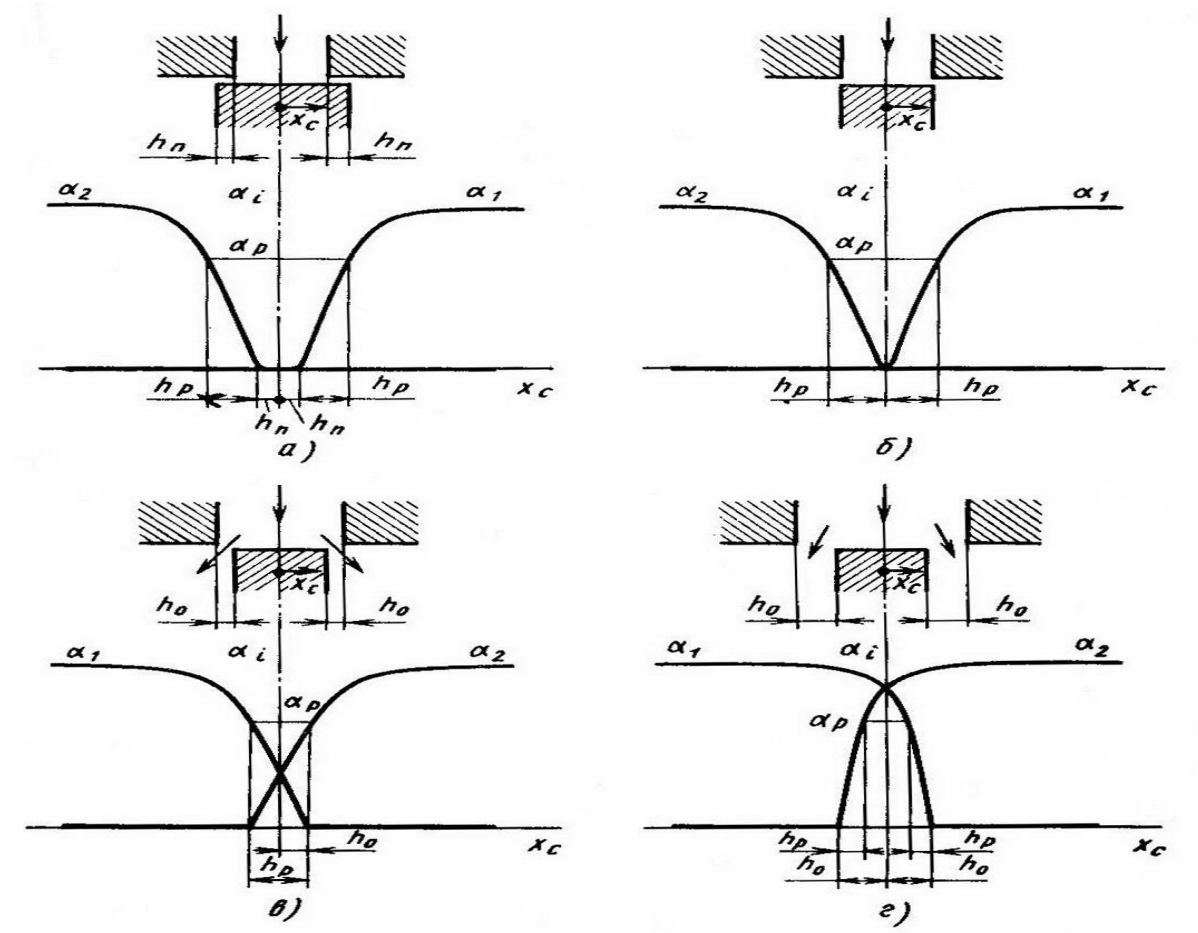


Рис. 5.6. Схемы щелей с проводимостями:
а – положительное перекрытие; б – нулевое перекрытие;
в – малое отрицательное перекрытие;
г – большое отрицательное перекрытие

Под проводимостью принято понимать некий коэффициент, который включает в себя все факторы – постоянные и переменные – в уравнении расхода через дроссель $\left(Q = \mu \cdot F_{щ} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_1 - p_2)} \right)$, кроме расхода и давления. Проводимость обозначается α. В данном случае проводимость α будет равнавыражению

$$\alpha = \mu \cdot F_{щ} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}. \quad (5.1)$$

Здесь μ – коэффициент расхода ($\mu = 0{,}6...0{,}75$), $F_{щ}$ – площадь щели, γ – удельный вес, p_1 и p_2 – давления перед дросселирующей щелью и после нее, g–ускорение свободного падения.

Основные ориентировочные параметры дросселирующих распределителей приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Назначение следящего привода	$d_з$ мм	δ_0 мм	h_0 мм	$h_п$ мм	$x_р$ мм
Привод копировальных станков	10…40	0,004…0,008	0,05…0,10	-	0,02…0,01
Привод для летательных аппаратов	5…10	0,003…0,008	-	0,005…0,02	0,2…0,5
Привод для рулевого управления автомобилей	36…50	0,02…0,06	0,2…0,5	-	0,5…1,5

Перекрытия рассматриваем при среднем, т. е. нейтральном положении затвора распределителя $(X_с = 0)$. На графиках выделена рабочая зона, в которой допустима линейная зависимость характеристики проводимости. Обычно при смещении затвора в диапазоне $X_с = h_р$ проводимость обозначается $\alpha_р$. Часто малым отрицательным перекрытием называют перекрытие, когда осевой размер щели в двараза меньше, чем смещение затвора при линейной характеристике проводимости, т. е. $h_0 = 0{,}5 \cdot h_р$. Случай, когда $h_0 \rangle h_р$, относится к большому отрицательному перекрытию.

