

Министерство образования и науки Украины
Донбасская государственная машиностроительная академия

**ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ
И РЕГУЛИРУЮЩИЕ ОРГАНЫ**

**Методические указания
к самостоятельной работе
студентов специальности 151
по курсовому и дипломному проектированию**

Утверждено
на заседании
методического совета
Протокол №

Краматорск 2018

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ПОЛОЖЕНИЯ	5
1 ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ	8
3 ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ РОДА ЭНЕРГИИ СИГНАЛОВ	35
4 ДАТЧИКИ ОБРАТНЫХ СВЯЗЕЙ И КОРРЕКТИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА.....	48
5 ГИДРОПНЕВМОАППАРАТУРА С ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМУПРАВЛЕНИЕМ.....	57
6 ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ МОЩНОСТИ.....	63
7 ГИДРОПНЕВМОРЕГУЛЯТОРЫ	70
8 КОМПОНОВКА СЛЕДЯЩИХ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ	75
9 СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СЛЕДЯЩИХ ГИДРОПНЕВМОПРИВОДОВ С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ.....	80
10 СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СЛЕДЯЩИХ ПРИВОДОВ С ОБЪЕМНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ.....	87
11 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЛИНЕАРИЗОВАННЫХ МОДЕЛЕЙ СЛЕДЯЩИХ ПРИВОДОВ	88
12 ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ НЕЛИНЕЙНОСТЕЙ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИВОДОВ.....	92
13 СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ И АППАРАТУРА ДИСКРЕТНОГО ДЕЙСТВИЯ.....	93
14 УСТРОЙСТВА ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКИ.....	99
15 КОМПЛЕКТНЫЕ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ	103
16 ЦИФРОВЫЕ УСТРОЙСТВА ПНЕВМОСИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ.....	112
17 ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ, ПРОТИВОПОЖАРНАЯ ТЕХНИКА, ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ, ОСНОВЫ МЕТОДИКИ ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТИ ГИДРОПНЕВМОУСТРОЙСТВ	114
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	115

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ПОЛОЖЕНИЯ

При ускоренном развитии научно-технического прогресса важная роль принадлежит гидравлическим и пневматическим системам регулирования и управления автоматизированным технологическим оборудованием /металлорежущие станки; кузнечно-прессовые, штамповочные и гибочные станки; промышленные манипуляторы, гибкие производственные линии и др./.

Широкое применение в технологическом оборудовании получили автоматизированные гидравлические и пневматические приводы, а также различные устройства гидропневмоавтоматики. Это объясняется возможностью получения более простым способом любого вида механического перемещения /продольного, поворотного, вращательного/, удобной компоновки механизмов, бесступенчатого регулирования скорости рабочего органа машин в широком диапазоне, плавных движений и длительных статических усилий.

Автоматизированные гидропневмоприводы имеют сравнительно небольшие габариты и вес, простую систему управления и надежную защиту от перегрузок.

В автоматизированном оборудовании нашли применение различные конструкции систем регулирования и управления, гидравлических и пневматических приводов, а также устройств гидропневмоавтоматики. При выборе одного из типов автоматизированных приводов необходимо кроме обеспечения приводом технических параметров технологического процесса учитывать и технико-экономическую эффективность.

Годовой экономический эффект

$$\mathcal{E} = (C_1 + E_H K_1) - (C_2 + E_H K_2),$$

где C_1 и C_2 - себестоимость эксплуатации двух сравниваемых приводов /устройств/;

K_1 и K_2 - капитальные затраты на изготовление и монтаж двух сравниваемых приводов /устройств/;

E_H - отраслевой нормативный коэффициент.

Общие сведения об автоматизированных гидравлических /пневматических/ приводах, устройствах и системах управления изложены в литературе [4, с. 3-5; 9, с. 3-15; 10, с. 3-25; II, с.3-20; 13, с. 408-491; 15, с.3-7; 16,с.3-8; 17, с. 3-6].

Целью преподавания дисциплины "Исполнительные механизмы и регулирующие органы" является изучение основ проектирования и эксплуатации автоматизированных следящих электрогидравлических и электропневматических приводов и средств гидропневмоавтоматики различного технологического оборудования.

Материал дисциплины "Исполнительные механизмы и регулирующие органы" включает в себя следующие модули :

- модуль 1. "Элементы следящих приводов";
- модуль 2. "Основы проектирования следящих приводов";
- модуль 3. "Цифровые устройства пневмоавтоматики".

На основании квалификационной характеристики специальности студент должен :

1/ знать конструктивные особенности автоматизированных гидравлических /пневматических/ устройств и систем, математическое описание их функционирования в статических и динамических режимах, а также основы эксплуатации средств гидропневмоавтоматики;

2/ уметь обоснованно выбрать для конкретного технологического процесса необходимый комплект гидропневмооборудования и спроектировать автоматизированный следящий привод.

Ниже рассматривается тематический план дисциплины

Тематический план

№ и наименование модуля	№ темы	Наименование темы	Кол-во часов	
			лекций	лаб.раб.
1	2	3	4	5
Модуль 1. "Элементы следящих приводов"	1	Общие сведения и положения Исполнительные механизмы	2 6	4

1	2	3	4	5
	2	Источники питания	4	2
	3	Преобразователи рода энергии сигналов	4	4
	4	Датчики обратных связей и корректирующие устройства	2	
	5	Гидропневмоаппаратура с пропорциональным электрическим управлением	4	
	6	Электрогидравлические и электропневматические усилители мощности	5	2
	7	Гидропневморегуляторы	2	
Модуль 2. "Основы проектирования следящих приводов"	8	Компоновка следящих электрогидравлических приводов	2	
	9	Статический расчет следящих приводов с дроссельным регулированием скорости	5	2
	10	Статический расчет следящих приводов с объемным регулированием скорости	3	2
	11	Динамический расчет линеаризованных моделей следящих приводов	4	
	12	Влияние различных нелинейностей на динамические характеристики привода	1	
	13	Следящие приводы и аппаратура дискретного действия	4	
	14	Устройства гидропневмоавтоматики	6	
	15	Комплектные электрогидравлические и электропневматические приводы	4	

Модуль 3. "Цифровые устройства пневмоавтоматики"	16	Цифровые устройства пневмосистем управления	4	
	17	Техника безопасности, противопожарная техника, охрана окружающей среды, основы методики испытаний и надежности гидропневмоустройств	2	
ИТОГО			64	16

Примечание. В период изучения дисциплины студентами выполняется курсовая работа, которая посвящается проектированию электрогидравлических следящих приводов технологического оборудования.

1 ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Разновидности исполнительных механизмов, применяемых в автоматизированных гидравлических /пневматических/ приводах и системах, особенности конструкций, принцип действия и область применения.

Выбор исполнительного механизма в зависимости от различных характеристик технологического процесса и критериев: надежности; отношения массы к создаваемой номинальной мощности; зависимости скорости нарастания пусковой мощности к номинальной мощности.

Расчетные зависимости между входными и выходными параметрами исполнительных механизмов. Динамическая жесткость гидропневмоцилиндров. Дифференциальные уравнения движения и передаточные функции.

Содержание темы изложено в литературе [3, с. 272-357; 13, с. 46-65; 15, с.58-103; 16, с.97-148].

1.1 Теоретические сведения и рекомендации

В качестве исполнительных механизмов гидропневмоприводов и систем управления применяются устройства, обеспечивающие возвратно-поступательное, поворотное и вращательное движения.

Выбор исполнительных механизмов производится на основании технических условий технологического процесса: статической нагрузки, максимальной и минимальной скорости; момента /силы/ инерции рабочего

органа машины; допустимой ошибки при обработке управляющих воздействий; допустимого времени протекания переходного процесса; скорости нарастания пусковой мощности; допустимых массогабаритных данных и стоимости.

Весьма важными характеристиками, оказывающими значительное влияние на выбор типа исполнительного механизма, являются : зависимость его массы от номинальной мощности и скорость нарастания пусковой мощности. При выборе типа исполнительного механизма целесообразно использовать номограммы, приведенные, например, в атласе [14, с.613] , а также необходимо учитывать весовой показатель системы управления /отношение массы системы управления к мощности исполнительного механизма / [14, с.618].

Возвратно-поступательное движение обеспечивается гидропневмоцилиндрами с односторонним и двухсторонним расположением штока, механизмами с гибким разделителем и сальфонами /рисунок 1.1/.

Из каталога нужный типоразмер исполнительного механизма возвратно-поступательного действия выбирается при соблюдении следующих условий :

$$F_{\Pi} \geq F_3; V_{\Pi} \geq V_{3.макс}; L_{\Pi} \geq L_{3.макс},$$

где F_{Π} и F_3 - соответственно номинальное паспортное и заданное статические усилия на штоке;

V_{Π} и $V_{3.макс}$ - соответственно допустимая паспортная и заданная максимальная скорости движения штока;

L_{Π} и $L_{3.макс}$ - соответственно паспортное и заданное максимальное значения хода штока.

Для выбранного типоразмера исполнительного механизма определяются расчетные значения :

полезный перепад давления в предположении, что давление на выходе равно нулю ($P_B = 0$),

$$P = P_B - P_B = \frac{F_3}{S_B \eta_M};$$

максимальный расход на входе –

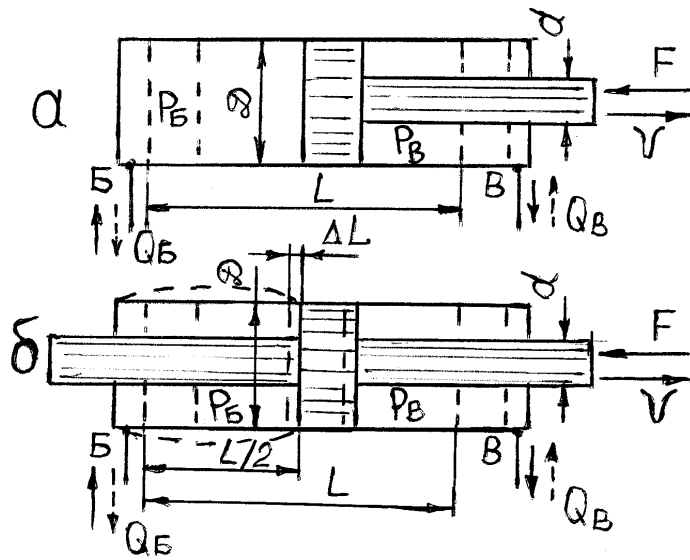
$$Q_B = V_{3.макс} S_B;$$

максимальный расход на выходе -

$$Q_B = V_{3..макс} S_B,$$

где S_B и S_B - эффективные площади поршня /мембраны/;

η_M - механический к.п.д.



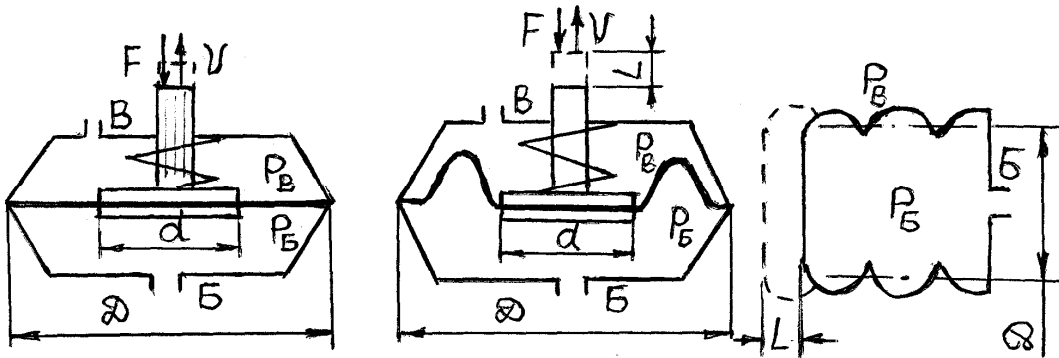
$$S_B = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$S_B = \frac{\pi^4 (D^2 - d^2)}{4}$$

$$\eta_M = 0,95$$

$$S_B = S_B = \frac{\pi^4 (D^2 - d^2)}{4}$$

$$\eta_M = 0,95$$



$$S_B = S_B = \frac{\pi (D^2 + Dd + d^2)}{12}$$

$$\eta_M = 0,98$$

в

$$S_B = S_B = \frac{\pi (D^2 + Dd + d^2)}{12}$$

$$\eta_M = 0,98$$

г

$$S_B = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$\eta_M = 0,99$$

д

- а - гидропневмоцилиндр с односторонним расположением штока;
- б - гидропневмоцилиндр с двухсторонним расположением штока;
- в - механизм с гибким разделителем и плоской мембраной;
- г - механизм с гибким разделителем и фигурной мембраной;
- д - сильфон

Рисунок 1.1 - Исполнительные механизмы возвратно-поступательного действия

При действии на исполнительный механизм /см. рисунок 1.1/ статической и инерционной сил сопротивления происходит в нагнетательной полости деформация рабочей среды /жидкости, газа/ и твердых тел /корпус/, контактируемых с рабочей средой.

В результате этого поршень /мембрана/ переместится на определенное расстояние ΔL . Указанное явление учитывается коэффициентом динамической жесткости при среднем положении поршня :

$$C_{Ц} = \frac{F}{\Delta L} = \frac{2SE_{np}}{L},$$

где E_{np} - приведенный модуль упругости рабочей среды и материала корпуса цилиндра;
 L - ход поршня;
 S - эффективная площадь поршня.

Дифференциальные уравнения, описывающие работу гидроцилиндра при переходном процессе, /в кинематической паре "поршень-цилиндр" установлены резиновые уплотнения/:

$$pS = m\ddot{L} + f\dot{L} + F_c,$$

$$Q = S\dot{L} + \frac{S^2}{C_u} P,$$

где p - полезный перепад давлений, $p = p_B - p_B K_S$;

S - эффективная площадь поршня со стороны нагнетательной полости;
 m - масса подвижных частей цилиндра и рабочего органа машины, приведенная к штоку гидроцилиндра;
 Q - подведенный к нагнетательной полости гидроцилиндра расход;
 f - коэффициент вязкого трения;
 F_c - сила статического сопротивления.

Передаточная функция гидроцилиндра при $F_c = 0$

$$W_u(P_s) = \frac{L(p_s)}{Q(p_s)} = \frac{K_{П}}{P_s(T_u^2 P_s^2 + 2\varepsilon T_u P_s + 1)},$$

где p_s - оператор Лапласа;
 T_u - постоянная времени,

$$T_u = \sqrt{\frac{m}{C_u}};$$

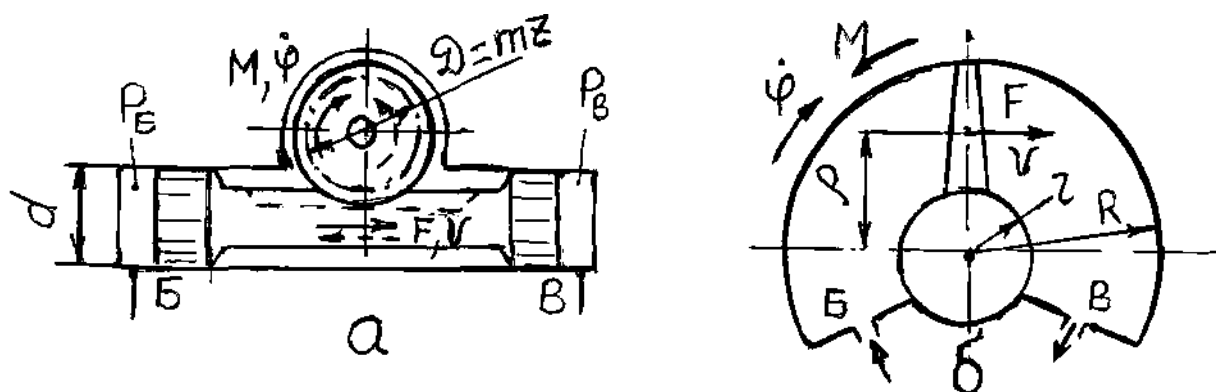
ε - относительный коэффициент демпфирования колебаний,

$$\varepsilon = \frac{f}{2\sqrt{C_u m}};$$

K_n - коэффициент передачи,

$$K_n = \frac{1}{S}.$$

В качестве исполнительных механизмов поворотного действия применяются преобразователи прямолинейного движения в поворотное и поворотные гидropневмодвигатели /рисунок 1.2/, которые обеспечивают поворотное движение на угол до 270° .



а - преобразователи прямолинейного движения в поворотное;
б - поворотные двигатели

Рисунок 1.2 - Исполнительные механизмы поворотного действия

Расчетные зависимости выходных параметров :
преобразователя прямолинейного движения в поворотное -

$$M = p \frac{\pi}{8} d^2 m z \eta_M = K_H p; \quad \dot{\varphi} = \frac{8}{\pi d^2 m z} Q_B = K_V Q_B;$$

поворотного двигателя-

$$M = p \frac{R^2 - r^2}{2} b \eta_M = K_H p; \quad \dot{\varphi} = \frac{2}{(R^2 - r^2) b} Q_B = K_V Q_B,$$

где d - диаметр поршня;

R и r - соответственно радиусы лопасти и вала;

m - модуль зубчатого зацепления;

z - число зубьев колеса;

b - ширина лопасти;

K_H - коэффициент усиления по нагрузке;

K_V - коэффициент усиления по скорости;

$$P = P_B - P_B - \text{полезный перепад давления ;}$$

M - крутящий момент на выходном валу;

ϕ - угловая скорость вращения выходного вала.

В автоматизированных приводах наибольшее применение получили гидромашинны вращательного действия /рисунки 1.3 и 1.4/. Из каталога гидродвигатели выбираются при соблюдении следующих условий :

$$M_{II} \geq M_3; n_{II.макс} \geq n_{3.макс};$$

$$n_{II.мин} \leq n_{3.мин},$$

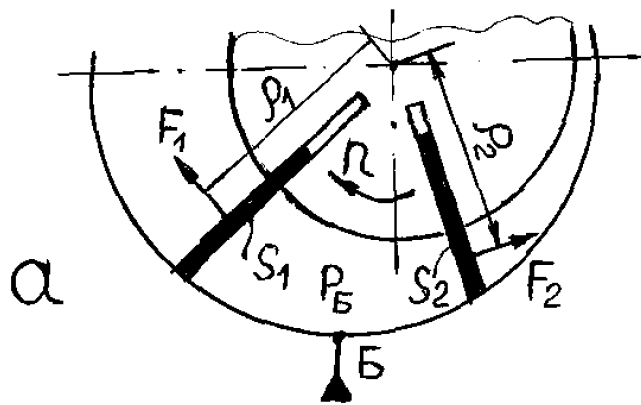
где M_{II} и M_3 - соответственно номинальное паспортное и заданное

значения крутящего момента на валу гидродвигателя;

n_{II} и n_3 - соответственно максимальное /минимальное/

паспортное и заданное значения частоты вращения

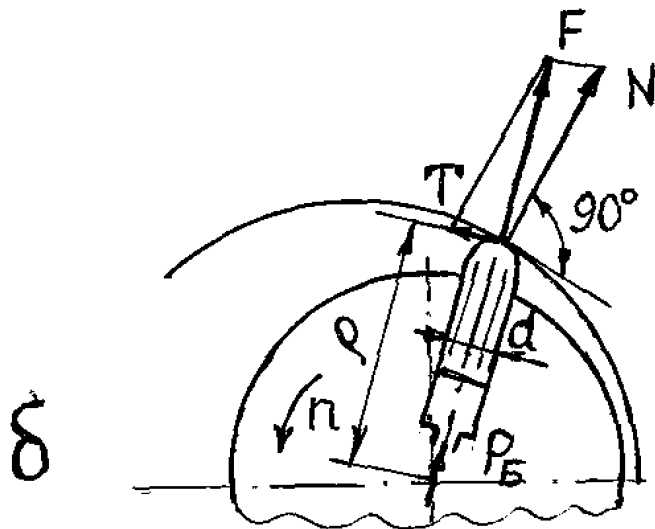
вала гидродвигателя.



