

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПНЕВМОПРИВОДОВ:
ПРАКТИКУМ

Пособие для студентов специальности 1-36 01 07
«Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин»

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

Минск
БНТУ
2020

УДК 62-82(076.5)

ББК 34.447я7

Т33

С о с т а в и т е л и:

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

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра «Лесных машин, дорог и технологий
лесопромышленного производства» УО «Белорусский
государственный технологический университет»
(заведующий кафедрой, канд. техн. наук, доцент *С. П. Мохов*);
заведующий лабораторией РУП «НПЦ НАН Беларуси
по механизации сельского хозяйства»,
канд. техн. наук *Э. В. Дыба*

Теория и проектирование гидропневмоприводов: практикум:
Т33 пособие для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосис-
темы мобильных и технологических машин» / сост.: П. Н. Кишкевич,
М. И. Жилевич, П. Р. Бартош. – Минск : БНТУ, 2020. – 110 с.
ISBN 978-985-583-519-7.

В пособии приведены методики проектировочного, энергетического, теплового расчетов гидравлических и пневматических приводов и их элементов. Рассматривается порядок составления математических моделей для исследования динамики гидро- и пневмоприводов.

УДК 62-82(076.5)
ББК 34.447я7

ISBN 978-985-583-519-7

© Белорусский национальный
технический университет, 2020

ПРЕДИСЛОВИЕ

Неотъемлемой частью процесса проектирования пневматических и гидравлических приводов является проведение статических и динамических расчетов. Важным этапом проектирования является энергетический расчет пневмо- и гидроприводов с дроссельным и машинным управлением, который позволяет выбрать конструктивные параметры гидро- и пневмодвигателя, распределителя, системы питания привода в зависимости от нагрузочного режима.

Математическое моделирование внутренних динамических процессов в гидро- и пневмоприводах позволяет исследовать характер протекания переходных процессов, оценить устойчивость системы и качество регулирования.

В пособии рассмотрены математические модели гидроприводов различной структуры с учетом и без учета податливости рабочей жидкости, показаны особенности математического моделирования динамики пневматического привода.

Материал, изложенный в учебно-методическом пособии, будет полезен при изучении дисциплины «Теория и проектирование гидроразводных приводов», а также при дипломном и курсовом проектировании для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин».

1. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПНЕВМОПРИВОДА И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ

В соответствии с ГОСТ 17752-72 пневматическая система – это техническая система, состоящая из устройств, находящихся в непосредственном контакте с рабочим газом (воздухом). В общем случае она состоит из источника сжатого воздуха, направляющей и регулирующей пневмоаппаратуры, пневмодвигателей и трубопроводов, связывающих пневмоаппаратуру с пневмодвигателями и источником сжатого воздуха. Следовательно, статический расчет пневмопривода состоит в выборе конструктивных параметров пневмодвигателей, пневмоаппаратуры и трубопроводов.

Полученные в результате расчета основные параметры пневмопривода должны соответствовать следующим государственным стандартам: условные проходы – ГОСТ 16516-80; нормальные диаметры деталей подвижных уплотняющих цилиндрических пар (поршни, плунжеры, штоки, золотники и т. п. и их втулки) – ГОСТ 12447-80; номинальные вместимости ресиверов, гидроаккумуляторов и т. п. – ГОСТ 12448-80.

1.1. Расчет пневмодвигателей

Пневмодвигатели (ПД) предназначены для приведения в движение рабочих органов транспортных и технологических машин, выполнения различных вспомогательных операций и т. п. По виду движения выходного звена ПД подразделяются на поступательные, поворотные и вращательные (пневмомоторы). Наибольшее распространение получили ПД с поступательным движением выходного звена (поршневые и мембранные).

1.1.1. Поршневые пневмодвигатели (пневмоцилиндры)

Расчет пневмоцилиндров подразделяют на проектный и поверочный. При проектном расчете по заданной или расчетной результирующей нагрузке на штоке цилиндра, магистральному давлению, массе перемещаемых деталей, скорости перемещения поршня определяют диаметры поршня, штока и подводящих отверстий, расход воздуха и пропускную способность пневмолиний. При поверочном

расчете определяют время срабатывания пневмоцилиндра и возможность торможения поршня (для цилиндра с торможением).

Пневмоцилиндры в зависимости от характера применения условно разделяют на две группы:

- зажимные цилиндры, которые обеспечивают передачу заданного усилия после завершения хода или при весьма малых перемещениях поршня с «ползучей» скоростью;
- транспортирующие цилиндры, развивающие требуемое усилие на всем пути перемещения поршня.

Диаметр поршня зажимного цилиндра одностороннего действия определяют, исходя из заданного результирующего усилия P (при зажиме или транспортировании), по формуле

$$D = 1,13\sqrt{P / (0,9p_m - p_a)}, \text{ м,}$$

где p_m – минимальное абсолютное давление в магистрали, Па;

p_a – атмосферное давление ($p_a = 1,0 \cdot 10^5$ Па).

Диаметр поршня транспортирующего цилиндра определяют по выражению

$$D = 1,13\sqrt{P / (Xp_m(1 - \kappa_{тр}))}, \text{ м,}$$

где X – безразмерный параметр нагрузки;

$\kappa_{тр}$ – коэффициент, учитывающий потери на трение в цилиндре.

Ориентировочные значения $\kappa_{тр}$ для различных величин полезной нагрузки при уплотнении манжетами по ГОСТ 6678-72 и магистральном давлении 0,5...0,6 МПа приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Ориентировочные значения коэффициента,
учитывающего потери на трение

P , кН	0,60	0,60–6,0	6,0–25	25–60
$\kappa_{тр}$	0,5–0,2	0,2–0,12	0,12–0,08	0,08–0,05

Большие значения $k_{тр}$ принимают для меньших диаметров пневмоцилиндров.

Безразмерный параметр нагрузки $X = P / (p_m A_{п})$,
где $A_{п}$ – площадь поршня.

Оптимальное значение $X = 0,4...0,5$.

Расчетное значение диаметра поршня округляют до ближайшего стандартного значения. Рекомендуют округлять в большую сторону, однако, если расчетный диаметр поршня отличается от стандартного не более чем на 5 %, то можно принимать меньшее значение. По полученному расчетному диаметру и ГОСТ 15608-70 определяют основные конструктивные параметры пневмоцилиндра.

Соотношение между диаметрами поршня цилиндра и диаметром штока в соответствии с ГОСТ 15608-70 приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Соотношение между диаметрами поршня и штока

D , мм	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320	360	400
$d_{ш}$, мм	10	10	12	16	16	25	25	32	40	50	63	80	80	90

Диаметр присоединительных отверстий цилиндров определяется скоростью перемещения поршня, объемным расходом, размерами крышек и т. д. Существуют рекомендации по выбору диаметра $d_{п}$ этих отверстий в зависимости от диаметра поршня D . Для максимальной скорости поршня $v_{max} = (0,3...0,5)$ м/с принимают $d_{п} = 0,1 D$.

Объемный расход сжатого воздуха при заданном времени срабатывания пневмоцилиндра (ПЦ) определяется по формулам:

– для цилиндра одностороннего действия

$$Q_{в} = 0,785D^2L / t_L, \text{ м}^3/\text{с};$$

– для цилиндра двустороннего действия

$$Q_{в} = 0,785(2D^2 - d_{ш}^2)L / t_L, \text{ м}^3/\text{с},$$

где t_L – время срабатывания (время двойного хода) пневмоцилиндра, с;
 L – ход поршня, м.

Заданный закон движения поршня ПШ, заданное быстродействие или минимальные размеры цилиндра обеспечиваются выбором диаметра поршня, проходных сечений напорной и выхлопной линий, начального объема полостей пневмоцилиндра и др.

1.1.2. Мембранные пневмодвигатели

Мембранные пневмодвигатели применяют в зажимных, фиксирующих, тормозных устройствах транспортных и технологических машин.

Мембранные двигатели применяют преимущественно одностороннего действия с пружинным возвратом и без него, реже двустороннего действия.

Диаметр плоской мембраны (в месте заделки) определяют по следующим формулам:

– при толкающем усилии

$$D_m = 1,95 \sqrt{P / \left((1 + B_1 + B_1^2) p_m \right)}, \text{ м};$$

– при тянущем усилии

$$D_m = 1,95 \sqrt{(P + 0,785 p_m d_{ш}^2) / \left((1 + B_1 + B_1^2) p_m \right)}, \text{ м},$$

где P – заданная результирующая сила сопротивления на штоке, Н;

p_m – избыточное магистральное давление, Па;

$d_{ш}$ – диаметр штока;

$B_1 = D_0 / D_m$ – коэффициент;

D_0 – диаметр опорного диска;

D_m – диаметр мембраны в месте заделки.

Коэффициент B_1 обычно принимают в пределах 0,6...0,8.

Толщина плоских резиновых мембран без гофра

$$\delta = 0,175 p_m D_m (1 - B_1^2) / [\tau_{ср}], \text{ мм},$$

где $[\tau_{ср}]$ – допустимое напряжение на срез, МПа.

Значение $[\tau_{ср}]$ для листовой резины в зависимости от ее толщины принимаются равными 2,1...3,0 МПа, причем большее значение допустимого напряжения на срез соответствует меньшей толщине листовой резины.

В табл. 1.3 приведены рекомендуемые значения максимального хода штока мембранных цилиндров одностороннего действия с плоскими мембранами.

Таблица 1.3

Рекомендуемые значения максимального хода штока мембранных цилиндров

p_m , МПа	0,4	0,5	0,6	0,8
L , м	0,08	0,10	0,12	0,15

Для плоских штампованных мембран и гофров максимальное значение прогиба рекомендуется принимать не более $(0,20...0,25)D_m$.

1.2. Выбор направляющей и регулирующей пневмоаппаратуры

Для приближенного выбора требуемой пропускной способности распределителя можно воспользоваться формулой

$$K_v = 127 A_{п} L p / \left(t_L \sqrt{(\Delta p (p - \Delta p))} \right),$$

где K_v – пропускная способность распределителя, м³/ч;

$A_{п}$ – площадь поршня, м²;

L – ход поршня, м;

t_L – заданное время перемещения поршня, с;

p – абсолютное рабочее давление, МПа;

Δp – перепад давления на распределителе, МПа.

Предполагается, что площадь поршня выбрана из условия

$$X = P / (p A_{п}) = 0,5,$$

где X – безразмерная нагрузка на штоке;

P – постоянная сила сопротивления перемещению поршня.

Значение Δp для определения K_v рекомендуется выбирать в пределах (0,015...0,03) МПа. Причем меньшее значение Δp принимает-ся при выборе K_v с запасом.

Выбор обратных клапанов, клапанов быстрого выхлопа, последовательности, логических, выдержки времени производится с учетом требуемого условного прохода d_v , давления в магистрали p_m , расхода воздуха Q_v , давления срабатывания (диапазон давления срабатывания), времени выдержки.

При выборе пневмодросселей необходимо учитывать расход воздуха Q_v в пневмолинии, где будет установлен дроссель, условный проход d_v пневмолиний, давление в магистрали p_m .

При выборе типа редукционного клапана следует учитывать давление воздуха в сети, необходимый диапазон регулирования выходного давления воздуха и его допустимые колебания, диапазон изменения расхода воздуха, возможность превышения давления воздуха сверх заданного и необходимость перенастройки с большего давления на меньшее путем сброса сжатого воздуха через редукционный клапан, необходимость дистанционного управления.

При выборе предохранительных клапанов следует учитывать номинальное давление в сети, расход, пределы настройки давления воздуха, условный проход.

1.3. Выбор трубопроводов

Трубопроводы рассчитывают в такой последовательности:

а) определяют величину внутреннего размера трубопровода по заданному расходу;

б) определяют потери давления Δp_T по длине трубы и потери давления Δp_m на местных сопротивлениях;

в) суммарные потери давления $\Delta p = \Sigma \Delta p_T + \Sigma \Delta p_m$ сравнивают с допустимыми (обычно не более 5 % от давления в магистрали), при значительном расхождении соответственно изменяют диаметр трубы и делают перерасчет;

г) проверяют на прочность.

Потери давления по длине Δp_T и на местных сопротивлениях Δp_m определяются по монограммам, приведенным в справочниках.

Внутренний диаметр трубопровода определяют по формуле

$$d = \sqrt{4Q_B \rho_0 / (\pi v \rho)},$$

где Q_B – расход воздуха, м³/с;

v – скорость воздуха, м/с;

ρ_0, ρ – плотность воздуха соответственно при нормальном атмосферном давлении и при давлении в трубопроводе, $\rho_0 = 1,17$ кг/м³.

Ориентировочные значения ρ в зависимости от p_M (при $t = 20$ °С) приведены в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Ориентировочные значения ρ в зависимости от p_M

p_M , МПа	0,3	0,4	0,63	1,0
ρ , кг/м ³	3,50	4,75	7,59	11,67

Скорость воздуха для подводящих трубопроводов рекомендуется принимать равной 16–40 м/с. Меньшие значения скорости принимают при более высоких рабочих давлениях.

При выборе труб по прочностным характеристикам следует исходить не только из величины передаваемого давления, но и из возможности механического повреждения труб, условий гибки, конструкции соединений и т. п. В основном применяют трубы, для которых отношение наружного диаметра трубы D к толщине стенки δ менее 16. В этом случае прочность прямых отрезков трубопроводов, нагруженных внутренним статическим давлением, может быть определена следующим образом:

– минимальная толщина стенки трубопровода

$$\delta = (d/2) \left(\sqrt{\frac{\sigma_B + p}{\sigma_B - p}} - 1 \right), \text{ м,}$$

где d – внутренний диаметр трубопровода, м;

σ_B – временное сопротивление разрыву материала трубопровода, МПа;

p – избыточное давление в трубопроводе, МПа;

– минимальное разрушающее давление в трубе

$$p_p = \sigma_B (d/\delta + 1) / (0,5(d/\delta)^2 + d/\delta + 1);$$

– рабочее давление

$$p_{\text{раб}} = p_p / n_n,$$

где p_p – минимальное разрушающее давление, МПа;

n_n – запас прочности.

Запас прочности выбирают в зависимости от назначения трубопровода (обычно в пределах 3...6). Для безопасности работы пневмопривода $p_{\text{раб}} > p$.

Для тонкостенных труб $(D/\delta) > 16$ минимальная толщина стенки трубопровода определяется по выражению

$$\delta = p(d + m) / (2 \sigma_B n), \text{ мм,}$$

где m – коэффициент, учитывающий отклонение по диаметру трубопровода, $m = 0,3$ мм;

n – коэффициент, учитывающий отклонения по толщине стенки трубопровода, $n = 0,9$.

Минимальное разрушающее давление в трубопроводе

$$p_p = 2\delta \sigma_B / d.$$

1.4. Выбор параметров питающей части пневматического привода

Для пневматических и пневмогидравлических приводов мобильных машин и стационарного оборудования характерно эпизодическое потребление сжатого воздуха, которое характеризуется числом циклов работы пневмосистемы в единицу времени.

Общий объем V_n пневмопривода, заполняемый сжатым воздухом при одном полном цикле работы, равен сумме объемов исполнительных органов, пневмоаппаратов и трубопроводов. Объем исполнительных органов может быть определен экспериментальным или

расчетным путем по известным параметрам (эффективная площадь поршня или диафрагмы и максимальный ход штока). Аналогично может быть определен объем пневмоаппаратов. Объем каждого трубопровода определяется по известному диаметру и длине.

Масса воздуха, затрачиваемого за один цикл работы, определяется по выражению

$$m_{\text{в}} = \frac{p_{\text{п}} V_{\text{п}}}{RT},$$

где $p_{\text{п}}$ – абсолютное давление воздуха в исполнительных органах во время работы;

R – удельная газовая постоянная воздуха;

T – термодинамическая температура, К.

Массовый расход воздуха

$$G_m = m_{\text{в}} \alpha, \text{ кг/мин},$$

где α – число полных циклов работы привода в минуту.

Обычно для расчета принимаются $p_{\text{п}} = 8 \cdot 10^5$ Па; $R = 287,14$ Дж/(кг·К); $\alpha = 1$.

Для предотвращения чрезмерной длительности непрерывной работы компрессора и частых его включений, а также для поддержания нормального давления в пневмосистеме при случайном увеличении расхода воздуха и утечках из системы массовая подача компрессора Q_m принимается в четыре-шесть раз больше массового расхода воздуха для работы привода в единицу времени, т. е.

$$Q_m = (4 \dots 6) G_m.$$

Необходимая объемная подача компрессора

$$Q_V = \frac{60 Q_m RT}{p_{\text{вх}}}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $p_{\text{вх}}$ – давление воздуха на входе в компрессор ($p_{\text{вх}} = 0,1$ МПа).

По существующим стандартам по величине Q_V подбирают типоразмер компрессора.

Для стационарных машин суммарный объем ресиверов (или одного) V_{Π} принимается равным

$$V_{\Pi} = (25...40) V_{\kappa},$$

где V_{κ} – суммарный объем цилиндров компрессора.

Для компенсации пиковых расходов в момент одновременной работы наибольшего числа потребителей сжатого воздуха объем ресивера принимается

$$V_{\text{p}} = \left(\frac{1}{120} \dots \frac{1}{60} \right) Q_V.$$

Приведенные данные являются ориентировочными и для каждого конкретного случая могут быть уточнены расчетом с использованием дополнительных условий, характерных для рабочего процесса пневмосистемы.

Для мобильных машин характерно наличие ряда потребителей сжатого воздуха. Наибольшее распространение получили пневматические тормозные приводы, управляющие тормозными механизмами тягача и прицепных звеньев.

Суммарный объем ресиверов V_{p} , устанавливаемых отдельно на автомобиле, тягаче, прицепе и полуприцепе, должен быть таким, чтобы после восьмикратного полного нажатия на тормозную педаль давление сжатого воздуха в системе не опускалось ниже половины того, которое достигнуто при первом резком включении тормозов

$$p_9 = 0,5 p_1,$$

где p_1 и p_9 – абсолютное давление в системе соответственно при первом и девятом торможении.

Используя зависимость $pV = \text{const}$, можно записать

$$p_n = \frac{p_0 V_{\text{p}}^n}{(V_{\text{p}} + V_{\Pi})^n},$$

где p_n – абсолютное давление в пневмосистеме при n -м торможении;
 p_0 – номинальное давление в системе.

Решив последнее уравнение при $n = 1$ и $n = 9$, а также учитывая, что $p_9 = 0,5p_1$, получаем соотношение $V_p = 11,09V_{п.}$ Для окончательных расчетов принимается $V_p = 12 V_{п.}$ В пневматических тормозных системах мобильных машин применяются в основном два типоразмера ресиверов объемом 20 л и 40 л.

Зная суммарный объем ресиверов V_p , находят число ресиверов рабочей тормозной системы для каждого контура. Для стояночной, запасной и вспомогательных тормозных систем необходимо применение дополнительных ресиверов.

2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК ГИДРОПРИВОДА С ЦИКЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Энергетический расчет насосных установок гидроприводов с цикловым программным управлением (ГП с ЦПУ) необходимо начинать с определений подачи и давления жидкости при быстром подводе (быстрое движение вперед) – первый период; рабочем ходе (медленное движение вперед) – второй период; быстрый отвод (быстрое движение назад) – третий период.

Подача рабочей жидкости насосной установкой в первом и втором периодах работы привода определяется по формулам

$$Q_{н1} = A_{п}v_{п}/(\eta_{д.о}\eta_{а.о});$$

$$Q_{н2} = A_{п}v_{м}/(\eta_{д.о}\eta_{а.о}),$$

где $A_{п}$ – площадь поршня двигателя, m^2 ;

$v_{п}$ – предельная скорость выходного звена гидропривода при быстром движении вперед, m/c ;

$v_{м}$ – скорость медленного движения вперед (рабочий ход), m/c ;

$\eta_{д.о}$ – объемный КПД двигателя (цилиндра), $\eta_{д.о} = 0,98 \dots 1,0$;

$\eta_{а.о}$ – объемный КПД аппаратов, $\eta_{а.о} = 0,92 \dots 0,96$.

$$A_{\Pi} = \pi D_{\text{д}}^2 / 4,$$

где $D_{\text{д}}$ – диаметр поршня двигателя.

$$v_{\Pi} = 1,25 L_{\Pi} / t_{\Pi},$$

где t_{Π} – время быстрого хода вперед, с;

L_{Π} – полный ход двигателя, м.

Время t_{Π} определяется по формуле

$$t_{\Pi} = (t_{\text{y}} - t_{\text{в}} - t_{\text{м}}) / (1 + \sigma_{\text{д}} (L_{\Pi} + L_{\text{м}}) / L_{\Pi}),$$

где t_{y} – полное время цикла, с;

$t_{\text{в}}$ – время выстоя, с;

$t_{\text{м}}$ – время медленного хода (рабочего хода), с;

$\sigma_{\text{д}}$ – коэффициент асимметрии двигателя;

$L_{\text{м}}$ – величина медленного хода, м, причем

$$t_{\text{м}} = L_{\text{м}} / v_{\text{м}}.$$

Подача рабочей жидкости насосной установки в третьем периоде работы привода определяется по выражению

$$Q_{\text{н3}} = \sigma_{\text{д}} Q_{\text{н1}}.$$

Величина давления рабочей жидкости в первом, втором и третьем периодах определяется по формулам:

$$p_{\text{н1}} = F_{\text{в}} / (A_{\Pi} \eta_{\Gamma.а} \eta_{\text{д.м}}) + p_{\text{ат}};$$

$$p_{\text{н2}} = F_{\text{н}} / (A_{\Pi} \eta_{\Gamma.а} \eta_{\text{д.м}}) + p_{\text{ат}};$$

$$p_{\text{н3}} = p_{\text{н1}} / \sigma_{\text{д}},$$

где $p_{\text{ат}}$ – атмосферное давление, $p_{\text{ат}} = 1,013 \cdot 10^5$, Па;
 $\eta_{\text{г.а}}$ – гидравлический КПД аппаратов, $\eta_{\text{г.а}} = 0,85$;
 $\eta_{\text{д.м}}$ – механический КПД двигателя (цилиндра), $\eta_{\text{д.м}} = 0,94 \dots 0,97$.

2.1. Энергетический расчет однонасосной установки с переливным клапаном

Типовая схема однонасосной установки приведена на рис. 2.1, а. В ней применены нерегулируемый самовсасывающий насос 5, приводящий электродвигатель 4, переливной клапан 6, фильтр 2 в сливной линии 8, теплообменный аппарат 3 и масляный бак 1.

Типоразмер насоса выбирается по каталогу в соответствии с требуемыми подачей $Q_{\text{ном}} > Q_{\text{н1}}$ и давлением $p_{\text{ном}} > p_{\text{н2}}$. При $p_{\text{ном}}$ до 6,3 МПа рекомендуется применять шестеренные или пластинчатые насосы, при давлении выше 10 МПа – аксиально- или радиально-поршневые.

Удельный рабочий объем насоса определяется по формулам:

$$q_{\text{н}} = V_{\text{н.о}} / (2\pi)$$

или

$$q_{\text{н}} = Q_{\text{ном}} / (\omega_{\text{н}} \eta_{\text{н.о}}),$$

где $V_{\text{н.о}}$ – рабочий объем насоса, м³;

$Q_{\text{ном}}$ – номинальная подача насоса, м³/с;

$\omega_{\text{н}}$ – угловая скорость приводного вала, с⁻¹;

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

$$\omega_{\text{н}} = \pi n_{\text{ном}} / 30,$$

где $n_{\text{ном}}$ – номинальная частота вращения вала, об/мин.

Значения $V_{\text{н.о}}$, $n_{\text{ном}}$ и $\eta_{\text{н.о}}$ находятся по данным технической характеристики выбранного насоса.

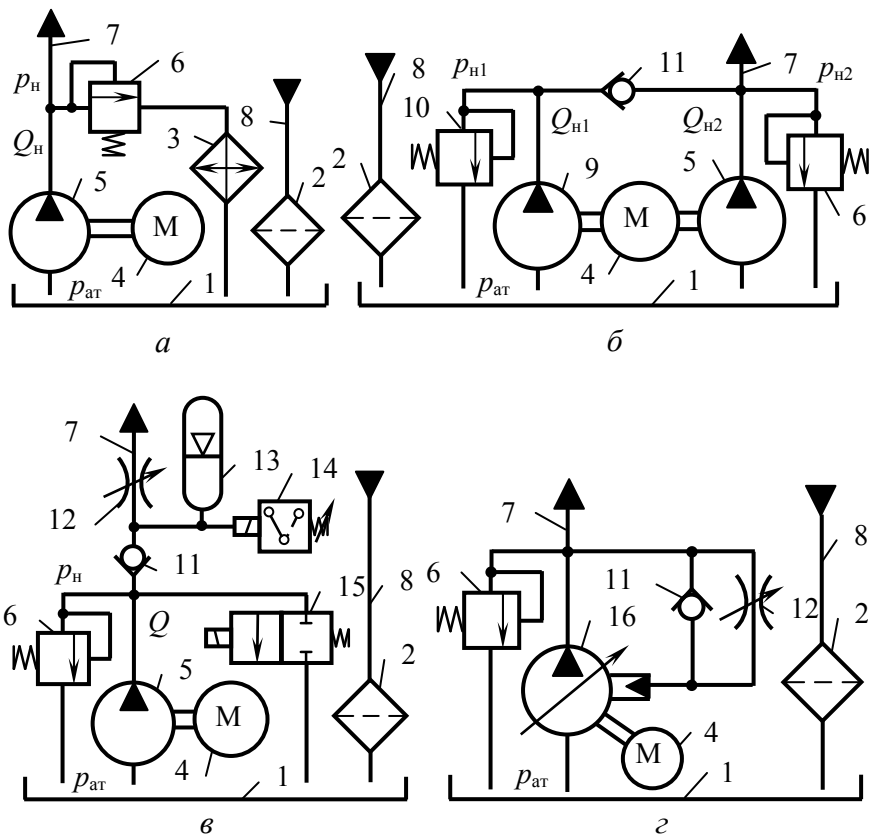


Рис. 2.1. Типовые схемы насосных установок гидроприводов с цикловым программным управлением:

- а* – однонасосная установка с переливным клапаном; *б* – двухнасосная установка с двумя переливными клапанами; *в* – насосно-аккумуляторная установка; *г* – насосная установка с авторегулируемым насосом

Крутящий момент на валу насоса, при $\sigma_H = 1$, $p_B = p_{ат}$, и приводящая мощность равны

$$M_H = q_H (p_{H2} - p_{ат}) / \eta_{H.M};$$

$$N_H = \omega_H M_H,$$

где $\eta_{H.M}$ – механический КПД насоса.