Оценку влияния перекрытий на регулировочную характеристику гидродвигателя следящего привода $v_д = \Phi(X_с)$ при $p_н = const$ рассмотрим на примере четырехщелевого дросселирующего распределителя, показанного на рис. 5.7.

Составим математическую модель. Уравнение сил, действующих на симметричный поршень, у которогоэффективные площади-

равны, без учета утечек рабочей жидкости из полостей гидроцилиндраи сил жидкого и сухого трения имеет вид

$$m \cdot \omega = F(p_1 - p_2) - H_c,$$

где m – масса подвижных частей привода, приведенная к оси поршня;

ω – ускорение движения поршня, $\omega = \dot{v}_д = \ddot{Y}$;

F – эффективная площадь поршня, $F_1 = F_2$;

p_1 и p_2 – давления в полостях гидроцилиндра;

H_c – статическая сила, которую необходимо преодолеть гидроцилиндру от внешней нагрузки.

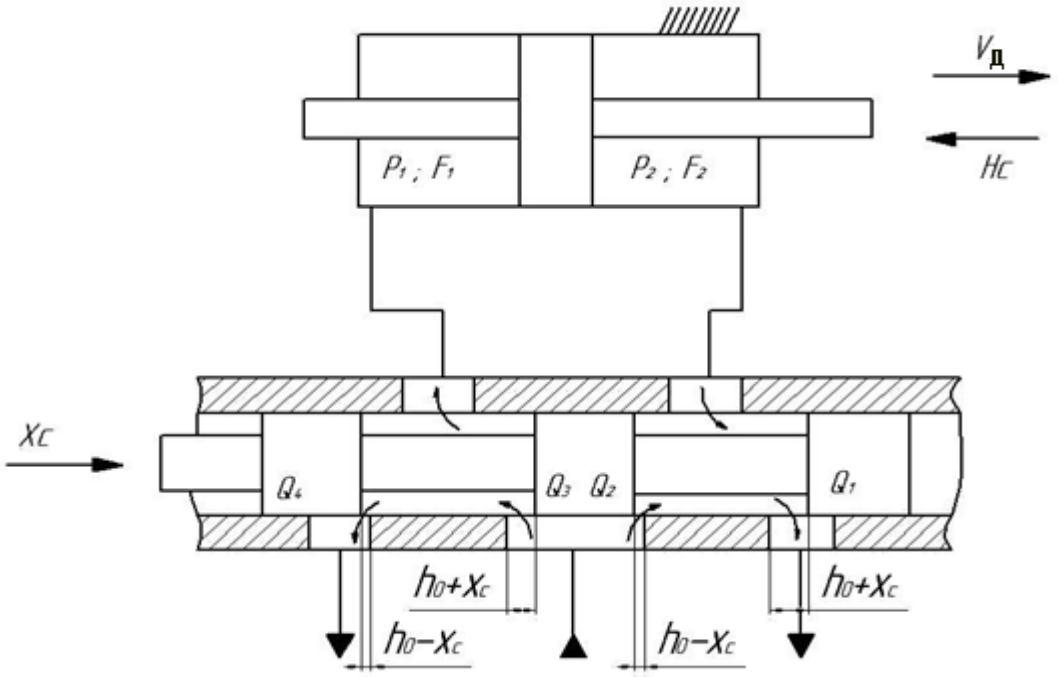


Рис. 5.7. Расчетная схема четырехщелевого дросселирующего распределителя при положении затвора после его смещения X_c

Уравнения расходов правой и левой полостей распределителя будут соответственно:

$$Q_3 = Q_4 + F \cdot v_д \text{ и } Q_2 = Q_1 - F \cdot v_д, \qquad (5.2)$$

где $v_д$ – скорость перемещения поршня гидроцилиндра, если корпус принят за неподвижное звено.

Уравнения расходов жидкости через дросселирующие щели,показанные на рис. 5.6 распределителя,

$$Q_1 = \mu(h_0 + X_c)\pi \cdot d_з \cdot \psi_п \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p_c)}, \qquad (5.3)$$

$$Q_2 = \mu(h_0 - X_c)\pi \cdot d_з \cdot \psi_п \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_н - p_2)},$$

$$Q_3 = \mu(h_0 + X_c)\pi \cdot d_з \cdot \psi_п \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_н - p_1)},$$

$$Q_4 = \mu(h_0 - X_c)\pi \cdot d_з \cdot \psi_п \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_c)},$$

где h_0 – ширина дросселирующей щели в нейтральном положении;

$d_з$ – диаметр затвора;

$\psi_п$ – коэффициент использования периметра щели;

ρ – плотность рабочей жидкости. Если считать, что давление на сливе близко к атмосферному, то можно принять $p_c = 0$.