$$M_i = (F_1 \rho_1 - F_2 \rho_2) \eta_M;$$

$$F_1 = P_B S_1; \quad F_2 = P_B S_2;$$

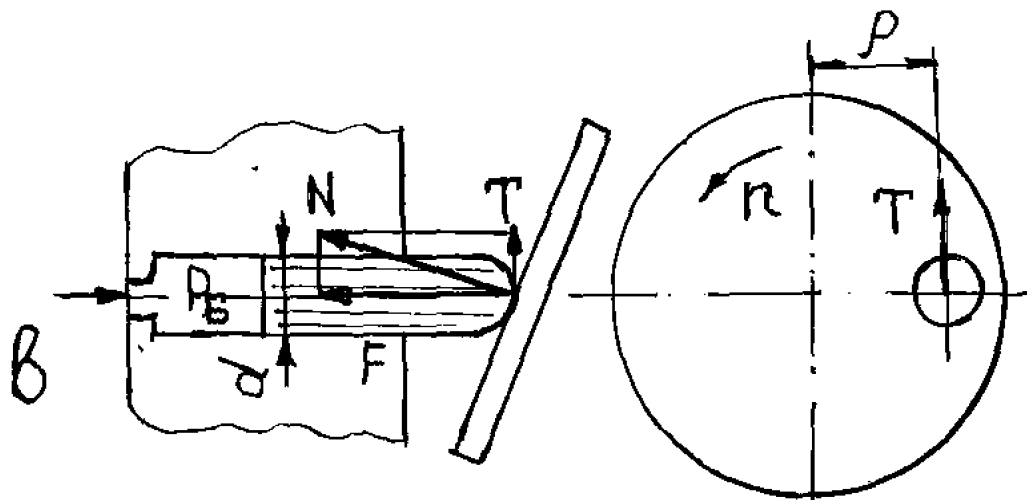
$$M = \frac{(P_B - P_B) V_r}{2\pi} \eta_M.$$



$$F = P_B \frac{\pi d^2}{4};$$

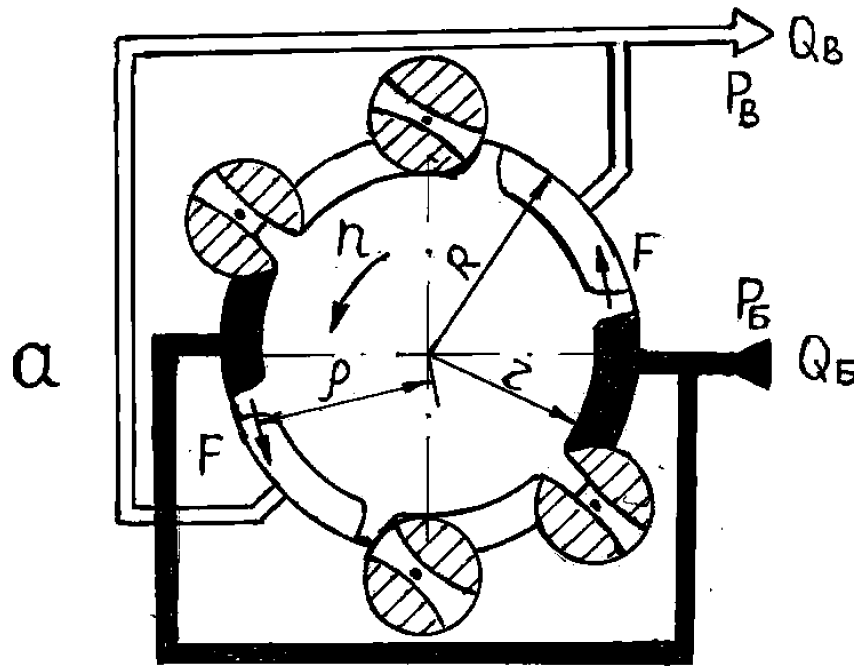
$$M_i = T \rho \eta_M;$$

$$M = \frac{(P_B - P_B) V_r}{2\pi} \eta_M.$$



$$F = P_B \frac{\pi d^2}{4}; \quad M_i = T \rho \eta_M; \quad M = \frac{(P_B - P_B) V_r}{2\pi} \eta_M.$$

Рисунок 1.3 - Гидропневмодвигатели : пластинчатые /а/;
радиально—поршневые /б/; аксиально-поршневые /в/



$$M = 2F\rho\eta_M = 2p(R-r)b\rho\eta_M = \frac{(P_Б - P_B)V_r}{2\pi}\eta_M$$

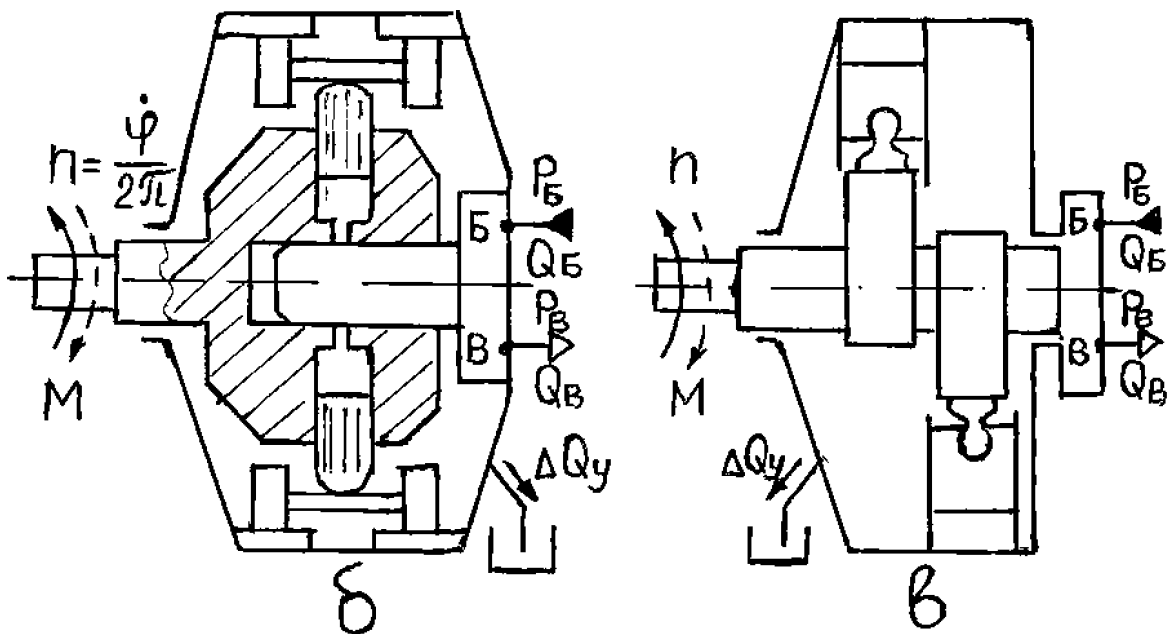


Рисунок 1.4 - Гидродвигатели : роliko-лопастной, зубчато-роlikовой /а/;
радиально-поршневой высокомоментный типа МР /б/;
радиально-поршневой высокомоментный типа МРV /в/

Для выбранного типоразмера гидродвигателя определяются расчетные значения :

полезный перепад давления в предположении, что давление на выходе равно

$$\text{нулю} \quad (P_B = 0), - \quad P = P_B - P_B = \frac{2\pi M_3}{V_\Gamma \eta_M};$$

максимальный расход на входе –

$$Q_B = \frac{V_\Gamma n_{3.\text{макс}}}{\eta_0};$$

максимальный расход на выходе –

$$Q_B = V_\Gamma n_{3.\text{макс}},$$

где V_Γ - рабочий объем гидродвигателя;

η_0 - объемный к.п.д. гидродвигателя.

Дифференциальные уравнения, описывающие работу гидродвигателя при переходном процессе :

$$Q = \frac{\dot{\phi}}{K_V} + K_Y P + \frac{W}{E_{ПР}} \dot{P},$$

$$K_H P = J \ddot{\phi} + f \dot{\phi} + M_C,$$

где $\dot{\phi}$ - угловая скорость, $\dot{\phi} = 2\pi n$;

n - частота вращения вала гидродвигателя;

K_H - коэффициент усиления по нагрузке /давлению/,

$$K_H = \frac{V_\Gamma}{2\pi};$$

K_V - коэффициент усиления по скорости,

$$K_V = \frac{2\pi}{V_\Gamma};$$

J - момент инерции вращающихся масс, приведенный к валу гидродвигателя;

W - объем рабочих камер гидродвигателя и подводящего канала /патрубка/;

$E_{ПР}$ - приведенный модуль упругости жидкости и материала рабочих камер гидродвигателя;

Q - подведенный к гидродвигателю расход;

M_C - крутящий момент статических сопротивлений, приведенный к валу гидродвигателя;

K_Y - коэффициент утечек жидкости через капиллярные щели кинематических пар гидродвигателя,

$$K_Y = \frac{\Delta Q_Y}{P} = \frac{V_{\Gamma} n (1 - \eta_0)}{P};$$

η_0 - объемный к.п.д. выбранного типоразмера гидродвигателя.

Передаточная функция гидродвигателя при условии, что $M_C = 0$,

$$W_{\Gamma}(P_S) = \frac{\varphi(P_S)}{Q(P_S)} = \frac{K_{\Pi}}{P_S (T_{\Gamma}^2 P_S^2 + 2\varepsilon T_{\Gamma} P_S + 1)},$$

где P_S - оператор Лапласа;

K_{Π} - коэффициент передачи,

$$K_{\Pi} = \frac{K_V}{1 + \beta f};$$

β - коэффициент жесткости механической характеристики,

$$\beta = \frac{K_Y K_V}{K_H};$$

f - приведенный коэффициент вязкого трения;

T_{Γ} - постоянная времени гидродвигателя,

$$T_{\Gamma} = \sqrt{\frac{K_V W J}{E_{\Pi P} K_H (1 + \beta f)}};$$

ε - относительный коэффициент демпфирования колебаний,

$$\varepsilon = \frac{K_V K_Y E_{\Pi P} J + K_V f W}{2\sqrt{E_{\Pi P} W J (1 + \beta f)}}.$$

В таблицах 1.1 и 1.2 представлены технические параметры некоторых типоразмеров исполнительных механизмов приводов.

Таблица 1.1 - Технические характеристики гидроцилиндров /пневмоцилиндров/ с односторонним расположением штока

Типоразмер	Номинальное толкающее усилие, Н	Диаметр поршня, мм	Диаметр штока, мм	Максимальный ход поршня /штока/, мм	Масса подвижных частей, кг
ЦРГ 25x12	7400	25	12	800	0,8
ЦРГ 32x16	12200	32	16	630	1,1
ЦРГ 36x18	15400	36	18	800	1,9
ЦРГ 40x20	19000	40	20	1200	2
ЦРГ 45x22	24100	45	22	1200	2,3
ЦРГ 50x25	29800	50	25	1000	2,8
ЦРГ 63x32	47300	63	32	1000	3,8
ЦРГ 70x50	58500	70	50	1000	5,9
ЦРГП 50x36	1960	50	36	1000	2,5
ЦРГП 63x40	3100	63	40	1000	3,7
ЦРГП 63x45	3100	63	45	1000	4,1
ЦРГП 80x56	5020	80	56	1000	4,5
ЦРГП 100x80	7850	100	80	500	4,8
ГЦ 40x20	11930	40	20	400	1,9
ГЦ 50x25	18640	50	25	400	2,1
ГЦ 63x32	29600	63	32	400	2,7
ГЦ 80x40	47720	80	40	400	3,1
ГЦ 100x50	74570	100	50	400	3,8

Примечания. 1 Цилиндры ЦРГ и ГЦ - гидравлические, а ЦРГП - пневматические и гидравлические.

2 Для всех типов цилиндров : $[V] \leq 1,5 м/с$;

$$\eta_M = 0,95; f = 1,5 \cdot 10^4 \frac{Н \cdot с}{М}; E_{ПР} = 1,6 \cdot 10^5 \frac{Н}{М^2}.$$

3 Номинальные давления для цилиндров типов :

ЦРГ – $16 \cdot 10^6 Н/м^2$; ЦРГП – I – $10^6 Н/м^2$; ГЦ – $10 \cdot 10^6 Н/м^2$.

Таблица 1.2 - Технические характеристики аксиально-поршневых гидродвигателей с нерегулируемым рабочим объемом

Типоразмер	Номинальный крутящий момент, Н·м	Максимальная частота вращения, об/с	Минимальная частота вращения, об/с	Рабочий объем, м ³ /об	Момент инерции вращающихся масс, (Н·м·с ²)/рад
МНА-4	11,5	50	3,3	0,04·10 ⁻⁴	0,1468·10 ⁻³
МНА-6,3	18	50	3,3	0,063·10 ⁻⁴	0,3468·10 ⁻³
МНА-10	29	50	3,3	0,1·10 ⁻⁴	0,706·10 ⁻³
МНА-16	46,5	50	1,6	0,16·10 ⁻⁴	2,36·10 ⁻³
МНА-25	73	32	1,25	0,25·10 ⁻⁴	2,42·10 ⁻³
МНА-40	117	32	1,25	0,4·10 ⁻⁴	14,4·10 ⁻³
МНА-63	185	32	1,25	0,63·10 ⁻⁴	14,9·10 ⁻³
МНА-100	295	32	1,25	1·10 ⁻⁴	84,09·10 ⁻³
МНА-125	370	32	1,25	1,25·10 ⁻⁴	84,09·10 ⁻³
МНА-160	475	32	1,25	1,6·10 ⁻⁴	104,5·10 ⁻³
МНА-200	600	32	1,25	2·10 ⁻⁴	104,5·10 ⁻³
МНА-400	1200	25	1	4·10 ⁻⁴	169,2·10 ⁻³

Примечание. Для всех типоразмеров гидродвигателей :

номинальное рабочее давление - $20 \cdot 10^6$ Н/м² ; $\eta_0 = 0,95$;

$$\eta_M = 0,95; W \approx V_{\Gamma}; E_{\text{ДР}} = 1,6 \cdot 10^5 \text{ Н} / \text{м}^2;$$

объемный расход утечек $\Delta Q_{\text{У}} = V_{\Gamma} n (1 + \eta_0)$;

$$f = 0,15 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с};$$

для высокомоментных гидродвигателей:

$$f = 10 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}.$$

1.2 Контрольные вопросы

- 1 Каковы конструкции, принцип работы, область применения исполнительных механизмов возвратно-поступательного действия? Как выбрать из каталога и рассчитать входные и выходные параметры?
- 2 Как рассчитать динамическую жесткость гидропневмоцилиндров и определить коэффициент динамической жесткости?
- 3 Как составить дифференциальные уравнения, описывающие переходной процесс работы исполнительных механизмов возвратно-поступательного действия и записать передаточную функцию ?
- 4 Каковы конструкции, принцип работы, область применения исполнительных механизмов поворотного действия ? Как выбрать из каталога и рассчитать входные и выходные параметры ?
- 5 Конструкции, принцип работы, область применения исполнительных механизмов вращательного действия . Как выбрать из каталога и рассчитать входные и выходные параметры ?
- 6 Как составить дифференциальные уравнения, описывающие переходной процесс работы гидродвигателя и передаточную функцию?

2 ИСТОЧНИКИ ПИТАНИЯ

Источники питания рабочей средой автоматизированных систем, их разновидности, область применения.

Источники питания гидросистем, обеспечивающих постоянный расход, и источники питания, создающие постоянное давление. Гидросхемы, принцип работы, основные расчетные зависимости между входными и выходными параметрами. Дифференциальные уравнения их функционирования, передаточные функции.

Насосно-аккумуляторные станции, их назначение, целесообразность их использования. Расчет полезного объема аккумулятора и выбор стандартных

типов аккумуляторов по нагрузочной характеристике. Дифференциальные уравнения функционирования и передаточная функция насосно-аккумуляторной станции.

Компрессорные установки, их разновидности, область применения, выбор из каталога.

Содержание темы изложено в литературе [13, с.15-45, 365-373; 15, с. 54-98; 16, с.80-138; 17, с. 219-221].

2.1 Теоретические сведения и рекомендации

В силовых автоматизированных приводах применяются пластинчатые, аксиально-поршневые и радиально-поршневые насосы объемного типа с нерегулируемым и регулируемым рабочим объемом V_H , а также клапанные насосы с нерегулируемым рабочим объемом /рисунок 2.1/. Шестеренные насосы применяются во вспомогательных гидро приводах. Для питания пневмоприводов и пневмосистем используются компрессоры.

Цикл работы насосов объемного типа состоит из этапов : всасывание, размыкание и нагнетание.

Одним из основных параметров объемной гидромашины /гидродвигатель, насос/ является рабочий объем V . Рабочим объемом называют объемное количество рабочей среды, нагнетаемой в гидросистему /для насосов/ или потребляемой из гидросистемы /для гидродвигателей/ за один оборот ротора.

Рабочий объем определяется:

для пластинчатой гидромашины -

$$V = (2\pi R - Z\delta) b^2 c ;$$

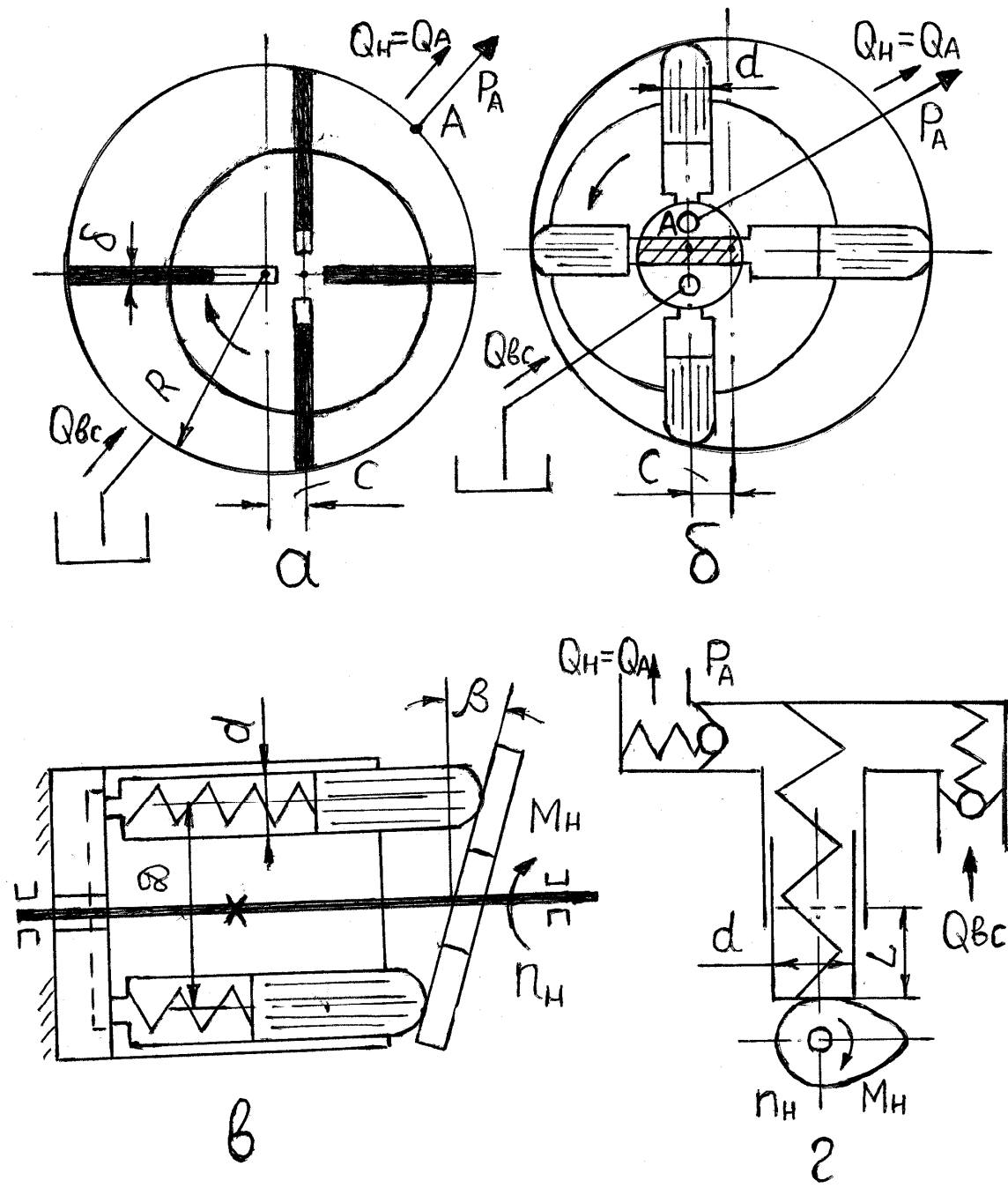


Рисунок 2.1 - Насосы объемного типа:

пластинчатый /а/; радиально-поршневой /б/,

аксиально-поршневой /в/; клапанный /г/

для радиально-поршневой гидромашины - $V = \frac{\pi d^2}{4} 2czmk,$

для аксиально-поршневой гидромашины - $V = \frac{\pi d^2}{4} zDtg\beta$

для клапанного насоса - $V = \frac{\pi d^2}{4} Lzm,$

где c и β - соответственно эксцентриситет статора и угол наклона шайбы;
 d и δ - соответственно диаметр поршня и толщина пластины;
 z - число поршней /пластин/ в одном ряду;
 m - число рядов поршней;
 R - радиус статора;
 D - диаметр расположения в роторе продольных осей поршня;
 k - число рабочих ходов поршней за один оборот ротора
 /для насосов $k = 1$ /.