Механический КПД насоса определяется из технической характеристики насоса, примерное значение $\eta_{н.м} = 0,80 \dots 0,94$.

По значениям M_n и N_n подбирают приводящий двигатель.

Переливной клапан выбирается из условия, что максимальный расход Q_{\max} через клапан и давление p_{\max} настройки клапана должны быть $Q_{\max} \geq Q_{н1}$ и $p_{\max} \geq p_{н2}$. При $Q_{\max} < 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ обычно используют переливные клапаны прямого действия, при больших расходах – клапаны непрямого действия.

Фильтр, расположенный в сливной гидрوليнии, подбирают по расходу $Q_{н1}$ жидкости или по условному диаметру d_y , найденному гидравлическим расчетом.

Потери мощности ΔN_m потока жидкости, переходящие в тепло, во втором периоде ГП определяются по формуле

$$\Delta N_m = (p_{н2} - p_{ат})(Q_{ном} - Q_{н2}).$$

Количество теплоты W (Вт), выделенной в ГП в единицу времени,

$$W = \Delta N_m.$$

Превышение установившейся температуры жидкости в баке $\Delta T_{уст}$ ($^{\circ}\text{C}$) над температурой окружающей среды

$$\Delta T_{уст} = W / (k_6 S_6),$$

где k_6 – коэффициент теплопередачи от бака к воздуху;

S_6 – площадь поверхности гидробака.

Для стационарного технологического оборудования, находящегося в помещении, $k_6 = (4 \dots 6)$, Вт/ $(^{\circ}\text{C м}^2)$, для мобильных машин – $k_6 = (10 \dots 15)$, Вт/ $(^{\circ}\text{C м}^2)$.

При определении площади S_6 теплоотдающих поверхностей бака удобно пользоваться уравнениями связи этой площади с полезным объемом гидробака V_6 , которые зависят от его формы

$$S_6 = \begin{cases} 5,5V_6^{2/3} & \text{– для цилиндра;} \\ 6,0V_6^{2/3} & \text{– для параллелепипеда;} \\ 6,7V_6^{2/3} & \text{– для куба.} \end{cases}$$

При выборе полезного объема гидробака пользуются рекомендацией о его величине, соответствующей трех- или пятиминутной номинальной подаче насоса

$$V_6 = (180...300)Q_{\text{ном}}$$

Условие приемлемости теплового режима в гидросистеме

$$\Delta T_{\text{уст}} \leq \Delta T_{\text{доп}} = T_{\text{жmax}} - T_{\text{вmax}}, \quad (2.1)$$

где $\Delta T_{\text{уст}}$ – перепад температуры между рабочей жидкостью и окружающей средой в установившемся режиме;

$\Delta T_{\text{доп}}$ – максимально допустимый перепад температуры между рабочей жидкостью и окружающей средой, $\Delta T_{\text{доп}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$;

$T_{\text{жmax}}$ – максимально допустимая температура рабочей жидкости (должна соответствовать минимально допустимой вязкости, указанной в технических условиях на выбранный тип насосов и гидромоторов);

$T_{\text{вmax}}$ – максимальная температура воздуха (соответствует верхнему пределу рабочего температурного диапазона в заданных условиях эксплуатации машины и технологического оборудования).

При непрерывной работе гидропривода в течение определенного промежутка времени температура рабочей жидкости в баке определяется по формуле

$$T_{\text{ж}} = T_0 + Q_{\text{н}} / (kF) = T_0 + Q_{\text{н}} / \left(4\sqrt[3]{V^2} \right), \quad (2.2)$$

где T_0 – температура окружающего воздуха.

Тогда требуемый объем рабочей жидкости в гидробаке

$$V = \sqrt{\left(\frac{Q_H}{4(T_{ж} - T_0)}\right)^3} = \sqrt{\left(\frac{Q_H}{4\Delta T}\right)^3}. \quad (2.3)$$

Формулы (2.1) и (2.2) наиболее просты и достаточно точны для практических расчетов площади поверхности гидробака и объема рабочей жидкости в нем. При ограничении максимальной температуры рабочей жидкости в баке в пределах ΔT (обычно не более 85°C) в (2.3) подставляют значение этой максимальной температуры. Если неравенство (2.1) не соблюдается, необходимо увеличить объем бака и поверхности теплоотдачи гидропривода или же установить теплообменник, выбрав его по соответствующей методике.

Площадь поверхности теплообмена, необходимая для поддержания перепада $\Delta T_{уст} \leq \Delta T_{доп}$,

$$S_{тр} \geq \frac{W}{\kappa_б \Delta T_{доп}}.$$

Если суммарная фактическая площадь S_ϕ теплоотдающих поверхностей элементов гидропривода меньше требуемой по условиям теплообмена $S_\phi < S_{тр}$, то необходимо увеличить эту площадь путем введения оребрения бака или установкой теплообменника.

Основными требованиями при выборе теплообменника являются наличие необходимой теплоотдающей поверхности $S_T \geq (S_{тр} - S_\phi)$ и соответствие проходящего через него потока рабочей жидкости номинальной величине, указанной в технической характеристике теплообменника.

При наличии принудительного обдува теплообменника площадь его теплоотдающей поверхности уменьшается в отношении

$$S_{то} = S_T \frac{\kappa_б}{\kappa_T},$$

где κ_T – коэффициент теплоотдачи теплообменника в условиях принудительного обдува.

При скорости обдува $V_B = 2...6$ м/с принимают $k_T = 15...45$ Вт/(°С м²), а также используют эмпирические зависимости:

$$k_T = \begin{cases} 6,15 + 4,17V_B & \text{– при } V_B \leq 5 \text{ м/с;} \\ 7,5V_B^{0,78} & \text{– при } V_B > 5 \text{ м/с.} \end{cases}$$

Полученное в результате расчета значение площади S_T теплообменника округляется до ближайшего значения в ряду серийно выпускаемых теплообменников и затем по нему выбирают необходимый типоразмер.

Для уменьшения нагрева рабочей жидкости и элементов гидропривода используются следующие способы:

- повышение общего КПД за счет снижения гидравлических, механических и объемных потерь в гидравлическом приводе;
- выбор оптимальной схемы гидропривода, предусматривающей уменьшение потерь мощности путем применения машинного регулирования, выбора насоса с минимально необходимой подачей, а также использования многopotочных насосов;
- принудительное снижение температуры рабочей жидкости за счет применения автоматической системы регулирования температуры при изменении вязкости жидкости.

2.2. Энергетический расчет двухнасосной установки с двумя переливными клапанами

Типовая схема двухнасосной установки приведена на рис. 2.1, б. В ней применены нерегулируемые самовсасывающие насосы 5 и 9 соответственно высокого и низкого давления. Величина давления $p_{н1}$ и $p_{н2}$ настраивается соответственно клапанами 10 и 6. Между насосами установлен обратный клапан 11. В первом и третьем периодах работы ГП оба насоса при низком давлении $p_{н1}$ подают жидкость в гидролинию 7. Их суммарная подача должна быть не меньше значения $Q_{н1}$. Во втором периоде работы ГП давления в напорной гидролинии возрастает до величины $p_{н2}$. Обратный клапан 11 закрывается. Насос 9 подает жидкость через клапан низкого

давления 10 на слив. Насос 5, соединенный с клапаном 6 высокого давления, подает жидкость в исполнительную часть ГП. Подача насоса 5 должна быть не менее Q_{H2} .

В соответствии с условиями работы двухнасосной установки насос 5 высокого давления подбирается из каталога по номинальной подаче $Q_{ном} > Q_{H2}$ и номинальному давлению $p_{ном} > p_{H2}$. Насос 9 низкого давления выбирается по подаче $Q_{ном} > Q_{H1} - Q_{ном2}$ и давлению $p_{ном1} > p_{H1}$.

Удельные рабочие объемы насосов низкого и высокого давления определяются по формулам

$$q_{H1} = Q_{ном1} / (\omega_{H1} \eta_{H.01});$$

$$q_{H2} = Q_{ном2} / (\omega_{H2} \eta_{H.02}),$$

где ω_{H1} , ω_{H2} – угловые скорости приводных валов насосов низкого и высокого давления;

$\eta_{H.01}$ и $\eta_{H.02}$ – объемные КПД насосов.

$$\omega_{H1} = \pi n_{ном1} / 30;$$

$$\omega_{H2} = \pi n_{ном2} / 30,$$

где $n_{ном1}$ и $n_{ном2}$ – номинальные частоты вращения валов, об/мин.

Значения $n_{ном1}$ и $n_{ном2}$ находятся по данным технической характеристики выбранных насосов.

Крутящие моменты на валах насосов определяются по формулам

$$M_{H1} = q_{H1} (p_{H1} - p_{ат}) / \eta_{H.M1};$$

$$M_{H2} = q_{H2} (p_{H2} - p_{ат}) / \eta_{H.M2},$$

где $\eta_{H.M1}$ и $\eta_{H.M2}$ – механические КПД насосов.

Коэффициенты полезного действия $\eta_{н.м1}$ и $\eta_{н.м2}$ определяются из технических характеристик насосов.

Приводные мощности насосов

$$N_{н1} = \omega_{н1} M_{н1};$$

$$N_{н2} = \omega_{н2} M_{н2}.$$

Если оба насоса приводятся в движение от одного электродвигателя, то последний подбирают по суммарному крутящему моменту $M_{н}$ и суммарной мощности $N_{н}$:

$$M_{н} = M_{н1} + M_{н2};$$

$$N_{н} = N_{н1} + N_{н2}.$$

Потери мощности $\Delta N_{н}$ потока жидкости, переходящие в тепло, во втором периоде работы ГП определяются по формуле

$$\Delta N_{м} = (p_{н1} - p_{ат}) Q_{ном1}.$$

2.3. Энергетический расчет насосно-аккумуляторной установки

Типовая схема насосно-аккумуляторной установки приведена на рис. 2.1, в. Клапан *б* в ней играет только предохранительную роль. Избыток жидкости во втором периоде работы ГП поступает в аккумулятор *13*. После полной зарядки аккумулятора жидкостью, электрическое реле давления *14* включает разгрузочный гидрораспределитель *15*, обеспечивая разгрузку насоса *5*. В первом и третьем периодах работы ГП насос *5* и аккумулятор *13* одновременно подают рабочую жидкость под давлением в нагнетательную гидролинию *7*. Регулируемый дроссель *12* предусмотрен для ограничения предельной скорости движения при быстрых ходах выходного звена. Аккумулятор должен заряжаться жидкостью при повторяющейся циклической работе ГП во втором и четвертом периодах.

Формулы для расчета требуемой подачи насоса насосно-аккумуляторной установки имеют вид:

$$Q_H = Q_{H1}t_{\Pi}/(t_{\Pi} + t_{\text{в}}),$$

$$Q_H = (Q_{H2}t_{\text{м}} + Q_{H3}t_{\text{м}})/(t_{\text{м}} + t_{\text{н}}),$$

где $t_{\text{н}}$ – время быстрого хода назад, с.

$$t_{\text{н}} = t_{\text{y}} - (t_{\Pi} + t_{\text{в}} + t_{\text{м}}).$$

Из полученных значений Q_H принимают большее и по нему выбирают из каталога типоразмер насоса. По номинальной подаче $Q_{\text{НОМ}}$ или рабочему объему $V_{\text{н.о}}$ выбранного насоса находят, как показано выше, рабочий объем q_H .

Объемы жидкости, поступающие из пневмогидравлического аккумулятора (ПГА) в напорную гидролинию в первом $V_{\text{м1}}$ и третьем $V_{\text{м3}}$ периодах, определяем по формулам

$$V_{\text{м1}} = (Q_{H1} - Q_{\text{НОМ}})t_{\Pi};$$

$$V_{\text{м3}} = (Q_{H3} - Q_{\text{НОМ}})t_{\text{н}}.$$

Большее из полученных значений $V_{\text{м1}}$ или $V_{\text{м3}}$ принимают в качестве маневрового объема $V_{\text{ман}}$ аккумулятора.

Нижний уровень давления в аккумуляторе устанавливается по условию работы во втором периоде

$$p_{\text{min}} = p_{\text{н2}}.$$

Найденные значения $V_{\text{ман}}$ и p_{min} – исходные для выбора типоразмера аккумулятора. Из трех типов гидроаккумуляторов: грузового, пружинного и пневматического чаще всего выбирают последний, обеспечивающий минимальные габаритные размеры и массу.

Нормальная работа ПГА обеспечивается при поддержании соотношения минимального и максимального давлений при разрядке и зарядке жидкости в пределах

$$\bar{p}_{\text{ак}} = p_{\text{мин}} / p_{\text{мак}} = 0,7 \dots 0,8.$$

Давление зарядки ПГА газом (обычно азотом) принимают ниже минимального

$$\bar{p}_{\text{зар}} = p_{\text{зар}} / p_{\text{мин}} = 0,90 \dots 0,94,$$

что обеспечивает в аккумуляторе остаточный объем жидкости $V_{\text{ос}}$.

Задавшись значениями $\bar{p}_{\text{зар}}$ и $\bar{p}_{\text{ак}}$, находим относительный маневровый объем $\varepsilon_{\text{ман}}$ аккумулятора по формуле

$$\varepsilon_{\text{ман}} = \bar{p}_{\text{зар}} (1 - \bar{p}_{\text{ак}}^{1/n}),$$

где n – показатель политропы.

Показатель n политропного процесса зависит от времени расширения (сжатия) газа в аккумуляторе. Чем меньше время, тем больше n и наоборот. Обычно принимают $n = 1,1 \dots 1,3$.

Объем газовой полости аккумулятора находится по выражению

$$V_{\text{ак}} = V_{\text{ман}} / \varepsilon_{\text{ман}}.$$

Остаточный объем жидкости при выровнявшейся температуре газа

$$V_{\text{ос}} = V_{\text{ак}} (1 - \bar{p}_{\text{зар}}).$$

Типоразмер ПГА выбирают по номинальному давлению жидкости $p_{\text{ном}} \geq p_{\text{мин}}$ и номинальной емкости аккумулятора $V_{\text{ном}} \geq V_{\text{ак}}$.

После выбора ПГА уточняют величины $\varepsilon_{\text{ман}}$ и $p_{\text{ак}}$ и определяют максимальное давление газа $p_{\text{мак}}$ в заряженном жидкостью аккумуляторе по следующим формулам:

$$\varepsilon_{\text{ман}} = V_{\text{ман}} / V_{\text{ном}};$$

$$\bar{p}_{\text{ак}} = (1 - \varepsilon_{\text{ман}} / \bar{p}_{\text{зар}})^n;$$

$$p_{\text{max}} = p_{\text{min}} / \bar{p}_{\text{ак}}.$$

Крутящий момент на валу насоса и приводная мощность равны:

$$M_{\text{н}} = q_{\text{н}} (p_{\text{max}} - p_{\text{ат}}) / \eta_{\text{н.м}};$$

$$N_{\text{н}} = \omega_{\text{н}} M_{\text{н}}.$$

По значениям $M_{\text{н}}$ и $N_{\text{н}}$ подбирают приводящий двигатель насосно-аккумуляторной установки.

По величине $Q_{\text{н}}$ и p_{max} подбирают предохранительный клапан 6 и разгрузочный распределитель 15.

2.4. Насосная установка с авторегулируемым насосом

Типовая схема насосной установки с авторегулируемым насосом приведена на рис. 2.1, *з*. Во втором периоде работы ГП подача жидкости снижается путем регулирования насоса 16 по давлению в нагнетательной гидролинии. Подача жидкости насосной установкой автоматически приспособливается к ее требуемому расходу в исполнительной части ГП. Примерная статическая характеристика авторегулируемого насоса показана на рис. 2.2. При использовании в механизме регулятора цилиндрической пружины регулировочная ветвь характеристики имеет прямолинейный вид. Во втором периоде работы ГП при давлении $p_{\text{н2}}$ в напорной гидролинии удельный рабочий объем насоса устанавливается регулятором, что обеспечивает необходимую подачу жидкости в исполнительную часть ГП при рабочем ходе выходного звена.

Номинальная подача и номинальное давление насоса, снабженного автоматическим регулятором, должны быть

$$Q_{\text{ном}} \geq Q_{\text{н1}};$$

$$p_{\text{ном}} \geq p_{\text{н2}}.$$

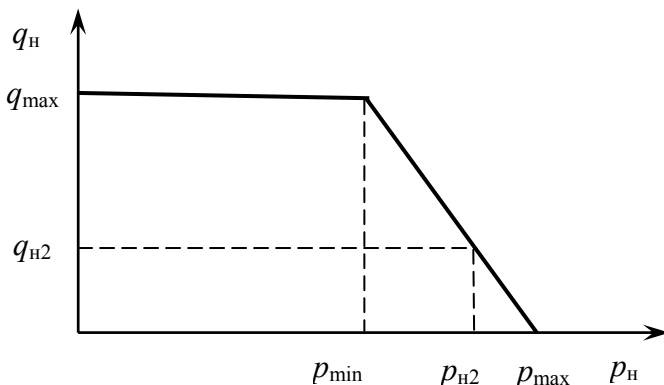


Рис. 2.2. Статическая характеристика авторегулируемого насоса

Устанавливаемый настройкой максимальный удельный рабочий объем насоса определяется по выражению

$$q_{\max} = Q_{n1} / (\omega_n \eta_{n.o}).$$

Удельный рабочий объем насоса во втором периоде работы

$$q_{n2} = Q_{n2} / (\omega_n \eta_{n.o}).$$

Минимальное давление настройки регулятора

$$p_{\min} = q_{n2} p_{n2} / q_{\max}.$$

При этом, с учетом прямолинейной характеристики регулятора, получаем

$$p_{\max} = p_{\min} + ((p_{n2} - p_{\min}) / (q_{\max} - q_{n2})) q_{\max}.$$

Номинальный крутящий момент и мощность на приводном валу насоса по условиям второго периода работы ГП

$$M_n = q_{n2} (p_{n2} - p_{at}) / \eta_{n.m};$$

$$N_n = \omega_n M_n.$$

По значениям M_n и N_n подбирают приводящий двигатель насосной установки с авторегулируемым насосом.

По величинам Q_n и p_{\max} подбирают предохранительный клапан 6, обратный клапан 11, регулируемый дроссель 12 и фильтр 2.

3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА С МАШИНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Машинное регулирование скорости гидроприводов осуществляется изменением рабочего объема гидромашин. К преимуществам таких гидроприводов относятся значительно меньшие потери энергии по сравнению с дроссельным регулированием (КПД $\eta = 0,65 \dots 0,75$ и $\eta = 0,27 \dots 0,35$ соответственно), меньший объем гидробака и значительно меньший нагрев жидкости, т. к. отсутствуют гидравлические потери в распределителе и переливном клапане, они также имеют более жесткую нагрузочную характеристику.

Недостатки – конструктивная сложность и повышенная стоимость регулируемых гидромашин. В связи с этим гидроприводы с машинным управлением применяются в обязательном порядке при больших мощностях (более 50 кВт) и преимущественно используются при средних мощностях рабочих механизмов (10...20 кВт).

Существует большое количество схем гидроприводов с машинным управлением. В качестве расчетной рассмотрим схему гидропривода с регулируемым гидромотором (рис. 3.1), применение которого позволяет снизить установочную мощность насосов в условиях разнорежимной работы гидрофицированных машин. В таких условиях работают механизмы передвижения (трансмиссии) многих мобильных машин (грузовые автомобили, сельскохозяйственные, горные, строительные и др.). Они имеют два режима работы: основной, при максимальной нагрузке и относительно небольшой технологической скорости, и вспомогательный (маневровый или транспортный), при малой нагрузке и максимальной скорости.

При анализе режимов работы проектируемого гидропривода на машине в первую очередь определяют три основных величины, к которым относятся:

– $F_{\max}(M_{\max})$ – максимальная сила или момент сил на рабочем механизме;

- $v_{\text{max}}(\omega_{\text{max}})$ – максимальная линейная или угловая скорость рабочего механизма;
- N_{max} – максимальная мощность при выполнении заданной работы.

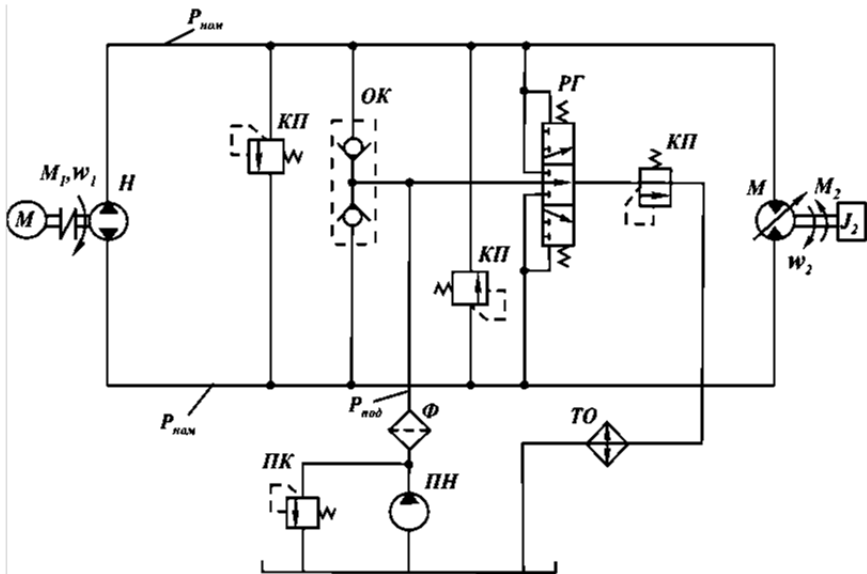


Рис. 3.1. Схема гидравлического привода с машинным регулированием:
Н – основной насос; *КП* – предохранительный клапан; *ОК* – обратный клапан;
М – гидромотор; *Ф* – фильтр; *ПН* – подпиточный насос; *ПК* – переливной клапан;
РГ – распределитель с гидроуправлением; *ТО* – теплообменный аппарат

Для определения исходных данных при расчете гидропривода с машинным управлением в каждом конкретном случае приходится изучать и использовать соответствующую техническую литературу. Например, при тяговом расчете трансмиссии мобильной машины используются формулы, которые зависят от типа и назначения машины. В случае, когда максимальный крутящий момент на ведущем колесе находят из условия максимальной сцепной массы и принятого по дорожным условиям коэффициента сцепления, а максимальную мощность определяют по условию движения машины с максимальной скоростью по горизонтальной дороге с покрытием, то используются следующие формулы:

$$M_{\text{max}} = \varphi_c q m_k r_k;$$

$$v_{\text{max}} = \frac{v_{\text{max}}}{r_k};$$

$$N_{\text{max}} = \frac{v_{\text{max}}}{Z_k} \left(\varphi_{\text{ск}} g m_{\text{п}} + K_o A_{\text{л}} v_{\text{max}}^2 \right),$$

где φ_c и r_k – коэффициент сцепления и радиус качения ведущего колеса;

g – ускорение свободного падения;

m_k – максимальная сцепная масса, приходящаяся на ведущее колесо;

v_{max} – максимальная принятая скорость движения мобильной машины;

$\varphi_{\text{ск}}$ – расчетный коэффициент сопротивления качению;

$m_{\text{п}}$ – масса машины с грузом;

K_o и $A_{\text{л}}$ – коэффициент обтекаемости и лобовая площадь машины;

Z_k – число ведущих колес.

Если же при расчете гидропривода необходимо учесть сочетание статической и динамической нагрузок на рабочий механизм, то для определения максимального момента или максимальной силы на рабочем механизме используется зависимость

$$M_{\text{max}} = M_{\text{м.с}} + J_{\text{м}} \varepsilon_{\text{max}},$$

где $J_{\text{м}}(m_{\text{м}})$ – момент инерции или масса рабочего механизма с грузом;

ε_{max} – максимальное ускорение при движении;

$M_{\text{м.с}}(F_{\text{м.с}})$ – момент или сила внешней статической нагрузки.