Обозначим проводимость щелей:

$$\alpha_1 = \mu(h_0 + X_c)\pi \cdot d_з \cdot \psi_п \sqrt{\frac{2}{\rho}} \text{ и } \alpha_2 = \mu(h_0 - X_c)\pi \cdot d_з \cdot \psi_п \sqrt{\frac{2}{\rho}}. \qquad (5.4)$$

Подставим в уравнения расходов полостей распределителя (5.2) уравнения расходов через дросселирующие щели (5.3)

$$\alpha_1 \sqrt{p_н - p_1} = \alpha_2 \sqrt{p_1} + F \cdot v_д; \qquad (5.5)$$

$$\alpha_2 \sqrt{p_н - p_2} = \alpha_1 \sqrt{p_2} - F \cdot v_д. \qquad (5.6)$$

Вычтем из уравнения (5.5) уравнение (5.6) и из полученного выражения определим скорость перемещения поршня, т. е. скорость перемещения выходного звена

$$v_д = \frac{1}{2 \cdot F}\left[\alpha_1\left(\sqrt{p_н - p_1} + \sqrt{p_2}\right) - \alpha_2\left(\sqrt{p_н - p_2} + \sqrt{p_1}\right)\right]. \qquad (5.7)$$

Получим нелинейное уравнение (5.7). Линеаризуем квадратные корни в выражении (5.7), для чего выберем точку линеаризации.

Будем считать, что при давлениях $p_1 = p_2 = 0{,}5p_н$ нелинейное уравнение (5.7) вблизи точки $0{,}5p_н$ можно принять линейным. Тогда нелинейности после линеаризации будут иметь вид

$$\sqrt{p_2} = \sqrt{p_2}\cdot\frac{\sqrt{p_2}}{\sqrt{p_2}} \cong \frac{p_2}{\sqrt{0{,}5\cdot p_н}};\ \sqrt{p_н - p_2} \cong \frac{p_н - p_2}{\sqrt{0{,}5\cdot p_н}};$$

$$\sqrt{p_1} \cong \frac{p_1}{\sqrt{0{,}5\cdot p_н}}\ \sqrt{p_н - p_1} = \sqrt{p_н - p_1}\cdot\frac{\sqrt{p_н - p_1}}{\sqrt{p_н - p_1}} = \frac{p_н - p_1}{\sqrt{p_н - p_1}} \approx \frac{p_н - p_1}{\sqrt{0{,}5\cdot p_н}}.$$

Уравнение (5.7) примет вид

$$v_д = \frac{1}{2\cdot F}\cdot\frac{1}{\sqrt{0{,}5\cdot p_н}}[\alpha_1(p_н - p_1 + p_2) - \alpha_2(p_н + p_1 - p_2)]. \quad (5.8)$$

По последнему выражению в относительных величинах построены регулировочные характеристики, показанные на рис. 5.8, в которых $\bar{v}_д = \frac{v_д}{v_{макс}}$, $\bar{X}_с = \frac{X_с}{h_п + h_р}$, где $h_п$ – величина положительного перекрытия, $h_р$ – величина смещения затвора, при котором можно считать характеристику линейной.

У дросселирующего распределителя с положительным перекрытием 3 (рис. 5.8), характеристика сдвинута вправо на величину относительного перекрытия по сравнению с характеристикой с нулевым перекрытием 2. При малом отрицательном перекрытии 1 характеристика наиболее крутая при остальных равных условиях.

При равных условиях минимальная ошибка слежения по перемещению выходного звена (поршня) ΔY будет у следящего привода с малым отрицательным перекрытием.При положительном перекрытии будут минимальные перетечки рабочей жидкости из напорной линии в сливную.

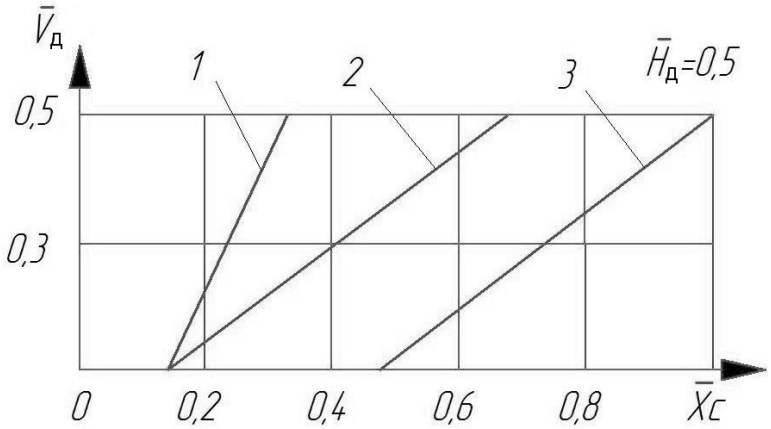


Рис. 5.8. Регулировочные характеристики исполнительных механизмов при различных перекрытиях дросселирующих щелей:
1 – малое отрицательное перекрытие; 2 – нулевое перекрытие;
3 – положительное перекрытие

Такое перекрытие чаще применяется для механизмов регулирования объемных насосов, промышленных роботов, приводов рулевых поверхностей самолетов. Величина положительного перекрытия находится в диапазоне $h_п = (0{,}1..0{,}3)\varepsilon$, где ε – ошибка слежения.