Из каталога необходимый типоразмер насоса выбирается при соблюдении следующих условий:

$$P_{\Pi} \geq P_A ; \quad Q_{\Pi} \geq Q_A ,$$

где P_{Π} и P_A - соответственно номинальное паспортное давление насоса и расчетное давление, которое должно быть обеспечено насосом на выходе;

Q_{Π} и Q_A - соответственно номинальная паспортная производительность /подача/ насоса и расчетный расход» который должен быть обеспечен насосом на выходе.

Расчетные значения на выходном патрубке насоса:

производительность -
$$Q_A = V_H \Pi_H \eta_0,$$

давление жидкости -
$$P_A = \frac{2\pi M_H}{V_H} \eta_M,$$

где Π_H - частота вращения ротора насоса;

M_H - крутящий момент, прикладываемый к ротору насоса приводным двигателем;

η_0 и η_M - соответственно объемный и механический к.п.д. насоса.

Производительность /подача/ насосов на выходном патрубке насосов :
 пластинчатого –

$$Q_H = V_H n_H \eta_0 = (2\pi R - Z\delta) b 2c = S_p 2c n_H \eta_0 = K_p c ;$$

радиально-поршневого –

$$Q_H = V_H n_H \eta_0 = \frac{\pi d^2}{4} Zmk 2c n_H \eta_0 = S_{II} 2c n_H \eta_0 = K_p c;$$

аксиально-поршневого –

$$Q_H = V_H n_H \eta_0 = \frac{\pi d^2}{4} ZD \operatorname{tg} \beta = S_{II} D \operatorname{tg} \beta n_H \eta_0 = K_p \operatorname{tg} \beta,$$

где S_p - эффективная площадь внутренней полости пластинчатого насоса;

K_p - коэффициент усиления насоса по расходу;

S_{II} - эффективная суммарная площадь поршней насоса.

Значения S_p , S_{II} и K_p могут быть определены для насосов:

пластинчатого –

$$S_p = (\pi R - Z\delta)b = \frac{V_H}{2c}; \quad K_p = 2S_p n_H \eta_0;$$

радиально-поршневого –

$$S_{II} = \frac{\pi d^2}{4} Zmk = \frac{V_H}{2c}; \quad K_p = 2S_p n_H \eta_0;$$

аксиально-поршневого –

$$S_{II} = \frac{\pi d^2}{4} Z = \frac{V_H}{D \operatorname{tg} \beta}; \quad K_p = S_{II} D n_H \eta_0,$$

где V_H , c , D , β - паспортные значения соответственно рабочего объема, эксцентриситета, диаметра расположения поршней и угла наклона шайбы насосов.

Вычислив паспортное значение K_p , можно для заданного расхода Q_3 определить эксцентриситет /тангенс угла наклона шайбы/ :

$$C = \frac{Q_3}{K_p}; \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{Q_3}{K_p}.$$

В таблицах 2.1, 2.2 и 2.3 приведены паспортные параметры некоторых типоразмеров насосов.

Таблица 2.1 - Технические характеристики пластинчатых насосов

Тип	Типоразмер	Рабочий объем V_H , м ³ /об	Номинальная подача, м ³ /с	Объемный к.п.д.	Механический к.п.д.
С нерегулируемым рабочим объемом	БГ12-21АМ	$0,5 \cdot 10^{-4}$	$0,9 \cdot 10^{-4}$	0,72	0,76
	БГ12-22АМ	$0,125 \cdot 10^{-4}$	$2,43 \cdot 10^{-4}$	0,78	0,86
	БГ12-23АМ	$0,2 \cdot 10^{-4}$	$4,22 \cdot 10^{-4}$	0,85	0,88
	БГ12-24АМ	$0,45 \cdot 10^{-4}$	$9,33 \cdot 10^{-4}$	0,83	0,91
	БГ12-25АМ	$0,8 \cdot 10^{-4}$	$17 \cdot 10^{-4}$	0,9	0,94
С регулируемым рабочим объемом	НПР 20/16	$0,2 \cdot 10^{-4}$	$4 \cdot 10^{-4}$	0,82	0,84
	НПР 50/16	$0,5 \cdot 10^{-4}$	$10,6 \cdot 10^{-4}$	0,87	0,8
	НПР 80/16	$0,8 \cdot 10^{-4}$	$16,2 \cdot 10^{-4}$	0,83	0,89
	НПР 125/16	$1,25 \cdot 10^{-4}$	$25,3 \cdot 10^{-4}$	0,84	0,88

Примечания:

1 Частота вращения ротора насосов

$$n_H = 25 \text{ об/с.}$$

2 Насосы БГ развивают номинальное давление

$$12,5 \cdot 10^{-6} \text{ Н/м}^2,$$

а насосы НПР -

$$16 \cdot 10^{-6} \text{ Н/м}^2.$$

3 Максимальный эксцентриситет $C = 10 \text{ мм.}$

Таблица 2.2 - Технические характеристики радиально-поршневых насосов

Тип	Типоразмер	Рабочий объем V_H , м ³ /об	Номинальная подача, м ³ /с	Объемный к.п.д.	Механический к.п.д.
С нерегулируемым рабочим объемом	НР- 40	$0,4 \cdot 10^{-4}$	$8,3 \cdot 10^{-4}$	0,88	0,88
	НР- 80	$0,8 \cdot 10^{-4}$	$16,7 \cdot 10^{-4}$	0,92	0,92
	НР- 100	$1 \cdot 10^{-4}$	$20,8 \cdot 10^{-4}$	0,92	0,92
	НР-125	$1,25 \cdot 10^{-4}$	$27,6 \cdot 10^{-4}$	0,92	0,92
С регулируемым рабочим объемом	НРС - 125	$1,25 \cdot 10^{-4}$	$17 \cdot 10^{-4}$	0,85	0,9
	НРС - 250	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$33,4 \cdot 10^{-4}$	0,85	0,94
	НРС- 500	$5,10 \cdot 10^{-4}$	$66,8 \cdot 10^{-4}$	0,86	0,9

Примечания :

1 Частота вращения ротора насосов НР равна :

$$n_H = 25 \text{ об/с,}$$

а насосов НРС - $n_H = 16 \text{ об/с.}$

2 Номинальное давление, развиваемое насосами НР, равно $50 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$, а насосами НРС - $20 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$.

3 Максимальный эксцентриситет насосов

$$C = 14 \text{ мм.}$$

Таблица 2.3 - Технические характеристики
аксиально-поршневых насосов

Типоразмер	Номиналь- ное дав- ление, Н/м ²	Рабочий объем V _н , м ³ /об	Номинальная подача, м ³ /с	Объемный к.п.д.	Механи- ческий к.п.д.
2Г13-35А	16·10 ⁶	0,71·10 ⁻⁴	16,7·10 ⁻⁴	0,95	0,93
2Г13-36А	16·10 ⁶	1,4·10 ⁻⁴	33,4·10 ⁻⁴	0,95	0,91
НАС-16/200	20·10 ⁶	0,16·10 ⁻⁴	3,67·10 ⁻⁴	0,92	0,93
НАС-63/200	20·10 ⁶	0,4·10 ⁻⁴	9,47·10 ⁻⁴	0,95	0,93
НАС-40/200	20·10 ⁶	0,63·10 ⁻⁴	14,8·10 ⁻⁴	0,95	0,92
НАС-125/200	20·10 ⁶	1,25·10 ⁻⁴	29,7·10 ⁻⁴	0,95	0,94
НАС-400/200	20·10 ⁶	4·10 ⁻⁴	63,3·10 ⁻⁴	0,95	0,95
НАС-16/250	25·10 ⁶	0,16·10 ⁻⁴	3,6·10 ⁻⁴	0,9	0,93
НАС-40/250	25·10 ⁶	0,4·10 ⁻⁴	9,1·10 ⁻⁴	0,91	0,93
НАС-63/250	25·10 ⁶	0,63·10 ⁻⁴	14,5·10 ⁻⁴	0,92	0,94
НАС-125/250	25·10 ⁶	1,25·10 ⁻⁴	29·10 ⁻⁴	0,93	0,94
НАС-400/250	25·10 ⁶	4·10 ⁻⁴	62·10 ⁻⁴	0,93	0,94

Примечания :

1 Частота вращения ротора насосов НАС-400/200

и НАС-400/250 равна:

$$n_H - 16,7 \text{ об/с,}$$

а остальных типоразмеров

$$n_H - 25 \text{ об/с.}$$

2 Максимальный угол наклона шайбы

$$\beta = 25^{\circ}.$$

Если не учитывать деформацию жидкости и рабочих камер насоса при переходном процессе, то производительность радиально-поршневого насоса в операторной форме

$$Q_H(P_s) = K_p C(p_s).$$

Передаточные функции насосов :

пластинчатого и радиально-поршневого –

$$W_H(P_s) = \frac{Q(P_s)}{C(P_s)} = K_p ;$$

аксиально-поршневого –

$$W_H(P_s) = \frac{Q_H(P_s)}{\text{tg } \beta(P_s)} = K_p .$$

В реальных условиях гидропривод работает при различных скоростях движения исполнительного механизма, что требует от источника питания различных расходов /подачи/. На рисунке 2.2 изображена типовая диаграмма расходной характеристики источника питания. При применении в насосной установке аккумулятора производительность насоса Q_H может быть меньше по сравнению с требуемым максимальным расходом $Q_{\text{макс}}$, а следовательно, будет снижена мощность насосной станции.

При требуемых гидросистемой расходах $Q_{\text{сис}} < Q_H$ аккумулятор заряжается, при $Q_{\text{сис}} > Q_H$ - разряжается. Наибольшее применение получили пневматические аккумуляторы /рисунок 2.3/.

Выбор полезного объема аккумуляторов АПГ и АРХ производится по характеристике $W_{\text{но}} = f(p)$, имеющейся в паспорте аккумуляторов, в зависимости от частного случая термодинамического процесса.

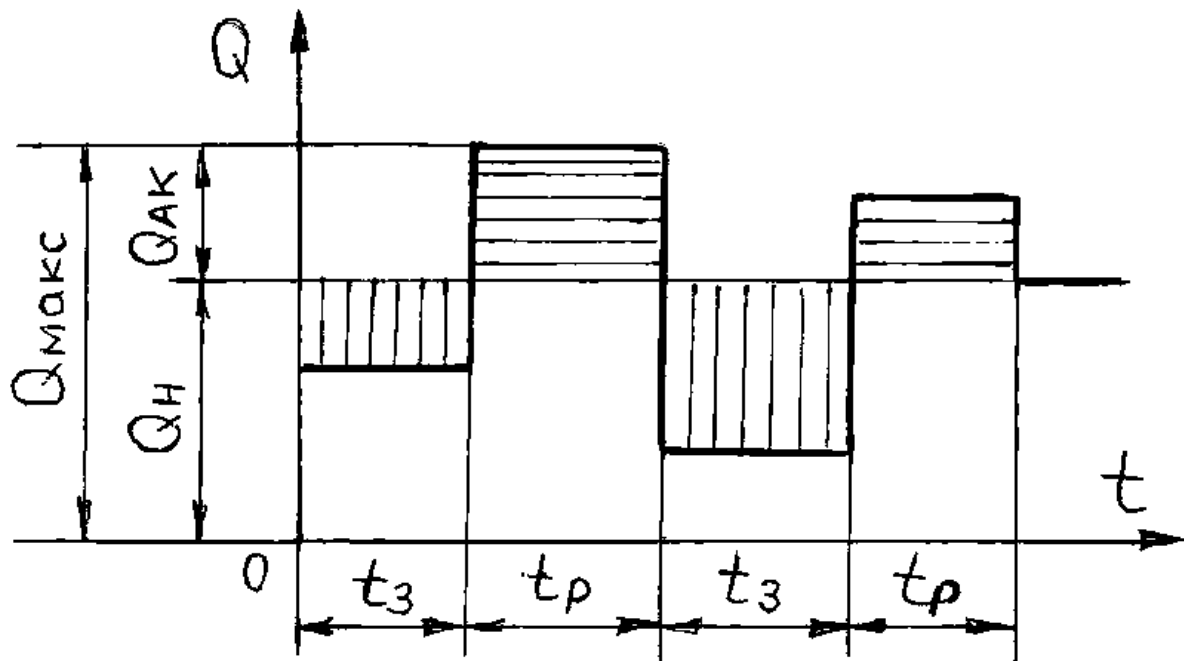
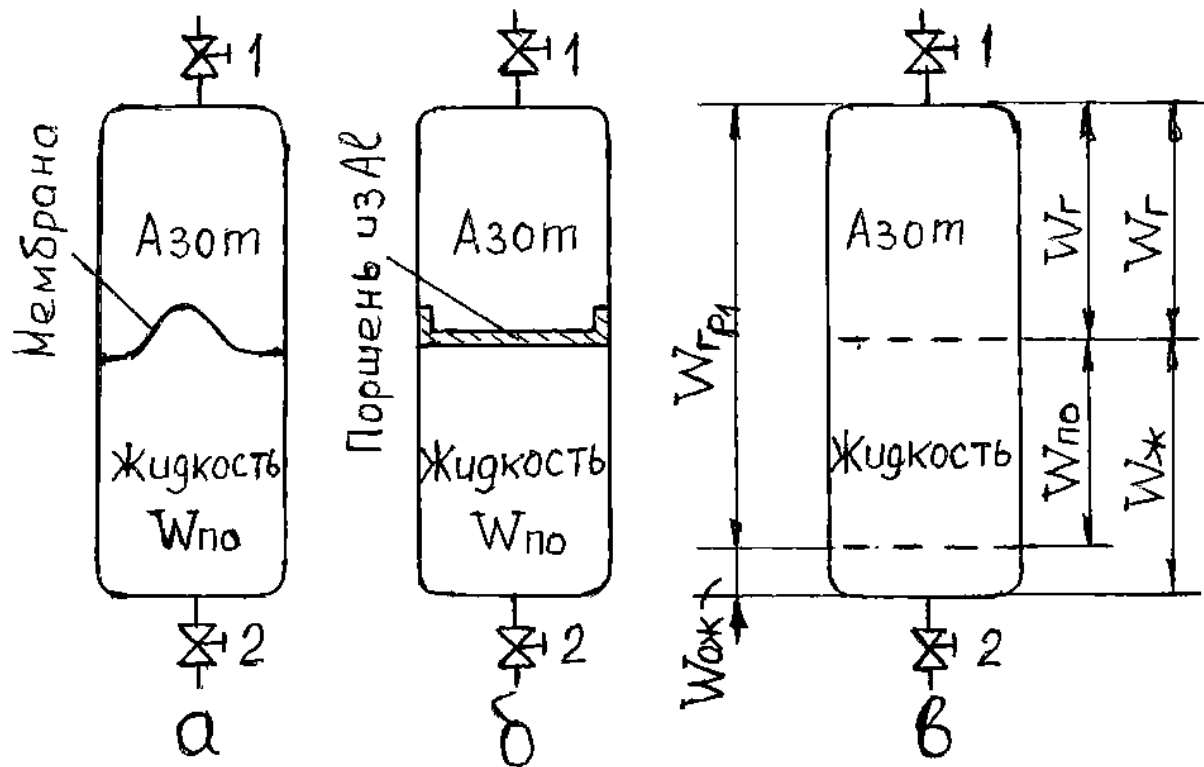


Рисунок 2.2 - Диаграмма расходной характеристики насосной станции гидропривода



а - с гибким разделителем /тип АПГ/; б - с твердым разделителем /тип АРХ/; в - без разделителя; 1 - вентиль подвода азота; 2 - вентиль подвода жидкости

Рисунок 2.3 - Пневматические аккумуляторы

Для аккумуляторов без разделителя полезный объем, например для адиабатического процесса,

$$W_{ПО} = W_{\Gamma p1} - W_{\Gamma} = W \left[\left(\frac{P_{мин}}{P_1} \right)^{\frac{1}{K}} - \left(\frac{P_{мин}}{P_{макс}} \right)^{\frac{1}{K}} \right],$$

где $W_{\Gamma p1}$ - объем, занимаемый азотом при давлении $P_1 > P_{мин}$;
 W_{Γ} - объем, занимаемый азотом при давлении $P_{макс}$;
 $P_{мин}$ - минимальное давление зарядки аккумулятора азотом;
 K - показатель адиабаты.

Расход, подаваемый аккумулятором в гидросистему, определяется :

$$Q_{АК} = \frac{W_{ПО}}{t_p},$$

где t_p - время разрядки аккумулятора.

Экспериментально установлено: при $t_p \leq 0,5$ мин - адиабатический процесс;

при $t_p \geq 3$ мин - изотермический процесс,

а при $0,5 \text{ мин} < t_p < 3 < \text{мин}$ - политропический процесс.

Максимальная производительность насосно-аккумуляторной станции

$$Q_{макс} = Q_H + Q_{АК}.$$

Расчетная мощность на валу ротора насоса в киловаттах

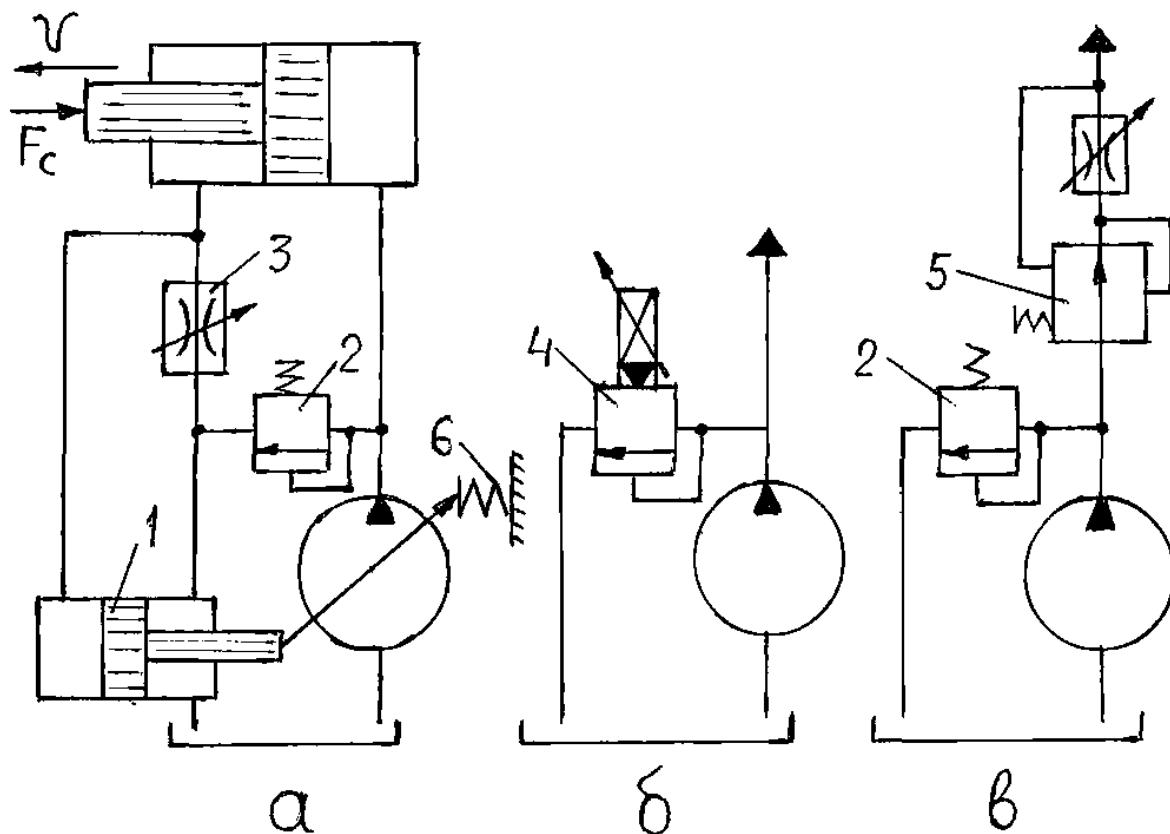
$$N_H^p = \frac{10^3 P_H Q_H}{\eta_0 \eta_M},$$

где P_H - действительное значение давления на выходе из насоса, МПа;

Q_H - действительная производительность на выходе из насоса, м³/с;

η_0 и η_M - соответственно объемный и механический к. п. д. насоса.