При энергетическом расчете гидропривода с машинным управлением (рис. 3.1) определяются следующие параметры: величина максимального давления в гидроприводе p_{max} ; рабочий объем гидромотора q_2 ; рабочий объем насоса q_1 ; максимальная подача насоса $Q_{1\text{max}}$; диаметр трубопровода $d_{\text{т}}$; потери давления в трубопроводе $\Delta p_{\text{т}}$; угловая скорость насоса ω_1 ; момент, развиваемый насосом $M_{1\text{max}}$; мощность приводного двигателя.

Величина максимального давления в гидроприводе

$$p_{\max} = (1,25 \dots 1,5) p_{\text{ном}}.$$

Расчет параметров и выбор гидромотора гидропривода (ГП) производится по формулам

$$M_{2\max} = M_{\text{нагр}} + J_2 \varepsilon_{2\max};$$

$$q_2 = 2\pi M_{2\max} / \left((p_{\text{ном}} \eta_{\Gamma} - p_{\text{под}}) \eta_{\text{М2}} \right),$$

где $M_{2\max}$ – максимальный момент развиваемый гидромотором;

$M_{\text{нагр}}$ – момент позиционной нагрузки;

J_2 – момент инерции нагрузки;

$\varepsilon_{2\max}$ – максимальное угловое ускорение нагрузки;

q_2 – рабочий объем гидромотора;

$p_{\text{ном}}$ и $p_{\text{под}}$ – соответственно номинальное давление, развиваемое насосом ГП, и давление в системе подпитки;

η_{Γ} и $\eta_{\text{М2}}$ – соответственно гидравлический КПД насоса и механический КПД гидромотора.

Давление подпитки выбирают в пределах $p_{\text{под}} = 0,8 \dots 1,5$ МПа, в некоторых случаях возможно более высокое давление подпитки от 2,5 до 3,5 МПа.

Гидравлический КПД насосов различной конструкции составляет $\eta_{\Gamma} = 0,9 \dots 0,99$ – для аксиально-поршневых; $\eta_{\Gamma} = 0,85 \dots 0,95$ – для шестеренных.

Механический КПД гидромоторов $\eta_{\text{М2}} = 0,95 \dots 0,97$ – для радиально-поршневых; $\eta_{\text{М2}} = 0,93 \dots 0,98$ – для аксиально-поршневых.

По рабочему объему q_2 выбираем гидромотор.

По технической характеристике выбранного гидромотора (ГМ) определяются: максимальный рабочий объем $q_{2\max}$; полный КПД ГМ $\eta_{\text{М}}$; максимальная частота вращения вала мотора $n_{\text{М}}$; момент инерции вращающихся масс $J_{\text{М}}$.

Максимальный расход рабочей жидкости гидромотора

$$Q_{2\max} = q_{2\max} n_{\text{М}} / \eta_{\text{М}}.$$

Требуемый (настраиваемый) расход гидромотора

$$Q_2 = q_2 n_m / \eta_m,$$

где n_m – требуемая частота вращения вала гидромотора.

Максимальная подача насоса $Q_{1\max}$ находится по формуле

$$Q_{1\max} = q_2 \omega_{2\max} / (2\pi\eta_n),$$

где η_n – полный КПД насоса.

Полный КПД насосов различной конструкции составляет: $\eta_n = 0,85 \dots 0,88$ – для шестеренных типа НШ; $\eta_n = 0,54 \dots 0,77$ – для шестеренных типа Г11-2; $\eta_n = 0,67 \dots 0,85$ – для радиально-поршневых; $\eta_n = 0,72 \dots 0,77$ – для аксиально-поршневых.

По максимальной подаче $Q_{1\max}$ выбираем тип насоса и по его технической характеристике находим частоту вращения вала насоса n_n ; полный η_n , объемный $\eta_{он}$ и механический $\eta_{мн}$ КПД насоса.

Далее определяем угловую скорость вала насоса

$$\omega_1 = \frac{\pi n_n}{30}.$$

Затем находим рабочий объем насоса q_1 и максимальный развиваемый момент $M_{1\max}$ по формулам

$$q_1 = 2\pi Q_{1\max} / (\omega_1 \eta_{он});$$

$$M_{1\max} = q_1 (p_{ном} - p_{под}) / (2\pi\eta_{мн}).$$

Определяем оптимальное передаточное отношение редуктора, соединяющего ГМ и инерционную нагрузку, по выражению

$$u_p = \sqrt{J_m / J_2},$$

где u_p – оптимальное передаточное отношение редуктора.

Максимальное ускорение нагрузки ε_{\max} определяется по формуле

$$\varepsilon_{\max} = M_{2\max} / (2\sqrt{J_m J_2}).$$

Динамическая добротность ГМ (приемистость) оценивается по выражению

$$\Pi = \sqrt{M_{2\max} / (n_n J_M)},$$

где Π – критерий, оценивающий динамическую добротность ГМ.

Площадь и диаметр трубопровода, соединяющего насос с гидромотором, рассчитываем по формулам

$$A_{\text{тр}} = Q_{1\max} / v_{\text{ж}};$$

$$d_y = 1,13\sqrt{A_{\text{тр}}},$$

где $A_{\text{тр}}$ – площадь сечения трубопровода;

$v_{\text{ж}}$ – скорость рабочей жидкости в трубопроводе;

d_y – условный проход трубопровода.

Скорость $v_{\text{ж}}$ рабочей жидкости зависит от величины рабочего (номинального) давления в гидропроводе и принимается в пределах 2...10 м/с при изменении давления от 2,5 МПа до 100 МПа. Полученный условный проход трубопровода округляется до ближайшего (желательно большего) значения по ГОСТ 16518-80. Затем выбирается трубопровод по ГОСТ 8732-78 или ГОСТ 8732-75 с соответствующим условным проходом.

Гидравлические потери давления в трубопроводе (предварительно выбрав марку рабочей жидкости) определяются по выражению

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \rho (L_{\text{тр}} / d_y) v_{\text{ж}}^2 / 2$$

или

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \rho / 2 (L_{\text{тр}} / d_y) 16 Q_{1\max}^2 / (\pi^2 d_y^4),$$

где $\lambda = f(Re, \Delta)$ – коэффициент сопротивления трения, который зависит от числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости стенок трубопровода $\Delta = \Delta_{\text{э}} / d_y$;

d_y – условный проход трубопровода;

$\Delta_{\text{э}}$ – эквивалентная шероховатость стенок трубопровода;

ρ – плотность рабочей жидкости.

Число Рейнольдса подсчитывается по формуле

$$Re = v_{ж}d_y / \nu = 4Q_{1max} / (\pi d_y \nu),$$

где ν – кинематическая вязкость рабочей жидкости.

При ламинарном течении жидкости по трубопроводу

$$\lambda = 64/Re.$$

При турбулентном режиме течения жидкости различают зоны гидравлически гладких и гидравлически шероховатых труб, разделенных переходной зоной. Цельнотянутые трубы из стали, латуни и меди можно принимать гидравлически гладкими на всем диапазоне Re . Для гидравлически гладкого трубопровода коэффициент λ обычно вычисляется для условий $2300 < Re < 8000$ по полуэмпирической формуле Блазиуса:

$$\lambda = 0,3164Re^{-0,25}.$$

В переходной зоне $20d_y / \Delta_{\text{Э}} < Re < 500d_y / \Delta_{\text{Э}}$ для расчета коэффициента применяется формула Альтшуля:

$$\lambda = 0,1(\Delta_{\text{Э}} / d_y + 100 / Re)^{0,25}.$$

В зоне гидравлически шероховатых труб $Re > 500d_y / \Delta_{\text{Э}}$ коэффициент λ не зависит от Re и подсчитывается по формуле Никурадзе:

$$\lambda = (2\lg d_y / \Delta_{\text{Э}} + 1,14)^{-2}.$$

Затем уточняется величина давления подпитки $p_{\text{под}}$ в системе. С одной стороны,

$$\Delta p_{\text{м}} = 2\pi M_{2max} / (q_2 \eta_{\text{м}2}),$$

где $\Delta p_{\text{м}}$ – перепад давления в гидромоторе, МПа.

С другой стороны,

$$\Delta p_{\text{м}} = p_{\text{ном}} - \Delta p_{\text{тр}} - p_{\text{под}},$$

откуда

$$p_{\text{под}} = p_{\text{ном}} - \Delta p_{\text{тр}} - \Delta p_{\text{м}}.$$

Полученное значение давления подпитки округляется до величины номинального давления по ГОСТ 12445-80.

Выбирается насос системы подпитки по величинам номинального давления $p_{\text{под}}$ и номинальной подачи $Q_{\text{под}}$, обеспечивающей восполнение утечек в гидроприводе машинного управления.

Ориентировочно расход жидкости на утечки и перетечки в объемном гидроприводе можно определить по выражению

$$Q_{\text{ут}} = Q_{1\text{max}}(1 - \eta_{\text{он}}\eta_{\text{ом}}\eta_{\text{оа}}).$$

Объемные КПД находятся по паспортным данным гидромашин и гидроаппаратов. Примерные значения $\eta_{\text{он}} = 0,95$; $\eta_{\text{ом}} = 0,96$; $\eta_{\text{оа}} = 0,98$.

Объемный гидропривод, схема которого изображена на рис. 3.1, содержит вспомогательный источник рабочей жидкости. Этот источник содержит подпиточный насос ПН, переливной клапан ПК и фильтр с клапаном Ф. В результате, во всасывающей полости насоса и сливной полости гидромотора постоянно поддерживается избыточное давления $p_{\text{п.н}} = 0,8 \dots 1,3$ МПа. Такая подпитка позволяет использовать гидромашин с улучшенными массогабаритными показателями и существенно снижает содержание газов в замкнутом контуре циркуляции жидкости.

Дополнительный источник жидкости, поступающей под давлением, используется в данном случае и для питания гидравлического следящего привода в регулирующем механизме гидромотора. Ориентировочный расход жидкости при работе следящего привода

$$Q_{\text{с.п}} = (0,1 \dots 0,15)Q_{1\text{max}}.$$

После расчета и выбора указанного следящего гидропривода значение $Q_{\text{с.п}}$ уточняется.

Требуемая подача подпиточного насоса

$$Q_{\text{п.н}} \geq Q_{\text{ут}} + Q_{\text{с.п}}.$$

Поток жидкости от подпиточного насоса очищается фильтром с тонкостью фильтрации $10 \dots 30$ мкм. Необходимость существенного улучшения процессов фильтрации и охлаждения рабочей жидкости в гидроприводах с машинным управлением значительной мощ-

ности приводит к усложнению вспомогательных устройств (рис. 3.1). Чтобы обеспечить интенсивную смену жидкости, циркулирующей в основном контуре, дополнительно к обратным клапанам устанавливается распределитель с гидроуправлением РГ. Благодаря этому в процессе работы гидропривода из магистрального трубопровода с низким давлением через распределитель и переливной клапан постоянно перетекает в гидробак значительное количество жидкости, близкое к подаче $Q_{п.н}$ подпиточного насоса.

Вся жидкость от подпиточного насоса непрерывно фильтруется и поступает в магистральный трубопровод, давление $p_{под}$ в котором поддерживается переливным клапаном ПК. Предохранительные клапаны КП (рис. 3.1) выбираются по условному проходу d_y

$$d_y \geq 1,13 \sqrt{4Q_{1max} / (\pi v_{max})},$$

где v_{max} – максимально допустимая скорость течения жидкости через клапан, принимаемая равной 15...25 м/с.

Для интенсивного охлаждения жидкости, перетекающей из магистрального трубопровода в гидробак через переливной клапан, предусматривают теплообменный аппарат (ТО) водяного или воздушного типа. Для выбора или проектирования теплообменного аппарата необходимо знать необходимую мощность $N_{т.а}$ теплового потока отводимого аппаратом и расход рабочей жидкости через теплообменник $Q_{ж} \approx Q_{под}$.

Приводная мощность двигателей (электродвигателей и двигателей внутреннего сгорания) основного насоса и насоса системы подпитки определяется по зависимостям

$$N_{1max} = M_{1max} \omega_1,$$

$$N_{под} = p_{под} Q_{п.н} / \eta_{н.п},$$

где $\eta_{н.п}$ – полный КПД насоса подпитки.

В качестве насоса системы подпитки чаще всего используются шестеренные насосы типа Г11-2 с полным КПД $\eta_{н.п} = 0,54...0,77$.

4. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ШАГОВОГО ГИДРОПРИВОДА

При энергетическом расчете определяют главные параметры гидропривода: удельный объем q_d гидродвигателя (ГД), диаметр d_y условного прохода гидролиний и гидроаппаратов, подачу Q_n насосной установки, необходимые для выбора типоразмеров основных гидроагрегатов, трубопроводов и механических узлов. Специфика работы шагового гидропривода (ШГП) требует учета дополнительных факторов при энергетическом расчете, поэтому методика расчета основных параметров ШГП отличается от методики расчета двухпозиционных объемных приводов.

Основные исходные данные при проектировании ШГП – заданные показатели нагрузки (J_M, M_M или m_M, F_M), быстродействие (время отработки шага $t_{\text{шаг}}$), точность позиционирования ($\varepsilon_{\text{поз}}$), режим работы ($n_{\text{поз}}$) и компоновка привода на машине.

Последовательность расчета ШГП следующая.

1. Определяем приведенный к выходному звену (ВЗ) ГД шаг позиционирования по формуле

$$y_{\text{шаг}} = \begin{cases} y_{\text{max}}/n_{\text{поз}} & \text{при поступательном движении;} \\ 2\pi/n_{\text{поз}} & \text{при круговом движении.} \end{cases}$$

2. Находим приведенную к ВЗ ГД максимальную скорость (линейную или угловую) по выражению

$$v_{M\text{max}} = 2y_{\text{шаг}}/t_{\text{шаг}},$$

где $t_{\text{шаг}}$ – время отработки шага.

3. Вычисляем приведенную к ВЗ ГД внешнюю нагрузку

$$\begin{aligned} m_B &= m_M K_{c.p}^2; \\ F_c &= F_M K_{c.p} / \eta_{c.p}; \\ y_{d\text{шаг}} &= y_{\text{шаг}} / K_{c.p}; \\ v_{d\text{max}} &= v_{M\text{max}} / K_{c.p}. \end{aligned}$$

В случае шагового привода вращательного движения

$$m_M = J_M; \quad F_M = M_M; \quad F_C = M_C,$$

где $\eta_{с.п}$ – механический КПД силовой передачи (для зубчатого редуктора в зависимости от передаточного числа $\eta_{с.п} = 0,9 \dots 0,98$; для червячного – $\eta_{с.п} = 0,5 \dots 0,7$);

$y_{дшаг}$ – шаг выходного звена гидродвигателя;

$K_{с.п}$ – передаточный коэффициент силовой передачи.

$K_{с.п}$ зависит от выбранного типа ГД и особенностей конструирования шагового распределителя (ШР). В некоторых случаях можно обойтись без силовой механической передачи ($K_{с.п} = 1$) благодаря применению соответствующих гидроцилиндров или поворотных гидродвигателей. Однако при этом следует учитывать следующее: угловой шаг $X_{шаг}$ распределителя может принимать только определенные значения, вычисленные по соответствующей формуле. Минимальное значение $X_{шаг}$ ограничено возможностями технологического процесса.

При выборе передаточного отношения силовой механической передачи необходимо учитывать условия

$$K_{с.п} \geq v_{Mmax} / v_{дmax};$$

$$K_{с.п} = y_{шаг} K_{ос} / X_{шаг},$$

где $v_{дmax}$ – максимально допустимая скорость ГД ($v_{дmax} = 0,3 \dots 0,5$ м/с – для ГЦ, $v_{дmax} = 105 \dots 314$ рад/с – для высокооборотных гидромоторов);

$K_{ос}$ – передаточный коэффициент обратной связи (ОС) от ГД к ШР.

Следует иметь в виду, что при $K_{ос} = 1$ ОС имеет наиболее простую конструкцию.

4. Находим время срабатывания распределителя $t_{рас}$, путь $y_{рас}$ и предельную скорость $v_{рас}$ в первом периоде отработки шага

$$t_{\text{рас}} = \tau_{\text{рас}} t_{\text{шаг}};$$

$$y_{\text{рас}} = \lambda_{\text{рас}} y_{\text{дшаг}};$$

$$v_{\text{рас}} = \theta_{\text{рас}} y_{\text{дшаг}} / t_{\text{шаг}},$$

где $\tau_{\text{рас}}$, $\lambda_{\text{рас}}$ и $\theta_{\text{рас}}$ – относительные величины, характеризующие приходящуюся на первый период доли времени, пути и предельной скорости.

Величины $\tau_{\text{рас}}$ и $\lambda_{\text{рас}}$ зависят от конструкции шагового гидродвигателя (ШГД) и в частности от формы и размеров окон и выступов в ШР. Значение $\theta_{\text{рас}}$ связано с формой тахограммы и находится в пределах $1 < \theta_{\text{рас}} < 2$.

В первом приближении можно принять следующие значения относительных величин

$$\lambda_{\text{рас}} = 1 - \varepsilon_{\text{рас}} - \varepsilon_{\text{зон}};$$

$$\tau_{\text{рас}} = \lambda_{\text{рас}};$$

$$\theta_{\text{рас}} = 1,5,$$

где $\varepsilon_{\text{рас}}$ – относительная величина перекрытия в ШР, $\varepsilon_{\text{рас}} = 0,02 \dots 0,05$;

$\varepsilon_{\text{зон}}$ – зона нарастания моментной (силовой) характеристики, $\varepsilon_{\text{зон}} = 0,03 \dots 0,06$.

5. Находим ускорение в первом периоде отработки шага

$$w_{\text{рас}} = v_{\text{рас}}^2 / (v_{\text{рас}} t_{\text{шаг}} - y_{\text{дшаг}}).$$

В связи со сложностью и быстротечностью процессов в шаговом гидроприводе ($t_{\text{шаг}} = 0,01 \dots 0,1$ с), главный параметр ГД – удельный рабочий объем $q_{\text{д}}$ – приходится определять в два этапа путем последовательного приближения.

6. На первом этапе вычисляем ориентировочные значения удельного, шагового и расчетного рабочих объемов ГД:

$$q_d = (m_v w_{рас} + F_c) / (p_{ном} \eta_{га} \eta_{д.м});$$

$$q_{шаг} = q_d u_{дшаг};$$

$$q_{рас} = \lambda_{рас} q_{шаг},$$

где $p_{ном}$ – номинальное давление (выбирается из стандартного ряда в зависимости от типа гидродвигателя), МПа;

$\eta_{га}$ – гидравлический КПД линий и аппаратов, $\eta_{га} = 0,75 \dots 0,9$;

$\eta_{д.м}$ – механический КПД объемного двигателя, причем $\eta_{д.м} = 0,85 \dots 0,95$ – для гидроцилиндров, $\eta_{д.м} = 0,8 \dots 0,9$ – для поворотных пластинчатых гидродвигателей, $\eta_{д.м} = 0,85 \dots 0,95$ – для аксиально-поршневых моторов с наклонной шайбой, $\eta_{д.м} = 0,75 \dots 0,95$ – для пневмоцилиндров, $\eta_{д.м} = 0,90 \dots 0,95$ – для аксиально-поршневых гидромоторов с наклонным блоком.

7. Определяем площади проходного сечения трубопроводов, значения статического и среднего давлений в камере ГД:

$$A_T = q_d v_{рас} / v_T; \quad d = 1,13 \sqrt{A_T};$$

$$p_{ст} = \begin{cases} p_{ат} + F_c / q_d & \text{– при двухкамерном двигателе;} \\ \sigma_d p_{ном} + F_c / q_d & \text{– при дифференциальном ГЦ;} \end{cases}$$

$$p_{ср} = (p_{ст} + p_{ном}) / 2,$$

где A_T – площадь поперечного сечения трубопроводов;

$v_{рас}$ – предельная расчетная скорость;

v_T – рекомендуемая скорость течения жидкости в трубопроводе,

$v_T = 3$ м/с;

$p_{ат}$ – атмосферное давление.

На втором этапе энергетического расчета ШГП необходимо учесть затраты энергии на разгон жидкости в трубопроводах, объемную деформацию жидкости и стенок, разгон подвижных деталей в ГД. Кроме того, необходимо учесть внешнюю нагрузку и потери энергии из-за утечек жидкости, гидравлического сопротивления потоку и трения в передаточном механизме ГД (при наличии).

8. Вычисляем уточненный шаговый рабочий объем ГД с учетом вышеперечисленных факторов по выражениям

$$A_{\text{наг}} = \lambda_{\text{рас}} \gamma_{\text{дшаг}} F_c + m_{\text{в}} v_{\text{рас}}^2 / 2, \text{ при } F_c \text{ и } m_{\text{в}} = \text{const},$$

где $A_{\text{наг}}$ – работа, затраченная на преодоление сил внешней нагрузки и разгон рабочего механизма с грузом.

Сжимаемый объем $V_{\text{ж}}$ жидкости можно найти по формулам

$$y_{\text{кам}} = \begin{cases} 0,5L_{\text{п}} & \text{– у ГЦ;} \\ 0,5y_{\text{дmax}} & \text{– у поворотного ГЦ;} \\ \pi & \text{– у гидромотора;} \end{cases}$$

$$y_{\text{ж}} = y_{\text{кам}} + A_{\text{т}} l_{\text{и}} / q_{\text{д}};$$

$$V_{\text{ж}} = q_{\text{д}} y_{\text{кам}} + A_{\text{т}} l_{\text{и}} = q_{\text{д}} y_{\text{ж}},$$

где $y_{\text{кам}}$ – характерный размер камеры;

$L_{\text{п}}$ – полный ход поршня ГЦ;

$y_{\text{дmax}}$ – максимальное перемещение выходного звена;

$l_{\text{и}}$ – длина исполнительной и подводной гидролиний.

Шаговый рабочий объем ГД определяется по формуле

$$q_{\text{шаг}} = A_{\text{наг}} / (p_{\text{нап}} - p_{\text{кин}} - p_{\text{сж}} - p_{\text{ут}} - p_{\text{мех}} - p_{\text{гид}}),$$

причем

$$p_{\text{кин}} = \frac{A_{\text{кин}}}{q_{\text{шаг}}} = \frac{K_{\text{и}} q_{\text{д}}^{r-1} v_{\text{рас}}^2}{2q_{\text{дшаг}}} + \frac{\rho l_{\text{т}} q_{\text{д}} v_{\text{рас}}^2}{2A_{\text{т}} \gamma_{\text{дшаг}}};$$

$$p_{сж} = \frac{A_{сж}}{q_{шаг}} = \frac{p_{ном}^2 - p_{ст}^2}{2u_{дшаг}} \left(\frac{y_{ж}}{E_{ж}} + \frac{V_y}{q_d E_y} \right) + \frac{y_{ж} \varepsilon_{ат} p_{ат}^{1/\kappa}}{u_{дшаг} (\kappa - 1)} \left(p_{ном}^{(\kappa-1)/\kappa} - p_{ст}^{(\kappa-1)/\kappa} \right);$$

$$p_{ут} = \frac{A_{ут}}{q_{шаг}} = \lambda_{рас} p_{ср} \varepsilon_{ут}; \quad p_{мех} = \frac{A_{мех}}{q_{шаг}} = \lambda_{рас} p_{ср} \varepsilon_{д.м};$$

$$p_{гид} = \frac{A_{гид}}{q_{шаг}} = \lambda_{рас} p_{ном} \varepsilon_{г.а} / 1,5; \quad p_{нап} = \frac{A_{нап}}{q_{шаг}} = \lambda_{рас} p_{ном} (1 + \varepsilon_{ут}),$$

где $A_{кин}$ – кинетическая энергия движущейся жидкости в трубопроводах и подвижных деталях ГД;

$A_{сж}$ – работа, затраченная на объемную деформацию (сжатие) рабочей среды и упругих стенок в подводном трубопроводе и камере ГД;

$A_{ут}$, $A_{гид}$, $A_{мех}$ – потери энергии вследствие утечек жидкости, гидравлического сопротивления потоку и трения в передаточном механизме ГД;

$A_{нап}$ – количество механической энергии, поступившей с потоком жидкости через входное сечение напорного трубопровода в исполнительную часть привода в первом периоде отработки шага;

$\varepsilon_{ут}$ – утечка жидкости, $\varepsilon_{ут} = 2 - \eta_{а.о} - \eta_{д.о}$;

$\varepsilon_{г.а}$ – гидравлические потери в линиях и аппаратах, $\varepsilon_{г.а} = 1 - \eta_{г.а}$;

$\varepsilon_{д.м}$ – потери на трение в гидродвигателе, $\varepsilon_{д.м} = 1 - \eta_{д.м}$;

$\eta_{а.о}$, $\eta_{д.о}$ – объемный КПД аппаратов и гидродвигателя;

$\eta_{д.м}$ – механический КПД гидродвигателя;

$\eta_{г.а}$ – гидравлический КПД линий и аппаратов;

$K_{и}$, r – коэффициенты;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

$E_{ж}$ – объемный модуль упругости жидкости (для минеральных масел $E_{ж} = (1,5 \dots 2,0) \cdot 10^9$ Па);

$\varepsilon_{ат}$ – относительное по объему содержание нерастворимых газов в полости ГД, $\varepsilon_{ат} = (0,01 \dots 0,05)$;

V_y – объем упругой внутренней полости определяется геометрическим путем;

E_M – модуль упругости материала для сталей различных марок,

$$E_M = (19,5 \dots 20,6) \cdot 10^4 \text{ МПа};$$

E_y – приведенный модуль упругости длинного металлического трубопровода круглого сечения.

$$E_y = E_M s_T / d_T,$$

где s_T – толщина стенки;

d_T – внутренний диаметр трубопровода.