Большое отрицательное перекрытие применяют, когда нужен свободный проток рабочей жидкости из напорной линии в сливную при среднем положении затвора, например, в механизме рулевого управления автомобилем со следящим гидроприводом для снижения нагрева рабочей жидкости. В этом случае величина отрицательного перекрытия находится в пределах $h_o = (0{,}1..1{,}0)\varepsilon$.

5.2.2. Энергетический и гидравлический расчет следящих приводов

В энергетическом расчете гидропривода определяются основные параметры объемного двигателя, насосной установки, дросселирующего распределителя.

Номинальное давление рабочей среды $p_{ном}$ проектировщик выбирает в соответствии с тем, которое принято в данной отрасли промышленности. Например:

металлорежущие станки	6,3…10 МПа,
промышленные роботы	10…16 МПа,
авиационные рулевые гидросистемы	20…50 МПа,
рулевое управление автомобилей	6,3…10 МПа.

В настоящее время наблюдается тенденция к работе при более высоких давлениях, что становится возможным с развитием новых технологий.

Рассмотрим порядок расчета следящего гидропривода.

Порядок расчета следящего привода с четырехщелевым дросселирующим распределителем следующий.

1. Расчетная нагрузка на следящий привод $H_р$:

$$H_р = m_д \cdot \omega_р + H_с + H_{тр}, \qquad (5.9)$$

где $m_д \cdot \omega_р$ – сила инерции ($m_д$ – суммарная масса подвижных частей, приведенная к поршню гидродвигателя; $\omega_р$ – максимальное ускорение поршня гидродвигателя); $H_с$ – потенциальная нагрузка, приведенная к поршню гидродвигателя; $H_{тр}$ – силы трения, приведенные к поршню гидродвигателя. Поскольку силы трения на этом этапе расчета еще не известны, можно задаться величиной $H_m = 10\% \cdot H_c$, потому что, если они на завершающем этапе расчета будут больше, то спроектированная Вами система плоха. И проектировочный расчет необходимо делать заново.

Нагрузку $H_р$ необходимо преодолеть движущей силой $H_д$

$$H_д = p_{ном} \cdot F \cdot \eta_{д.м.} \cdot \eta_{г.а.}. \qquad (5.10)$$

Рабочее давление в системе проектировщиком задано исходя из отрасли, в которой будет работать проектируемый привод. Дви-

жущую силу будем обеспечивать эффективной площадью цилиндра.

2. Минимальное значение эффективной площади гидроцилиндра

$$F = \frac{H_{\text{р}}}{p_{\text{ном}} \cdot \eta_{\text{г.а.}} \cdot \eta_{\text{д.м.}}}, \qquad (5.11)$$

где $\eta_{\text{г.а.}}$ – коэффициент полезного действия гидроаппаратов $(\eta_{\text{г.а.}} = 0{,}75..0{,}85)$;

$\eta_{\text{д.м.}}$ – коэффициент полезного действия двигателя механический ($\eta_{\text{д.м.}} = 0{,}85...0{,}95$).

На этом этапе $\eta_{\text{г.а.}}$ задаем самостоятельно. В ходе расчета, когда выбраны реальные гидроаппараты, подсчитаны потери давления и определен расчетный ожидаемый коэффициент полезного действия гидроаппаратов тогда, если заданный нами первоначально $\eta_{\text{г.а.}}$ был больше, то расчет необходимо делать заново.

3. Оптимальное значение площади гидроцилиндра $F_{\text{о}}$

Рекомендуется принять площадь цилиндра несколько больше минимальной – в полтора раза, $F_{\text{о}} = 1{,}5 \cdot F$. В этом случае имеем запас по силе, но при этом увеличивается масса подвижных частей, что может существенно влиять на устойчивость системы в целом.

4. Выбор гидроцилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{о}}}{\pi}} \text{ и } \; d = \sqrt{1 - \sigma_{\text{д}}}, \qquad (5.12)$$

где $\sigma_{\text{д}}$ – соотношение эффективных площадей рабочих камер цилиндра (обычно $\sigma_{\text{д}} = 0{,}5$).

Основными параметрами гидроцилиндра являются номинальное давление $p_{\text{ном}}$, внутренний диаметр гильзы D, диаметр штока d, ход поршня L. Эти параметры определяют усилие на поршне. Поток рабочей жидкости определяет скорость перемещения поршня. Основные параметры выбираются по ГОСТу с учетом рекомен-

дуемого соотношения хода и диаметра цилиндра. Если отсутствует подходящий серийно выпускаемый гидроцилиндр, составляется техническое задание на разработку нового гидродвигателя. Но при этом надо помнить, что диаметры необходимо принимать стандартные. Это позволит в дальнейшем не заказывать каждый раз изготовление индивидуальных уплотнительных манжет, а покупать стандартные манжеты выпускаемые серийно.