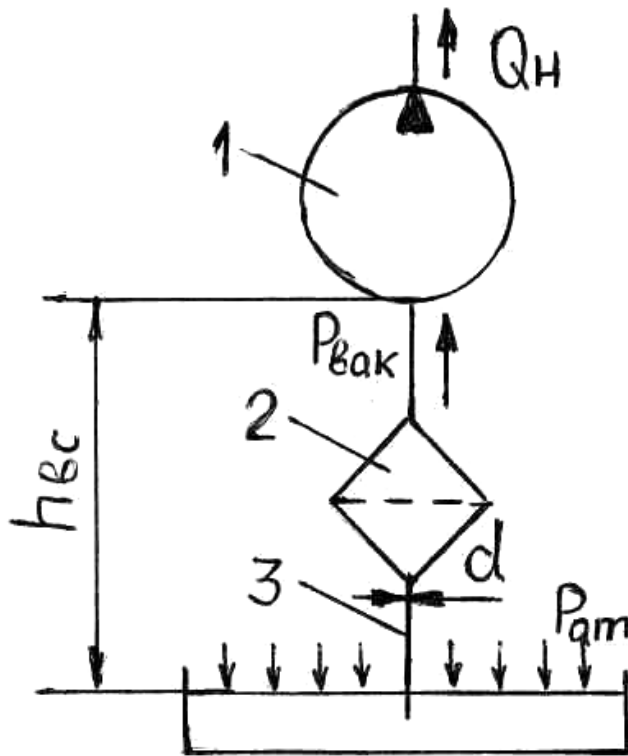
Для гидроприводов с дроссельным регулированием скорости исполнительного механизма насосные установки конструируются или для обеспечения постоянного давления или для подачи в гидросистему постоянного расхода /рисунок 2.4/.



- а - постоянного давления с регулятором управления рабочим объемом насоса;
 б - постоянного давления с предохранительным клапаном, имеющим пропорциональное электрическое управление;
 в - постоянного расхода с регулятором расхода;
 1 - гидроцилиндр управления рабочим объемом насоса;
 2 - предохранительный клапан с ручной регулировкой давлением насоса;
 3 - регулируемый дроссель на выходе из исполнительного механизма;
 4 - предохранительный клапан с пропорциональным электрическим дистанционным управлением;
 5 - регулятор расхода;
 6 - пружина, увеличивающая рабочий объем насоса при возрастании силы сопротивления на исполнительном механизме привода

Рисунок 2.4 - Насосные установки

На рисунке 2.5 рассматривается всасывающая линия насоса. Внутренний диаметр всасывающего трубопровода выбирается из условия обеспечения ламинарного режима движения жидкости. Допускаемая скорость движения жидкости не превышает $[V] \leq 1,2 \text{ м/с}$. На всасывающей линии устанавливают приемный фильтр.



$$Q_{вс} = \frac{Q_H}{\eta_0} = V_H n_H$$

1 - насос; 2 - приемный фильтр; 3 - трубопровод
Рисунок 2.5 - Всасывающий трубопровод насоса

Уравнение равновесия давлений в трубопроводе –

$$\rho g h_{вс} + \Delta P_l + \Delta P_{\phi} \leq P_{ат} - P_{вак},$$

где ΔP_l - потери давления по длине трубопровода;

ΔP_{ϕ} - потери давления при прохождении жидкости через приемный фильтр;

$P_{ат} - P_{вак}$ - перепад давлений, обеспечивающий всасывающую способность насоса;

$\rho g h_{вс}$ - давление столба жидкости.

Для выпускаемых отечественной промышленностью насосов обеспечивается значение $P_{ат} - P_{вак}$ не ниже, чем $2 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 / 0,02 \text{ МПа}$ /.

Расчетное значение внутреннего диаметра трубы -

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q_{вс}}{\pi [V]}}$$

Из каталога выбирается бесшовная холоднокатаная труба так, чтобы $d_k \geq d_p$ /промышленность выпускает трубы с внутренним диаметром через каждые 0,5 мм/.

Действительная скорость движения жидкости во всасывающей трубе

$$V = \frac{4Q_{bc}}{\pi d_k^2}$$

Параметры рабочей жидкости можно выбрать из таблицы 2.4.

Таблица 2.4 - Кинематический коэффициент вязкости и плотность рабочих жидкостей при температуре + 50°C

Тип рабочей жидкости /масла/	$\nu, \frac{m^2}{c}$	$\rho, \frac{(H \cdot c^2)}{m^4} \left(\frac{kg}{m^3} \right)$
Индустриальное И-12А	$12 \cdot 10^{-6}$	900
Индустриальное И-20А	$20 \cdot 10^{-6}$	900
Индустриальное И-30А	$30 \cdot 10^{-6}$	900
Индустриальное И-40А	$40 \cdot 10^{-6}$	900

Число Рейнольдса и коэффициент сопротивления определяются:

$$R_e = \frac{Vd_k}{\nu} \leq 2200, \quad \lambda = \frac{64}{R_e}$$

Приемный фильтр выбирается из условия $Q_{bc} \leq Q_{\Pi}$,

где Q_{Π} - паспортное значение номинальной пропускной способности фильтра, выбираемое из таблицы 2.5.

Действительная потеря давления при движении жидкости через приемный фильтр

$$\Delta P_{\phi} = \Delta P_{\Pi} \left(\frac{Q_{bc}}{Q_{\Pi}} \right)^2$$

Потери давления по длине трубопровода

$$\Delta P_e = \lambda \rho \frac{hb_c}{d_k} \frac{V^2}{2}$$

Таблица 2.5 - Технические характеристики приемных фильтров

Типоразмер	Номинальная пропускная способность Q_{II} , м ³ /с	Потеря давления ΔP , Н/м ²
ФВСМ-32	$6,7 \cdot 10^{-4}$	$0,007 \cdot 10^6$
ФВСМ-63	$16,7 \cdot 10^{-4}$	$0,007 \cdot 10^6$
ФВСМ-80	$53 \cdot 10^{-4}$	$0,007 \cdot 10^6$

Высота всасывания h_{bc} находится из уравнения равновесия давлений :

$$\rho g h_{bc} + \Delta P_l + \Delta P_\phi = 2 \cdot 10^4 ,$$

$$\rho g h_{bc} + \lambda \rho \frac{h_{bc} V^2}{d_k} + \Delta P_\phi = 2 \cdot 10^4 .$$

Отсюда высота всасывания определится:

$$h_{bc} = \frac{2 \cdot 10^4 - \Delta P_\phi}{\frac{\lambda \rho V^2}{2d_k} + \rho g} .$$

2.2 Контрольные вопросы

- 1 Какие параметры определяют функционирование насоса объемного типа и как выбрать насос из каталога?
- 2 Из каких этапов состоит цикл работы насоса объемного типа и как он реализуется в конструкциях пластинчатого, радиально-поршневого, аксиально-поршневого и клапанного насосов?
- 3 Как вычислить входные и выходные параметры насоса?
- 4 Что собой представляет коэффициент усиления насосов по расходу и как составить передаточную функцию насоса?
- 5 Какие разновидности насосных установок применяются в гидроприводах?

3 ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ РОДА ЭНЕРГИИ СИГНАЛОВ

Электромеханические преобразователи: электромагнитные, дифференциальные, поляризованные и шаговые. Конструктивные схемы, принцип действия. Дифференциальные уравнения функционирования, передаточные функции.

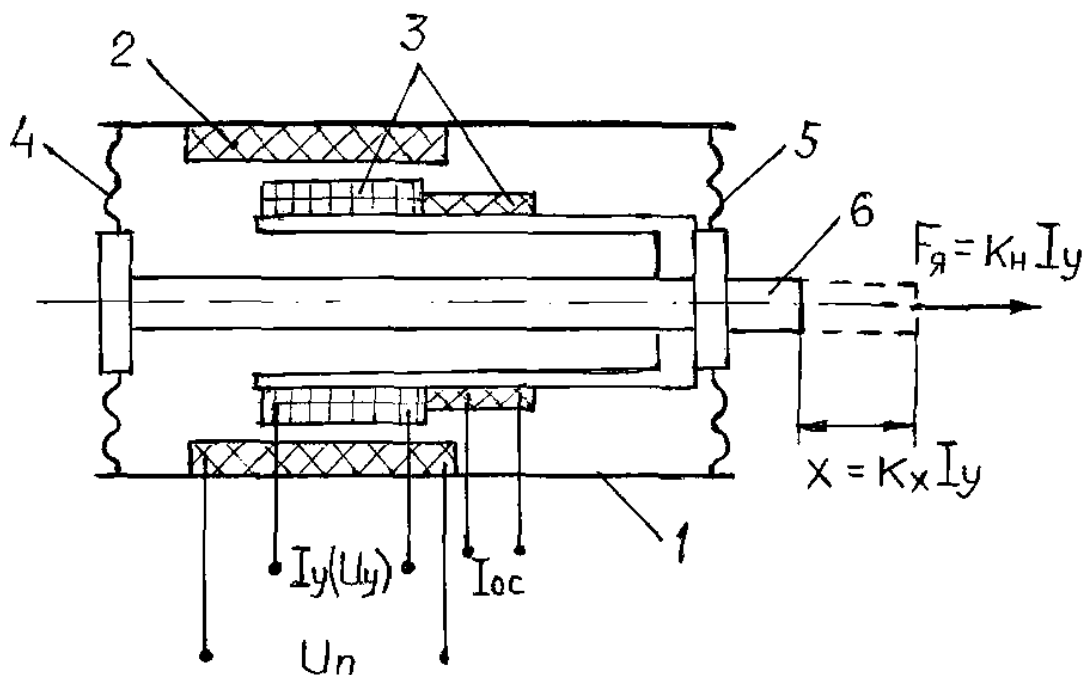
Чувствительные регулирующие элементы, их классификация, область применения. Потенциометры типа "сопло-заслонка", "струйная трубка", "игольчатый дроссель", "микрозолотник". Расчетные зависимости нагрузочной и расходной характеристик, дифференциальные уравнения функционирования, передаточные функции.

Регулирующие и направляющие гидropневмопреобразователи золотникового типа с цилиндрическим и плоским золотниками, их разновидности, конструктивные схемы, принцип работы, область применения. Расчет расходной и нагрузочной характеристик, дифференциальные уравнения функционирования, передаточные функции.

Содержание темы изложено в литературе [1, с.25-53; 4, с.6-8; 2, с.63-66; 13, с.254-255; 15, с.133-152; 16, с.193-216; 17, с. 22-92] .

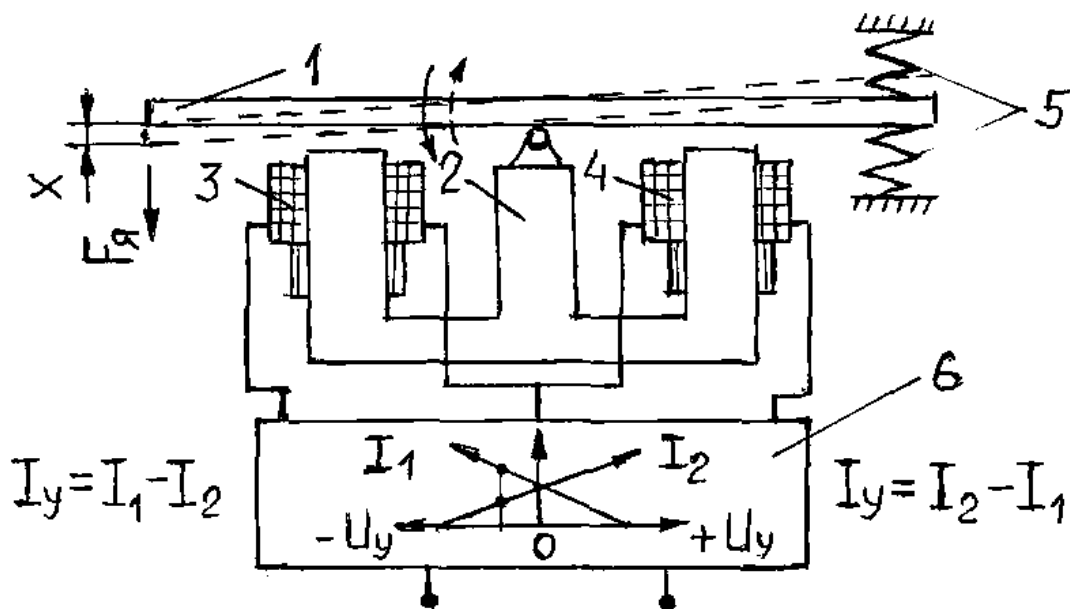
3.1 Теоретические сведения и рекомендации

Электромеханические преобразователи /ЭМП/ предназначены для преобразования электрических сигналов $I_y(U_y)$ в прямолинейное, угловое или вращательное механическое перемещение выходного механизма преобразователя $X(\varphi)$. Выпускаемые промышленностью преобразователи обеспечивают пропорциональное изменение выходного параметра от входного. Известны следующие разновидности преобразователей: электромагнитные /рисунок 3.1/; дифференциальные электромагнитные /рисунок 3.2/; поляризованные электромагнитные /рисунок 3.3/; шаговые электродвигатели; миниатюрные электродвигатели постоянного тока.



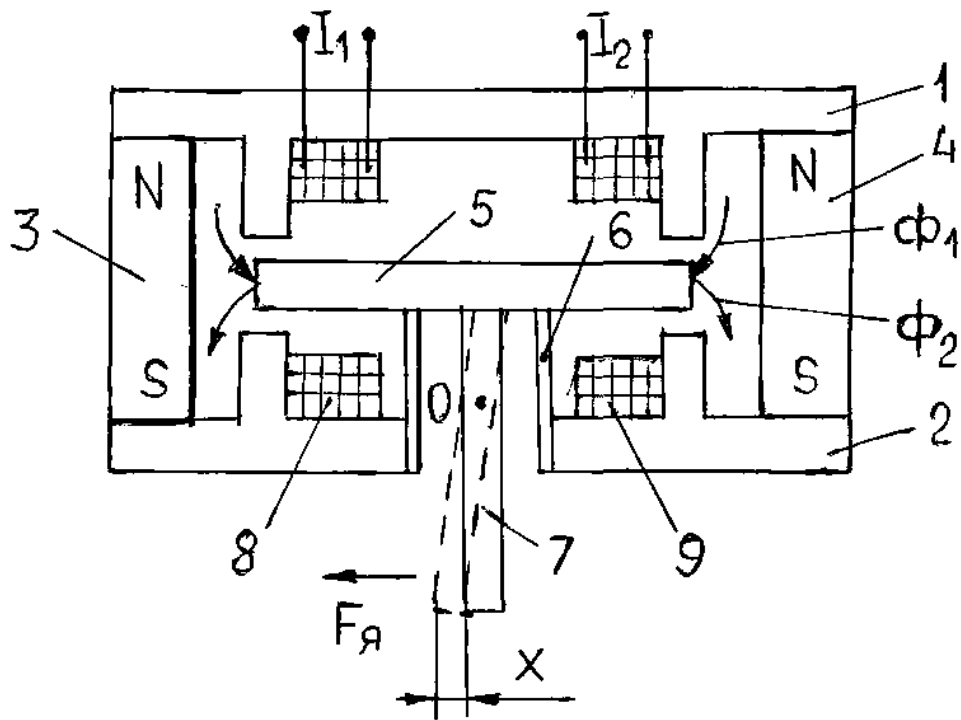
- 1 - корпус; 2 - катушка электроподмагничивания или постоянный магнит;
 3 - обмотка управления /основная и обмотка осцилляции/;
 4 и 5 - пружины; 6 - якорь и регулирующий орган чувствительного элемента

Рисунок 3.1 - Схема электромагнитного ЭМП



- 1 - якорь с регулируемым органом чувствительного элемента;
 2- сердечник; 3 и 4 - обмотки управления / основные и обмотки осцилляции/;
 5 - пружины; 6 - электронный усилитель

Рисунок 3.2 - Схема дифференциального электромагнитного ЭМП



1 и 2 - сердечники; 3 и 4 - постоянные магниты или катушки электроподмагничивания; 5 - якорь; 6 - упругая трубка; 7 - регулирующий орган чувствительного элемента; 8 и 9 - обмотки управления /основные и обмотки осцилляции/

Рисунок 3.3 - Схема поляризованного ЭМП

Рассмотренные выше ЭМП имеют обмотки осцилляции, обеспечивающие колебательный процесс выходного звена ЭМП с весьма малой амплитудой и частотой от 50 до 500 Гц. Процесс осцилляции применяется для устранения негативных явлений, обусловленных облиетерацией /молекулярная закупорка/ капиллярных щелей.

Уравнение сил, действующих на якорь электромагнитного ЭМП,-

$$F_{я} = F_u + F_{в.т} + F_{ПР},$$

где $F_{я}$ - усилие, развиваемое электромагнитом, $F_{я} = K_H I_y$;

F_u - инерционная сила сопротивления, $F_u = m\ddot{x}$;

$F_{в.т}$ - сила сопротивления вязкого трения, $F_{в.т} = f\dot{x}$;

$F_{ПР}$ - усилие пружины, $F_{ПР} = C_{ПР}x$;

x - перемещение якоря;

K_H - коэффициент пропорциональности;

m - масса подвижных частей электромагнита;

f - коэффициент вязкого трения;

$C_{ПР}$ - жесткость пружины.

После подстановки дифференциальное уравнение примет вид

$$K_H I_y = m\ddot{x} + f\dot{x} + C_{ПР}x.$$

После преобразования Лапласа передаточная функция ЭМП

$$W_{\text{ЭМП}}(P_s) = \frac{X(P_s)}{I_y(p_s)} = \frac{K_{\Pi}}{T_{\text{ЭМП}}^2 P_s^2 + 2\varepsilon T_{\text{ЭМП}} P_s + 1},$$

где $T_{\text{ЭМП}}$ - постоянная времени ЭМП, $T_{\text{ЭМП}} = \sqrt{\frac{m}{C_{\text{ПР}}}}$;

P_s - оператор Лапласа;

ε - относительный коэффициент демпфирования колебаний,

$$\varepsilon = \frac{f}{2\sqrt{C_{\text{ПР}} m}};$$

K_{Π} - коэффициент передачи,

$$K_{\Pi} = \frac{K_H}{C_{\text{ПР}}}.$$

В гидравлических и пневматических усилителях мощности и различных приборах применяются малогабаритные чувствительные регулирующие элементы типа "сопло-заслонка", "струйная трубка", "игольчатый дроссель" и "микрозолотник". В сочетании с нерегулирующим дросселем и нагрузкой чувствительные регулирующие элементы используются в потенциометрах и мостах.