Объемные КПД выбираются по следующим рекомендациям: для насосов – $\eta_{н.о} = 0,75 \dots 0,97$; для гидромоторов – $\eta_{д.о} = 0,70 \dots 0,98$; для гидроцилиндров – $\eta_{д.о} = 0,98 \dots 1,00$; для аппаратов – $\eta_{а.о} = 0,92 \dots 0,96$.

Упругими можно считать тонкостенные длинные трубопроводы, резиновые рукава, эластичные диафрагмы и сильфоны, а также аккумуляторы. При расчетах можно принять $V_y = (0,3 \dots 0,6) \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$.

Коэффициенты K_n, r выбираются по табл. 4.1, в зависимости от выбранного ГД и номинального давления.

Таблица 4.1

Значения параметров ШГД

Гидродвигатели	$P_{ном},$ МПа	K_n	r	Примечание
Аксиально-поршневые ГМ	16	$2,6 \cdot 10^5$	1,5	Известна приближенная зависимость массы или момента инерции подвижных деталей ГД от удельного рабочего объема $m_d = K_n q_d^r$
	20	$5,2 \cdot 10^5$	1,5	
Радиально-поршневые многоходовые ГМ	16	$3,4 \cdot 10^3$	1,0	
Радиально-поршневые одноходовые ГМ	20	$2,2 \cdot 10^4$	1,5	
Двуполостные ГЦ с полным ходом 0,4 м	16	$2,9 \cdot 10^4$	1,5	
Дифференциальные гидроцилиндры с полным ходом 0,25 м	20	$4,1 \cdot 10^4$	1,5	

9. Находим уточненное значение удельного объема ГД

$$q_d = q_{\text{шаг}} / y_{\text{дшаг}}.$$

10. Определяем минимальный рабочий объем гидромотора

$$V_{\text{д.о}} = 2\pi q_d.$$

По ГОСТ 13824-80 выбираем ближайшее стандартное значение рабочего объема ГД.

11. Эквивалентный КПД исполнительных частей ШГП

$$\eta_{\text{экв}} = 1 - \frac{P_{\text{кин}}}{P_{\text{нап}}} - \frac{P_{\text{сж}}}{P_{\text{нап}}} - \frac{P_{\text{ут}}}{P_{\text{нап}}} - \frac{P_{\text{мех}}}{P_{\text{нап}}} - \frac{P_{\text{гид}}}{P_{\text{нап}}}.$$

12. Проводим расчет шагового распределителя.

Число окон шагового распределителя вращательного движения

$$n_{\text{ок}} = n_{\text{так}} n_{\text{гр}},$$

где $n_{\text{так}}$ – число тактов ($n_{\text{так}} = 2 \dots 4$, обычно $n_{\text{так}} = 4$);

$n_{\text{гр}}$ – число группы окон, $n_{\text{гр}} \geq 2$ – для гидростатической разгрузки золотника.

Число пазов определяем по выражению

$$n_{\text{паз}} = (n_{\text{так}} n_{\text{нат}} \pm 1) n_{\text{гр}} n_{\text{кам}},$$

где $n_{\text{нат}}$ – число из натурального ряда;

$n_{\text{кам}}$ – число камер ГД.

При этом угловой шаг поворотного золотника

$$\chi_{\text{шаг}} = 2\pi n_{\text{гр}} n_{\text{кам}} / (n_{\text{ок}} n_{\text{паз}}).$$

Относительный размер стенок определяется по выражению

$$\varepsilon_{\text{ст}} = l_{\text{ст}} / l_{\text{паз}}$$

и находится в пределах $\varepsilon_{\text{ст}} = 0,3 \dots 0,5$.

Необходимая площадь проходного сечения одновременно используемых пазов определяется по выражению

$$A_{\text{паз}} = Q_{\text{рас}} / v_{\text{рас}},$$

где $v_{\text{рас}}$ – допустимая скорость течения жидкости в пазах распределителя, $v_{\text{рас}} = 10 \dots 30$ м/с;

$Q_{\text{рас}}$ – расчетный расход жидкости через шаговый распределитель, причем

$$Q_{\text{рас}} = q_d v_{\text{рас}} / \eta_{\text{д.о.}}$$

Диаметр распределительной поверхности

$$d_{\text{рас}} \geq \sqrt{\frac{2\pi A_{\text{паз}}}{X_{\text{шаг}} n_{\text{гр}} (2\pi - X_{\text{шаг}} (1 + \varepsilon_{\text{ст}}) n_{\text{паз}})}.$$

Ширину окон и глубину пазов рассчитываем по формулам

$$l_{\text{ок}} = l_{\text{паз}} = d_{\text{рас}} \sin(0,5 X_{\text{шаг}} (1 - \varepsilon_{\text{рас}}));$$

$$h_{\text{паз}} = A_{\text{паз}} / (l_{\text{паз}} n_{\text{гр}}).$$

Толщина стенки находится по выражению:

$$l_{\text{ст}} = l_{\text{паз}} \varepsilon_{\text{ст}}.$$

13. Расчет насосной установки.

Определяем подачу рабочей жидкости насосной установкой при работе ШГП по формуле

$$Q_{\text{н}} = q_d v_{\text{рас}} / (\eta_{\text{д.о}} \eta_{\text{а.о}}).$$

Крутящий момент на валу насоса

$$M_H = q_H (p_H - p_{ат}) / \eta_{H.M},$$

причем

$$p_H = \frac{M_{д1}}{q_d \eta_{га} \eta_{дм}} + p_{ат};$$

$$M_{д1} = M_c + m_H w_{рас}.$$

Выбираем насос, обеспечивающий требуемые показатели. Из паспортных данных насоса находим объемный КПД $\eta_{H.O}$ и общий КПД η_H , номинальную подачу $Q_{НОМ}$, частоту вращения n .

Затем определяем удельный рабочий объем насоса

$$q_H = \frac{Q_{НОМ}}{\omega_H \eta_{H.O}},$$

где $\omega_H = 2\pi n$ – угловая скорость вала насоса.

Механический КПД насоса может быть приблизительно определен, зная общий η_H и $\eta_{H.O}$. В общем случае механический КПД насоса находится в пределах $\eta_{H.M} = 0,8 \dots 0,94$.

Находим приводную мощность насоса

$$N_H = \omega_H M_H.$$

5. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВОЧНОГО РАСЧЕТА СЛЕДЯЩИХ ПРИВОДОВ С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

5.1. Энергетический расчет следящего гидропривода

При энергетическом расчете определяют статическую силу F_c или момент M_c на выходном звене объемного двигателя от внешней нагрузки; приведенную к выходному звену массу m_b или момент инерции J_b движущихся частей; скорость v_p (ω_p) и ускорение a_p (ϵ_p) выходного звена двигателя.

Силовые и кинематические величины $F_M(M_M)$, $m_M(J_M)$, $v_M(\omega_M)$ и $a_M(\epsilon_M)$, заданные для рабочего механизма, приводятся к выходному звену объемного двигателя по упрощенным формулам, известным из курса теории машин и механизмов:

$$F_c(M_c) = F_M(M_M) / (i_{c.п.} \eta_{c.п.});$$

$$m_b(J_b) = m_M(J_M) / i_{c.п.}^2;$$

$$v_p(\omega_p) = v_M(\omega_M) i_{c.п.};$$

$$a_p(\epsilon_p) = a_M(\epsilon_M) i_{c.п.},$$

где $i_{c.п.}$, $\eta_{c.п.}$ – соответственно передаточное число и механический КПД силовой механической передачи.

Главный параметр объемного двигателя возвратно-поступательного движения – площадь поршня цилиндра $A_{п.п.}$

$$A_{п.п.} = 1,5 A_{п.пр.},$$

где $A_{п.пр.}$ – предельное (минимальное) значение площади поршня объемного двигателя.

$$A_{п.пр.} = \begin{cases} (m_b a_p + F_c) / (p_H - \sigma_d p_B) \eta_{д.м.} & \text{при } n_K = 2; \\ (m_b a_p + F_c) / (p_H - \sigma_d p_H) \eta_{д.м.} & \text{при } n_K = 1. \end{cases}$$

Соотношение эффективных площадей (коэффициент асимметрии) в рабочих камерах объемного двигателя для двухштоковых цилиндров и моторов $\sigma_d = 1$; у двухкамерных одноштоковых цилиндров $\sigma_d = 0,7 \dots 0,9$; для дифференциальных цилиндров $\sigma_d = 0,5$.

Примерное значение механического КПД гидроцилиндров с эластичным уплотнением $\eta_{д.м.} = 0,85 \dots 0,95$.

Величина давления p_1 и p_2 рабочей среды в камерах двигателя зависят от давлений p_n и p_b в напорной и сливной линиях и от гидравлических потерь давления в дросселирующем распределителе.

Абсолютное давление в напорной линии привода связано с номинальным давлением зависимостью

$$p_n = p_{ном} + p_{ат},$$

где $p_{ат}$ – атмосферное давление, $p_{ат} = 0,1$ МПа.

Давление p_b на выходе дросселирующего распределителя принимаем $p_b = 0,2 \dots 0,5$ МПа. По величинам A_n , $p_{ном}$ и $v_{дmax} = 2L_n / t_n$ (где t_n – время перемещения выходного звена (ВЗ) двигателя; L_n – полный путь перемещения (ход) ВЗ двигателя) выбираем типоразмер объемного двигателя.

По величине A_n определяют диаметры поршня и штока двигателя

$$D_n = \sqrt{4A_n / \pi};$$

$$d_{ш} = (0,5 \dots 0,7)D_n.$$

Размеры D_n и $d_{ш}$ округляют до ближайших стандартных. Затем уточняют A_n и σ_d с учетом стандартных значений $d_{ш}$ и D_n .

Максимальный расход жидкости в исполнительном механизме следящего привода определяется по выражению

$$Q_{дmax} = \begin{cases} A_n v_{дmax} / (\eta_{д.о.} \eta_{а.о.}) & \text{при } n_k = 2; \\ A_n (1 - \sigma_d) v_{дmax} / (\eta_{д.о.} \eta_{а.о.}) & \text{при } n_k = 1, \end{cases}$$

где $\eta_{д.о.}$ – объемный КПД гидродвигателей (для гидроцилиндров $\eta_{д.о.} = 0,98 \dots 1,0$);

$\eta_{a.o.}$ – коэффициент, учитывающий утечки в гидроаппаратах,
 $\eta_{a.o.} = 0,92 \dots 0,96$;

$v_{д \max}$ – максимальная скорость выходного звена объемного двигателя, $v_{д \max} = 0,25 \dots 1,3$ м/с.

5.1.1. Расчет и выбор параметров дросселирующего гидрораспределителя

Определяем предельную (минимальную) эффективную площадь проходного сечения дросселирующей щели распределителя

$$A_{щ.пр} = \begin{cases} A_{п.пр} v_{д} \sqrt{\rho(1 + \sigma_{д}^3) / (2(p_{н} - \sigma_{д} p_{в}))} & \text{при } n_{к} = 2; \\ A_{п.пр} v_{д} \sqrt{\rho / (2(p_{н} - \sigma_{д} p_{н}))} & \text{при } n_{к} = 1, \end{cases}$$

где ρ – плотность рабочей жидкости.

Тогда эффективная площадь A_3 проходного сечения рабочих щелей распределителя при данном режиме работы следящего привода и оптимальном значении КПД гидрораспределителя равна

$$A_3 = A_{щ.пр} / (\eta_{гр} \sqrt{1 - \eta_{гр}}),$$

где $\eta_{гр}$ – оптимальное значение КПД гидрораспределителя.

Если $\eta_{гр} = 2/3$,

$$A_3 = 2,6 A_{щ.пр}.$$

Эффективная площадь проходного сечения дросселирующего распределителя связана с геометрической площадью проходного сечения $A_3 = \mu A$ и, следовательно, со смещением золотника X_c относительно среднего (нейтрального) положения. В свою очередь, со смещением X_c связана ошибка слежения Δu . Таким образом, с уменьшением A_3 при прочих равных условиях снижается ошибка Δu слежения в установившемся режиме работы следящего привода.

Вычисляем рабочее смещение золотника относительно втулки

$$X_p = (\kappa_{o.c.} / \kappa_{c.n.}) \Delta y_o,$$

где $\kappa_{o.c.}$ – коэффициент обратной связи;

$\kappa_{c.n.}$ – передаточный коэффициент (передаточное отношение) силовой механической передачи, $\kappa_{c.n.} = 1 / i_{c.n.}$;

Δy_o – допустимая ошибка слежения при основном режиме работы привода.

Величина рабочего смещения золотника X_p связана с шириной h_p рабочей зоны и величиной отрицательного h_o или положительного h_n перекрытия зависимостью

$$X_p = \begin{cases} h_p + h_n & \text{– при положительном перекрытии;} \\ h_p & \text{– при условном нулевом перекрытии;} \\ h_p - h_o & \text{– при малом отрицательном перекрытии.} \end{cases}$$

Величина перекрытий h_o и h_n принимаются равными между собой и составляют 0,05...0,10 мм.

Определив значение X_p и задавшись величиной h_o или h_n перекрытия, можем рассчитывать диаметр d_3 исходя из зависимости

$$A_3 = \mu A,$$

где μ – коэффициент расхода, $\mu = 0,6 \dots 0,8$;

A – геометрическая площадь проходного сечения.

При работе следящего привода в режиме $p_n = \text{const}$

$$d_3 = \begin{cases} A_3 / (\mu \varphi_n (X_p + h_o)) & \text{– при отрицательном перекрытии,} \\ A_3 / (\mu \varphi_n (X_p - h_n)) & \text{– при положительном перекрытии;} \end{cases}$$

где φ_n – коэффициент использования периметра ($\varphi_n = 1$ – втулка с кольцевыми внутренними расточками; $\varphi_n = 0,48$ – втулка с окнами прямоугольной и ступенчатой формы).

Полученное значение d_3 округляем до стандартного.

Диаметр шейки золотника $d_{ш}$ определяется по соотношению

$$d_{ш} = (2/5 \dots 2/3) d_3.$$

5.1.2. Расчет и выбор насосной установки

Требуемый рабочий объем насоса определяется по выражению

$$q_n = Q_{д \max} / (n_n \eta_{о.н.}),$$

где n_n – частота вращения вала насоса, $n_n = n_{дв}/u_p$;

$n_{дв}$ – частота вращения приводного двигателя;

u_p – передаточное отношение редуктора приводного двигателя, $u_p = 1,5$;

$\eta_{о.н.}$ – объемный КПД насоса, $\eta_{о.н.} = 0,82 \dots 0,97$.

По q_n с учетом $p_{н.ном.}$ выбирают типоразмер насоса из ряда серийно выпускаемых так, чтобы требуемая частота вращения вала насоса была близка к номинальной для выбранного типа насоса.

Выбирают соответствующую вспомогательную и предохранительную аппаратуру (клапаны предохранительные, переливные, фильтры, обратные клапаны и т. д.).

Мощность приводного двигателя насоса

$$N_{пр.н.} = Q_n p_n / \eta_n,$$

где η_n – общий КПД насоса, $\eta_n = 0,8 \dots 0,85$.

5.1.3. Проверка теплового режима работы следящего гидропривода

Потери мощности в следящем гидравлическом приводе, переходящие в тепло, определяются по выражению

$$N_{пот} = N_{пр.н.}(1 - \eta),$$

где $N_{пр.н.}$ – мощность приводного двигателя насоса, Вт;

η – КПД привода, $\eta = 0,75 \dots 0,8$.

Количество теплоты, выделенное в гидроприводе в единицу времени

$$W = N_{пот}, \text{ Вт.}$$

Превышение установившейся температуры жидкости в баке над температурой окружающей среды

$$\Delta T_{\text{уст}} = W / (\kappa_6 A_6),$$

где κ_6 – коэффициент теплопередачи от бака к воздуху;

A_6 – площадь поверхности гидробака, $A_6 = 6,7V_6^{2/3}$ в случае, если бак имеет форму параллелепипеда.

Для стационарного технологического оборудования, находящегося в помещении, $\kappa_6 = (4 \dots 6)$, Вт/(°С·м²); для мобильных машин $\kappa_6 = (10 \dots 15)$, Вт/(°С·м²).

При выборе полезного объема V_6 гидробака (м³) пользуются рекомендацией о его величине, соответствующей трех- или пятиминутной подаче насоса

$$V_6 = (180 \dots 300) Q_{\text{н}}.$$

Для нормальной работы гидропривода необходимо, чтобы соблюдалось следующее неравенство:

$$\Delta T_{\text{уст}} \leq \Delta T_{\text{доп}}.$$

где $\Delta T_{\text{доп}}$ – максимально допустимый перепад температуры между рабочей жидкостью и окружающей средой, $\Delta T_{\text{доп}} = 35$ °С.

Если неравенство не соблюдается, то необходимо или увеличить объем бака и поверхности теплоотдачи гидропривода, или же установить теплообменник, выбрав его по соответствующей методике.

5.2. Энергетический расчет пневматического следящего привода

При энергетическом расчете пневматических следящих приводов (СП) определяют основные параметры объемного пневмодвигателя, дросселирующего распределителя и источника рабочей среды, находящейся под давлением:

– статическую силу F_c или момент сил M_c на выходном звене (ВЗ) объемного двигателя (ОД) от внешней нагрузки;

– приведенную к ВЗ массу $m_{\text{в}}$ или момент инерции $J_{\text{в}}$ движущихся частей;

– скорость $v_{\text{р}}$ ($\omega_{\text{р}}$) и ускорение $a_{\text{р}}$ ($\varepsilon_{\text{р}}$) ВЗ в основном режиме работы привода;

– максимальную скорость $v_{\text{д max}}$ ВЗ.

Силовые и кинематические величины $F_{\text{м}}$, $m_{\text{м}}$, $v_{\text{м}}$ и $w_{\text{м}}$, заданные для механизма, приводятся к ВЗ СП по упрощенным формулам, известным из теории механизмов и машин:

$$F_{\text{с}} = \frac{F_{\text{м}} K_{\text{с.п}}}{\eta_{\text{с.п}}};$$

$$m_{\text{в}} = m_{\text{м}} K_{\text{с.п}}^2;$$

$$v_{\text{р}} = \frac{v_{\text{м}}}{K_{\text{с.п}}};$$

$$a_{\text{р}} = \frac{a_{\text{м}}}{K_{\text{с.п}}};$$

$$v_{\text{д max}} = \frac{2L_{\text{п}}}{t_{\text{п}}},$$

где $K_{\text{с.п}}$, $\eta_{\text{с.п}}$ – передаточное отношение и механический КПД силовой механической передачи;

$t_{\text{п}}$ – время перемещения ВЗ двигателя;

$L_{\text{п}}$ – полный путь перемещения (ход) ВЗ двигателя.

Силовую механическую передачу применяют, когда нужно понизить угловую скорость и повысить крутящий момент на рабочем механизме или преобразовать вращательное движение в поступательное, и наоборот. Во многих случаях значение $K_{\text{с.п}}$ определяют по соотношению максимальных скоростей $v_{\text{м max}}$ рабочего органа и объемного двигателя $v_{\text{д max}}$ выбранного типа:

$$K_{\text{с.п}} = v_{\text{м max}} / v_{\text{д max}}.$$

Тогда передаточное число $i_{с.п}$ определяют по зависимости

$$i_{с.п} = 1/K_{с.п}.$$

Полученные расчетом значения $K_{с.п}$ и $i_{с.п}$ корректируют в соответствии с рекомендациями ГОСТ или отраслевой нормали.

Если в качестве основного режима работы СП задано гармоническое колебание ВЗ с амплитудой y_p и круговой частотой ω_k , расчетные значения скорости v_p и ускорения a_p принимают равными амплитудным:

$$v_p = y_p \omega_k;$$

$$a_p = y_p \omega_k^2.$$

При энергетическом расчете выбирают номинальное давление $p_{ном}$ рабочей среды в соответствии с возможностями пневмооборудования, выпускаемого данной отраслью машиностроения. Для пневмооборудования машин и технологических установок $p_{ном} = 0,63 \dots 1,0$ МПа.

5.2.1. Расчет привода с двухщелевым распределителем и дифференциальным пневмоцилиндром

Определяем главный параметр ОД – удельный рабочий объем

$$q_d = 1,61 q_{д.пр},$$

где $q_{д.пр}$ – предельное (минимальное) значение удельного рабочего объема двигателя, причем

$$q_{д.пр} = \begin{cases} (m_b a_p + F_c) / ((p_n - \sigma_d p_b) \eta_{д.м}) & \text{при } n_k = 2; \\ (m_b a_p + F_c) / ((p_n - \sigma_d p_n) \eta_{д.м}) & \text{при } n_k = 1, \end{cases} \quad (5.1)$$

где n_k – число рабочих камер ОД, на входе и выходе, в которых регулируется поток рабочей среды.

Для двухкамерного ОД $n_k = 2$, для дифференциального цилиндра $n_k = 1$. В случае объемного двигателя возвратно-поступательного движения $q_d = A_{\text{п}}$ и $q_{\text{д.пр}} = A_{\text{п.пр}}$, т. е. соответственно равны площади поршня $A_{\text{п}}$ и предельному (минимальному) значению площади поршня $A_{\text{п.пр}}$. Соотношение эффективных площадей в рабочих камерах ОД для моторов и двухкамерных двухштоковых цилиндров $\sigma_d = 1$; для двухкамерных одноштоковых цилиндров $\sigma_d = 0,7 \dots 0,9$; для дифференциальных цилиндров $\sigma_d = 0,5$. Примерное значение механического КПД $\eta_{\text{д.м}}$ пневматических объемных двигателей при диаметрах поршней $d_{\text{п}} = 25 \dots 400$ мм – $\eta_{\text{д.м}} = 0,75 \dots 0,95$.

Абсолютное давление $p_{\text{н}}$ в напорной линии привода связано с номинальным (манометрическим) $p_{\text{ном}}$ давлением зависимостью

$$p_{\text{н}} = p_{\text{ном}} + p_{\text{ат}},$$

где $p_{\text{ат}}$ – атмосферное давление, $p_{\text{ат}} = 0,1$ МПа.

При отсутствии аппаратов в выхлопной пневмолинии

$$p_{\text{в}} = p_{\text{ат}}.$$

По величинам q_d , $p_{\text{ном}}$ и $v_{\text{д max}}$ выбирают типоразмер объемного пневмодвигателя.

В случае, когда объемный двигатель – цилиндр или дифференциальный цилиндр, по величине q_d определяют диаметр поршня и диаметр штока

$$d_{\text{д}} = \sqrt{4q_d/\pi}; \quad d_{\text{шт}} = (0,5 \dots 0,7)d_{\text{д}}.$$

Величины $d_{\text{д}}$ и $d_{\text{шт}}$ округляют до ближайших стандартных значений. Затем уточняют q_d и σ_d с учетом стандартных значений $d_{\text{д}}$ и $d_{\text{шт}}$

$$q_d = \pi d_{\text{д}}^2 / 4; \quad \sigma_d = \frac{(d_{\text{д}}^2 - d_{\text{шт}}^2)}{d_{\text{д}}^2}.$$

Далее определяем эффективную площадь f_3 проходного сечения двухщелевого распределителя по формуле

$$f_3 = 3,33 f_0,$$

где f_0 – промежуточное значение эффективной площади, причем

$$f_0 = q_{д.пр} v_p / \sqrt{2RT_{ат}}, \quad (5.2)$$

где $T_{ат}$ – температура окружающей среды.

5.2.2. Расчет привода с двухкамерным пневмодвигателем и четырехщелевым распределителем

Вначале по формулам (5.1) и (5.2) находят промежуточные величины $q_{д.пр}$ и f_0 . Затем по рис. 5.1 определяют давление \bar{p} при заданных значениях σ_d и p_n , причем

$$\bar{p} = p_B / p_2,$$

где p_B – давление в выхлопной линии;

p_2 – давление в выхлопной камере пневмодвигателя.

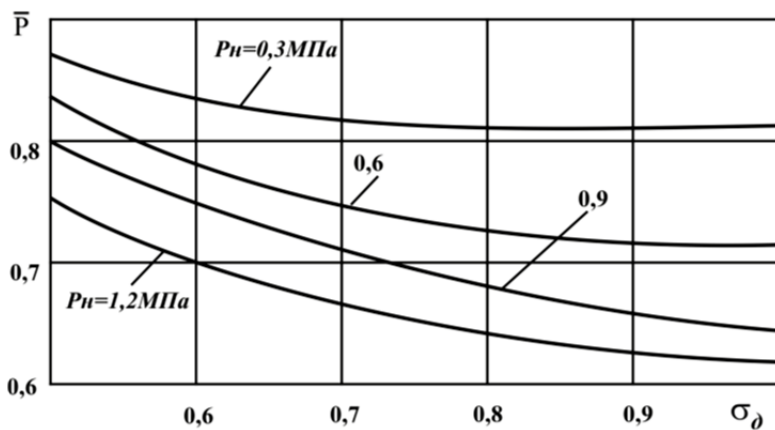


Рис. 5.1. Оптимальные значения \bar{p} в зависимости от соотношения эффективных площадей камер пневмодвигателя при различных давлениях в напорной линии

Затем вычисляют величину ψ_2 по следующей формуле:

$$\psi_2 = \begin{cases} \sigma_d / \sqrt{\bar{p}(1-\bar{p})} & \text{при } \bar{p} > \bar{p}_{кр}; \\ \sigma_d / \sqrt{\bar{p}_{кр}(1-\bar{p})} & \text{при } \bar{p} \leq \bar{p}_{кр}, \end{cases}$$

где $\bar{p}_{кр} = \frac{p_{вх}}{p_{вых}}$ – соотношение давлений на входе $p_{вх}$ и выходе $p_{вых}$

пнемодресселя, $\bar{p}_{кр} = 0,3861...0,5283$.