5. Уточняем эффективную площадь выбранного гидроцилиндра

$$F_{\text{д}} = \frac{\pi \cdot \left(D^2_{\text{ГОСТ}} - d^2_{\text{ГОСТ}}\right)}{4}. \qquad (5.13)$$

6. Максимальный расход рабочей жидкости в напорной гидролинии

$$Q_{\text{н}} = \frac{F_{\text{д}} \cdot v_{\text{д}}}{\eta_{\text{д.о.}} \cdot \eta_{\text{а.о.}}}, \qquad (5.14)$$

где $v_{\text{д}}$ – скорость перемещения поршня гидродвигателя берется из исходных данных работодателя; рекомендуемые значения объемных коэффициентов полезного действия для двигателя $\eta_{\text{д.о.}} = 0{,}9...0{,}99$; для гидроаппаратов принимается приближенно $\eta_{\text{а.о.}} = 0{,}75...0{,}85$. Скорость $v_{\text{д}}$ берется из исходных данных работодателя. Если она не задана, то определяется по формуле $v_{\text{д}} = S/t$, здесь S – путь, t – время или принимается равной значению аналогичных двигателей. При этом необходимо обосновать, почему принято такое значение скорости.

7. Допустимое значение перепада давления Δp_o на каждой дросселирующей щели распределителя находится из уравнения теплового баланса

$$\Delta p_o = \frac{K_m \cdot F_{\text{д}} (T_{\text{ж}} - T_{\text{ат}})}{2 \cdot Q_{\text{н}}}, \qquad (5.15)$$

где K_m – коэффициент теплопередачи, который зависит от места установки насосной станции, например:

- внутри оборудования $K_m = 9\left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot °\text{C}}\right]$,
- вне оборудования $K_m = 15\left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot °\text{C}}\right]$,
- используя воздушный теплообменник $K_m = 70...90\left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot °\text{C}}\right]$,
- при водяном теплообменнике $K_m = 100...200\left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot °\text{C}}\right]$;

$T_{ат}$ – температура окружающей среды;

$T_ж$ – допустимая температура рабочей жидкости (обычно в пределах $T_ж = 50...70°\text{C}$).

8. Ширина дросселирующей щели в нейтральном положении затвора

$$h_o = K_{в.м.} \cdot \Delta X, \qquad (5.16)$$

где $K_{в.м.}$ – передаточный коэффициент входного механизма;

ΔX – допустимый односторонний люфт (например, люфт на рулевом колесе). Если данных нет, задаетесь исходя их назначения привода по справочнику.

9. Расчет параметров распределителя

Диаметр затвора определим из величины номинального расхода $Q_н$ и скорости потока рабочей жидкости в окне золотника $v_{зол}$ при полном открытии проходных щелей

$$v_{зол} = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{расп}}, \qquad (5.17)$$

где $\Delta p_{расп}$ – перепад давления на щели.

Площадь проходных щелей $F_{щ} = \frac{Q_{н}}{V_{зол}}$. Однако, площадь проходного сечения зависит от его формы. Если проходное сечение выбирается в форме боковой поверхности цилиндра, то его площадь равна $F_{щ} = \pi d h_0$. Откуда диаметр затвора будет равен

$$d_{з} = \frac{Q_{н}}{v_{зол} \pi h_0}. \qquad (5.18)$$

Гидравлический расчет заключается в выборе типоразмеров трубопроводов, марки рабочей жидкости, подборе необходимой гидроаппаратуры, определении потерь давления в гидролиниях и аппаратах и определении гидравлического коэффициента полезного действия спроектированной системы.

Последовательность гидравлического расчета следующая.

1. Определение расходов жидкости в напорном и сливном трубопроводах привода

Максимальный расход рабочей жидкости в напорной гидролинии $Q_{н}$ и в сливной $Q_{с}$

$$Q_{н} = Q_{д} \text{ и } Q_{с} = F_{д} \cdot v_{д}. \qquad (5.19)$$

Поскольку гидроцилиндр симметричный, расход в напорном и сливном трубопроводах одинаковый.

2. Расчет и выбор условного прохода трубопроводов

Условным проходом трубопроводов $d_{у}$ называется внутренний диаметр трубы. У гидравлических труб нормали и ГОСТы установлены на наружный диаметр трубы и на толщину стенки.

Исходя из назначения трубопровода, допустимая скорость течения рабочей жидкости рекомендуется следующая:

всасывающий трубопровод – $v_{доп} = 0{,}5..1{,}0$ [м/с];

сливной трубопровод – $v_{доп} = 1{,}5..2{,}0$ [м/с].

Для напорного трубопровода допустимая скорость определяется взависимости от давления, см. табл. 5.1.