Элемент типа "сопло-заслонка" и потенциометр приведены на рисунке 3.4. При изменении положения заслонки изменяются давление P внутри камеры потенциометра и расход Q_c через чувствительный регулирующий элемент :

$$P = \frac{1}{1 + 16\left(\frac{M_c}{M_D}\right)^2 \left(\frac{dc}{d_D}\right)^2 \left(\frac{x}{d_D}\right)^2},$$

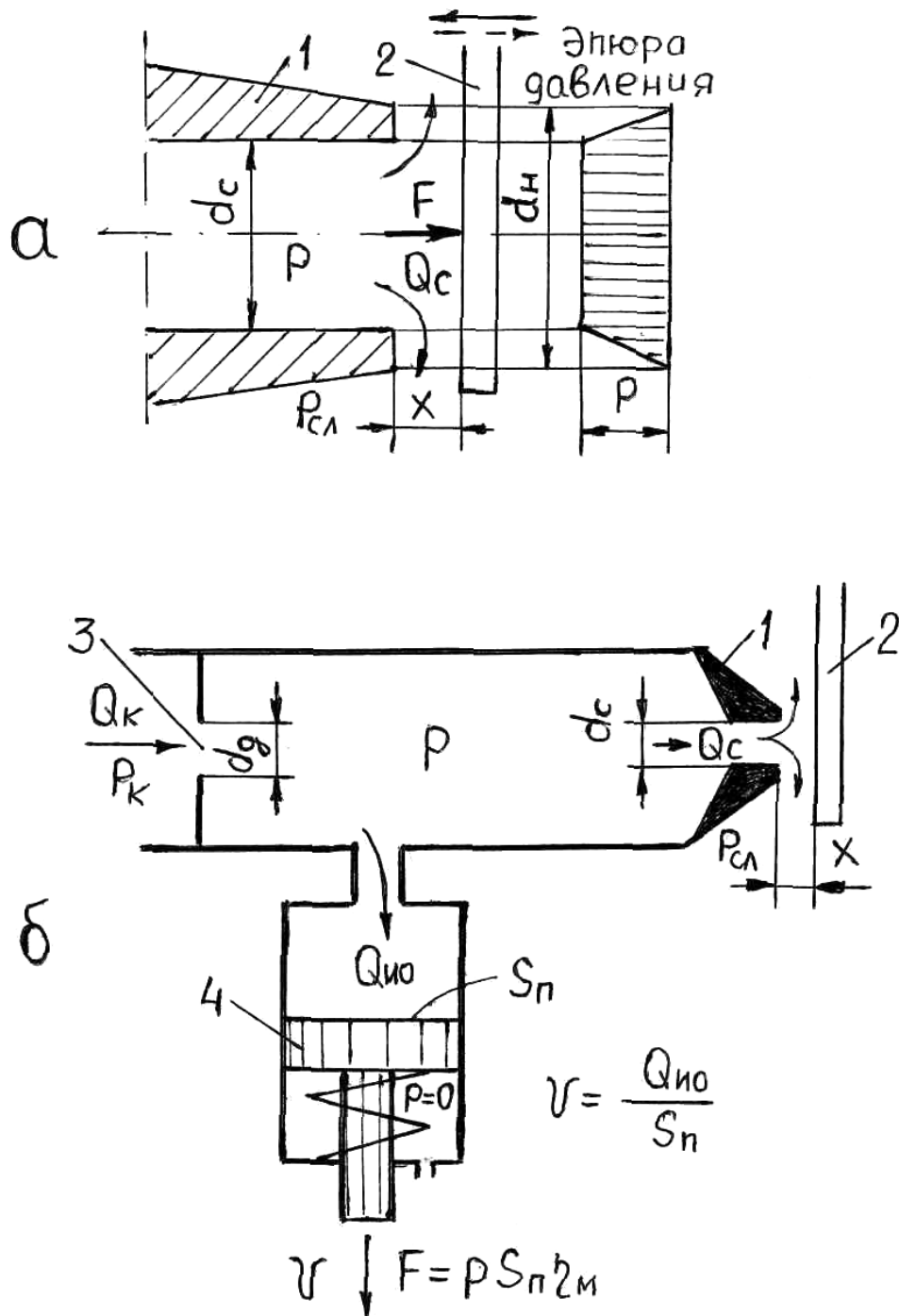
$$Q_{\text{ИО}} = Q_k - Q_c = \mu_D \frac{\pi d_D^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_k - P)} - \mu_c \pi d_c \sqrt{\frac{2}{\rho} (P - P_{\text{сл}})} \cdot x,$$

где P_k и $P_{\text{сл}}$ - соответственно давления на входе в постоянный дроссель и давление слива /обычно $P_{\text{сл}} \approx 0$ /;

μ_D - соответственно коэффициенты расхода постоянного дросселя и элемента "сопло-заслонка";

d_D и d_c - соответственно диаметры проходных сечений постоянного дросселя и сопла;

- x - расстояние от сопла до заслонки;
 $Q_{ИО}$ - расход, подводимый к исполнительному механизму;
 Q_k и Q_c - соответственно расходы через постоянный дроссель и регулируемый дроссель "сопло-заслонка".



- а - сопло-заслонка; б - потенциометр;
 1 - сопло; 2 - заслонка; 3 - постоянный дроссель;
 4 - нагрузка /исполнительный орган/

Рисунок 3.4 - Чувствительные регулирующие элементы

Изложенные выше зависимости позволяют построить нагрузочную $p = f(x)$ и расходную $Q_{ИО} = f(x)$ характеристики потенциометра /определить скорость движения поршня исполнительного механизма/.

На рисунке 3.5 изображена схема струйного усилителя мощности без обратной связи. "Струйная трубка", перемещаясь, изменяет степень перекрытия приемных каналов коллектора. В связи с тем, что скоростной напор /давление/ рабочей среды распределяется прямо пропорционально площадям перекрытия струей, истекающей из "струйной трубки", приемных каналов коллектора, на поршень цилиндра 3 /см. рисунок 3.5/ действует результирующая сила давления. В результате силового воздействия на поршень его шток смещает золотник 5, обеспечивая соответствующий расход рабочей среды, подводимой от источника питания через щели четырехщелевого золотника с нулевым перекрытием к исполнительному механизму привода.

При смещении на расстояние X "струйной трубки" вправо нагрузочная характеристика $p = f(x)$:

$$P = P_1 - P_2 = \frac{V_c^2}{2} \rho \frac{S_1 - S_2}{S_0} \frac{X}{X} = (P_k - \Delta P_{пот} - P_{ср}) \frac{S_1 - S_2}{S_0 X} X = P_c K_s X,$$

где P_1 и P_2 - давления в полостях цилиндра;
 $P_k, \Delta P_{пот}$ и $P_{ср}$ - соответственно давление на входе в "струйную трубку",
 потери давления в трубке и давление среды, окружающей трубку;

P_c - давление струи, истекающей из "струйной трубки",

$$P_c = P_k - P_{пот} - P_{ср};$$

V_c - средняя скорость истекающей из трубки струи,

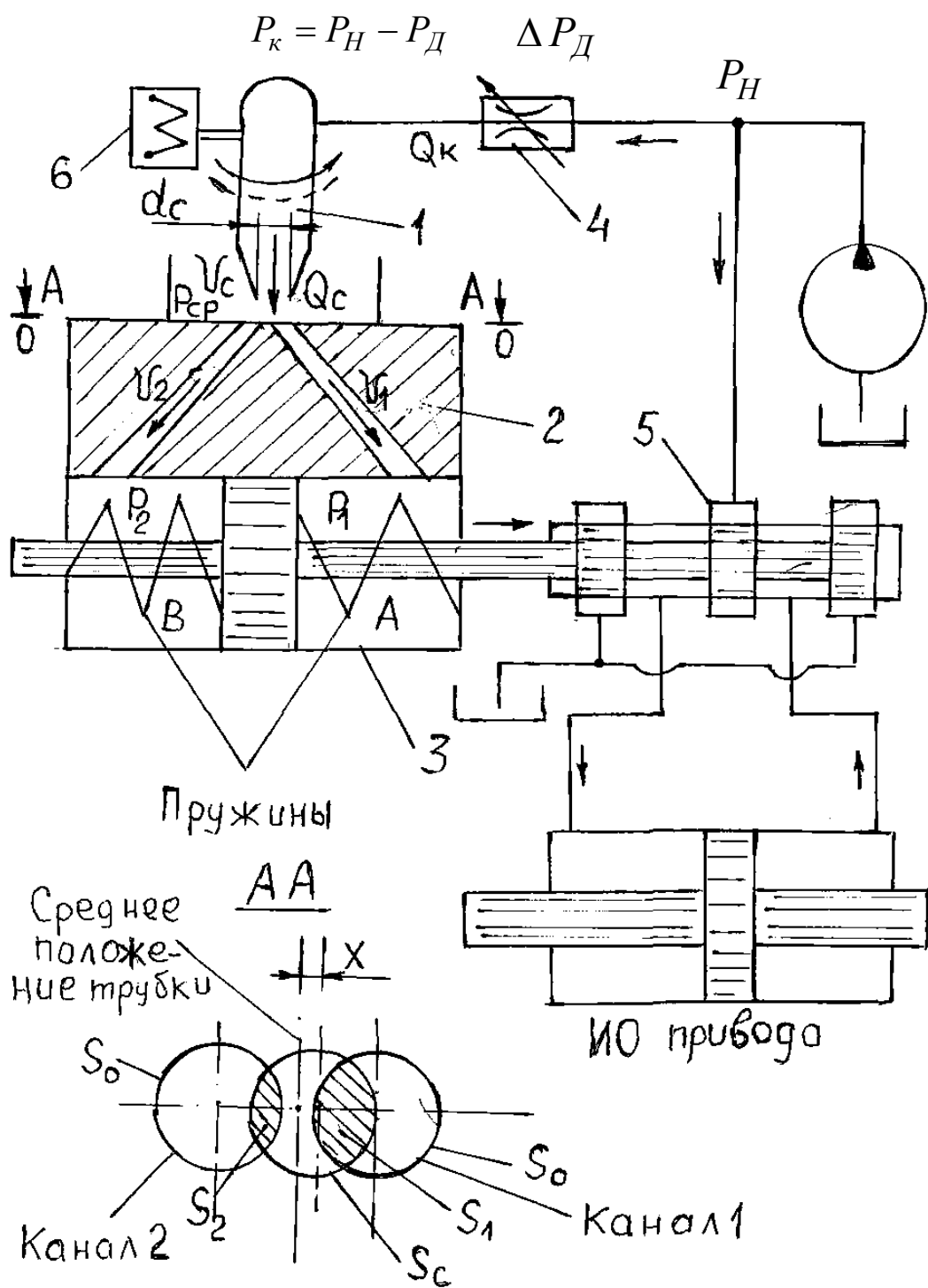
$$V_c = \sqrt{\frac{2}{\rho} P_c};$$

S_0 - площадь приемного отверстия канала коллектора;

S_1 и S_2 - площади перекрытия приемных отверстий каналов коллектора;

K_s - коэффициент перекрытия,

$$K_s = \frac{S_1 - S_2}{S_0 X}.$$



- 1 - струйная трубка; 2 - коллектор с двумя каналами;
 3 - цилиндр; 4 - постоянный дроссель; 5 - четырехщелевой золотник с нулевым перекрытием; 6 - Э М П

Рисунок 3.5 - Струйный двухкаскадный усилитель мощности без обратной связи

Очевидно, что при смещении "струйной трубки" вправо давление P_1 будет больше давления P_2 и поршень цилиндра 3 будет перемещаться влево со скоростью, которая будет определяться расходом, подводимым в правую полость цилиндра через правый канал коллектора. Расход струи, истекающей из "струйной трубки", распределяется также прямо пропорционально степени перекрытия струей приемных отверстий каналов коллектора.

Расходная характеристика струйного потенциометра $Q_{ИО} = f(X)$:

$$Q_{ИО} = Q_1 = Q_c \frac{S_1}{S_0 X} X = \mu_c S_c \sqrt{\frac{2}{\rho} P_c} \frac{S_1}{S_0 X} X = K_p X,$$

где Q_c - расход струи истекающей из трубки, $Q_c = \mu_c S_c \sqrt{\frac{2}{\rho} P_c}$;

S_c - площадь выходного отверстия "струйной трубки",

$$S_c = \frac{\pi d_c^2}{4};$$

μ_c - коэффициент расхода трубки;

K_p - коэффициент усиления потенциометра по расходу.

Игольчатый потенциометр /рисунок 3.6/ состоит из регулируемого "игольчатого дросселя" 1, нерегулируемого дросселя 4 и нагрузки 3. Изменяя положение иглы X , можно регулировать давление P внутри потенциометра, а следовательно, и усилие F , действующее на поршень нагрузки /исполнительный механизм потенциометра/.

Нагрузочная характеристика потенциометра $P = f(x)$:

$$P = P_k \frac{\mu_D^2 d_D^4}{\mu_D^2 d_D^4 + \mu^2 (d_0^2 - 4X^2 \operatorname{tg}^2 \beta)^2},$$

где P_k - давление на входе в постоянный дроссель;

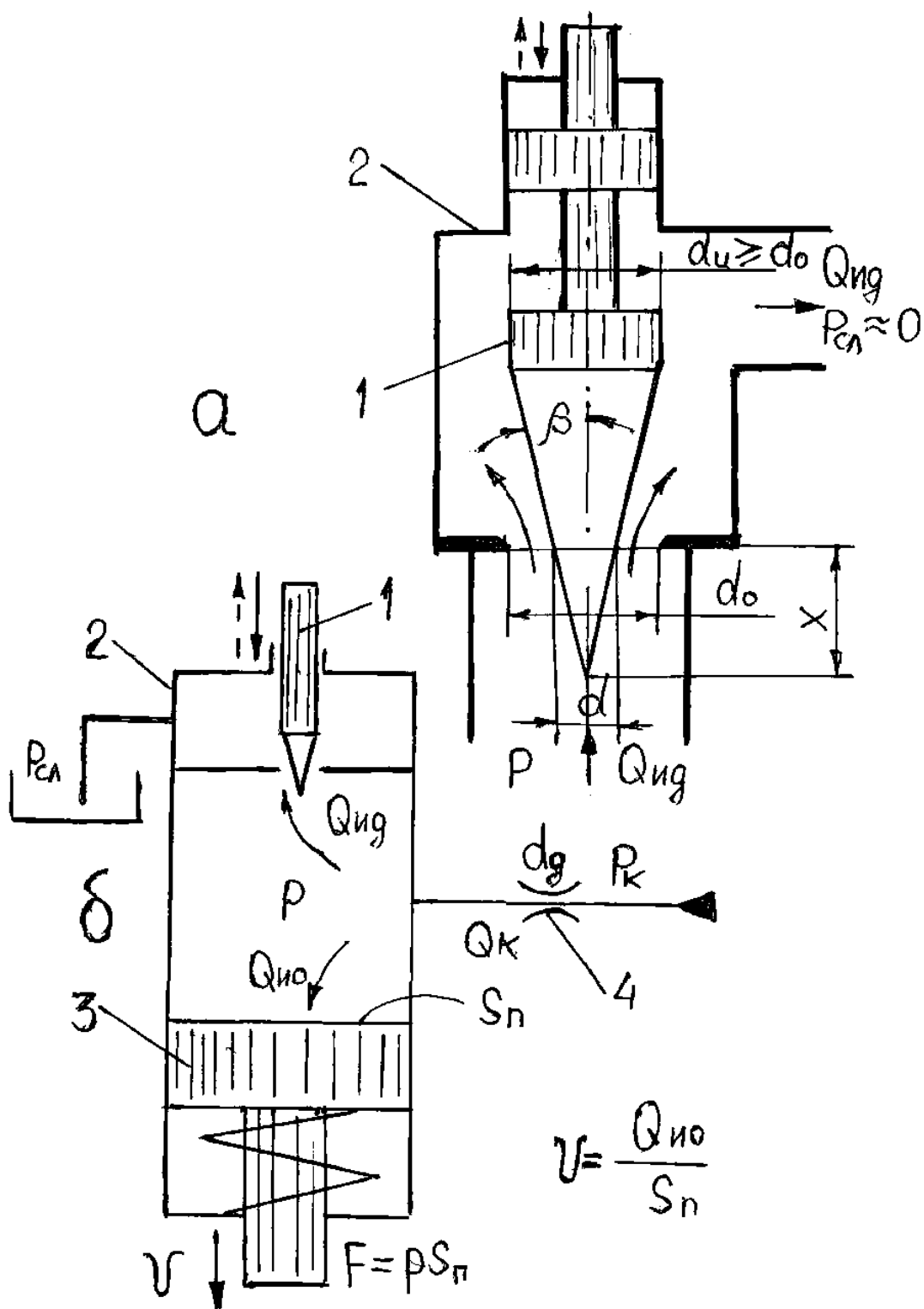
μ_D и μ - соответственно коэффициенты расхода постоянного и регулируемого дросселей;

d_D и d_0 - соответственно диаметры отверстий постоянного и регулируемого дросселей;

β - угол конуса иглы.

Расходная характеристика потенциометра, определяющая скорость

движения поршня исполнительного механизма $Q_{ИМ} = f(X)$:



а - игольчатый дроссель; б - потенциометр; 1 - игла; 2 - корпус; 3 исполнительный механизм потенциометра; 4 - постоянный дроссель

Рисунок 3.6 - Чувствительный регулирующий элемент "игольчатый дроссель" и гидравлический потенциометр

$$Q_{\text{ИМ}} = Q_{\text{к}} - Q_{\text{ид}} = \frac{\pi d_{\text{Д}}^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{\text{к}} - P)} - \mu \frac{\pi}{4} (d_0^2 - 4x^2 \text{tg}^2 \beta) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P - P_{\text{сл}})},$$

где $Q_{\text{к}}$ - расход через постоянный дроссель;
 $Q_{\text{ид}}$ - расход через игольчатый регулируемый дроссель;
 $P_{\text{сл}}$ - давление слива, $P_{\text{сл}} \approx 0$.

В качестве преобразователя, использующего механическое перемещение регулирующего органа, для изменения параметров потока жидкости /газа/ используются цилиндрические и плоские золотники с нулевым или отрицательным перекрытием, а также ламинарные /линейные/ и турбулентные /квадратичные/ дроссели.

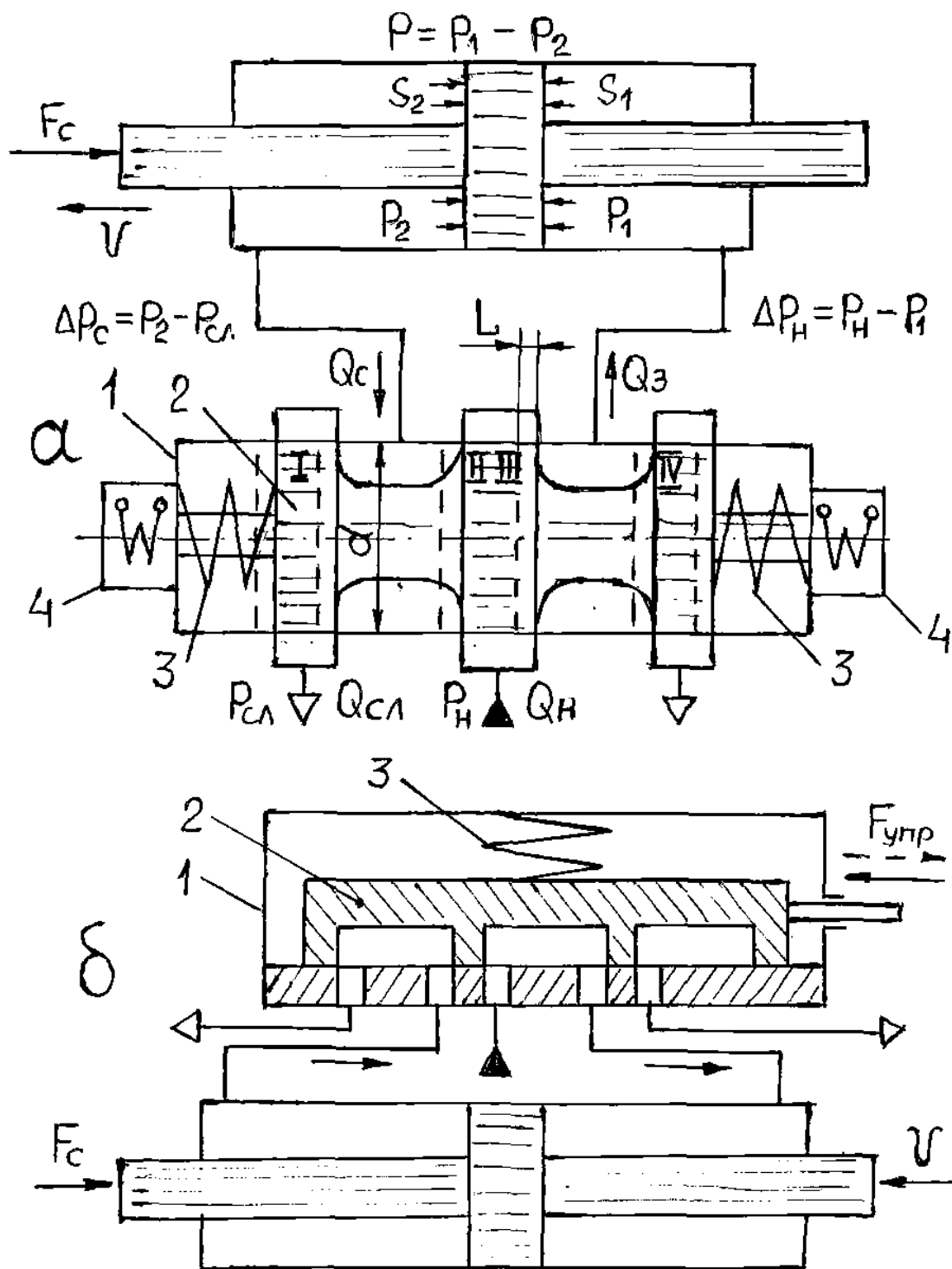
На рисунке 3.7 представлены золотниковые регуляторы, а на рисунке 3.8 - дроссели.

Наибольшее применение в автоматизированных гидроприводах получили цилиндрические золотниковые распределители с отрицательным и нулевым перекрытием, так как они имеют небольшие габариты и компактно встраиваются в гидроагрегаты. Цилиндрические золотники с отрицательным перекрытием обладают высокой чувствительностью, что обуславливает их применение в следящих гидроприводах. Цилиндрические золотники с нулевым перекрытием выполняют как функции распределения потоков жидкости, так и функции регулирования параметров потока /расход, давление на выходе из щели/. При смещении золотника от среднего положения / рисунок 3.7/, например влево на величину L , образуются кольцевые щели на входе в исполнительный механизм привода /в нагнетательной линии/ и на выходе из него /в сливной линии/ с одинаковыми геометрическими размерами.