Находим

$$\bar{p}_1 = \frac{p_1}{p_n},$$

по выражению

$$\bar{p}_1 = \begin{cases} \psi_2^2 / (\psi_2^2 + 1) & \text{при } \bar{p}_1 > \bar{p}_{кр}; \\ \psi_2^2 \sqrt{\bar{p}_{кр}(1-\bar{p}_{кр})} & \text{при } \bar{p}_1 \leq \bar{p}_{кр}, \end{cases}$$

где p_1 – давление в полости пневмодвигателя;

p_n – давление питания.

Так как заранее значение \bar{p}_1 неизвестно, то вычисляют \bar{p}_1 для того же случая, что и ψ_2 , т. е. если ψ_2 вычисляется для случая $\bar{p} > \bar{p}_{кр}$, то и \bar{p}_1 вычисляется для случая $\bar{p}_1 > \bar{p}_{кр}$.

Находим гидравлический КПД распределителя $\eta_{г.р}$

$$\eta_{г.р} = \begin{cases} \frac{\bar{p}_1 - \sigma_d (\bar{p}_в / \bar{p})}{1 - \sigma_d \bar{p}_в} & \text{при } n_k = 2; \\ \frac{\bar{p}_1 - \sigma_d}{1 - \sigma_d} & \text{при } n_k = 1, \end{cases}$$

причем

$$\bar{p}_в = p_в / p_n.$$

Далее рассчитываем относительную эффективную площадь проходного сечения рабочей щели распределителя

$$\bar{f}_3 = \Psi_2 / \eta_{г.р.}$$

Искомые удельный рабочий объем q_d пневмодвигателя и эффективную площадь f_3 проходного сечения распределителя в основном режиме работы определяем по формулам

$$q_d = q_{д.пр} / \eta_{г.р.};$$

$$f_3 = \bar{f}_3 f_0.$$

Массовый расход сжатого воздуха (газов), требуемый от источника питания при работе следящего пневмопривода в основном режиме, находят по формуле

$$G_d = \begin{cases} v_p q_d p_n \bar{p}_1 / (RT_n) & \text{при } n_k = 2; \\ v_p q_d p_n \bar{p}_1 (1 - \sigma_d) / (RT_n) & \text{при } n_k = 1, \end{cases}$$

где T_n – температура воздуха.

Чтобы давление сжатых газов в напорной линии было постоянным ($p_n = \text{const}$), на входе следящего пневмопривода устанавливают ресивер.

Расчет дросселирующего пневмораспределителя проводится так же, как и расчет гидрораспределителя (см. раздел 5.1.1).

6. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИВОДОВ

6.1. Общий подход к моделированию динамики гидропривода

Динамический расчет гидропривода проводится с целью оценки качества переходного процесса в системе и определения параметров, которые обеспечили бы наилучшее быстроедействие без значительного перерегулирования.

В большинстве случаев уравнения, описывающие процессы в гидросистемах, являются нелинейными. Гидропривод описывается при помощи системы линейных и нелинейных дифференциальных уравнений. Нелинейность гидросистем может быть обусловлена нелинейностью внешней нагрузки, упругостью гидравлического звена, нелинейными потерями давления в магистралях, силами трения, зазорами и т. д. Идеализация реальных систем через линеаризацию их моделей не всегда допустима, так как при этом не только ухудшается точность расчетов, но и искажаются качественные особенности процессов. Это связано с тем, что в гидросистемы входят элементы с существенно нелинейными характеристиками, которые не линеаризуются при переходе к малым отклонениям переменных.

При составлении математической модели гидропривода реальный привод заменяется динамической схемой. Сложность динамической схемы и математической модели зависит от принимаемых допущений, среди которых общими преимущественно для всех динамических схем гидропривода являются следующие: свойства жидкости (плотность, вязкость, количество нерастворимого в ней воздуха) не изменяются во время переходного процесса, жидкость является однородной, кавитация и утечки исключаются, нестационарность потока жидкости не оказывает влияние на величину потерь давления. Среди специальных допущений для конкретных моделей можно выделить такие как пренебрежение сжимаемостью жидкости, силами трения в гидродвигателях, потерями в сливных трубопроводах и т. п.

Будем рассматривать динамику гидравлической цепи, считая цепь системой с сосредоточенными параметрами. При этом предполагается, что жидкость сосредотачивается в нескольких объемах

малой протяженности (узлах). В качестве узлов обычно принимаются наиболее характерные точки привода: выход насоса, подключение распределителя, вход в гидродвигатель, разветвления трубопроводов и т. п.

На динамической схеме участок гидропривода изображается условным трубопроводом с эквивалентным сопротивлением R и сосредоточенной массой m . Для изображения податливости в узлах вводится дополнительная емкость, имитирующая увеличение или уменьшение расхода рабочей жидкости при ее сжатии–расширении. Гидроаппарату соответствует изображение в виде постоянного или переменного дросселя (рис. 6.1).

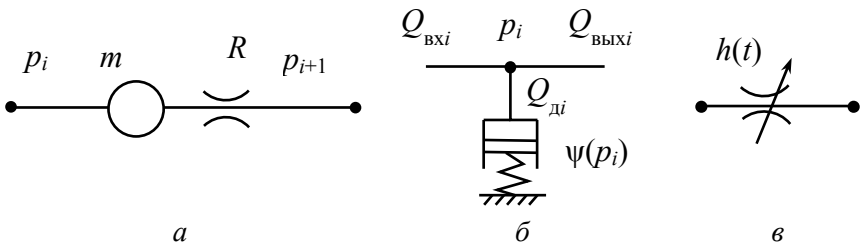


Рис. 6.1. Условное обозначение на расчетной схеме:
a – участок трубопровода; *б* – сжимаемость жидкости; *в* – гидроаппарат

Для получения математической модели динамических процессов в гидроприводе составляются три типа уравнений:

- 1) уравнения течения рабочей жидкости в гидроприводе;
- 2) уравнения баланса расходов;
- 3) дифференциальные уравнения движения подвижных элементов системы (уравнения сил).

Уравнения течения рабочей жидкости в элементах гидропривода составляются на основе баланса давлений на участке гидроцепи. Уравнение баланса давлений для i -го участка привода в общем виде

$$p_i = p_{i+1} + \Delta p_i, \quad (6.1)$$

где p_i и p_{i+1} – давления на входе и выходе i -го участка гидропривода;
 Δp_i – потери давления на рассматриваемом участке.

Для потерь давления на участке гидроцепи можно записать

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

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

Потери можно рассчитать по выражениям:

$$\Delta p_{mi} = 0,5\xi_i\rho\left(\frac{dx_i}{dt}\right)^2 \operatorname{sign}\left(\frac{dx_i}{dt}\right);$$

$$\Delta p_{li} = \frac{27,5\rho v l_{\text{тpи}}}{f_{\text{тpи}}} \frac{dx_i}{dt} + \frac{0,443k_{\varepsilon i}\rho l_{\text{тpи}}}{\sqrt{f_{\text{тpи}}}} \left(\frac{dx_i}{dt}\right)^2 \operatorname{sign}\left(\frac{dx_i}{dt}\right);$$

$$\Delta p_{ji} = \rho l_{\text{тpи}} \frac{d^2 x_i}{dt^2},$$

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

x_i – перемещение потока жидкости по данному участку трубопровода;

$l_{\text{тpи}}$ – длина участка трубопровода;

ρ – плотность рабочей жидкости;

v – кинематическая вязкость жидкости;

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

$f_{\text{тpи}}$ – площадь поперечного сечения трубопровода.

В выражения для определения потерь давления вводится функция $\operatorname{sign}\left(\frac{dx_i}{dt}\right)$ в слагаемые с квадратом $\frac{dx_i}{dt}$ для того, чтобы избежать искажения характеристики переходного процесса при знакопеременной скорости жидкости.

После подстановки составляющих в общее уравнение баланса давлений (6.1) получим следующее дифференциальное уравнение течения жидкости в трубопроводе:

$$p_i = p_{i+1} + 0,5\xi_i\rho\left(\frac{dx_i}{dt}\right)^2 \operatorname{sign}\left(\frac{dx_i}{dt}\right) + \rho l_{\text{Три}} \frac{d^2x_i}{dt^2} + \frac{27,5\rho v l_{\text{Три}}}{f_{\text{Три}}} \frac{dx_i}{dt} + \frac{0,443k_{\varepsilon i}\rho l_{\text{Три}}}{\sqrt{f_{\text{Три}}}} \left(\frac{dx_i}{dt}\right)^2 \operatorname{sign}\left(\frac{dx_i}{dt}\right),$$

или после преобразований

$$p_i = p_{i+1} + a_{1i} \frac{d^2x_i}{dt^2} + a_{2i} \left(\frac{dx_i}{dt}\right)^2 \operatorname{sign}\left(\frac{dx_i}{dt}\right) + a_{3i} \frac{dx_i}{dt}, \quad (6.2)$$

где

$$a_{1i} = \rho l_{\text{Три}}; \quad (6.3)$$

$$a_{2i} = 0,5\xi_i\rho + \frac{0,443k_{\varepsilon i}\rho l_{\text{Три}}}{\sqrt{f_{\text{Три}}}}; \quad (6.4)$$

$$a_{3i} = \frac{27,5\rho v l_{\text{Три}}}{f_{\text{Три}}}. \quad (6.5)$$

Связь между параметрами движения жидкости на смежных участках гидропривода можно осуществить при помощи уравнений расходов жидкости, которые представляют собой алгебраическую сумму входящих и выходящих из узла расходов:

$$\sum_{i=1}^n Q_i = 0,$$

причем Q_i записывается со знаком плюс, если жидкость перемещается к узлу, и со знаком минус, если от узла.

Для узлов с учетом сжимаемости жидкости и без разветвлений, уравнение баланса расходов будет иметь вид

$$Q_{\text{вх}i} - Q_{\text{вых}i} - Q_{\text{д}i} = 0, \quad (6.6)$$

где $Q_{\text{вх}i}$, $Q_{\text{вых}i}$ – входящий в узел и выходящий из узла расходы рабочей жидкости;

$Q_{\text{д}i}$ – расход, затраченный на деформацию сосредоточенного в узле объема жидкости.

Для узлов без учета сжимаемости жидкости и без разветвлений

$$Q_{\text{вх}i} = Q_{\text{вых}i}. \quad (6.7)$$

Формулы для расчета расхода рабочей жидкости определяются в зависимости элемента, например:

– для участков трубопровода

$$Q_i = f_{\text{тр}} \frac{dx_{\text{тр}}}{dt};$$

– для смежных с гидроцилиндром узлов

$$Q_i = F_{\text{п}} \frac{dz}{dt};$$

– расход, затраченный на деформацию сосредоточенного в узле объема жидкости

$$Q_{\text{д}i} = V_i \psi(p_i) \frac{dp_i}{dt}, \quad (6.8)$$

где V_i – объем сосредоточенной в узле жидкости;

$\psi(p_i)$ – коэффициент податливости.

Коэффициент податливости $\psi(p_i)$ характеризует деформацию объема жидкости в приводе при изменении давления. Упругая деформация жидкости отрицательно влияет на динамику гидропривода: ухудшается быстродействие, снижается КПД, возможна потеря устойчивости. Аналитические зависимости для расчета $\psi(p_i)$ с учетом одновременного влияния податливости всех элементов гидропривода отсутствуют. Его значение обычно определяют на основании экспериментальных данных. Выражение $\psi(p_i)$ является нели-

нейной функцией, которая может быть аппроксимирована, в частности, в виде обратной параболической регрессии:

$$\psi(p) = \frac{1}{b_0 + b_1 p + b_2 p^2 + \dots + b_n p^n},$$

где b_0, b_1, \dots, b_n – коэффициенты аппроксимации, получаемые из эксперимента и являющиеся функцией параметров привода (длины и диаметра магистрали, объема жидкости, содержания воздуха), их необходимо определять каждый раз при изменении параметров, что затрудняет анализ и синтез всего гидропривода.

Податливость гидросистемы можно определить, исходя из упругости гидровоздушной смеси, т. е.

$$\psi(p) = 1/E_c,$$

где E_c – модуль упругости гидровоздушной смеси.

При больших скоростях изменения давления жидкости для характеристики ее сжимаемости применяется адиабатический (динамический) модуль объемной упругости, который определяется по выражению

$$E_a = V \frac{dp}{dV}.$$

Значения модулей объемной упругости зависят от типа жидкости, давления, температуры, скорости деформации и характера термодинамического процесса. Для ряда масел E_a представляется эмпирической зависимостью:

$$E_a = E_{a0} + a_p p, \quad (6.9)$$

где E_{a0} и a_p – параметры, зависящие от типа жидкости и определяющие динамический модуль объемной упругости при базовых температуре и давлении.

Реальная рабочая жидкость в гидроприводах обычно представляет собой двухфазную гидровоздушную смесь. Растворенный воздух практически не влияет на свойства рабочих жидкостей. Нерастворенный воздух снижает модуль объемной упругости двухфазной смеси, причем это влияние наиболее заметно при малых давлениях. При динамическом расчете гидроприводов принимается, что количество газовой фазы в гидровоздушной смеси остается постоянным в переходном процессе, а ее модуль упругости можно рассчитать по выражению

$$E_c = \frac{a \left(\frac{p_0}{p} \right)^{1/n} + (1-a) a_p \sqrt{\frac{E_{a0} + a_p p_0}{E_{a0} + a_p p}}}{\frac{a}{np} \left(\frac{p_0}{p} \right)^{1/n} + \frac{1-a}{E_{a0} + a_p p} a_p \sqrt{\frac{E_{a0} + a_p p_0}{E_{a0} + a_p p}}},$$

где a – относительный начальный объем воздуха в смеси;

p_0 и p – начальное и текущее давление жидкости;

$n = 1,4$ – показатель политропы.

В табл. 6.1 представлены характеристики некоторых рабочих жидкостей, определяющие динамический модуль объемной упругости.

Таблица 6.1

Свойства рабочих жидкостей

Марка рабочей жидкости	Плотность при +50 °С	Динамическая вязкость μ, Па·с	Коэффициенты, определяющие модуль упругости		
	ρ, кг/м ³		E_{a0} , МПа	a_{pa}	a_{fa}
Для гидравлических систем АМГ-10	835	0,00935	1680	12,1	8,5
Веретенное АУ	890	0,0115	1930	13,1	10,0
Трансформаторное	886	0,008	1878	14,0	9,7
Индустриальное общего назначения					
И20А	835	0,016	1607	15,7	9,8
И45А	900	0,0378	1680	12,7	9,8
И50А	910	0,0455	1738	13,0	9,8
Турбинное					
Т-22	900	0,0198	1932	14,7	7,3
Т-46	900	0,045	1932	14,7	7,3

Уравнения движения подвижных элементов гидроцилиндра формируются на основе равновесия движущегося элемента под действием приложенных сил. В общем виде можно записать

$$m_{\text{п}} \frac{d^2 z}{dt^2} = P_{\text{а}} - P_{\text{с}}, \quad (6.10)$$

где $m_{\text{п}}$ – масса подвижных частей, приведенная к поршню;

$P_{\text{а}}$ и $P_{\text{с}}$ – соответственно сумма активных сил и сил сопротивления (нагрузка), действующих на поршень.

Для гидродвигателя с вращательным движением

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M_{\text{а}} - M_{\text{с}}, \quad (6.11)$$

где J – приведенный к ротору момент инерции;

φ – угол поворота ротора;

$M_{\text{а}}$ и $M_{\text{с}}$ – сумма моментов активных сил и сил сопротивления.

Рассмотрим более подробно силы, действующие на поршень, к которым можно отнести силы давления жидкости, силы трения и полезную (преодолеваемую) нагрузку.

Полезная нагрузка P_z может моделироваться в виде многочлена

$$P_z = c_0 + c_1 z + c_2 z^2 + \dots + c_k z^k,$$

но обычно ограничиваются двумя слагаемыми, и коэффициент c_0 приобретает смысл постоянной нагрузки, а c_1 выступает в виде коэффициента позиционной нагрузки.

Силы трения $P_{\text{т}}$ можно представить в виде суммы сил сухого и вязкого трения:

$$P_{\text{т}} = |P_{\text{тп}}| \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} + k_{\text{в}} \frac{dz}{dt},$$

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

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

Сила давления P_d

$$P_d = p_{\text{ц}}F_{\text{ц}} - p_{\text{шт}}F_{\text{шт}},$$

где $p_{\text{ц}}$ – давление в напорной полости гидроцилиндра;

$F_{\text{ц}}$ – активная площадь поршня со стороны напорного трубопровода;

$p_{\text{шт}}$ – давление в сливной полости гидроцилиндра;

$F_{\text{шт}}$ – активная площадь поршня со стороны сливного трубопровода.

Тогда уравнение движения поршня будет иметь вид

$$m_{\text{п}} \frac{d^2z}{dt^2} = p_{\text{ц}}F_{\text{ц}} - p_{\text{шт}}F_{\text{шт}} - \left(P_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} + k_{\text{в}} \frac{dz}{dt} \right) - (c_0 + c_1z). \quad (6.12)$$

Для исследования динамических свойств гидропривода применяются методы, основанные на нахождении реакции на детерминированные (типовые) воздействия. Реальное входное воздействие заменяют близким к нему типовым (линейным, экспоненциальным и др.), которое может имитировать изменение давления на входе в привод, величину усилия на главном цилиндре, положение рабочего органа распределителя или органа управления гидромашины. В качестве закона изменения входной величины $h(t)$ может использоваться, например, зависимость (рис. 6.2), описываемая выражением

$$h(t) = \begin{cases} 0, & \text{если } 0 \leq t \leq S1; \\ H_{\text{max}}, & \text{если } t \geq (S1 + S2); \\ H_{\text{max}}(t - S1)/S2, & \text{если } S1 < t < (S1 + S2). \end{cases} \quad (6.13)$$

Коэффициент $S1$ характеризует запаздывание реакции оператора, а $S2$ – интенсивность нарастания входного воздействия (скорость срабатывания). Если в качестве входного воздействия принимается положение органа управления, задаваясь величинами H_{max} , $S1$ и $S2$, можно моделировать полное или частичное его перемещение с различной интенсивностью, в том числе мгновенное.

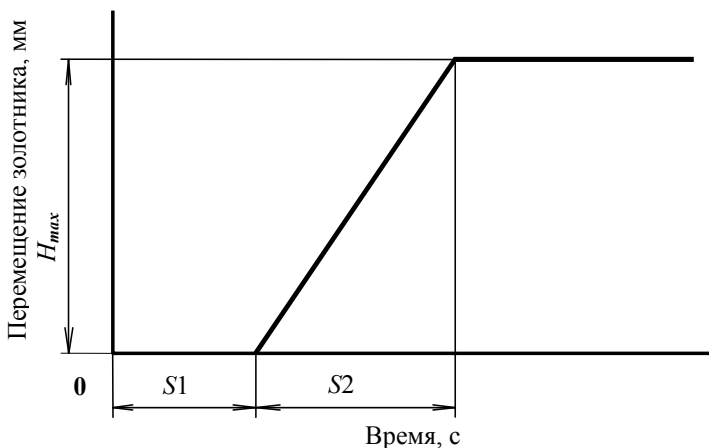


Рис. 6.2. Входное воздействие

После преобразований математическая модель, описывающая физические процессы в гидроприводе, приводится к системе обыкновенных дифференциальных уравнений, решив которую можно получить характеристику переходного процесса и оценить динамические свойства системы. Для решения, полученная система преобразовывается к системе дифференциальных уравнений первого порядка, которая решается численным методом Рунге-Кутты четвертого порядка.

6.2. Моделирование динамики гидропривода без учета сжимаемости рабочей жидкости

Математическая модель гидропривода без учета податливости рабочей жидкости является наиболее простой, однако при высоких рабочих давлениях такая модель не позволяет дать точную оценку качества переходного процесса, но во многих случаях ее используют для предварительного анализа динамических свойств системы.

Гидравлическая цепь по рис. 6.3 характерна для систем управления, в которых давление жидкости создается главным цилиндром за счет перемещения поршня. К штоку поршня главного цилиндра прикладывается входное усилие, являющееся функцией времени, Гидравлическая цепь по рис. 6.4 характерна для систем управления, имеющих источники давления жидкости (насосы, аккумуляторы).

Входное давление является функцией параметров системы питания, распределителя и закона перемещения $h(t)$ его рабочего органа.

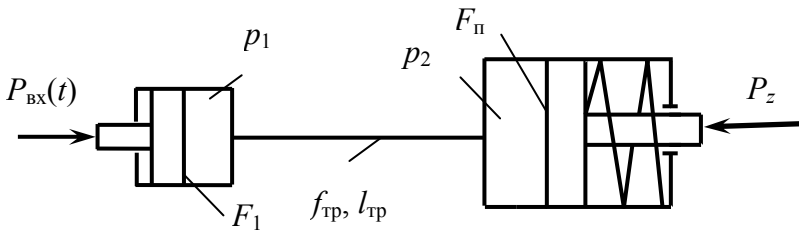


Рис. 6.3. Простейшая схема гидравлической цепи с главным цилиндром

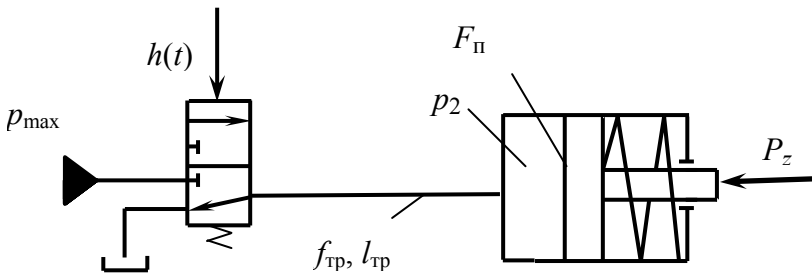


Рис. 6.4. Простейшая схема гидравлической цепи с источником давления на входе

На основании принципиальных схем привода разработаем их расчетные схемы. Расчетная (динамическая) схема гидропривода без учета податливости жидкости с главным цилиндром представлена на рис. 6.5, с источником давления на входе – на рис. 6.6.

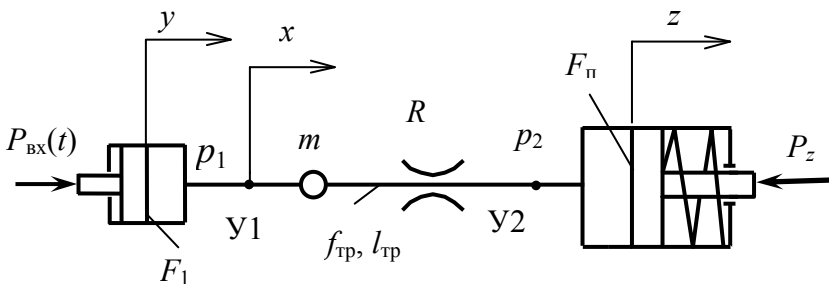


Рис. 6.5. Динамическая схема гидропривода без учета податливости с главным цилиндром

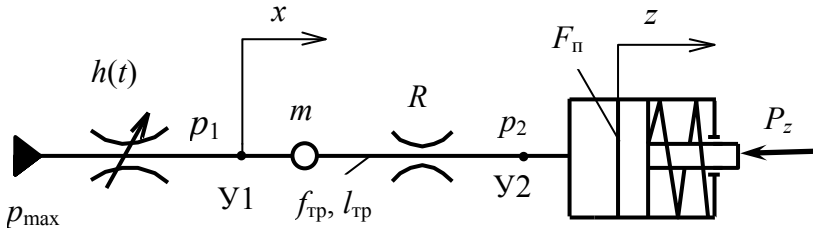


Рис. 6.6. Динамическая схема гидропривода с источником давления на входе

Вход в гидролинию обозначим узлом У1, выход – узлом У2, x – перемещение столба жидкости, z – перемещение поршня исполнительного цилиндра, имеющего площадь F_n , y – перемещение поршня главного цилиндра, имеющего площадь F_1 , R – эквивалентное сопротивление трубопровода, m – приведенная масса жидкости в трубопроводе. Входное воздействие задается в виде типовой функции, зависящей от времени, и может изменяться в зависимости от задачи исследования. Для модели с гидроцилиндром на входе такой функцией задается величина усилия нажатия на шток главного цилиндра (на педаль) $P_{пед}(t)$, для модели с распределителем на входе – перемещение его рабочего органа $h(t)$.

6.2.1. Моделирование привода с главным цилиндром

Составим уравнения динамики для схемы по рис. 6.5.