Таблица 5.1

$p_{ном}$	МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
$v_{доп}$	м/с	2	3,2	4	5	6,3	10

Назначив допустимые скорости течения рабочей жидкости для напорного, сливного и всасывающего трубопровода $v_{тр.нап}, v_{тр.сл}, v_{тр.вс}$, определим площадь проходных сечений в напорном, сливном и всасывающем трубопроводах

$$f_{тр.нап} = \frac{Q_д}{v_{тр.нап}}; \quad f_{тр.сл} = \frac{Q_с}{v_{тр.сл}}; \quad f_{тр.вс} = \frac{Q_д}{v_{тр.вс}}. \quad (5.20)$$

Определим внутренние диаметры трубопроводов

$$d_{тр.нап} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{тр.нап}}{\pi}}; \; d_{тр.сл} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{тр.сл}}{\pi}}; \; d_{тр.вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{тр.вс}}{\pi}}. (5.21)$$

Толщину стенки трубы $s_{тр}$, которая выдержит заданное давление, примем с коэффициентом запаса $K_з$, который в 2 - 4раза больше рабочего коэффициента:

$$s_{тр.нап} = \frac{p_{ном}}{2} \cdot \frac{d_{тр.нап}}{[\sigma]} \cdot K_з;$$

$$s_{тр.сл} = \frac{p_{сл}}{2} \cdot \frac{d_{тр.сл}}{[\sigma]} \cdot K_з, \quad (5.22)$$

где коэффициент запаса $K_з = 2...4$; допустимое напряжение материала труб (стальные, бесшовные трубы) $[\sigma] = 120 \cdot 10^6$ [Н/м^2].

Выбираем толщину стенок для труб по ГОСТу. Определяем наружный диаметр труб

$$d_{н.нап} = d_{тр.нап} + 2 \cdot s_{нап}, d_{н.сл} = d_{тр.сл} + 2 \cdot s_{сл}. \quad (5.23)$$

Полученные расчетом значения округляются до ближайших больших стандартных значений.

3. Выбор гидроаппаратуры

Гидроаппаратуру в основном выбирают по диаметру условного прохода

$$d_{\text{у.нап}} = d_{\text{н.нап.ГОСТ}} - 2 \cdot s_{\text{нап.ГОСТ}} \quad (5.24)$$

или

$$d_{\text{у.сл}} = d_{\text{н.сл.ГОСТ}} - 2 \cdot s_{\text{сл.ГОСТ}}$$

из каталогов-справочников. Также ориентиром может служить и рекомендуемый в технических характеристиках аппарата номинальный расход. Внешний объем и масса аппарата зависят от пропускной способности, а именно от диаметра условного прохода. Обычно, она несколько завышена. Поэтому допускается выбирать аппараты с уменьшенным до 1,5 раз $d_{\text{у}}$. При этом обязательно проверяют соответствие между расходом в технической характеристике аппарата и расходом, который должен проходить через аппарат по расчету. Трубопроводы при этом остаются прежние, добавляются переходные элементы для монтажа. Фильтры выбираются по тонкости фильтрации и месту установки (напорные, сливные).

4. Выбор марки и температуры рабочей жидкости

Если гидропривод работает в закрытом помещении (цехе), то температура,при которой будет работать привод, например, $T = 20°\text{C}.$Если привод работает на открытом воздухе, то в зависимости от региона, температура в пределах от −40°С до +40°С. В соответствии с температурой, при которой будет работать гидропривод, выбирается минеральное масло, например, марка ИГП-30 с кинематической вязкостью $\upsilon_{\text{к}} = 30\,\text{сСт} = 30 \cdot 10^6$ [м^2/с] и плотностью $\rho = 900$ [кг/м^3]. При расчете желательно обосновывать выбор рабочей жидкости.

5. Расчет потерь давления в напорной и сливной ветвях гидропривода

Средняя по сечению скорость течения жидкости в напорной и сливной трубах

$$v_{\text{ж.нап}} = \frac{Q_{\text{д}}}{f_{\text{у.нап}}} \text{ и } v_{\text{ж.сл}} = \frac{Q_{\text{с}}}{f_{\text{у.сл}}}, \qquad (5.25)$$

где $f_{\text{у.нап}}$ и $f_{\text{у.сл}}$ – внутренняя площадь сечения трубы, выбранной по ГОСТу.

Определяем режимы течения жидкости в трубопроводах, используя критерий Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{нап}} = \frac{v_{\text{ж.нап}} \cdot d_{\text{у.нап}}}{\upsilon_{\text{к}}} \quad \text{и} \quad \text{Re}_{\text{сл}} = \frac{v_{\text{ж.сл}} \cdot d_{\text{у.сл}}}{\upsilon_{\text{к}}}. \qquad (5.26)$$

В соответствии с полученными режимами течения жидкости, определяем коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси)

$$\lambda = \begin{cases} \dfrac{75}{\text{Re}} & \text{при } \text{Re} \le 2300, \\ \dfrac{0{,}316}{\sqrt[4]{\text{Re}}} & \text{при } \text{Re} \ge 2300. \end{cases} \qquad (5.27)$$

Потери давления в трубопроводах по длине:

$$\Delta p_{\ell.\text{нап}} = \lambda_{\text{нап}} \cdot \frac{\ell_{\text{тр.нап}}}{d_{\text{у.нап}}} \cdot \rho \cdot \frac{v^2_{\text{ж.нап}}}{2} \text{ – в напорном трубопроводе;} \qquad (5.28)$$

$$\Delta p_{\ell.\text{сл}} = \lambda_{\text{сл}} \cdot \frac{\ell_{\text{тр.сл}}}{d_{\text{у.сл}}} \cdot \rho \cdot \frac{v^2_{\text{ж.сл}}}{2} \text{ – в сливном трубопроводе,} \qquad (5.29)$$

где $\ell_{\text{тр.нап}}$ и $\ell_{\text{тр.сл}}$ – соответственно длины напорной и сливной труб.