Объемный расход жидкости через одну щель

$$Q_3 = \mu \pi d \sqrt{\frac{1}{\rho} \sqrt{P_{\text{Н}} - P} L},$$

где μ - коэффициент расхода;
 d - диаметр золотника;
 $P_{\text{Н}}$ и P - соответственно давление на входе в золотник и полезный перепад давлений на исполнительном механизме привода;
 L - ширина щели.



а - с цилиндрическим золотником; б - с плоским золотником; 1 - корпус;
 2 - золотник; 3 - пружина; 4 - устройство для перемещения золотника
 /электромеханический преобразователь, гидропреобразователь и т.д./

**Рисунок 3.7 - Четырехщелевые золотниковые регуляторы
 /распределители/**

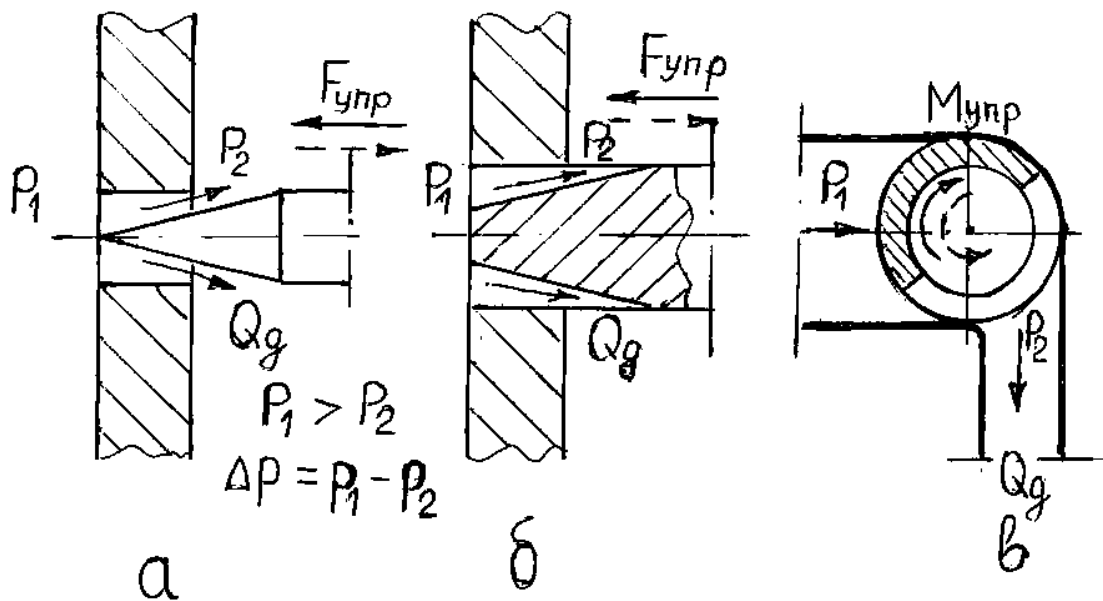


Рисунок 3.8 - Турбулентные /квадратичные/ регулируемые дрессели :

игольчатый /а/; щелевой с прямолинейным движением регулирующего элемента /б/; щелевой с поворотным движением регулирующего механизма /в/

Для смещения золотника от среднего положения система управления /электромагнитная, электрогидравлическая, гидравлическая/ должна преодолеть следующую силу суммарного сопротивления перемещению золотника:

$$F_{упр} \geq F_{сум} = F_u + F_{в.т} + F_{з\delta} + F_{пр},$$

где F_u - инерционная сила сопротивления, $F_u = m\ddot{L}$;

$F_{в.т}$ - сила сопротивления вязкого трения, $F_{в.т} = f\dot{L}$;

$F_{з\delta}$ - сила сопротивления гидродинамического воздействия потока жидкости на внутренние торцы поясков золотника, $F_{з\delta} = C_{з\delta}L$;

$F_{пр}$ - усилие пружины /пружина устанавливается в тех случаях, когда золотник не имеет обратной связи по положению/;

m - масса золотника;

f - коэффициент вязкого трения;

$C_{з\delta}$ - жесткость гидродинамического потока,

$$C_{з\delta} = 0,964\pi dP_H.$$

Расход жидкости через квадратичный дрессель /рисунок 3.8/

$$Q_\delta = \mu_\delta S_\delta \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P},$$

где M_∂ - коэффициент расхода;
 S_∂ - площадь проходного сечения дросселя;

$\Delta P = P_1 - P_2$ - перепад давлений на дросселе.

Анализ зависимостей расхода жидкости через чувствительный регулирующий элемент, золотник и дроссель показывает, что при постоянном перепаде давлений расход может быть выражен через коэффициент усиления расхода K_p , например:

$$Q_3 = \mu \pi d \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{P_H - P} L = K_p L.$$

Следовательно, передаточная функция рассмотренных выше гидроустройств

$$W_3(P_s) = \frac{Q_3(P_s)}{L(P_s)} = K_p.$$

3.2 Контрольные вопросы

- 1 Какие электрические преобразователи применяются в устройствах гидроавтоматики? Объясните их устройство и принцип действия.
- 2 Как составить дифференциальное уравнение, описывающее процесс функционирования электромеханического преобразователя, и получить его передаточную функцию?
- 3 Из каких элементов состоит гидравлический потенциометр "сопло-заслонка"? Как рассчитать нагрузочную характеристику потенциометра?
- 4 Как устроен игольчатый потенциометр? Что собой представляет нагрузочная характеристика потенциометра?
- 5 Каковы функциональные возможности струйного усилителя без обратной связи? Объяснить на примере с применением нагрузочной характеристики потенциометра.
- 6 Какие разновидности золотников и дросселей выполняют регулирующие функции? Как составить уравнения, описывающие их функционирование?

4 ДАТЧИКИ ОБРАТНЫХ СВЯЗЕЙ И КОРРЕКТИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Разновидности обратных связей, их назначение, область применения. Механические и гидравлические обратные связи, расчет коэффициента передачи.

Основные теоретические сведения о функционировании датчиков, преобразующих параметры гидропневмосистем в электрический сигнал на выходе : контактных, индуктивных, емкостных, тензометрических, электрохимических, электретных, фотоимпульсных и электромеханических.

Конструктивное оформление, принцип действия, дифференциальные уравнения, коэффициенты передачи и передаточные функции датчиков положения аналогового типа /потенциометры, вращающиеся трансформаторы, револьверы, индуктосины/ и цифровых, а также датчиков скорости /тахогенераторы постоянного и переменного тока/.

Датчики, измеряющие давление рабочей среды, и реле давления мембранного и золотникового типов, а также датчики-преобразователи "Сапфир-22", применяемые для измерения давления, разности давления и расхода жидкости совместно с блоком БНК-1. Конструктивные схемы датчиков, принцип работы.

Корректирующие устройства, их назначение. Гидравлические и гидромеханические устройства : суммирующие, дифференцирующие, интегрирующие. Конструктивное оформление устройств, принцип действия, дифференциальные уравнения функционирования, передаточные функции.

Содержание темы изложено в литературе [6, с.143-148; 10, с.130-167; 15, с.179-185; 16, с.255-263; 17, с.75-81, 96-110, 140-167].

4.1 Теоретические сведения и рекомендации

Для автоматического управления производственным процессом нужно измерить, а затем поддерживать в определенных пределах или изменять согласно технологии процесса какую-либо величину. Для измерения соответствующих параметров и применяются датчики. Обычно датчик выполняет функции измерения и преобразования значения параметра в электрический, гидравлический или пневматический сигнал. В автоматизированных гидропневмоприводах в большинстве случаев неэлектрические величины преобразуются в пропорциональный им электрический сигнал.

Датчики представляют собой чувствительные элементы, предназначенные для измерения изменений физических величин и преобразования их в изменения другого вида, более удобного для усиления, передачи на расстояние и воздействия на соответствующие устройства. Величина, воспринимаемая и контролируемая датчиком, называется входной X , а величина,

преобразованная датчиком и вырабатываемая им, называется выходной Y . При выборе типа датчика учитываются такие факторы, как наличие источника питания, значения потребляемой мощности, диапазон измеряемой величины, полоса пропускания, уровень шума и т.д.

Основные характеристики датчиков :

1 Статическая, представляющая собой зависимость изменений выходной величины от входной величины, т.е. характеристика выражается зависимостью

$$Y = f(X).$$

У датчика статическая характеристика непрерывна, т.е. каждому изменению входной /контролируемой/ величины соответствует изменение выходной величины. Статические характеристики могут быть представлены аналитически и графически. Целесообразно применять датчики с возможно более линейной характеристикой в рабочем диапазоне.

2 Динамическая, которая характеризует инерционность датчика и выражается постоянной времени. Последняя показывает, насколько быстро выходная величина датчика принимает значение, соответствующее ее входной величине.

Кроме этого весьма важными характеристиками датчика являются :

1 Чувствительность - отношение приращения выходной величины датчика ΔY к приращению его входной величины ΔX :

$$S = \frac{\Delta Y}{\Delta X}.$$

2 Рабочий диапазон, показывающий пределы измеряемых величин, в которых погрешности допустимы, а срок службы датчика находится в пределах нормы.

В электромеханических, гидромеханических и гидравлических /пневматических/ устройствах гидропневмоавтоматики, а также в следящих приводах применяются датчики положения, скорости, ускорения и "динамического" давления.

В качестве измерителей положения используются следующие аналоговые и цифровые датчики:

1 Потенциометр - аналоговый датчик, преобразующий перемещение в напряжение постоянного или переменного тока.

Потенциометры просты в изготовлении, малогабаритны и весьма дешевы. Однако они имеют низкую надежность, ограниченную разрешающую способность, а также отклонение характеристики от линейной, особенно если сопротивление нагрузки R_H соизмеримо с сопротивлением потенциометра R /для сохранения линейности необходимо обеспечить превышение R_H над R на порядок/.

2 Вращающийся трансформатор и револьвер - аналоговые датчики, представляют микромашины переменного тока, у которых определенным образом включены статорные и роторные обмотки. Если револьвер имеет двухфазную статорную и однофазную роторную обмотки, то напряжение на роторной обмотке

$$U_p = KU_c \sin(\omega t - \varepsilon),$$

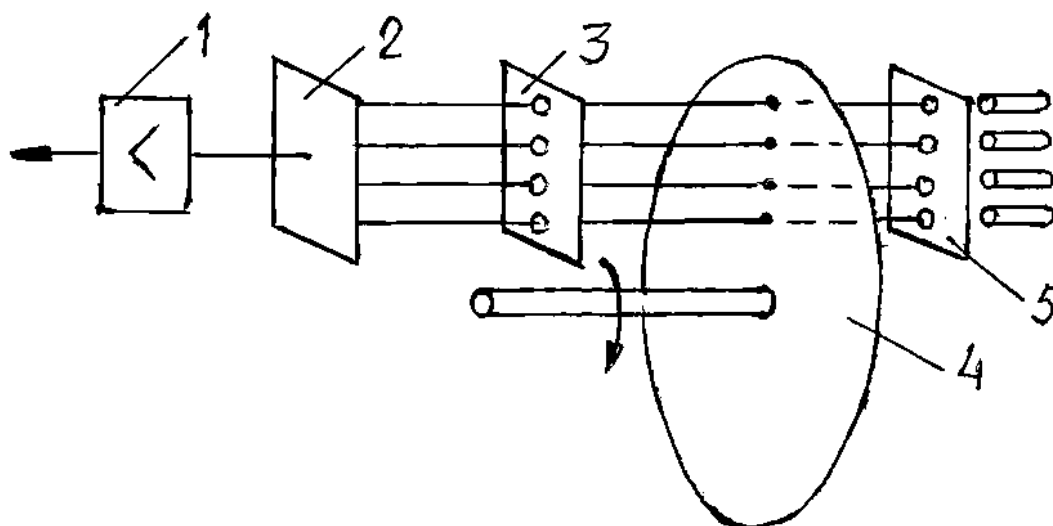
где U_c - напряжение, подаваемое на статорные обмотки;

K - коэффициент трансформации.

Фазовый сдвиг между статорной и роторной обмотками соответствует углу ε поворота ротора, который связан с объектом измерения. Такие датчики по сравнению с потенциометрическими обладают значительно меньшей постоянной времени и более высокой чувствительностью. Применяются для измерения угловых перемещений.

3 Индуктосин - аналоговый датчик, предназначенный для измерения линейных перемещений. Его принцип действия аналогичен принципу работы револьвера.

Цифровые датчики положения выдают информацию о перемещении в виде дискретных сигналов. Эти датчики могут функционировать в полном измеряемом диапазоне /в абсолютном режиме/ и по приращениям, как генераторы импульсов. Измеряемое перемещение разлагается на кванты, значение которых определяется разрешающей способностью датчика. К абсолютным датчикам относятся кодовые датчики, которые в каждый момент времени информируют об измеряемом перемещении. На рисунке 4.1 рассматривается кодовый датчик, измеряющий угловые перемещения.



1 - усилитель; 2 - фототранзисторы; 3 - диафрагма; 4 - кодовый диск;
5 - светодиоды

Рисунок 4.1 - Схема кодового фотоимпульсного датчика для измерения углового перемещения

Диск 4 вращается совместно с измеряемым объектом. Фотосчитывающее устройство состоит из светодиодов 5, диафрагмы 3 и фототранзисторов 2. Полученные на выходе из фототранзисторов сигналы усиливаются. На диске 4 имеются отверстия /или риски/, расположенные в соответствии, например, с двоичным кодом, и поэтому датчик в каждый момент времени выделит кодированный сигнал. Последний соответствует измеряемому углу поворота.

Принцип действия кодового датчика, работающего по приращениям, аналогичен принципу действия датчика, изложенного выше, но по конструкции он проще. Однако такой датчик имеет счетчик и накопитель /регистр памяти/. Общее число подсчитанных импульсов определяет мгновенное положение измеряемого объекта, при наличии сигнала синхроимпульса такой датчик может измерять среднюю скорость объекта : скорость определяется количеством импульсов в единицу времени.

Выбираемый датчик положения должен соответствовать заданной точности, т.е.

$$\delta_{\partial} < \delta_{\text{макс}},$$

где $\delta_{\text{макс}}$ - ошибка /точность/ системы.

Изложенное выше требование необходимо, так как ошибку датчика нельзя устранить коррекцией.

Если считать потенциометрический датчик углового перемещения безынерционным, то при питании его переменным током коэффициент передачи определится:

$$K_{\partial} = \frac{U}{\alpha},$$

где U - выходное напряжение;

α - угол поворота от среднего положения.

Коэффициент передачи для потенциометрического датчика

$$K_{\partial} = \frac{U_n}{l},$$

где U_n - напряжение источника питания;

l -длина активной части потенциометра.

Для определения коэффициента передачи кодового датчика необходимо учитывать не только конструкцию самого датчика, но и особенности схемы выделения полезного сигнала датчика.

При измерении скорости движения применяются миниатюрные тахогенераторы постоянного и переменного тока. Указанные датчики измеряют угловую скорость вращения измеряемого объекта. Тахогенераторы постоянного тока работают в генераторном режиме. Возбуждение осуществляется от постоянных магнитов или от обмотки возбуждения. Тахогенератор выбирают по напряжению возбуждения, по максимальной угловой скорости /она должна

превышать номинальную угловую скорость измеряемого объекта/ и по моменту инерции ротора /он должен быть минимально возможным/.

При отсутствии нагрузки выходное напряжение U_m тахогенератора постоянного тока пропорционально измеряемой угловой скорости, т.е. $U_m = L\omega$. Следовательно, коэффициент передачи можно рассчитать, зная выходное напряжение и угловую скорость. При наличии нагрузки R_H появляется поток реакции якоря, который направлен против потока возбуждения, и поэтому машина частично размагничивается, что приводит к нарушению линейности характеристики тахогенератора. Если не учитывать это явление и индуктивность обмотки якоря, напряжение на выходе тахогенератора

$$U_m = E_{Я} - I_{Я}R_{Я},$$

где $E_{Я}$ - ЭДС якоря, $E_{Я} = K\omega$;

$$I_{Я} - \text{ток якоря, } I_{Я} = \frac{U_m}{R_H}.$$

Тогда

$$U_m = K\omega - \frac{U_m R_{Я}}{R_H}.$$

При больших значениях R_H второе слагаемое стремится к нулю и передаточная функция будет иметь вид

$$W_T(P_s) = \frac{U_m(P_s)}{\omega(P_s)} = K.$$

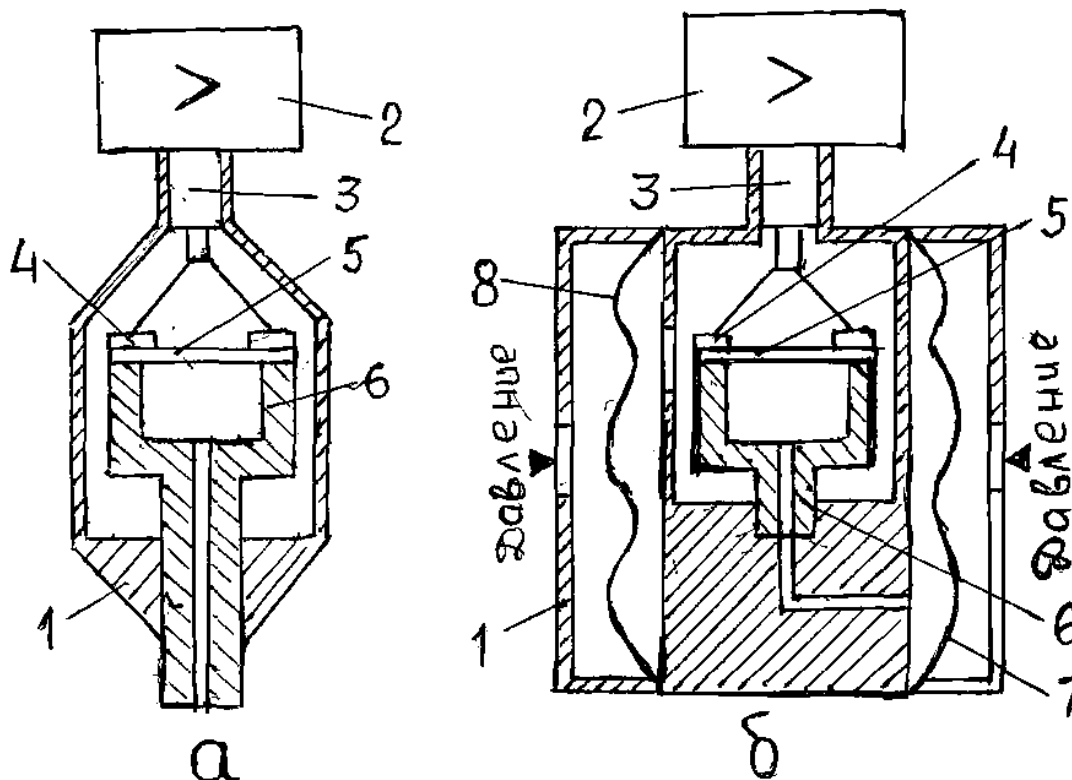
Амплитудное значение выходного напряжения асинхронного тахогенератора пропорционально измеряемой угловой скорости и поэтому его передаточная функция аналогична передаточной функции тахогенератора постоянного тока. Тахогенераторы переменного тока имеют малую инерционность и незначительный момент сопротивления. У таких тахогенераторов отсутствует щеточный аппарат.

Датчики ускорения представляют собой датчик скорости с включенной последовательно емкостью, поэтому передаточная функция датчика представляет собой произведение пропорционального и интегрирующего динамических звеньев.

Обратная связь по "динамическому давлению" реализуется гидромеханическим устройством, которое выполняет математическую операцию: берет первую производную по давлению / принцип действия описан в разделе 8/ и осуществляет коррекцию.

Для измерения давления и расхода рабочей среды /жидкость, газ/ широко используются приборы "Сапфир-22". Эти приборы состоят из измерительного блока и электронного устройства. Измеряемый параметр /давление/ подается в камеру измерительного блока и линейно преобразуется в деформацию

чувствительного элемента, что вызывает изменение электрического сопротивления тензорезисторов. Электронное устройство преобразует изменение сопротивления тензорезисторов в токовый выходной сигнал. На рисунке 4.2 представлены приборы "Сапфир-22". Они обладают следующими характеристиками: предельное значение погрешности измеряемого давления /разности давлений/ составляет не более 0,25% от верхнего предела; зона нечувствительности - 0,05%; максимальное значение силы тока не превышает 5мА.