Из уравнения баланса давлений в трубопроводе между узлами У1 и У2 (на участке У1-У2) по аналогии с выражением (6.2)

$$p_1 = p_2 + a_1 \frac{d^2x}{dt^2} + a_2 \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right) + a_3 \frac{dx}{dt},$$

где

$$a_1 = \rho l_{тр}; \quad a_2 = 0,443 k_{\varepsilon} \rho l_{тр}; \quad a_{li} = \frac{27,5 \rho v l_{тр}}{f_{тр}}.$$

Выделяем старшую производную

$$a_1 \frac{d^2x}{dt^2} = p_1 - p_2 - a_2 \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right) - a_3 \frac{dx}{dt}. \quad (6.14)$$

По аналогии с (6.12) запишем дифференциальное уравнение движения поршня исполнительного цилиндра в общем виде

$$m_{\text{п}} \frac{d^2 z}{dt^2} = p_2 F_{\text{п}} - p_{\text{шт}} F_{\text{шт}} - \left(P_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} + k_{\text{в}} \frac{dz}{dt} \right) - (c_0 + c_1 z). \quad (6.15)$$

Пренебрегая сопротивлением сливной магистрали (давление в полости слива в гидроцилиндре отсутствует) и силами трения в исполнительном гидроцилиндре, получим

$$m_{\text{п}} \frac{d^2 z}{dt^2} = p_2 F_{\text{п}} - (c_0 + c_1 z). \quad (6.16)$$

Используя уравнение баланса расходов (6.7) для узла У2, установим связь между параметрами движения столба рабочей жидкости x в трубопроводе и параметрами движения поршня z исполнительного цилиндра

$$Q_{\text{вх2}} = Q_{\text{вых2}},$$

где $Q_{\text{вх2}}, Q_{\text{вых2}}$ – соответственно расходы на входе и выходе узла У2, причем

$$Q_{\text{вх2}} = Q_{\text{тр}}; \quad Q_{\text{вых2}} = Q_{\text{цил}},$$

где $Q_{\text{тр}}, Q_{\text{цил}}$ – соответственно расходы в трубопроводе и в гидроцилиндре.

$$Q_{\text{тр}} = f_{\text{тр}} \frac{dx}{dt}; \quad Q_{\text{цил}} = F_{\text{п}} \frac{dz}{dt}.$$

Уравнение баланса расходов для узла У2 приобретает вид

$$f_{\text{тр}} \frac{dx}{dt} = F_{\text{п}} \frac{dz}{dt}, \quad (6.17)$$

откуда

$$\frac{dx}{dt} = \frac{F_{\text{п}}}{f_{\text{тр}}} \frac{dz}{dt}. \quad (6.18)$$

Обозначим

$$a_0 = \frac{F_{\text{п}}}{f_{\text{тр}}} \quad (6.19)$$

и продифференцируем уравнение (6.18)

$$\frac{d^2x}{dt^2} = a_0 \frac{d^2z}{dt^2}. \quad (6.20)$$

Уравнение движение поршня главного цилиндра в общем виде

$$m_{\text{пр}} \frac{d^2z}{dt^2} = P_{\text{ар}} - P_{\text{сг}},$$

где $m_{\text{пр}}$ – масса подвижных элементов, приведенная к поршню главного цилиндра;

$P_{\text{ар}}$ и $P_{\text{сг}}$ – соответственно сумма активных сил и сил сопротивления, действующих на поршень главного цилиндра.

Активной силой будет усилие на штоке $P_{\text{пед}}(t)$, а силами сопротивления – силы сухого и вязкого трения и сила давления в поршневой полости. Сила давления

$$P_{\text{сг}} = P_{\text{др}} = p_1 F_1.$$

Если пренебречь трением и инерционностью приведенных к поршню главного цилиндра подвижных масс цилиндра ($m_{\text{пр}} = 0$), из уравнения движения поршня главного цилиндра

$$p_1 = \frac{P_{\text{пед}}(t)}{F_1}. \quad (6.21)$$

Подставляем (6.21) в уравнение движения жидкости (6.14) и с учетом (6.18) и (6.20) получим

$$a_0 a_1 \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{P_{\text{пед}}(t)}{F_1} - p_2 - a_0^2 a_2 \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \text{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right) - a_0 a_3 \frac{dx}{dt}. \quad (6.22)$$

Разделим левую и правую часть уравнения (6.16) на F_{Π} , просуммируем полученное уравнение с уравнением (6.22) и получим нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка, описывающее динамику привода с главным цилиндром на входе (см. рис. 6.5),

$$\left(\frac{m_{\Pi}}{F_{\Pi}} + a_0 a_1\right) \frac{d^2 z}{dt^2} = \frac{P_{\text{пед}}(t)}{F_1} - a_0^2 a_2 \left(\frac{dz}{dt}\right)^2 \text{sign}\left(\frac{dz}{dt}\right) - a_0 a_3 \frac{dz}{dt} - \frac{(c_0 + c_1 z)}{F_{\Pi}}. \quad (6.23)$$

6.2.2. Моделирование привода с распределителем на входе

Составим уравнения динамики для схемы по рис. 6.6.

Процесс моделирования движения жидкости в трубопроводе между узлами У1 и У2 и процесс моделирования движения поршня гидроцилиндра осуществляются так же, как и для расчетной схемы по рис. 6.5 (см. раздел 6.2.1), в результате чего получаются дифференциальные уравнения:

$$a_1 \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 - p_2 - a_2 \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 \text{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right) - a_3 \frac{dx}{dt}; \quad (6.24)$$

$$m_{\Pi} \frac{d^2 z}{dt^2} = p_2 F_{\Pi} - (c_0 + c_1 z). \quad (6.25)$$

Из уравнения (6.17) баланса расходов рабочей жидкости для узла У2 получаем выражения, устанавливающие связь между параметрами движения столба рабочей жидкости x в трубопроводе и параметрами движения поршня z исполнительного цилиндра:

$$\frac{dx}{dt} = a_0 \frac{dz}{dt}; \quad (6.26)$$

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = a_0 \frac{d^2 z}{dt^2}. \quad (6.27)$$

Для формирования давления p_1 на входе в трубопровод воспользуемся уравнением баланса расходов для узла У1:

$$Q_{\text{вх1}} = Q_{\text{вых1}},$$

где $Q_{\text{вых1}}$ – расход жидкости в трубопроводе;

$Q_{\text{вх1}}$ – расход жидкости через распределитель, который можно рассчитать как расход через дросселирующее отверстие.

$$Q_{\text{вых1}} = f_{\text{тр}} \frac{dx}{dt}; \quad Q_{\text{вх1}} = \mu S_p \sqrt{\frac{2\Delta p_p}{\rho}},$$

где μ – коэффициент расхода распределителя;

S_p – площадь рабочего окна распределителя, причем S_p является функцией времени $S_p = S_p(t)$ и зависит от величины окна $h(t)$, которая моделируется как типовое входное воздействие;

Δp_p – перепад давления на напорном канале распределителя.

$$\Delta p_p = p_{\text{max}} - p_1.$$

Для золотникового распределителя при отсутствии перекрытия можно записать

$$S(t) = \pi D_3 h(t).$$

где D_3 – диаметр золотниковой пары.

Таким образом,

$$Q_{\text{вх1}} = \mu \pi D_3 h(t) \sqrt{\frac{2(p_{\text{max}} - p_1)}{\rho}},$$

а уравнение баланса расходов жидкости для узла У1 принимает вид

$$\mu \pi D_3 h(t) \sqrt{\frac{2(p_{\text{max}} - p_1)}{\rho}} = f_{\text{тр}} \frac{dx}{dt}, \quad (6.28)$$

откуда

$$p_1 = p_{\max} - \frac{a_{10}}{h^2(t)} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right), \quad (6.29)$$

где

$$a_{10} = \frac{0,5\rho f_{\text{TP}}^2}{(\mu\pi D_3)^2}. \quad (6.30)$$

Подставим (6.29) в уравнение (6.24)

$$a_1 \frac{d^2x}{dt^2} = p_{\max} - p_2 - \left(\frac{a_{10}}{h^2(t)} + a_2 \right) \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right) - a_3 \frac{dx}{dt}. \quad (6.31)$$

С учетом (6.26) и (6.27) уравнение (6.31) приобретает вид

$$a_0 a_1 \frac{d^2z}{dt^2} = p_{\max} - p_2 - a_0^2 \left(\frac{a_{10}}{h^2(t)} + a_2 \right) \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dz}{dt} \right) - a_0 a_3 \frac{dz}{dt}. \quad (6.32)$$

Разделим левую и правую часть уравнения (6.25) на $F_{\text{п}}$, просуммируем полученное уравнение с уравнением (6.32) и получим нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка, описывающее динамику привода с распределителем на входе (см. рис. 6.6)

$$\begin{aligned} \left(\frac{m_{\text{п}}}{F_{\text{п}}} + a_0 a_1 \right) \frac{d^2z}{dt^2} = p_{\max} - a_0^2 \left(\frac{a_{10}}{h^2(t)} + a_2 \right) \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dz}{dt} \right) - \\ - a_0 a_3 \frac{dz}{dt} - \frac{(c_0 + c_1 z)}{F_{\text{п}}}. \end{aligned} \quad (6.33)$$

6.3. Моделирование гидропривода с учетом сжимаемости рабочей жидкости

6.3.1. Общий подход к моделированию

Степень сложности математической модели гидропривода зависит от количества принимаемых во внимание сосредоточенных объемов жидкости и мест (узлов), где сконцентрированы эти объемы. Напри-

мер (рис. 6.7), можно допустить, что объем жидкости V_1 , заполняющей главный цилиндр, сосредоточен в узле У1, объем жидкости V_3 , заполняющей исполнительный цилиндр, сосредоточен в узле У3, а объем жидкости V_2 , заполняющей трубопровод, – в узле У2. Соответствующие коэффициенты податливости $\Psi(p_i)$ являются функциями давления в узлах. Обозначения на рис. 6.7 соответствуют обозначениям математической модели без учета податливости.

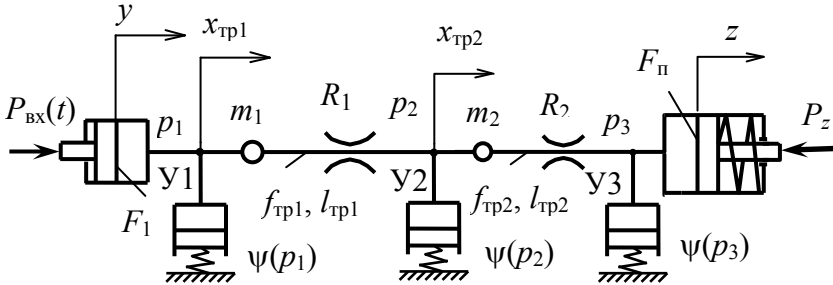


Рис. 6.7. Динамическая схема гидропривода с тремя податливостями

Для каждого i -го участка трубопровода, на которые разбивается привод, уравнение баланса давлений в общем виде запишется следующим образом (см. раздел 6.2.1):

$$p_i = p_{i+1} + a_{1i} \frac{d^2 x_{тp i}}{dt^2} + a_{2i} \left(\frac{dx_{тp i}}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx_{тp i}}{dt} \right) + a_{3i} \frac{dx_{тp i}}{dt}, \quad (6.35)$$

где

$$a_{1i} = \rho l_{тp i}; \quad (6.36)$$

$$a_{2i} = 0,5 \xi_i \rho + \frac{0,443 k_{\epsilon i} \rho l_{тp i}}{\sqrt{f_{тp i}}}; \quad (6.37)$$

$$a_{3i} = \frac{27,5 \rho v l_{тp i}}{f_{тp i}}. \quad (6.38)$$

Для данной схемы составляются два уравнения такого типа, так как гидропривод разбит на два участка.

Необходимо также составить два уравнения движения поршней гидроцилиндров, принимая во внимание допущения при моделировании.

Уравнение баланса объемных расходов для каждого из узлов

$$Q_{\text{вх}i} - Q_{\text{вых}i} - Q_{\text{д}i} = 0,$$

где $Q_{\text{вх}i}$, $Q_{\text{вых}i}$ – входящий и выходящий из узла расходы рабочей жидкости;

$Q_{\text{д}i}$ – расход, затраченный на деформацию сосредоточенного в узле объема жидкости.

Эти расходы можно определить по выражениям:

$$Q_{\text{вх}1} = F_1 \frac{dy}{dt}; \quad Q_{\text{вых}3} = F_{\text{п}} \frac{dz}{dt}; \quad Q_{\text{вых}1} = Q_{\text{вх}2} = f_{\text{тр}1} \frac{dx_{\text{тр}1}}{dt};$$

$$Q_{\text{вых}2} = Q_{\text{вх}3} = f_{\text{тр}2} \frac{dx_{\text{тр}2}}{dt}; \quad Q_{\text{д}i} = V_i \Psi(p_i) \frac{dp_i}{dt}.$$

Можно сделать допущения, что в узле У1 сосредоточен переменный объем жидкости, заполняющий главный цилиндр, в узле У2 – объем жидкости в трубопроводе, в узле У3 – переменный объем жидкости в исполнительном гидроцилиндре. Таким образом,

$$V_1 = F_1(y_0 - y); \quad V_2 = f_{\text{тр}1}l_{\text{тр}1} + f_{\text{тр}2}l_{\text{тр}2}; \quad V_3 = F_{\text{п}}(z_0 + z),$$

где y_0 , z_0 – соответственно расстояние между поршнем и крышкой главного и исполнительного гидроцилиндров в начальном положении.

Путем преобразования исходных уравнений, моделирующих внутренние процессы в гидроприводе, можно получить замкнутую систему обыкновенных дифференциальных уравнений, позволяющую исследовать качество переходного процесса в приводе.

6.3.2. Модель привода с одним сосредоточенным объемом жидкости и главным цилиндром на входе

Рассмотрим динамическую схему гидроцепи с одним сосредоточенным объемом жидкости. Предположим, что весь объем жидкости сосредоточен возле исполнительного цилиндра (рис. 6.8).

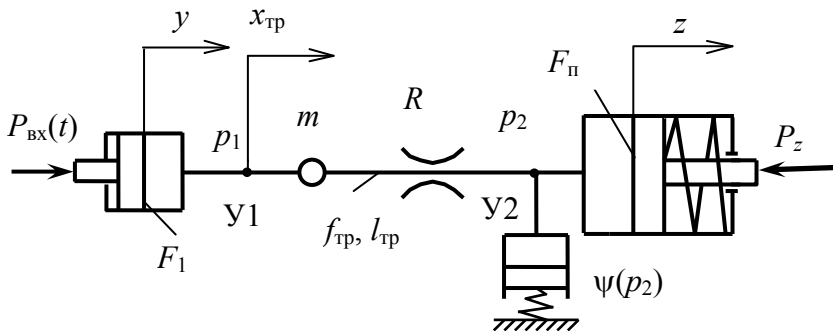


Рис. 6.8. Динамическая схема гидропривода с учетом сжимаемости рабочей жидкости

Запишем уравнение баланса расходов для узла У2

$$Q_{\text{вх}2} - Q_{\text{вых}2} - Q_{\text{д}2} = 0, \quad (6.39)$$

где

$$Q_{\text{вх}2} = f_{\text{тр}} \frac{dx_{\text{тр}}}{dt}; \quad (6.40)$$

$$Q_{\text{вых}2} = F_{\text{II}} \frac{dz}{dt}; \quad (6.41)$$

$$Q_{\text{д}2} = V_2 \psi(p_2) \frac{dp_2}{dt}. \quad (6.42)$$

Предполагаем, что в узле У2 сосредоточен весь объем V_2 жидкости, заполняющей напорную часть привода (трубопровод и переменные объемы в главном и исполнительном цилиндрах),

$$V_2 = f_{\text{тр}} l_{\text{тр}} + F_1(y_0 - y) + F_{\text{II}}(z_0 + z), \quad (6.43)$$

Подставим (6.40)...(6.42) в (6.39) и с учетом (6.42) получим

$$f_{\text{тр}} \frac{dx_{\text{тр}}}{dt} - F_{\text{II}} \frac{dz}{dt} - (f_{\text{тр}} l_{\text{тр}} + F_1(y_0 - y) + F_{\text{II}}(z_0 + z)) \psi(p_2) \frac{dp_2}{dt} = 0. \quad (6.44)$$

Уравнение движения поршня исполнительного цилиндра по аналогии с (6.15):

$$m_{\text{п}} \frac{d^2 z}{dt^2} = p_2 F_{\text{п}} - p_{\text{шт}} F_{\text{шт}} - \left(P_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} + k_{\text{в}} \frac{dz}{dt} \right) - (c_0 + c_1 z).$$

Если пренебречь сопротивлением сливной магистрали ($p_{\text{шт}} = 0$), инерционностью подвижных масс поршня исполнительного гидроцилиндра ($m_{\text{п}} = 0$) и силами трения в нем ($P_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} + k_{\text{в}} \frac{dz}{dt} = 0$), последнее уравнение приобретает вид

$$p_2 F_{\text{п}} = c_0 + c_1 z,$$

откуда

$$p_2 = \frac{c_0 + c_1 z}{F_{\text{п}}}. \quad (6.45)$$

Из уравнения движения поршня главного цилиндра (см. раздел 6.2.1), пренебрегая трением и инерционностью приведенных к поршню главного цилиндра подвижных масс,

$$p_1 = \frac{P_{\text{пед}}(t)}{F_1}. \quad (6.46)$$

Уравнение баланса давлений для участка У1-У2 по аналогии с (6.15):

$$a_1 \frac{d^2 x_{\text{тр}}}{dt^2} = p_1 - p_2 - a_2 \left(\frac{dx_{\text{тр}}}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx_{\text{тр}}}{dt} \right) - a_3 \frac{dx_{\text{тр}}}{dt}. \quad (6.47)$$

где

$$a_1 = \rho l_{\text{тр}}; \quad a_2 = 0,443 k_{\text{в}} \rho l_{\text{тр}}; \quad a_3 = \frac{27,5 \rho v l_{\text{тр}}}{f_{\text{тр}}}.$$

Подставляем (6.45) и (6.46) в (6.47). В результате получим

$$a_1 \frac{d^2 x_{\text{тр}}}{dt^2} = \frac{P_{\text{пед}}(t)}{F_1} - \frac{c_0 + c_1 z}{F_{\text{п}}} - a_2 \left(\frac{dx_{\text{тр}}}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx_{\text{тр}}}{dt} \right) - a_3 \frac{dx_{\text{тр}}}{dt}. \quad (6.48)$$

Дифференцируем (6.45)

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{c_1}{F_{\Pi}} \frac{dz}{dt}. \quad (6.49)$$

Уравнение неразрывности потока рабочей жидкости для узла У1

$$F_1 y = f_{\text{тп}} z,$$

откуда

$$y = \frac{F_1}{f_{\text{тп}}} z. \quad (6.50)$$

Из выражения (6.44) с учетом (6.9), (6.45), (6.49) и (6.50)

$$\begin{aligned} f_{\text{тп}} \frac{dx_{\text{тп}}}{dt} - F_{\Pi} \frac{dz}{dt} - \left(f_{\text{тп}} l_{\text{тп}} + F_1 \left(y_0 - \frac{F_1}{f_{\text{тп}}} z \right) + F_{\Pi} (z_0 + z) \right) \times \\ \times \frac{c_1}{E_{a0} F_{\Pi} + a_p (c_0 + c_1 z)} \frac{dz}{dt} = 0, \end{aligned}$$

откуда

$$\frac{dz}{dt} = f_{\text{тп}} \left/ \left(F_{\Pi} + \frac{\left(f_{\text{тп}} l_{\text{тп}} + F_1 \left(y_0 - \frac{F_1}{f_{\text{тп}}} z \right) + F_{\Pi} (z_0 + z) \right) c_1}{F_{\Pi} E_{a0} + a_p (c_0 + c_1 z)} \right) \right. \frac{dx_{\text{тп}}}{dt}. \quad (6.51)$$

Таким образом, в окончательную систему уравнений, моделирующую рассматриваемую гидравлическую цепь (см. рис. 6.8), войдут уравнения (6.48) и (6.51), а именно:

$$a_1 \frac{d^2 x_{\text{тп}}}{dt^2} = \frac{P_{\text{пед}}(t)}{F_1} - \frac{c_0 + c_1 z}{F_{\Pi}} - a_2 \left(\frac{dx_{\text{тп}}}{dt} \right)^2 \text{sign} \left(\frac{dx_{\text{тп}}}{dt} \right) - a_3 \frac{dx_{\text{тп}}}{dt};$$

$$\frac{dz}{dt} = f_{\text{тп}} \left/ \left(F_{\Pi} + \frac{\left(f_{\text{тп}} l_{\text{тп}} + F_1 \left(y_0 - \frac{F_1}{f_{\text{тп}}} z \right) + F_{\Pi} (z_0 + z) \right) c_1}{F_{\Pi} E_{a0} + a_p (c_0 + c_1 z)} \right) \right. \frac{dx_{\text{тп}}}{dt}.$$

Для решения на ПЭВМ численными методами полученная система путем замены переменных должна быть преобразована в систему из трех дифференциальных уравнений первого порядка.

6.3.3. Модель гидропривода с распределителем на входе

Рассмотрим модель гидравлического привода с источником давления на входе. Входное воздействие в такой системе задается перемещением золотника распределителя. Давление на входе считаем постоянным и равным давлению настройки предохранительного клапана. Сопротивлением сливной магистрали пренебрегаем. Предполагаем, что свойства рабочей жидкости не меняются во время переходного процесса, утечки и кавитация рабочей жидкости отсутствуют. Будем считать жидкость сжимаемой и предположим, что весь объем жидкости, заполняющей напорную часть привода, сосредоточен в узле У2 у исполнительного гидроцилиндра. Динамическая схема такого привода представлена на рис. 6.9.

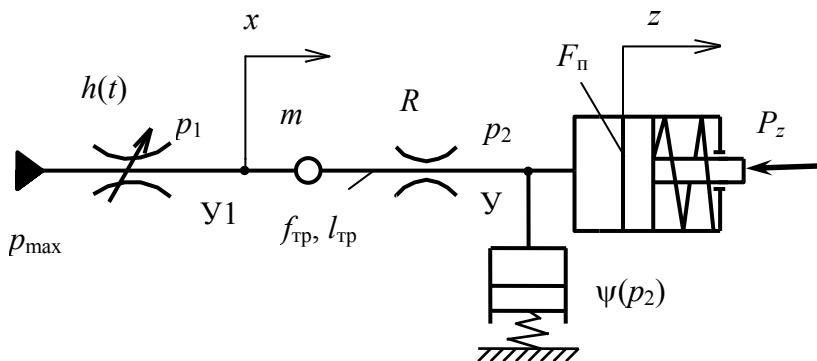


Рис. 6.9. Расчетная схема гидропривода с учетом сжимаемости рабочей жидкости с распределителем на входе

Для получения математической модели необходимо составить уравнение течения рабочей жидкости в гидроприводе на участке между узлами У1 и У2, уравнения баланса расходов в узлах У1 и У2 и уравнение движения поршня гидроцилиндра.

Уравнение течения рабочей жидкости в трубопроводе составляется на основе баланса давлений:

$$p_1 = p_2 + \Delta p,$$

где p_1 и p_2 – давление в узлах У1 и У2;

Δp – потери давления на рассматриваемом участке.