Потери давления на местные сопротивления:

$$\Delta p_{\text{м.нап}} = \xi_{\text{нап}} \cdot \rho \cdot \frac{v^2_{\text{ж.нап}}}{2} \text{ – в напорном трубопроводе;} \qquad (5.30)$$

$$\Delta p_{\text{м.сл}} = \xi_{\text{сл}} \cdot \rho \cdot \frac{v^2_{\text{ж.сл}}}{2} \text{ – в сливном трубопроводе,} \qquad (5.31)$$

где $\xi_{\text{нап}}$ и $\xi_{\text{сл}}$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений, учитывающий количество поворотов, выход из трубы в полость цилиндра, вход в трубу из полости цилиндра и т. п.

Потери давления в гидроаппаратах

Определяется эффективная площадь проходного сечения каждого аппарата, расположенного на силовых гидролиниях. Номинальный расход $Q_{\text{ном}}$ и потери давления Δp берутся из технических характеристик аппарата

$$f_i = \frac{Q_{\text{ном}}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}}. \qquad (5.32)$$

Для каждого аппарата, например, предохранительного клапана, обратного клапана, распределителя, фильтров и т. п., определяются потери давления

$$\Delta p_i = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q_A}{f_i} \right)^2, \text{где} \quad \begin{matrix} Q_A = Q_{\text{д}} \text{ напорный трубопровод} \\ Q_A = Q_{\text{с}} \text{ сливной трубопровод} \end{matrix}. \qquad (5.33)$$

Определение суммарных потерь давления в напорном и сливном трубопроводах:

$$\Delta p_{\text{нап}} = \Delta p_{\ell.\text{нап}} + \Delta p_{\text{м.нап}} + \sum \Delta p_i \,,$$
$$\Delta p_{\text{сл}} = \Delta p_{\ell.\text{сл}} + \Delta p_{\text{м.сл}} + \sum \Delta p_i \,. \qquad (5.34)$$

6. Расчет гидравлического коэффициента полезного действия трубопроводов и аппаратов

$$\eta_{\text{г.а}} = \frac{p_{\text{ном}} + p_{\text{атм}} - \Delta p_{\text{нап}}}{p_{\text{ном}}}. \qquad (5.35)$$

Затем производится расчет по выбору насоснойустановки.

К основным агрегатам насосной установки относятся: приводной двигатель, насос, бак.

1. Определение величины объемных потерь (утечек) в гидроаппаратах напорной гидролинии Q_i

Для каждого аппарата определяем относительное значение утечек

$$\Delta Q_{\text{а}.i} = \frac{Q_{\text{у}.i}}{p_{\text{ном}.i}}, \qquad (5.36)$$

где $Q_{\text{у}.i}$ – утечки через і-й аппарат при давлении $p_{\text{ном}.i}$, взятые из технических характеристик аппаратов.

Реальное значение утечек для назначенного проектировщиком рабочего давления будет

$$Q_{\text{а}.i} = \sum Q_i \cdot p_{\text{ном}}. \qquad (5.37)$$

Требуемая подача насоса для обеспечения заданной скорости

$$Q_{\text{н.расч}} = Q_{\text{д}} + Q_{\text{а}.i}. \qquad (5.38)$$

Определение объемного коэффициента полезного действия гидроаппаратуры

$$\eta_{\text{о.а}} = \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{н.расч}}}. \qquad (5.39)$$

2. Выбор типоразмера насоса

Насос выбирается по наибольшему расходу $Q_{\text{насоса}} \geq Q_{\text{н.расч}}$ при давлении $p_{\text{ном}} \leq p_{\text{насоса}}$. Если номинальное давление меньше 6,3 МПа, то обычно применяют шестеренные насосы. При давлениях выше 10 МПа – аксиально- или радиально-поршневые насосы.Насос выбирают из справочника и выписывают его типоразмер и технические характеристики.

Определение крутящего момента на валу насоса

$M_{\text{н}} = \frac{V_{\text{н}} \cdot p_{\text{ном}}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{н.п.}}}$, где $\eta_{\text{н.п.}}$ – КПД насоса полный, взятый из технических характеристик;$V_{\text{н}}$ – рабочий объем насоса из технических характеристик.

Мощность на валу насоса $N_н = n \cdot M_н$, где n – частота вращения вала насоса, например, $\begin{matrix} n = 960\,\text{об/мин} = 100{,}8\,\text{рад/с} \\ n = 1460\,\text{об/мин} = 153{,}3\,\text{рад/с} \end{matrix}$.

3. Выбор приводного двигателя

Электродвигатель подбирают по величинам момента и мощности, учитывая частоту вращения.