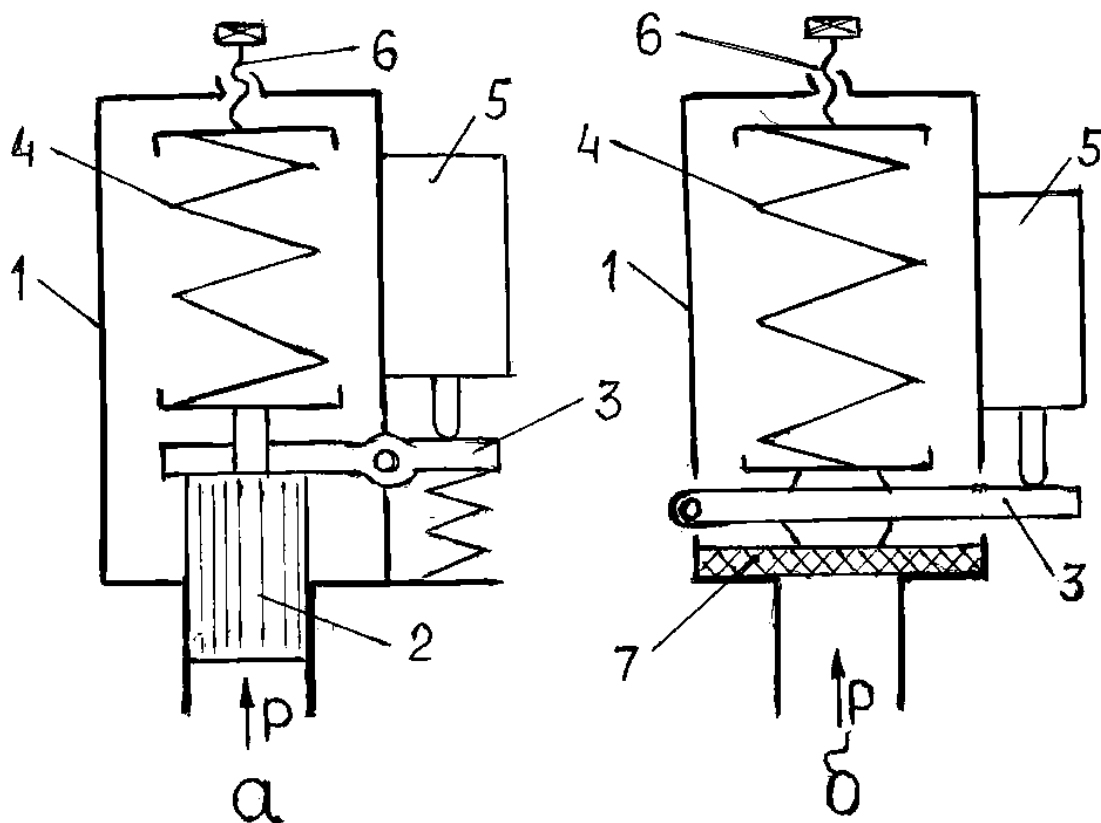


а – прибор, измеряющий давление; б - прибор, измеряющий разность давлений; 1 - измерительный блок; 2 - электронное устройство; 3 - гермовыход; 4 - тензодатчики; 5 - мембрана; 6 - тензопреобразователь; 7 и 8 - металлические гофрированные мембраны

Рисунок 4.2 - Измерительные приборы "Сапфир-22"

С целью демпфирования колебаний давления внутренняя полость измерительных блоков заполняется кремнийорганической жидкостью. Электронное устройство на выходе формирует аналоговый электрический сигнал, пропорциональный давлению или разности давлений рабочей среды.

Для получения информации и выработки электрического сигнала о конкретном давлении рабочей среды в определенной точке гидросистемы используют реле давления золотникового или мембранного типов /рисунок 4.3/.



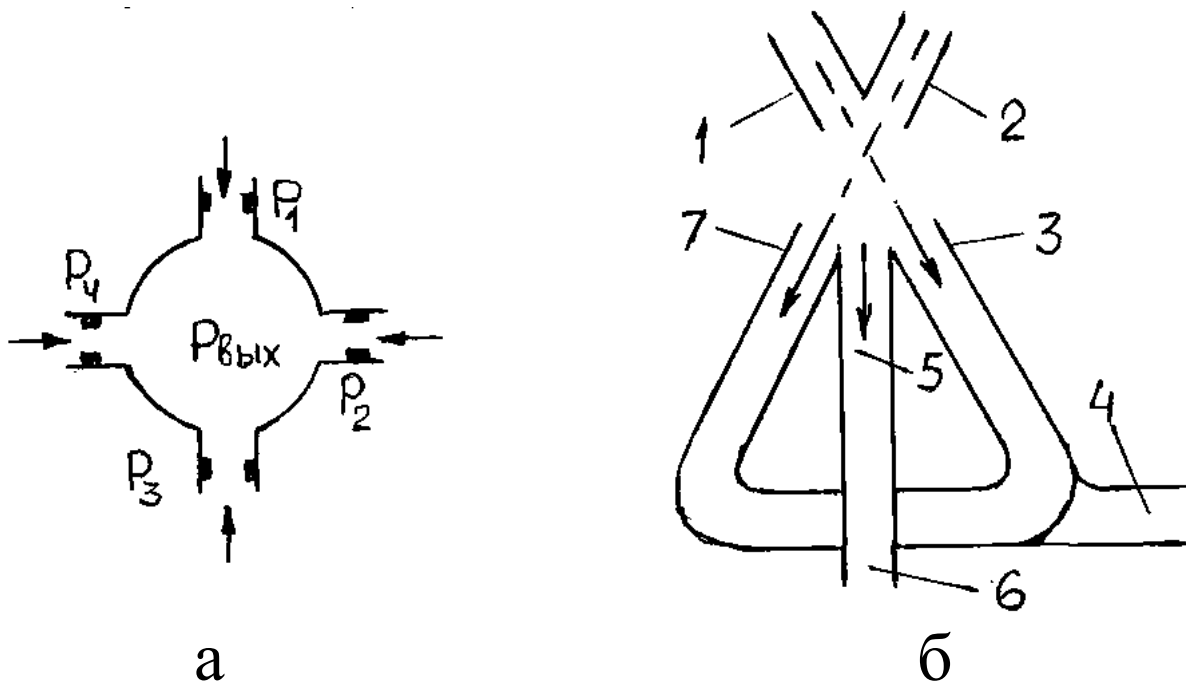
а - золотникового типа; б - мембранного типа; 1 - корпус; 2 – золотник;
 3 – рычаг; 4 - пружина; 5 - электрический аппарат; 6 - регулировочный винт;
 7 - мембрана

Рисунок 4.3 - Реле давления

Если бы следящие системы состояли только из линейных безынерционных элементов, то они воспроизводили бы входной сигнал без всяких искажений. Однако, поскольку все реальные системы содержат либо нелинейные, либо инерционные звенья, то сигнал воспроизводится с запаздыванием и искажением формы. Для уменьшения этих искажений используются корректирующие устройства, которые иногда коренным образом изменяют первоначальные динамические свойства системы.

Корректирующие устройства обычно выполняют какие-либо математические операции: сложение, умножение, дифференцирование и т.д. или их комбинации. Эти устройства могут быть линейными и нелинейными, аналоговыми и дискретными. В зависимости от физической природы происходящих в них процессов корректирующие устройства могут быть электрическими /электромеханическими/, гидравлическими и пневматическими.

Суммирующие гидравлические устройства /рисунок 4.4/ служат для сложения двух и более воздействий и могут суммировать давления и расходы жидкости. Они выполняются в нескольких вариантах: мембранные, работающие на принципе компенсации сил, безмембранные и струйные.



а - безмембранное аналоговое; б – дискретное;
1 и 2 - входные сопла; 3,5 и 7 - входы; 4 и 6 - выходы

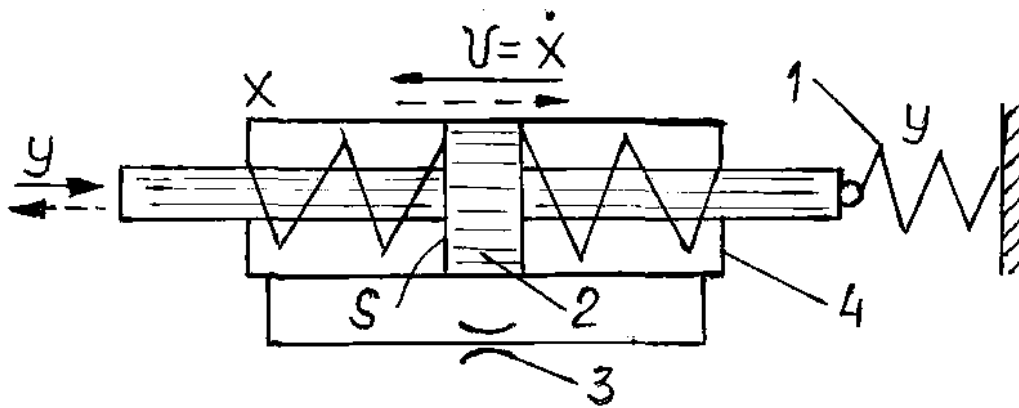
Рисунок 4.4 - Суммирующие корректирующие устройства

Жидкость, поступающая через дроссели под давлением P_1, P_2, P_3 и P_4 , создает в камере давление $P_{вых}$ /рисунок 4.4,а/, которое равно:

$$P_{вых} = \frac{P_1 + P_2 + P_3 + P_4}{4}.$$

Дискретное устройство /рисунок 4.4,б/ работает в двоичной системе счисления. Выход 4 фиксирует единицы низшего разряда, а выход 6 - единицы высшего разряда.

Корректирующие гидравлические дифференцирующие устройства используются для введения производных от сигналов в закон управления и регулирования /рисунок 4.5/. Смещение поршня со штоком 2 пропорционально скорости перемещения цилиндра 4. При движении цилиндра с постоянной скоростью $V = \dot{X}$ на дросселе 3 создается перепад давлений ΔP , за счет которого смещается поршень 2, сжимая пружину 1 на величину, пропорциональную скорости V . При остановке цилиндра пружина постоянно восстанавливает исходное положение поршня.



1 - пружина; 2 - поршень со штоками; 3 - дроссель; 4 - цилиндр

Рисунок 4.5 - Корректирующее дифференцирующее устройство

Если пренебречь инерционностью поршня, то уравнение сил, действующих на поршень -

$$\Delta PS = CY,$$

где C - жесткость пружины; Y - осадка пружины.

Действующее на поршень усилие можно выразить через параметры дросселя, так как перепад давления ΔP пропорционален разности скоростей цилиндра и поршня, т.е. $\dot{X} - \dot{Y}$ тогда

$$R(\dot{X} - \dot{Y}) = CY; \quad R\dot{X} = R\dot{Y} + CY,$$

где R - сопротивление дросселя.

Если обозначить $T_\partial = \frac{R}{C}$ и сделать преобразования Лапласа,

то получим передаточную функцию

$$W_\partial(P_s) = \frac{Y(P_s)}{X(P_s)} = \frac{T_\partial P_s}{T_\partial P_s + 1}.$$

Корректирующее гидравлическое интегрирующее устройство используется для сглаживания сигналов и для уменьшения ошибок автоматических систем /рисунок 4.6/. Появление постоянного давления P /перепада давлений ΔP / обеспечивает движение поршня с постоянной скоростью, пропорциональной приложенному давлению.

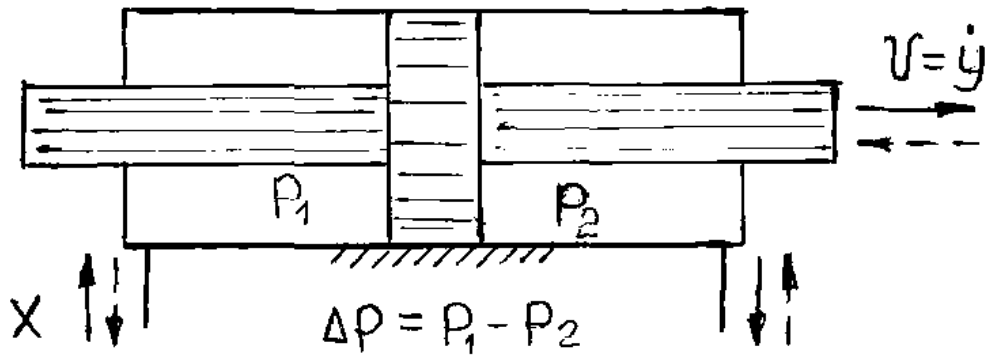


Рисунок 4.6 - Корректирующее интегрирующее устройство

Если не учитывать деформацию жидкости и корпуса цилиндра /т.е. при $C_u = 0$ и $f = 0$ /, то передаточная функция примет вид

$$W_u(P_s) = \frac{K}{P_s}$$

4.2 Контрольные вопросы

- 1 Какие разновидности датчиков и корректирующих устройств применяются в следящих гидropневмосистемах?
- 2 Как определить на основании принципа работы различных конструкций датчиков положения значения выходных сигналов?
- 3 Как определить на основании конструкции датчиков скорости значения выходных сигналов?
- 4 Каковы назначение, конструкция, принцип действия и передаточные функции корректирующих устройств?

5 ГИДРОПНЕВМОАППАРАТУРА С ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

Гидропневмоаппаратура, применяемая в автоматизированных приводах : предохранительные и редукционные клапаны; регуляторы расхода; дроссели и дросселирующие распределители. Конструктивное оформление, принцип действия, область применения, дифференциальные уравнения функционирования, передаточные функции.

Содержание темы изложено в литературе [10, с.74-103; 13, с.237-261].

5.1 Теоретические сведения и рекомендации

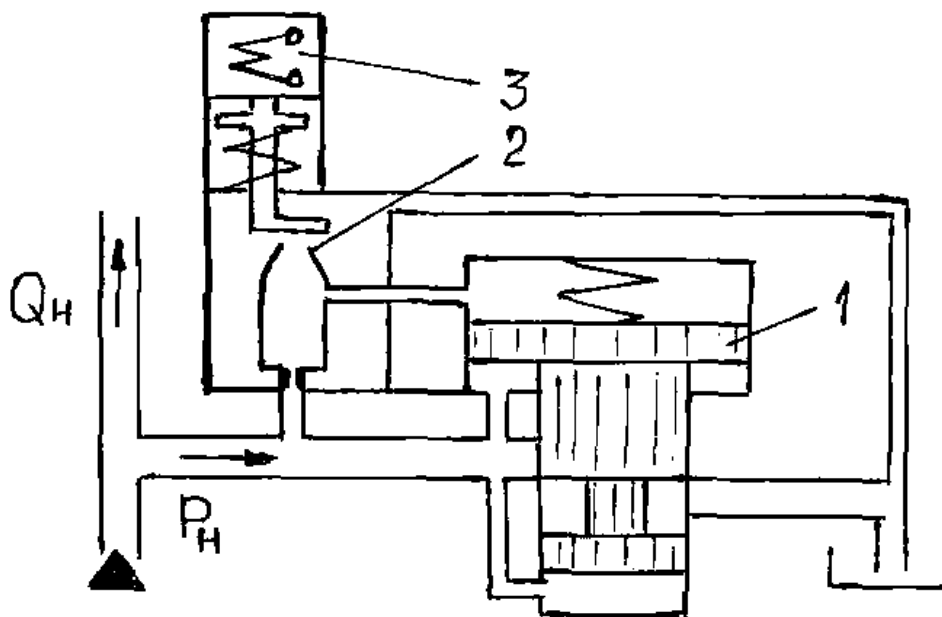
Для распределителей, дросселей, регуляторов расхода, предохранительных и редуционных клапанов в автоматизированных гидро /пневмо/ приводах применяется пропорциональное электроуправление. Указанные устройства комплектуются специальными пропорциональными электромагнитами, имеющими множество промежуточных положений, и датчиком обратной связи, установленным на регулирующем подвижном элементе гидроаппарата. Пропорциональные электромагниты обеспечивают тяговое усилие 50 Н и частоту осцилляции 150-200 Гц с амплитудой 50-100 мА.

В таблице 5.1 представлены технические характеристики гидроаппаратуры с пропорциональным электрическим управлением.

Гидропневмоаппаратура с пропорциональным управлением используется либо для дистанционного управления параметрами привода, либо в качестве звеньев замкнутых систем автоматического регулирования. В некоторых гидропневмоаппаратах /предохранительные и редуционные клапаны/ обратной связи не требуется, так как давление внутри камеры гидравлического потенциометра /рисунок 5.1/ непосредственно воздействует на запорно-регулирующий элемент клапана /переливной золотник/. Гидрораспределители с пропорциональным электрическим управлением /рисунок 5.3/ могут выполнять функции усилителей мощности. Они конструктивно проще, дешевле, менее чувствительны к загрязнению, но уступают усилителям мощности по быстродействию, коэффициенту усиления, чувствительности, линейности, гистерезису, требуют более мощного источника питания системы управления. Гидрораспределители с пропорциональным управлением за счет наличия датчика обратной связи по положению обеспечивают бесступенчатое перемещение золотника L , пропорциональное силе тока управления I_y . Регулирующим органом системы управления гидропневмодросселей /рисунок 5.2/ и регуляторов /рисунок 5.4/ является гидравлический потенциометр, проводимость чувствительного регулирующего элемента которого устанавливается пропорциональным электромагнитом. Дроссели и регуляторы расхода имеют обратную связь по положению запорно-регулирующего элемента основного дросселя, что обуславливает его перемещение, пропорциональное силе тока управление.

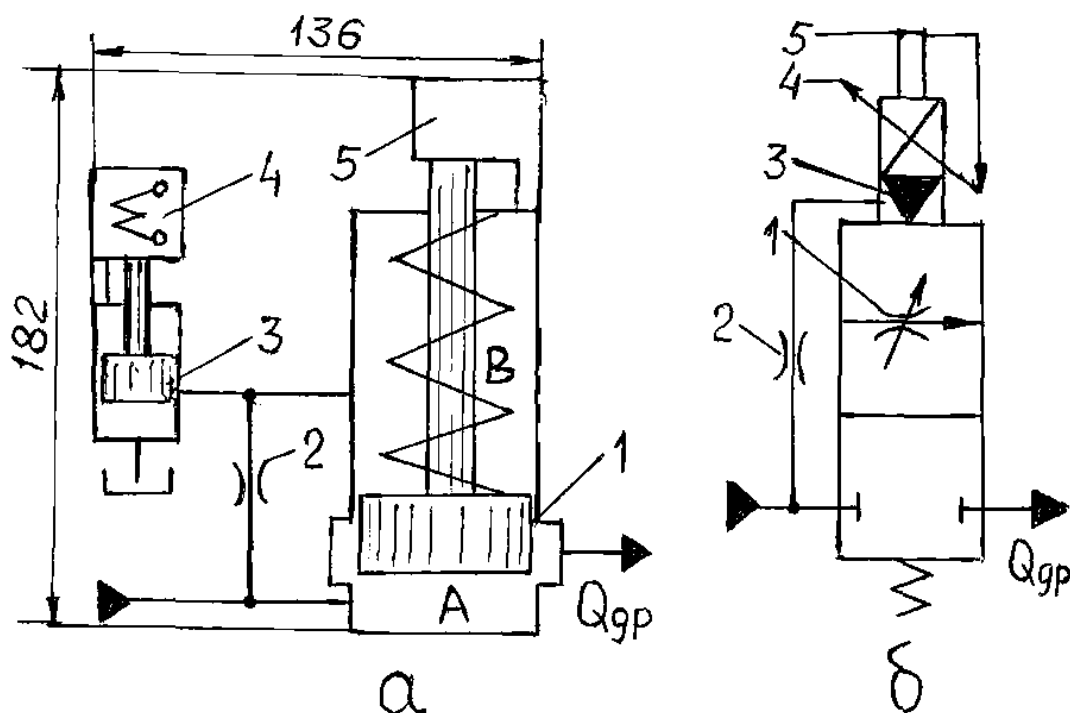
Таблица 5.1 – Гидроаппаратура с пропорциональным электрическим управлением [13, с. 254-262]