Подставив выражения для расчета потерь давления по длине магистрали, местных и инерционных (см. раздел 6.1), после преобразований получим уравнение, аналогичное (6.14):

$$a_1 \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 - p_2 - a_2 \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right) - a_3 \frac{dx}{dt}, \quad (6.52)$$

где

$$a_1 = \rho l_{\text{тр}}; \quad a_2 = 0,5 \xi \rho + \frac{0,443 k_{\varepsilon} \rho l_{\text{тр}}}{\sqrt{f_{\text{тр}}}}; \quad a_3 = \frac{27,5 \rho v l_{\text{тр}}}{f_{\text{тр}}}.$$

По аналогии с выражением (6.12) уравнение движения поршня с учетом принятого допущения об отсутствии сопротивления сливного трубопровода (давление в полости слива в гидроцилиндре отсутствует) запишется в следующем виде:

$$m_{\text{п}} \frac{d^2 z}{dt^2} = p_2 F_{\text{п}} - \left(P_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} + k_{\text{в}} \frac{dz}{dt} \right) - (c_0 + c_1 z). \quad (6.53)$$

Уравнение баланса расходов для узла У1

$$Q_{\text{вх1}} = Q_{\text{вых1}}.$$

Расход на выходе узла $Q_{\text{вых1}}$ соответствует расходу жидкости в трубопроводе и может быть рассчитан по выражению

$$Q_{\text{вых1}} = f_{\text{тр}} \frac{dx}{dt}.$$

Расход $Q_{\text{вх1}}$ на входе в узел У1 соответствует расходу через напорный канал распределителя, который можно рассчитать по следующему алгоритму (см. раздел 6.2.2):

$$Q_{\text{вх1}} = \mu S_p \sqrt{\frac{2\Delta p_p}{\rho}}; \quad \Delta p_p = p_{\text{max}} - p_1; \quad S(t) = \pi D_3 h(t).$$

В результате

$$Q_{\text{вх1}} = \mu \pi D_3 h(t) \sqrt{\frac{2(p_{\text{max}} - p_1)}{\rho}},$$

и из уравнения баланса расходов жидкости для узла У1

$$p_1 = p_{\text{max}} - \frac{a_{10}}{h^2(t)} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \text{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right), \quad (6.54)$$

где

$$a_{10} = \frac{0,5 \rho f_{\text{тр}}^2}{(\mu \pi D_3)^2}.$$

Подставим (6.54) в (6.52)

$$a_1 \frac{d^2 x}{dt^2} = p_{\text{max}} - p_2 - \left(\frac{a_{10}}{h^2(t)} + a_2 \right) \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \text{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right) - a_3 \frac{dx}{dt}. \quad (6.55)$$

Далее запишем уравнение баланса расходов для узла У2 по аналогии с (6.39):

$$Q_{\text{вх2}} - Q_{\text{вых2}} - Q_{\text{д2}} = 0, \quad (6.56)$$

где

$$Q_{\text{вх2}} = f_{\text{тр}} \frac{dx_{\text{тр}}}{dt}; \quad (6.57)$$

$$Q_{\text{вых2}} = F_{\text{п}} \frac{dz}{dt}; \quad (6.58)$$

$$Q_{\text{д2}} = V_2 \Psi(p_2) \frac{dp_2}{dt}, \quad (6.59)$$

причем на основании (6.9)

$$\psi(p) = \frac{1}{E_a} = \frac{1}{E_{a0} + a_p p_2}. \quad (6.60)$$

Объем жидкости V_2 , сосредоточенной в узле У2, складывается из объема жидкости, заполняющей трубопровод, и переменного объема жидкости в гидроцилиндре

$$V_2 = f_{\text{тр}} l_{\text{тр}} + F_{\text{н}}(z_0 + z). \quad (6.61)$$

После подстановки (6.57)...(6.61) в (6.56)

$$f_{\text{тр}} \frac{dx}{dt} - F_{\text{н}} \frac{dz}{dt} - \frac{f_{\text{тр}} l_{\text{тр}} + F_{\text{н}}(z_0 + z)}{E_{a0} + a_p p_2} \frac{dp_2}{dt} = 0,$$

откуда

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{f_{\text{тр}} \frac{dx}{dt} - F_{\text{н}} \frac{dz}{dt}}{f_{\text{тр}} l_{\text{тр}} + F_{\text{н}}(z_0 + z)} (E_{a0} + a_p p_2). \quad (6.62)$$

Таким образом, рассматриваемой расчетной схеме (см. рис. 6.9) будет соответствовать математическая модель, состоящая из двух дифференциальных уравнений второго порядка (6.53), (6.55) и дифференциального уравнения первого порядка (6.62), а именно:

$$m_{\text{н}} \frac{d^2 z}{dt^2} = p_2 F_{\text{н}} - \left(P_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} + k_{\text{в}} \frac{dz}{dt} \right) - (c_0 + c_1 z);$$

$$a_1 \frac{d^2 x}{dt^2} = p_{\text{max}} - p_2 - \left(\frac{a_{10}}{h^2(t)} + a_2 \right) \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right) - a_3 \frac{dx}{dt};$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{f_{\text{тр}} \frac{dx}{dt} - F_{\text{н}} \frac{dz}{dt}}{f_{\text{тр}} l_{\text{тр}} + F_{\text{н}}(z_0 + z)} (E_{a0} + a_p p_2).$$

Для решения на ПЭВМ численными методами полученная система путем замены переменных должна быть преобразована в систему из пяти дифференциальных уравнений первого порядка.

6.4. Моделирование разветвленного гидропривода

Значительная часть гидравлических приводов строится по разветвленной схеме. Законы перемещения гидродвигателей в параллельных контурах зависят от многих факторов, причем одновременное движение гидродвигателей возможно только при определенном сочетании параметров контуров, самих гидродвигателей и нагрузок на них. Динамический расчет гидропривода проводится для определения его оптимальных параметров, которые обеспечили бы наилучшее быстродействие системы без значительного перерегулирования.

Рассмотрим формирование математической модели разветвленного гидропривода с учетом сжимаемости рабочей жидкости на примере расчетной схемы в соответствии с рис. 6.10.

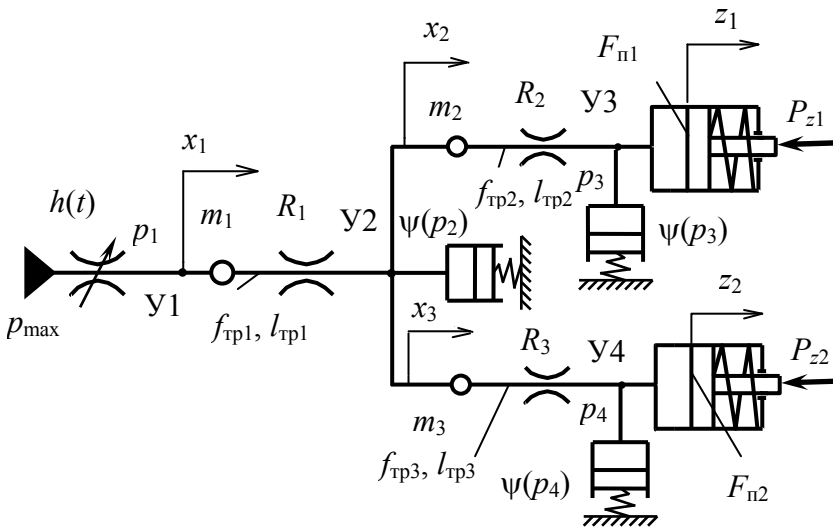


Рис. 6.10. Расчетная схема разветвленного гидропривода

Сделаем допущение, что в узле Y2 сосредоточен объем жидкости V_2 , заполняющей подводящий трубопровод на участке Y1-Y2,

в узле У3 сосредоточен объем жидкости V_3 , заполняющей трубопровод на участке У2-У3 и переменную емкость соответствующего гидроцилиндра, а в узле У4 – объем жидкости V_4 , заполняющей трубопровод на участке У2-У4 и соответствующий гидроцилиндр.

Сопротивлением сливных трубопроводов пренебрегаем.

Уравнения движения жидкости в трубопроводах на участках У1-У2, У2-У3, У2-У4 составляются так же, как и для предыдущей модели по рис. 6.10, и имеют следующий вид:

$$a_{11} \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_1 - p_2 - a_{21} \left(\frac{dx_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx_1}{dt} \right) - a_{31} \frac{dx_1}{dt}; \quad (6.63)$$

$$a_{12} \frac{d^2 x_2}{dt^2} = p_2 - p_3 - a_{22} \left(\frac{dx_2}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx_2}{dt} \right) - a_{32} \frac{dx_2}{dt}; \quad (6.64)$$

$$a_{13} \frac{d^2 x_3}{dt^2} = p_2 - p_4 - a_{23} \left(\frac{dx_3}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx_3}{dt} \right) - a_{33} \frac{dx_3}{dt}. \quad (6.65)$$

Давление p_1 является входным и может быть получено из математической модели участка гидропривода, предшествующего рассматриваемому. Оно может также быть сформировано аналогично модели в разделе 6.2.1 по выражению (6.21), либо аналогично модели, рассматриваемой в разделе 6.2.2 по выражению (6.29).

Уравнения движения поршней записываем по аналогии с (6.53):

$$m_{п1} \frac{d^2 z_1}{dt^2} = p_3 F_{п1} - \left(P_{тп1} \operatorname{sgn} \frac{dz_1}{dt} + k_{в1} \frac{dz_1}{dt} \right) - (c_{01} + c_{11} z_1); \quad (6.66)$$

$$m_{п2} \frac{d^2 z_2}{dt^2} = p_4 F_{п2} - \left(P_{тп2} \operatorname{sgn} \frac{dz_2}{dt} + k_{в2} \frac{dz_2}{dt} \right) - (c_{02} + c_{12} z_2). \quad (6.67)$$

Уравнение баланса расходов для узла У1

$$Q_{вх1} = Q_{вых1}.$$

Расход на выходе узла $Q_{\text{вых1}}$ соответствует расходу жидкости в трубопроводе и может быть рассчитан по выражению

$$Q_{\text{вых1}} = f_{\text{тр1}} \frac{dx_1}{dt}.$$

Расход $Q_{\text{вх1}}$ на входе в узел У1 соответствует расходу через напорный канал распределителя (см. раздел 6.2.2)

$$Q_{\text{вх1}} = \mu\pi D_3 h(t) \sqrt{\frac{2(p_{\text{max}} - p_1)}{\rho}},$$

и из уравнения баланса расходов жидкости для узла У1

$$p_1 = p_{\text{max}} - \frac{a_{10}}{h^2(t)} \left(\frac{dx_1}{dt} \right)^2 \text{sign} \left(\frac{dx_1}{dt} \right), \quad (6.68)$$

где

$$a_{10} = \frac{0,5\rho f_{\text{тр1}}^2}{(\mu\pi D_3)^2}.$$

Подставим (6.68) в (6.63)

$$a_{11} \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_1 - p_2 - \left(\frac{a_{10}}{h^2(t)} + a_{21} \right) \left(\frac{dx_1}{dt} \right)^2 \text{sign} \left(\frac{dx_1}{dt} \right) - a_{31} \frac{dx_1}{dt}. \quad (6.69)$$

Уравнения баланса расходов для узлов У2, У3 и У4 по аналогии с (6.39):

$$Q_{\text{вх}i} - Q_{\text{вых}i} - Q_{\text{д}i} = 0, \quad i = 2, 3, 4, \quad (6.70)$$

причем

$$Q_{\text{вх2}} = f_{\text{тр1}} \frac{dx_1}{dt}; \quad Q_{\text{вх3}} = f_{\text{тр2}} \frac{dx_2}{dt}; \quad Q_{\text{вх4}} = f_{\text{тр3}} \frac{dx_3}{dt};$$

$$Q_{\text{вых3}} = F_{\text{п1}} \frac{dz_1}{dt}; \quad Q_{\text{вых4}} = F_{\text{п2}} \frac{dz_2}{dt},$$

а расход на выходе из узла У2 можно рассчитать как сумму расходов в трубопроводах на участках У2-У3 и У2-У4:

$$Q_{\text{вых2}} = f_{\text{тр2}} \frac{dx_2}{dt} + f_{\text{тр3}} \frac{dx_3}{dt}.$$

Расходы на сжимаемость рабочей жидкости в узлах

$$Q_{\text{ли}} = V_i \psi(p_i) \frac{dp_i}{dt}, \quad i = 2, 3, 4,$$

причем на основании (6.9)

$$\psi(p_i) = \frac{1}{E_{a0} + a_p p_i}.$$

На основании принятых допущений

$$V_2 = f_{\text{тр1}} l_{\text{тр1}};$$

$$V_3 = f_{\text{тр2}} l_{\text{тр2}} + F_{\text{п1}}(z_{01} + z_1);$$

$$V_4 = f_{\text{тр3}} l_{\text{тр3}} + F_{\text{п2}}(z_{02} + z_2),$$

где z_{01} , z_{02} – расстояние между поршнем и крышкой в начальном положении.

После подстановки составляющих в (6.70) получим

$$f_{\text{тр1}} \frac{dx_1}{dt} - f_{\text{тр2}} \frac{dx_2}{dt} - f_{\text{тр3}} \frac{dx_3}{dt} - \frac{f_{\text{тр1}} l_{\text{тр1}}}{E_{a0} + a_p p_2} \frac{dp_2}{dt} = 0;$$

$$f_{\text{тр2}} \frac{dx_2}{dt} - F_{\text{п1}} \frac{dz_1}{dt} - \frac{f_{\text{тр2}} l_{\text{тр2}} + F_{\text{п1}}(z_{01} + z_1)}{E_{a0} + a_p p_3} \frac{dp_3}{dt} = 0;$$

$$f_{\text{тр3}} \frac{dx_3}{dt} - F_{\text{п2}} \frac{dz_2}{dt} - \frac{f_{\text{тр3}} l_{\text{тр3}} + F_{\text{п2}}(z_{02} + z_2)}{E_{a0} + a_p p_4} \frac{dp_4}{dt} = 0,$$

откуда

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{f_{\text{тр}1} \frac{dx_1}{dt} - f_{\text{тр}2} \frac{dx_2}{dt} - f_{\text{тр}3} \frac{dx_3}{dt}}{f_{\text{тр}1} l_{\text{тр}1}} (E_{a0} + a_p p_2); \quad (6.71)$$

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{f_{\text{тр}2} \frac{dx_2}{dt} - F_{\text{н}1} \frac{dz_1}{dt}}{f_{\text{тр}2} l_{\text{тр}2} + F_{\text{н}1} (z_{01} + z_1)} (E_{a0} + a_p p_3); \quad (6.72)$$

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{f_{\text{тр}3} \frac{dx_3}{dt} - F_{\text{н}2} \frac{dz_2}{dt}}{f_{\text{тр}3} l_{\text{тр}3} + F_{\text{н}2} (z_{02} + z_2)} (E_{a0} + a_p p_4). \quad (6.73)$$

Таким образом, в окончательную систему войдут пять дифференциальных уравнений (6.66), (6.67), (6.69), (6.64), (6.65) второго порядка и три дифференциальных уравнения (6.71), (6.72), (6.73) первого порядка. Для решения численными методами полученная система путем замены переменных должна быть преобразована в систему из 13 уравнений первого порядка. Смоделировав закон входного воздействия и задав начальные условия, можно решить данную систему уравнений и оценить качество переходного процесса в разветвленном гидроприводе.

6.5. Моделирование следящего гидропривода

На рис. 6.11 представлена схема гидропривода с жесткой обратной связью. Следящее действие обеспечивается соединением поршня исполнительного цилиндра и корпуса золотникового распределителя. Для составления расчетной схемы и математической модели сделаем следующие допущения: свойства жидкости, ее плотность, вязкость, количество нерастворенного в ней воздуха не изменяются во время переходного процесса; жидкость является однородной и ее кавитация и утечки исключаются; нестационарность потока жидкости не оказывает влияния на величину потерь давления; потери в сливных трубопроводах пренебрежимо малы.

Будем считать рабочую жидкость сжимаемой, сделав допущение, что весь ее объем, заполняющий напорную часть привода, сосредоточен возле исполнительного гидроцилиндра.

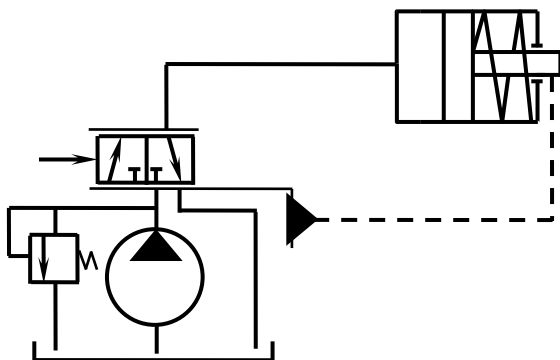


Рис. 6.11. Схема гидропривода с обратной связью

Расчетная схема привода представлена на рис. 6.12.

Вход в гидролинию обозначим узлом У1, выход – узлом У2. Податливость жидкости моделируется введением в расчетную схему дополнительной емкости в узле У2. Обратная связь на расчетной схеме изображена блоком K_{oc} , определяющим величину открытия окна золотникового распределителя в зависимости от перемещения поршня. Сосредоточенный объем жидкости разместим в узле У2.

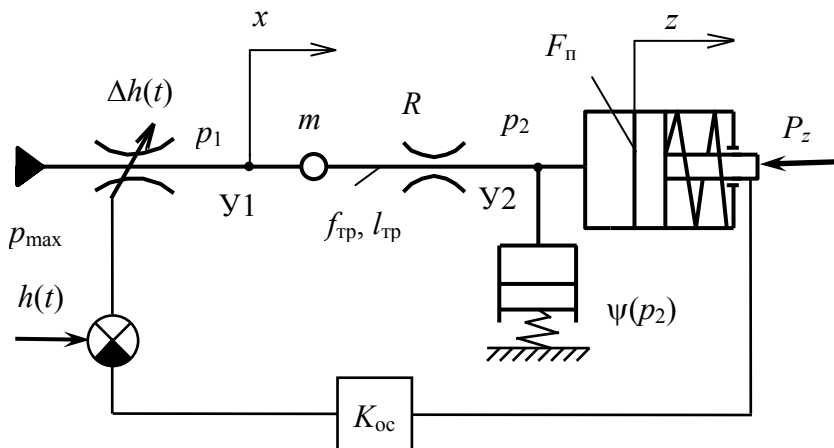


Рис. 6.12. Расчетная схема следящего гидропривода

Полученная расчетная схема во многом идентична расчетной схеме на рис. 6.9. Особенностью является наличие отрицательной обратной связи между перемещениями поршня и золотника распределителя.

В связи с этим не будем подробно останавливаться на процессе моделирования движения поршня гидроцилиндра и жидкости в трубопроводе на участке У1-У2, а также составления баланса расходов в узле У2 и запишем результирующие уравнения.

Уравнение движение поршня

$$m_{\text{п}} \frac{d^2 z}{dt^2} = p_2 F_{\text{п}} - \left(P_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} + k_{\text{в}} \frac{dz}{dt} \right) - (c_0 + c_1 z). \quad (6.74)$$

Уравнение движения жидкости

$$a_1 \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 - p_2 - a_2 \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right) - a_3 \frac{dx}{dt}, \quad (6.75)$$

где

$$a_1 = \rho l_{\text{тр}}; \quad a_2 = 0,443 k_{\text{г}} \rho l_{\text{тр}}; \quad a_3 = \frac{27,5 \rho v l_{\text{тр}}}{f_{\text{тр}}}.$$

Из баланса расходов для узла У2

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{f_{\text{тр}} \frac{dx}{dt} - F_{\text{п}} \frac{dz}{dt}}{f_{\text{тр}} l_{\text{тр}} + F_{\text{п}} (z_0 + z)} (E_{\text{а0}} + a_p p_2). \quad (6.76)$$

Входное давление p_1 является функцией параметров системы питания, распределителя и величины рабочего окна $\Delta h(t)$ распределителя. В следящем гидроприводе величина рабочего окна будет формироваться как разность между перемещением золотника и перемещением гильзы. Перемещение золотника $h(t)$ задается как типовое входное воздействие (линейное, ступенчатое, экспоненциальное и т. д.). Перемещение гильзы $h_{\text{ос}}$ для системы с жесткой обратной связью

$$h_{\text{ос}} = K_{\text{ос}} z,$$

где $K_{\text{ос}}$ – передаточный коэффициент обратной связи.

Тогда для отрицательной обратной связи

$$\Delta h(t) = h(t) - K_{oc}z. \quad (6.77)$$

Из уравнения баланса расходов для узла У1 по аналогии с (6.54):

$$p_1 = p_{\max} - \frac{a_{10}}{\Delta h(t)^2} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right), \quad (6.78)$$

где

$$a_{10} = \frac{0,5\rho f_{\text{тр}}^2}{(\mu\pi D_3)^2}.$$

Подставляем (6.78) с учетом (6.77) в (6.75)

$$a_1 \frac{d^2x}{dt^2} = p_{\max} - p_2 - \left(\frac{a_{10}}{\Delta h(t)^2} + a_2 \right) \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right) - a_3 \frac{dx}{dt}. \quad (6.79)$$

Таким образом, в результирующую замкнутую систему дифференциальных уравнений войдут уравнения (6.74), (6.79) и (6.76).

6.6. Модель гидропривода с учетом сопротивления сливной магистрали

Во всех предыдущих динамических моделях делалось допущение, что давление в сливном трубопроводе мало и сопротивлением сливной магистрали можно пренебречь. Рассмотрим особенности моделирования с учетом потерь давления в сливном трубопроводе.

В качестве базовой примем расчетную схему гидропривода с учетом сжимаемости рабочей жидкости и с распределителем на входе (см. рис. 6.9). Будем учитывать сжимаемость рабочей жидкости в напорной части привода, предполагая, что весь объем сжимаемой жидкости сосредоточен в узле У2 (в напорной полости гидроцилиндра). Податливостью рабочей жидкости в сливной магистрали пренебрегаем. Расчетная схема, дополненная моделью сливного трубопровода, представлена на рис. 6.13.

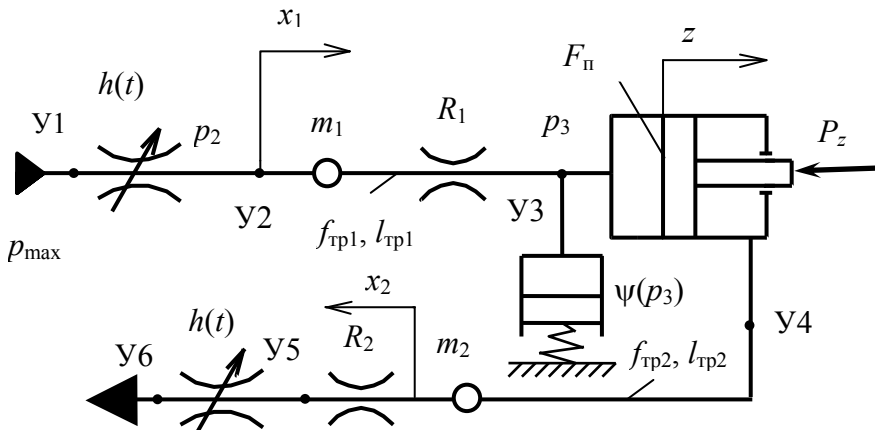


Рис. 6.13. Расчетная схема гидропривода для моделирования сливной магистрали

Участки У1-У2 и У5-У6 на схеме моделируют движение жидкости в распределителе, участки У2-У3 и У4-У5 – в напорном и сливном трубопроводах соответственно.

По аналогии с (6.55) уравнение движения в напорном трубопроводе с распределителем на входе запишется в следующем виде:

$$a_{11} \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_{\max} - p_3 - \left(\frac{a_{10}}{h^2(t)} + a_2 \right) \left(\frac{dx_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx_1}{dt} \right) - a_{31} \frac{dx_1}{dt}, \quad (6.80)$$

где

$$a_{11} = \rho l_{\text{TP1}}; \quad a_{21} = 0,5 \xi_1 \rho + \frac{0,443 k_{\varepsilon 1} \rho l_{\text{TP1}}}{\sqrt{f_{\text{TP1}}}}; \quad a_{31} = \frac{27,5 \rho v l_{\text{TP1}}}{f_{\text{TP1}}}; \quad a_{10} = \frac{0,5 \rho f_{\text{TP1}}^2}{(\mu \pi D_3)^2}.$$

Из уравнения баланса расходов для узла У3 на основании (6.62)

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{f_{\text{TP3}} \frac{dx_1}{dt} - F_{\text{П}} \frac{dz}{dt}}{f_{\text{TP1}} l_{\text{TP1}} + F_{\text{П}} (z_0 + z)} (E_{a0} + a_p p_3). \quad (6.81)$$

Уравнение движения поршня на основании (6.15)

$$m_{\Pi} \frac{d^2 z}{dt^2} = p_3 F_{\Pi} - p_4 F_{\text{шт}} - \left(P_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} + k_{\text{в}} \frac{dz}{dt} \right) - (c_0 + c_1 z), \quad (6.82)$$

где $F_{\text{шт}}$ – активная площадь штоковой полости гидроцилиндра.

Уравнение движения жидкости в трубопроводе на участке У4-У5 имеет вид, соответствующий выражению (6.14):

$$a_{12} \frac{d^2 x_2}{dt^2} = p_4 - p_5 - a_{22} \left(\frac{dx_2}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx_2}{dt} \right) - a_{32} \frac{dx_2}{dt}, \quad (6.83)$$

где

$$a_{12} = \rho l_{\text{тр}2}; \quad a_{22} = 0,5 \xi_2 \rho + \frac{0,443 k_{\varepsilon 2} \rho l_{\text{тр}2}}{\sqrt{f_{\text{тр}2}}}; \quad a_{32} = \frac{27,5 \rho v l_{\text{тр}2}}{f_{\text{тр}2}}.$$

Уравнение баланса расходов для узла У5

$$Q_{\text{вх}5} = Q_{\text{вых}5}.$$

Расход на входе узла $Q_{\text{вх}5}$ соответствует расходу жидкости в трубопроводе и может быть рассчитан по выражению

$$Q_{\text{вх}5} = f_{\text{тр}2} \frac{dx_2}{dt}.$$

Расход $Q_{\text{вых}5}$ на входе в узел У5 соответствует расходу через сливной канал распределителя, который можно рассчитать по следующему алгоритму (см. раздел 6.2.2):

$$Q_{\text{вых}5} = \mu S_p \sqrt{\frac{2 \Delta p_{\text{рс}}}{\rho}}; \quad \Delta p_{\text{рс}} = p_5 - p_6; \quad S(t) = \pi D_3 h(t),$$

где $\Delta p_{\text{рс}}$ – перепад давления в сливном канале распределителя.