4. Предохранительный клапан настраивается на давление

$$p_{к.пр} = (1{,}1...1{,}3)p_{ном}. \qquad (5.40)$$

5. Определение полезного объема гидробака

Для стационарного гидропривода объем гидробака $W_б$ подбирают в соответствии с трех- и пятиминутной подачей насоса

$$W_б = (180...300)\,Q_{ном}. \qquad (5.41)$$

Объем гидробака подбирают по ГОСТу или отраслевой нормали. При таком подборе баки получаются большие, но ведь они выполняют функции фильтров и теплообменника. К тому же, чем дольше рабочая жидкость будет находиться в баке, тем больше воздуха, растворенного в ней, сможет выделиться из жидкости. Для гидропривода мобильных машин

$$W_б = 1{,}5\,(W_{тр} + W_{насос} + W_{дв}), \qquad (5.42)$$

где $W_{тр}$ – внутренний объем напорных гидролиний;

$W_{насос}$ – объем жидкости в насосе;

$W_{дв}$ – объем жидкости в двигателе.

6. Расчет объемного КПД гидропривода при номинальном режиме работы

$$\eta = \eta_{н.о.} \cdot \eta_{д.о.} \cdot \eta_{а.о.}, \qquad (5.43)$$

где $\eta_{н.о.}$ – объемный КПД насоса;

$\eta_{д.о.}$ – объемный КПД двигателя;

$\eta_{а.о.}$ – объемный КПД гидроаппаратов.

5.2.3. Прочностные расчеты гидроцилиндра

1. Проверка штока на разрыв

В качестве материала штока выбираем, например, сталь 15ХМ. Допустимое напряжение на разрыв $[\sigma_р] = 200$ МПа. Максимальная нагрузка на шток гидроцилиндра $H_р$. Минимальный диаметр штока, который выдержит максимальную нагрузку,

$$d_{ш.мин} = 1{,}13\sqrt{\frac{H_р}{[\sigma_р]}}. \qquad (5.44)$$

Если полученный диаметр штока меньше, чем расчетный диаметр, то условие прочности на разрыв выполняется.

2. Проверка штока на изгиб

Минимальный диаметр штока, который выдержит максимальную нагрузку, не прогибаясь более допустимой величины, будет равен

$$d_{ш.мин} = \sqrt[4]{\frac{H_р \cdot 64(\mu_{дл} \cdot \ell_{шток})^2}{\pi^3 \cdot E_{ст}}}, \qquad (5.45)$$

где $\mu_{дл}$ – коэффициент приведенной длины, $\mu_{дл} = 2$;

$\ell_{шток}$ – длина штока;

$E_{ст}$ – модуль упругости стали, для стали 15ХМ $E_{ст} = 2{,}05 \cdot 10^5$ МПа. Если полученный диаметр штока меньше, чем расчетный диаметр, то условие прочности на изгиб выполняется.

3. Диаметральная деформация гидроцилиндра

Диаметральная деформация внутренней поверхности равна

$$\Delta D = \frac{p_{ном} D_в}{E_{ст}\left(D_н^2 - D_в^2\right)}\left[D_н^2 + \mu\left(D_н^2 - D_в^2\right)\right], \qquad (5.46)$$

где $D_н$ и $D_в$ – соответственно наружный и внутренний диаметры гидроцилиндра.

Диаметральная деформация внешней поверхности гидроцилиндра равна

$$\Delta D = \frac{p_{\text{ном}} D_{\text{в}} \cdot D_{\text{н}}^2}{E_{\text{ст}}\left(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2\right)}. \qquad (5.47)$$

5.3. Динамический расчет следящего гидропривода

Динамические свойства исполнительного механизма зависят от многих нелинейных факторов. Проанализировать, как поведет себя система во время переходного процесса, можно по математической модели следящего привода. Поскольку процессы, проходящие в системе нелинейные, то и модель нелинейная, сложная. Такую модель хорошо применять уже на завершающей стадии проектирования. Для предварительной оценки выбранных параметров силовой части привода достаточно упрощенной линейной математической модели.

Рассмотрим линейную математическую модель для четырехщелевого следящего привода, показанного на рис. 5.7.

Уравнение сил, действующих на поршень исполнительного двигателя,

$$F(p_1 - p_2) = m \cdot v'_{\text{д}} + H_{\text{тр}} + H_{\text{с}}, \qquad (5.48)$$

здесь F – эффективная площадь поршня гидродвигателя;

p_1 и p_2 – давления в полостях гидроцилиндра;

m – приведенная к оси поршня масса подвижных частей;

$v'_{\text{д}}$ – ускорение (производная от рабочей скорости перемещения поршня);

$H_{\text{с}}$ – потенциальная нагрузка, приведенная к оси поршня;

$H_{\text{тр}}$ – сила сопротивления учитывает потери на трение в двигателе $H_{\text{тр}} = K_{\text{тр}} \cdot v_{\text{д}}$, где коэффициент трения определяетсякак $K_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot H_{\text{макс}}}{\pi \cdot v_{\text{д}}}$ и максимальная сила контактного трения, приведенная к оси поршня, равна $H_{\text{макс}} = F \cdot p_{\text{н}}\left(1 - \eta_{\text{д.мех}}\right)$;