В результате

$$Q_{\text{вых}5} = \mu \pi D_3 h(t) \sqrt{\frac{2(p_5 - p_6)}{\rho}},$$

и из уравнения баланса расходов жидкости для узла У5

$$p_5 = p_6 + \frac{a_{20}}{h^2(t)} \left(\frac{dx_2}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx_2}{dt} \right), \quad (6.84)$$

где

$$a_{20} = \frac{0,5\rho f_{\text{тр}2}^2}{(\mu\pi D_3)^2}.$$

Подставим (6.84) в (6.83)

$$a_{12} \frac{d^2 x_2}{dt^2} = p_4 - p_6 - \left(a_{22} + \frac{a_{20}}{h^2(t)} \right) \left(\frac{dx_2}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dx_2}{dt} \right) - a_{32} \frac{dx_2}{dt}. \quad (6.85)$$

Из уравнения баланса расходов для узла У4

$$F_{\text{шт}} \frac{dz}{dt} = f_{\text{тр}2} \frac{dx_2}{dt},$$

откуда

$$\frac{dx_2}{dt} = a_{02} \frac{dz}{dt}, \quad (6.86)$$

где

$$a_{02} = \frac{f_{\text{тр}2}}{F_{\text{шт}}}.$$

Продифференцируем (6.86)

$$\frac{dx_2^2}{dt} = a_{02} \frac{dz^2}{dt}. \quad (6.87)$$

Подставляем (6.86) и (6.87) в (6.85)

$$a_{12} a_{02} \frac{dz^2}{dt} = p_4 - p_6 - a_{02}^2 \left(a_{22} + \frac{a_{20}}{h^2(t)} \right) \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dz}{dt} \right) - a_{02} a_{32} \frac{dz}{dt}. \quad (6.88)$$

Разделим левую и правую часть уравнения (6.82) на $F_{шт}$ и просуммируем полученное уравнение с уравнением (6.88):

$$\begin{aligned} & \left(\frac{m_{п}}{F_{шт}} + a_{12}a_{02} \right) \frac{dz^2}{dt} = \frac{F_{п}}{F_{шт}} p_3 - \\ & - \left(P_{тр} \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} + k_B \frac{dz}{dt} \right) / F_{шт} - (c_0 + c_1 z) / F_{шт} - p_6 - \quad (6.89) \\ & - a_{02}^2 \left(a_{22} + \frac{a_{20}}{h^2(t)} \right) \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \left(\frac{dz}{dt} \right) - a_{02}a_{32} \frac{dz}{dt}. \end{aligned}$$

Уравнения (6.89), (6.80) и (6.81) образуют замкнутую систему дифференциальных уравнений, моделирующую гидропривод, схема которого представлена на рис. 6.13.

7. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПНЕВМОПРИВОДА

7.1. Общий порядок формирования математической модели

Динамический расчет пневмопривода заключается в определении времени его рабочего цикла, состоящего из времени прямого и обратного хода, и проводится, как правило, с помощью ЭВМ.

Для выполнения расчета необходимы следующие основные исходные данные: диаметр поршня $D_{п}$; рабочий ход S ; диаметр штока $D_{шт}$; начальный объем полости наполнения V_0 ; приведенная масса движущихся элементов $m_{п}$; нагрузка на шток цилиндра P_z ; коэффициент позиционной нагрузки c_1 ; коэффициенты расхода пневмоаппаратов и трубопроводов; давление питания (давление в магистрали) p_M . Некоторые параметры определяются в результате проектировочного расчета конструкции привода.

Рассмотрим порядок составления уравнений, описывающих динамику пневматического поршневого привода. Для получения динамической модели пневмопривода составляется его расчетная схема. Расчетная схема получается из принципиальной с использованием условных элементов: дросселей (Д), емкостей (Е), инерционностей (М). Эти элементы могут быть постоянными или переменными. Емкостью называется элемент, в котором может накапливаться сжа-

тый воздух. Сопротивление пневмоаппаратов, трубопроводов, распределителей может рассматриваться как сосредоточенное сопротивление и изображаться на расчетной схеме в виде дросселя. Сосредоточенное сопротивление (Д) и подключенную к нему емкость (Е) называют ДЕ-звеном. На расчетной схеме выделяются характерные точки – узлы: места подключения пневмоаппаратов, емкостей, разветвления трубопроводов.

Далее на основании полученной расчетной схемы формируется математическая модель, описывающая динамику пневмопривода. Для этого записываются уравнения баланса мгновенных массовых расходов воздуха в узлах, а также уравнения подвижных элементов пневмопривода, в частности, пневмодвигателей.

Уравнения движения подвижных элементов гидроцилиндра формируются на основе равновесия движущегося элемента под действием приложенных сил. В общем виде можно записать

$$m_n \frac{d^2 z}{dt^2} = P_a - P_c,$$

где m_n – масса подвижных частей, приведенная к поршню;

z – перемещение поршня;

P_a и P_c – соответственно сумма активных сил и сил сопротивления (нагрузка), действующих на поршень.

Уравнение баланса мгновенных массовых расходов воздуха в общем виде

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{dm}{dt} \right)_i = 0.$$

Мгновенный массовый расход $\frac{dm}{dt} = m'$ считается положительным по отношению к рассматриваемому узлу, если движение потока воздуха направлено к узлу, и отрицательным – если от узла.

Для быстродействующих пневмоприводов теплообменом между воздухом в приводе и окружающей средой во время переходного процесса можно пренебречь. Тогда состояние воздуха в переменной емкости (мгновенный массовый расход в переменной емкости $m'_{E=\text{var}}$) определяется уравнением

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{E=\text{var}} = m'_{E=\text{var}} = \frac{p}{RT} \frac{dV}{dt} + \frac{V}{kRT} \frac{dp}{dt}, \quad (7.1)$$

где p – давление в емкости;

T – абсолютная температура воздуха в емкости, К;

V – объем емкости (пневмодвигателя);

k – показатель адиабаты, $k = 1,4$;

R – газовая постоянная для воздуха, $R = 287,14 \text{ м}^2/(\text{с}^2\text{К})$.

Для постоянной емкости мгновенный массовый расход

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{E=\text{const}} = m'_{E=\text{const}} = \frac{V}{kRT} \frac{dp}{dt}, \quad (7.2)$$

так как при $V = \text{const}$

$$\frac{dV}{dt} = 0.$$

Уравнение мгновенного массового расхода воздуха через дроссель имеет вид

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{\text{д}} = m'_{\text{д}} = \mu f v_0 \frac{p_{\text{вх}}}{RT} \varphi(\sigma), \quad (7.3)$$

где μ – коэффициент расхода дросселя;

f – площадь проходного сечения канала;

μf – пропускная способность дросселя;

v_0 – критическая (звуковая) скорость воздуха, причем $v_0 = \sqrt{kRT}$;

$p_{\text{вх}}$ – давление на входе дросселя;

$\varphi(\sigma)$ – функция расхода (например, функция Сен-Венана и Ван-целя, гиперболическая функция расхода и др.);

σ – безразмерное давление, причем $\sigma = \frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}}$, $p_{\text{вых}}$ – давление

на выходе дросселя.

Существует несколько вариантов различной сложности для расчета функции расхода. Наиболее простое и приемлемое для практи-

ческих расчетов пневмоприводов выражение для расчета гиперболической функции расхода имеет вид

$$\varphi(\sigma) = A \frac{P_{\text{ВХ}} - P_{\text{ВЫХ}}}{B P_{\text{ВХ}} - P_{\text{ВЫХ}}}, \quad (7.4)$$

где A, B – коэффициенты, причем $A = 0,654; B = 1,13$.

Эквивалентная пропускная способность $(\mu f)_\circ$ параллельно соединенных дросселей определяется по формуле

$$\frac{1}{(\mu f)_\circ^2} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{(\mu f)_i^2}, \quad (7.5)$$

где $(\mu f)_i$ – пропускная способность i -го элемента.

Для двух последовательно соединенных дросселей

$$(\mu f)_\circ = \sqrt{\frac{(\mu f)_1^2 (\mu f)_2^2}{(\mu f)_1^2 + (\mu f)_2^2}}.$$

Значения коэффициентов расхода для некоторых трубопроводов в зависимости от их условного прокола d_y , длины l_T и объема накопленной емкости, приведены в табл. 7.1. Коэффициент расхода распределителей можно принимать в пределах 0,3...0,5.

Таблица 7.1

Значения коэффициентов расхода для различных трубопроводов

Наименование	Объем наполняемой емкости $V, 10^{-3}, \text{ м}^3$	Коэффициент расхода μ			
		Длина трубопровода $l_T, \text{ м}$			
		1	2	3	4
Трубопровод $d_y = 15 \text{ мм}$	5,63	0,39	0,35	0,27	0,22
	2,05	0,35	0,32	0,23	0,14
	0,23	0,24	0,20	0,12	0,05
Трубопровод $d_y = 10 \text{ мм}$	4,20	0,32	0,29	0,21	0,14
	2,40	0,30	0,26	0,17	0,12
	0,28	0,15	0,12	0,08	0,05
Трубопровод $d_y = 8 \text{ мм}$	4,20	0,30	0,26	0,18	0,13
	2,40	0,25	0,23	0,18	0,11
	0,12	0,16	0,13	0,08	0,04

7.2. Динамика пневмопривода при наполнении постоянной емкости в приводе с постоянным давлением на входе

Расчетная схема пневмоцепи с постоянной наполняемой емкостью и постоянным давлением на входе представлена на рис. 7.1.

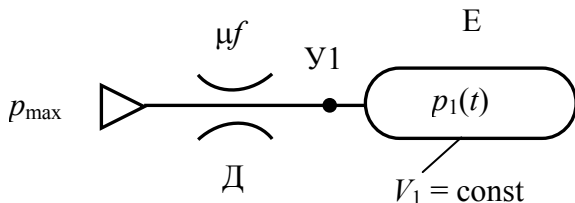


Рис. 7.1. Расчетная схема

Уравнение баланса мгновенных массовых расходов воздуха для узла У1

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_D = \left(\frac{dm}{dt} \right)_E$$

или

$$m'_D = m'_E.$$

Расход через дроссель в общем виде

$$m'_D = \mu f v_0 \frac{p_{\text{ВХ}}}{RT} \varphi(\sigma),$$

причем

$$v_0 = \sqrt{kRT};$$

$$\varphi(\sigma) = A \frac{p_{\text{ВХ}} - p_{\text{ВЫХ}}}{B p_{\text{ВХ}} - p_{\text{ВЫХ}}}.$$

Иначе

$$m'_D = \mu f \sqrt{kRT} \frac{p_{\text{max}}}{RT} A \frac{p_{\text{max}} - p_1}{B p_{\text{max}} - p_1},$$

причем p_{\max} – давление на входе в привод (перед дросселем), соответствующее максимальному, например в пневмосети;

$p_1 = p_1(t)$ – давление на выходе дросселя (в узле У1), соответствующее нарастающему давлению в постоянной емкости V_1 .

Состояние воздуха в емкости V_1 может быть описано уравнением

$$m'_E = \frac{p_1}{RT} \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{kRT} \frac{dp_1}{dt}. \quad (7.6)$$

Но так как $V_1 = \text{const}$, то $\frac{dV_1}{dt} = 0$ и

$$m'_E = \frac{V_1}{kRT} \frac{dp_1}{dt}. \quad (7.7)$$

Подставим составляющие в уравнение баланса мгновенных массовых расходов для рассматриваемой расчетной схемы и получим

$$\mu f \sqrt{kRT} \frac{p_{\max}}{RT} A \frac{p_{\max} - p_1}{B p_{\max} - p_1} = \frac{V_1}{kRT} \frac{dp_1}{dt},$$

откуда

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k}{V_1} \mu f \sqrt{kRT} p_{\max} A \frac{p_{\max} - p_1}{B p_{\max} - p_1}.$$

Таким образом, получено дифференциальное уравнение первого порядка, позволяющее проанализировать переходные процессы в пневмоприводах с рассматриваемой расчетной схемой. Начальные условия при решении задачи Коши для этой схемы – давление в емкости равно атмосферному (при условии, что емкость полностью разряжена).

7.3. Динамика пневмопривода при опорожнении постоянной емкости

Расчетная схема пневмоцепи с постоянной опораживаемой емкостью представлена на рис. 7.2.

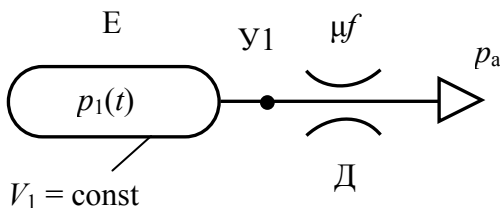


Рис. 7.2. Расчетная схема

Уравнение баланса мгновенных массовых расходов воздуха для узла У1

$$m'_{\text{Д}} = -m'_{\text{Е}}.$$

Знак минус перед расходом в емкости ставится в связи с тем, что происходит истечение воздуха из емкости.

Расход через дроссель в общем виде

$$m'_{\text{Д}} = \mu f v_0 \frac{p_{\text{ВХ}}}{RT} \varphi(\sigma),$$

причем

$$v_0 = \sqrt{kRT};$$

$$\varphi(\sigma) = A \frac{p_{\text{ВХ}} - p_{\text{ВЫХ}}}{B p_{\text{ВХ}} - p_{\text{ВЫХ}}}.$$

Иначе

$$m'_{\text{Д}} = \mu f \sqrt{kRT} \frac{p_1}{RT} A \frac{p_1 - p_a}{B p_1 - p_a},$$

причем $p_1 = p_1(t)$ – давление перед дросселем (в узле У1), соответствующее снижающемуся давлению в постоянной емкости V_1 при ее опорожнении;

p_a – давление на выходе дросселя (атмосферное).

Состояние воздуха в постоянной емкости V_1 описывается уравнением

$$m'_{\text{Е}} = \frac{V_1}{kRT} \frac{dp_1}{dt}. \quad (7.8)$$

Подставим составляющие в уравнение баланса мгновенных массовых расходов для рассматриваемой расчетной схемы и получим

$$\mu f \sqrt{kRT} \frac{p_1}{RT} A \frac{p_1 - p_a}{Bp_1 - p_a} = - \frac{V_1}{kRT} \frac{dp_1}{dt},$$

откуда

$$\frac{dp_1}{dt} = - \frac{k}{V_1} \mu f \sqrt{kRT} p_1 A \frac{p_1 - p_a}{Bp_1 - p_a}.$$

Полученное дифференциальное уравнение первого порядка позволяет рассчитывать динамику пневмоприводов с рассматриваемой расчетной схемой и анализировать быстродействие привода и качество переходного процесса. Начальные условия при решении задачи Коши для этой схемы – давление в емкости равно максимальному, до которого емкость была заряжена ранее.

7.4. Динамика пневмопривода при наполнении переменной емкости в приводе с постоянным давлением на входе

Переходный процесс в приводе с переменным объемом исполнительного органа (пневмоцилиндра) в общем случае состоит из трех участков: на первом участке происходит наполнение начального объема пневмоцилиндра от начального давления в пневмоцилиндре до давления, при котором начинается движение поршня; на втором участке происходит перемещение поршня и наполнение пневмоцилиндра от давления, при котором началось движение поршня, до давления, соответствующего конечному положению поршня; на третьем участке продолжается наполнение пневмоцилиндра при неподвижном поршне от давления, соответствующего его конечному положению до максимального давления в системе.

Переходные характеристики на первом и третьем участках могут быть рассчитаны по рассмотренной выше динамической модели наполнения постоянной емкости, а на втором – по модели наполнения переменной емкости, причем для каждого последующего участка в качестве начального давления в пневмоцилиндре принимается конечное давление на предыдущем участке.

Время третьего участка в большинстве случаев не представляет практического интереса, так к концу второго участка поршень уже выполнил соответствующую технологическую операцию.

Рассмотрим процесс моделирования динамики пневмопривода при наполнении переменной емкости (второй участок). Расчетная схема привода представлена на рис. 7.3.

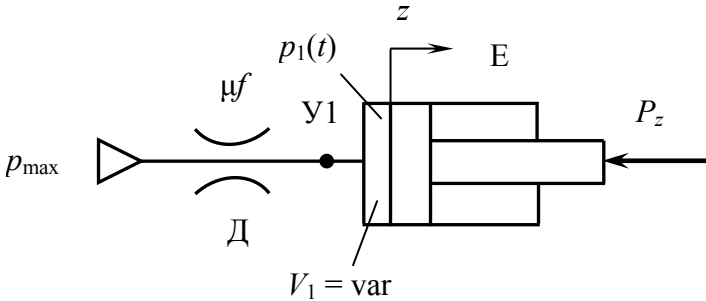


Рис. 7.3. Расчетная схема пневмопривода с переменной емкостью

На основании полученной расчетной схемы с целью формирования математической модели запишем уравнения баланса мгновенных массовых расходов воздуха в узле У1 и уравнение движения поршня пневмоцилиндра.

Для узла У1

$$m'_{\text{Д}} = m'_{\text{Е}}.$$

Расход через дроссель

$$m'_{\text{Д}} = \mu f \sqrt{kRT} \frac{p_{\text{max}}}{RT} A \frac{p_{\text{max}} - p_1}{B p_{\text{max}} - p_1},$$

где p_{max} – давление на входе в привод;

$p_1 = p_1(t)$ – давление в переменной емкости V_1 .

Состояние воздуха в переменной емкости V_1 описывается уравнением

$$m'_{\text{Е}} = \frac{p_1}{RT} \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{kRT} \frac{dp_1}{dt}. \quad (7.9)$$

При постоянной площади поршня F_{Π} и перемещении поршня z переменный объем воздуха в пневмоцилиндре

$$V_1 = V_0 + zF_{\Pi},$$

где V_0 – начальный объем воздуха в пневмоцилиндре.

Тогда

$$\frac{dV_1}{dt} = F_{\Pi} \frac{dz}{dt}$$

и

$$m'_E = \frac{p_1}{RT} F_{\Pi} \frac{dz}{dt} + \frac{V_0 + zF_{\Pi}}{kRT} \frac{dp_1}{dt}.$$

Подставим составляющие в уравнение баланса мгновенных массовых расходов воздуха для узла У1 и получим

$$\mu f \sqrt{kRT} \frac{p_{\max}}{RT} A \frac{p_{\max} - p_1}{B p_{\max} - p_1} = \frac{p_1}{RT} F_{\Pi} \frac{dz}{dt} + \frac{V_0 + zF_{\Pi}}{kRT} \frac{dp_1}{dt},$$

откуда

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k}{V_0 + zF_{\Pi}} \left[\mu f \sqrt{kRT} p_{\max} A \frac{p_{\max} - p_1}{B p_{\max} - p_1} - p_1 F_{\Pi} \frac{dz}{dt} \right].$$

Далее составим уравнение движения поршня. Для этого рассмотрим более подробно силы, действующие на поршень. К активным силам можно отнести силу давления воздуха со стороны трубопровода высокого давления, к силам сопротивления – силы трения, полезную (преодолеваемую) нагрузку.

Полезная нагрузка P_z может моделироваться в виде многочлена:

$$P_z = c_0 + c_1 z + c_2 z^2 + \dots + c_n z^n,$$

но обычно ограничиваются двумя слагаемыми, и коэффициент c_0 приобретает смысл постоянной нагрузки, а c_1 выступает в виде коэффициента позиционной нагрузки.

Силы трения P_T можно представить в виде суммы сил сухого и вязкого трения:

$$P_T = |P_{\text{тр}}| \operatorname{sign} \frac{dz}{dt} + k_B \frac{dz}{dt},$$

где $P_{\text{тр}}$ – сила сухого трения;

k_B – коэффициент вязкого трения поршня о стенки цилиндра.

Сила сухого трения

$$P_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} \Delta p_{\text{ц}} F_{\text{к}},$$

где $k_{\text{тр}}$ – коэффициент трения ($k_{\text{тр}} = 0,05 \dots 0,5$ и зависит от величины нагрузки P_z);

$\Delta p_{\text{ц}}$ – перепад давления в полостях пневмоцилиндра;

$F_{\text{к}}$ – площадь контакта уплотнений поршня с внутренней поверхностью цилиндра, равная

$$F_{\text{к}} = \pi D H,$$

где H – ширина контактной кольцевой поверхности;

D – диаметр контактной кольцевой поверхности (диаметр поршня);

Сила давления в пневмоцилиндре

$$P_{\text{д}} = (p_1 - p_{1\text{н}}) F_{\text{п}}, \quad (7.10)$$

где $p_{1\text{н}}$ – давление, при котором началось движение поршня;

$F_{\text{п}}$ – активная площадь поршня со стороны полости высокого давления.

Тогда уравнение движения поршня принимает следующий вид:

$$m_{\text{п}} \frac{d^2 z}{dt^2} = (p_1 - p_{1\text{н}}) F_{\text{п}} - |P_{\text{тр}}| \operatorname{sign} \frac{dz}{dt} - k_B \frac{dz}{dt} - (c_0 + c_1 z). \quad (7.11)$$

Если пренебречь трением и предположить, что поршень нагружен только позиционной нагрузкой, можно считать, что страгивание поршня начнется при атмосферном давлении $p_{1\text{н}}$.

$$m_{\pi} \frac{d^2 z}{dt^2} = (p_1 - p_a) F_{\pi} - c_1 z. \quad (7.12)$$

Таким образом, получена система из двух дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} m_{\pi} \frac{d^2 z}{dt^2} = (p_1 - p_a) F_{\pi} - c_1 z; \\ \frac{dp_1}{dt} = \frac{k}{V_0 + zF_{\pi}} \left[\mu f \sqrt{kRT} p_{\max} A \frac{p_{\max} - p_1}{B p_{\max} - p_1} - p_1 F_{\pi} \frac{dz}{dt} \right], \end{cases}$$

которая перед решением численными методами должна быть преобразована в систему из трех уравнений первого порядка.

Список использованных источников

1. Попов, Д. Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки дипломированных специалистов в области техники и технологии / Д. Н. Попов. – М.: МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2001. – 320 с.
2. Гойдо, М. Е. Проектирование объемных приводов / М. Е. Гойдо. – М.: Машиностроение, 2009. – 304 с.
3. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с.
4. Богдан, Н. В. Моделирование и расчет динамики гидроприводов // Вес. Нац. акад. наук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук / Н. В. Богдан, В. П. Автушко, М. И. Жилевич. 2003. – № 3. – С. 87–94.
5. Теория и проектирование гидропневмоприводов: конспект лекций: в 6 ч. Ч. 1: Двухпозиционные пневмоприводы с релейным управлением / В. П. Автушко [и др.]. – Минск: БНТУ, 2015. – 163 с.
6. Теория и проектирование гидропневмоприводов: конспект лекций: в 6 ч. Ч. 2: Следящие гидро- и пневмоприводы с дроссельным управлением / В. П. Автушко [и др.]. – Минск: БНТУ, 2017. – 122 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	3
1. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПНЕВМОПРИВОДА И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ.....	4
1.1. Расчет пневмодвигателей.....	4
1.1.1. Поршневые пневмодвигатели (пневмоцилиндры).....	4
1.1.2. Мембранные пневмодвигатели.....	7
1.2. Выбор направляющей и регулирующей пневмоаппаратуры.....	8
1.3. Выбор трубопроводов.....	9
1.4. Выбор параметров питающей части пневматического привода.....	11
2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК ГИДРОПРИВОДА С ЦИКЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ.....	14
2.1. Энергетический расчет однонасосной установки с переливным клапаном.....	16
2.2. Энергетический расчет двухнасосной установки с двумя переливными клапанами.....	21
2.3. Энергетический расчет насосно-аккумуляторной установки.....	23
2.4. Насосная установка с авторегулируемым насосом.....	26
3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА С МАШИНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ.....	28
4. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ШАГОВОГО ГИДРОПРИВОДА.....	37
5. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВОЧНОГО РАСЧЕТА СЛЕДЯЩИХ ПРИВОДОВ С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ.....	47
5.1. Энергетический расчет следящего гидропривода.....	47
5.1.1. Расчет и выбор параметров дросселирующего гидрораспределителя.....	49
5.1.2. Расчет и выбор насосной установки.....	51
5.1.3. Проверка теплового режима работы следящего гидропривода.....	51

5.2. Энергетический расчет пневматического следящего привода	52
5.2.1. Расчет привода с двухцелевым распределителем и дифференциальным пневмоцилиндром	54
5.2.2. Расчет привода с двухкамерным пневмодвигателем и четырехцелевым распределителем	56

6. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИВОДОВ

6.1. Общий подход к моделированию динамики гидропривода	59
6.2. Моделирование динамики гидропривода без учета сжимаемости рабочей жидкости	68
6.2.1. Моделирование привода с главным цилиндром	70
6.2.2. Моделирование привода с распределителем на входе	73
6.3. Моделирование гидропривода с учетом сжимаемости рабочей жидкости	75
6.3.1. Общий подход к моделированию	75
6.3.2. Модель привода с одним сосредоточенным объемом жидкости и главным цилиндром на входе	77
6.3.3. Модель гидропривода с распределителем на входе	81
6.4. Моделирование разветвленного гидропривода	85
6.5. Моделирование следящего гидропривода	89
6.6. Модель гидропривода с учетом сопротивления сливной магистрали	92

7. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПНЕВМОПРИВОДА

7.1. Общий порядок формирования математической модели	96
7.2. Динамика пневмопривода при наполнении постоянной емкости в приводе с постоянным давлением на входе	100
7.3. Динамика пневмопривода при опорожнении постоянной емкости	101
7.4. Динамика пневмопривода при наполнении переменной емкости в приводе с постоянным давлением на входе	103
Список использованных источников	108

Учебное издание

**ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПНЕВМОПРИВОДОВ:
ПРАКТИКУМ**

Пособие для студентов специальности 1-36 01 07
«Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин»

Составители:

КИШКЕВИЧ Павел Нестерович

ЖИЛЕВИЧ Михаил Иванович

БАРТОШ Пётр Романович

Редактор *Е. В. Герасименко*

Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 10.06.2020. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 6,45. Уч.-изд. л. 5,05. Тираж 100. Заказ 117.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.