Тип аппаратуры	Типоразмер	Номинальное давление, Н/м ²	Номинальный расход, м ³ /с	Потери давления при номин. расходе, Н/м ²	Расход утечек, м ³ /с	Условный проход /диаметр/, м	Гистерезис, %, не более	Время срабатывания, с	Номинальное напряжение, В	Ток управ., А, не более	Мощн. эл.магн. ПЭМ6-1, Вт, не более
Дроселирующие гидро-распределители	РП6	32·10 ⁶	2,1·10 ⁻⁴	1·10 ⁶	2,5·10 ⁻⁶	0,006	2	0,04	24	0,85	18
	РП10	32·10 ⁶	8,4·10 ⁻⁴	0,9·10 ⁶	2,5·10 ⁻⁶	0,01	2	0,04	24	0,85	18
	РП16	32·10 ⁶	21·10 ⁻⁴	0,8·10 ⁶	4,1·10 ⁻⁶	0,016	2	0,06	24	0,85	18
	РП20	32·10 ⁶	50·10 ⁻⁴	0,7·10 ⁶	13·10 ⁻⁶	0,02	2	2 0,1	24 24	0,85 0,85	18 18
Гидродросели	ДВП-16/3Ф1	32·10 ⁶	21·10 ⁻⁴	0,25·10 ⁶	4,1·10 ⁻⁶	0,016	1	0,08	24	0,85	18
	ДВП-25/3Ф1	32·10 ⁶	33·10 ⁻⁴	0,3·10 ⁶	8,3·10 ⁻⁶	0,025	1	0,12	24	0,85	18
	ДВП-32/3Ф1	32·10 ⁶	53·10 ⁻⁴	0,4·10 ⁶	13·10 ⁻⁶	0,032	1	0,18	24	0,85	18
	ДД6	20·10 ⁶	2,1·10 ⁻⁴	0,2·10 ⁶	2·10 ⁻⁶	0,006	2	0,15	24	0,85	18
	ДД10	20·10 ⁶	6,7·10 ⁻⁴	0,25·10 ⁶	2,5·10 ⁻⁶	0,01	2	0,18	24	0,85	18
Предохранительные клапаны	М-ПКПД10-20	20·10 ⁶	6,7·10 ⁻⁴	0,25·10 ⁶	2·10 ⁻⁶	0,01	6	0,2	24	0,85	18
	М-ПКПД10-32	32·10 ⁶									
	М-ПКПД20-20	20·10 ⁶	16,7·10 ⁻⁴	0,3·10 ⁶	2,5·10 ⁻⁶	0,02	6	0,2	24	0,85	18
	М-ПКПД20-32	32·10 ⁶									
	М-ПКПД32-20	20·10 ⁶	42·10 ⁻⁴	0,35·10 ⁶	3,5·10 ⁻⁶	0,032	6	0,2	24	0,85	18
	М-ПКПД32-32	32·10 ⁶									



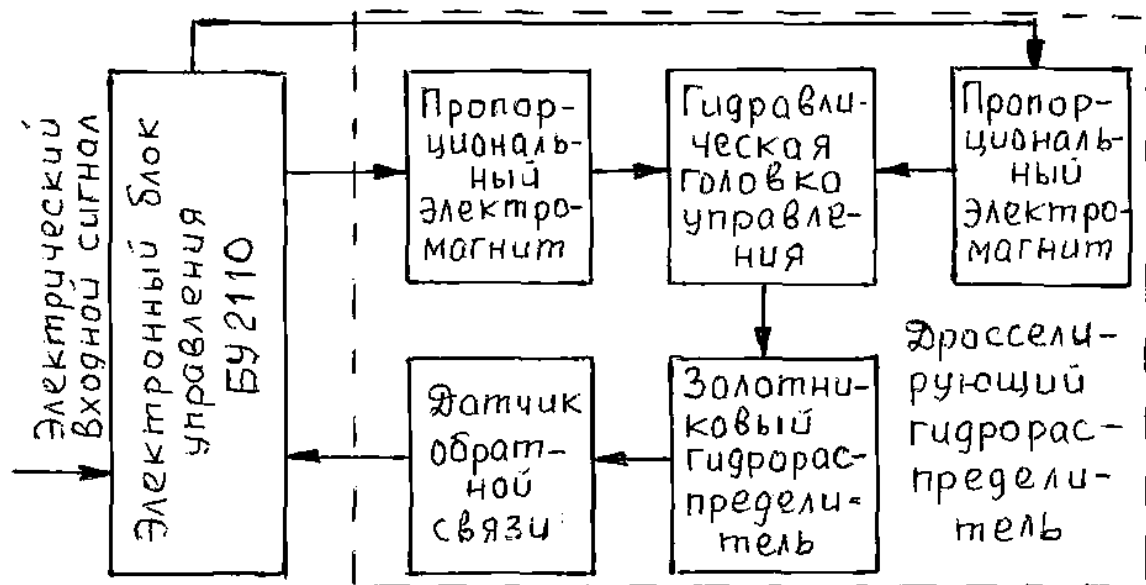
- 1 - переливной золотник; 2 - гидравлический потенциометр;
3 - пропорциональный электромагнит

Рисунок 5.1 - Предохранительный клапан с пропорциональным электрическим управлением

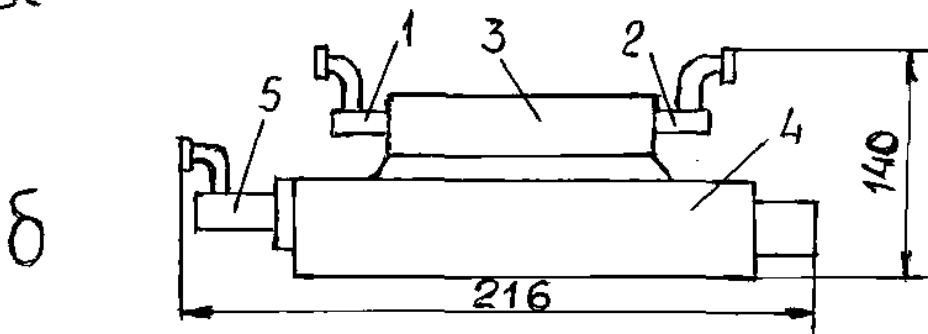


- а - схема и габаритные размеры; б - условное обозначение; 1 - дроссель основной; 2 - дроссель постоянный; 3 - дроссель регулируемый;
4 - пропорциональный электромагнит; 5 - датчик обратной связи

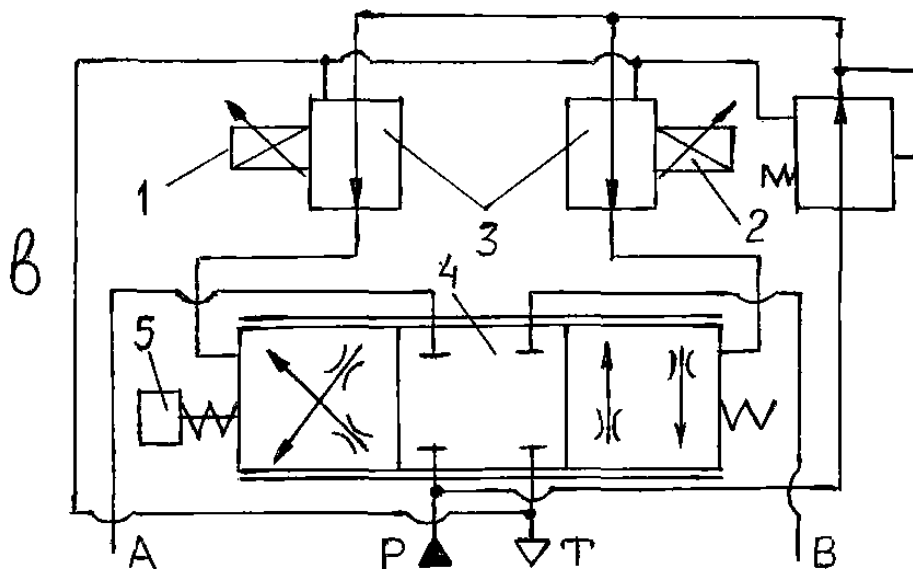
Рисунок 5.2 - Гидродроссели с пропорциональным управлением



а



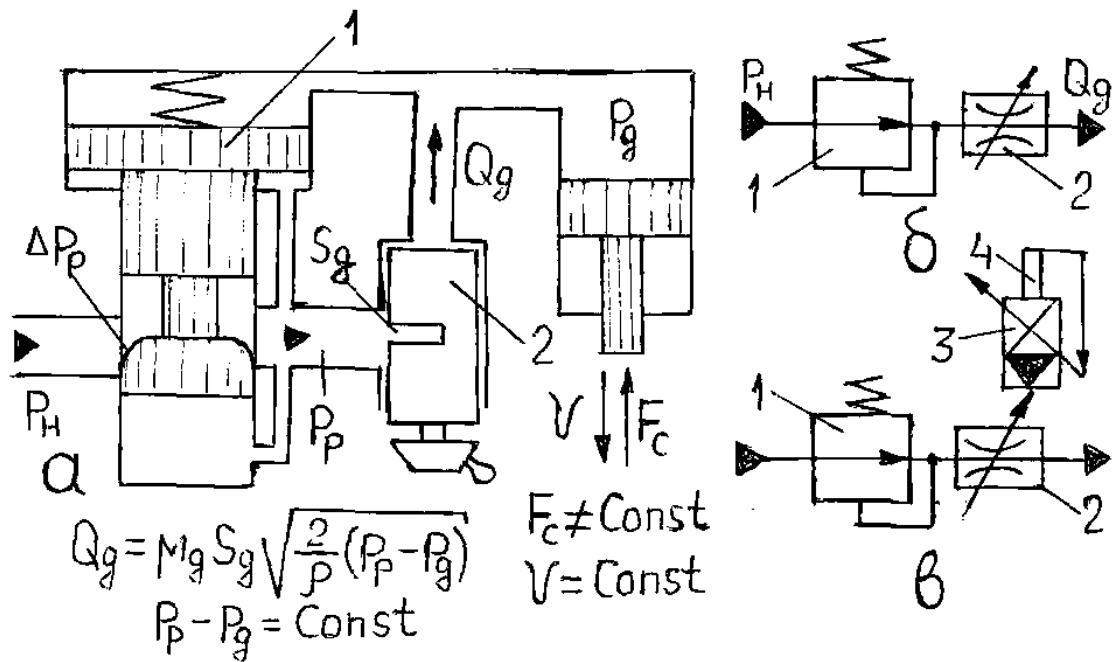
б



в

а - структурная схема управления; б - габаритные размеры; в - гидравлическая схема; г - схемы исполнения золотника; 1 и 2 - пропорциональные электромагниты; 3 - гидравлическая головка управления; 4 - золотниковый распределитель; 5 - датчик обратной связи

Рисунок 5.3 - Гидрораспределители с пропорциональным управлением



а - схема регулятора расхода с ручным управлением; б - условное обозначение регулятора расхода с ручным управлением; в - условное обозначение регулятора расхода с пропорциональным управлением; 1 - редукционный клапан; 2 - регулируемый дроссель; 3 - пропорциональный электромагнит; 4 - датчик обратной связи

Рисунок 5.4 - Регуляторы объемного расхода жидкости

Из каталога гидропневмоаппаратура с пропорциональным электрическим управлением выбирается при соблюдении следующих условий:

$$P_n \geq P; Q_n \geq Q,$$

где P_n и P - соответственно номинальное паспортное давление гидроаппарата и расчетное максимально возможное давление в гидросистеме;

Q_n и Q - соответственно номинальный паспортный расход гидроаппарата и расчетный максимально возможный расход рабочей среды в гидросистеме.

Для выбранного типоразмера гидроаппарата определяется действительная потеря давления при прохождении расчетного расхода через гидроаппарат:

$$\Delta P = \Delta P_n \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2,$$

где ΔP и ΔP_n - соответственно расчетная и паспортная потеря давления.

При выборе типоразмера гидроаппарата с пропорциональным электрическим управлением важную роль играют и динамические характеристики, изложенные в таблице 5.1, а также линейность характеристик:

$$Q = f(U_y) \text{ и } Q = f(\Delta P).$$

В рассматриваемой гидроаппаратуре запорно-регулирующие элементы конструктивно выполнены аналогично гидроаппаратам общепромышленного применения. К этим элементам, выполняющим функцию пропорционального /усилительного/ динамического звена, добавляется гидравлический потенциометр. Последний также реализует функцию динамического пропорционального звена. Регулирующим элементом потенциометра управляет пропорциональный электромагнит, развиваемое тяговое усилие которого пропорционально току управления $I_y(U_y)$.

Если пренебречь э.д.с., наводимой в обмотках при движении якоря /катушки/, то передаточная функция пропорционального электромагнита :

$$W_{н.э} = \frac{F(P_s)}{U_y(P_s)} = \frac{K}{TP_s + 1};$$

$$K = \frac{K_1}{r}; \quad T = \frac{L}{r},$$

где K_1 - конструктивная постоянная;

r и L - соответственно сопротивление и индуктивность катушки.

Пропорциональные электромагниты управляются электронным блоком БУ2110, который обеспечивает стабильность тока управления в обмотке магнита независимо от ее нагрева и колебания напряжения в сети / + 24 В, постоянный ток/, пропорциональную зависимость тока управления /до 0,85 А/ от входного сигнала, возможность линейного нарастания тока управления за время 0,1-5с при ступенчатом входном сигнале, возможность регулирования амплитуды осцилляции /частота до 200 Гц/ и установки начального тока.

5.2 Контрольные вопросы

- 1 В чем состоят общность и различия конструкций гидропневмоаппаратуры с пропорциональным электрическим управлением и аппаратуры общепромышленного применения?
- 2 Из каких элементов состоят предохранительные, редуцирующие клапаны и дроссели, управляемые от пропорциональных электромагнитов, и как функционирует гидроаппаратура?
- 3 За счет функционирования каких элементов осуществляется перемещение и реверс золотника распределителя с пропорциональным электрическим управлением?
- 4 По каким параметрам выбирается гидроаппаратура с пропорциональным электрическим управлением и как определяются действительные потери давления при прохождении рабочей среды через аппарат?
- 5 Как сконструировать линеаризованную динамическую модель гидроаппарата с пропорциональным электрическим управлением?

6 ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ МОЩНОСТИ

Электрогидравлические /электропневматические/ усилители мощности, особенности конструкции, их классификация, область применения.

Гидравлический мост, гидравлическая схема, расчет расходной и нагрузочной характеристик моста. Дифференциальные уравнения функционирования и передаточные функции гидравлического моста без обратной связи и с обратной гидравлической связью по положению.

Двухкаскадные гидропневмоусилители мощности, их конструктивные схемы, принцип действия, область применения. Передаточные функции усилителей.

Содержание темы изложено в литературе [1, с.8-114; 3, с.402-409; 2, с.30-49, 58-66; 13, с. 237-248; 15, с. 133-151; 16, с. 193-215; 17, с.75-110].

6.1 Теоретические сведения и рекомендации

Гидропневмоусилители мощности предназначены для преобразования слабых электрических сигналов в пропорциональные им мощные сигналы исполнительных механизмов усилителей.

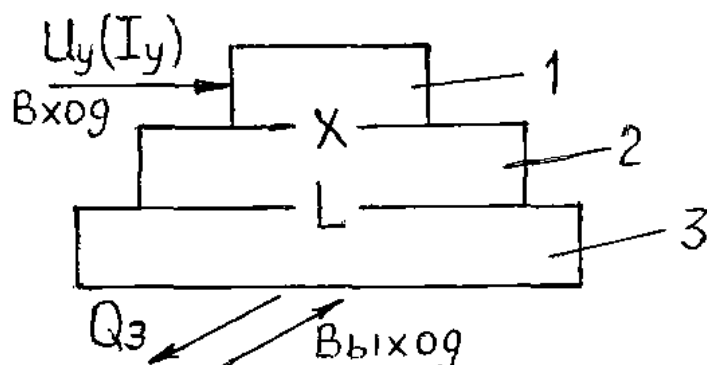
Функциональная зависимость между входным и выходным сигналами бывает дискретной и аналоговой. В дискретных гидроусилителях выходной сигнал прерывистый и изменяется скачкообразно, в то время как в аналоговых гидроусилителях выходной сигнал является непрерывным аналогом входного сигнала.

Гидропневмоусилители подразделяются по типу чувствительного регулирующего элемента /"сопло-заслонка", "струйная трубка", "игольчатый дроссель", "микрозолотник"/; по способу обеспечения пропорциональности между перемещениями входного и выходного звеньев /без обратной связи, с обратной связью/; по количеству каскадов усиления /однокаскадные, двухкаскадные и многокаскадные/.

Применение гидропневмоусилителей позволяет получить значительные усилия /крутящие моменты/ при сохранении всех преимуществ электрических систем управления.

Наибольшее применение получили однокаскадные и двухкаскадные усилители. Гидроусилители по сравнению с электромеханическими обладают рядом преимуществ : лучшими динамическими свойствами, большей надежностью и очень высокими коэффициентами усиления /свыше 300000 /. Отношение массы к мощности электрогидроусилителя составляет 0,04 кг/кВт, в то время как в электромеханических усилителях этот показатель - 20 кг/кВт, а в магнитных - 70 кг/кВт.

Двухкаскадный усилитель мощности /рисунок 6.1/ состоит из электромеханического преобразователя 1, гидравлического моста или потенциометра 2 и исполнительного механизма 3 /четырёхщелевой золотник с отрицательным или нулевым перекрытием, гидроцилиндр или гидродвигатель/.



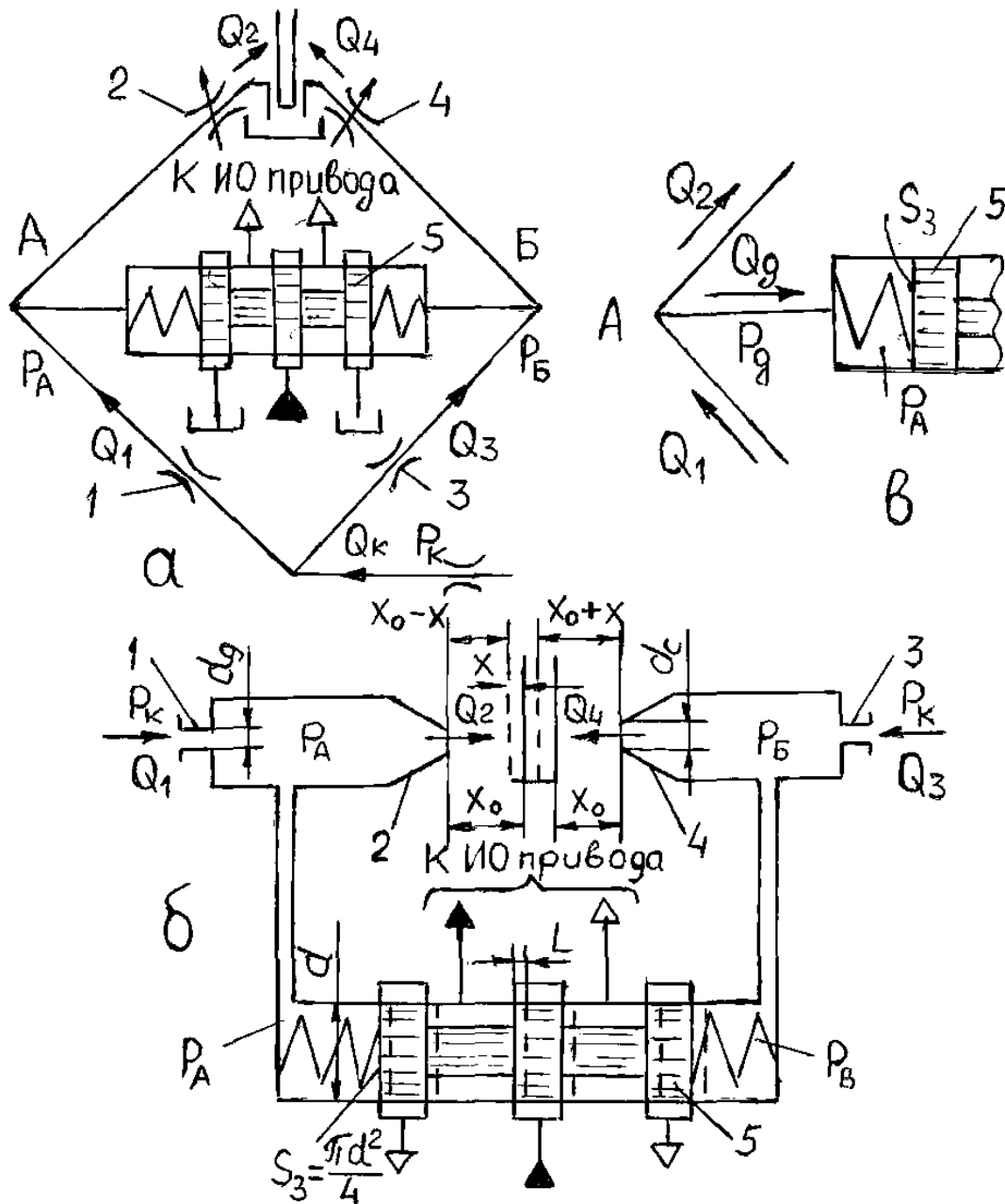
1 - электромеханический преобразователь /ЭМП/; 2 - гидравлический мост или потенциометр; 3 - исполнительный механизм усилителя /четырёхщелевой золотник с нулевым перекрытием, гидродвигатель, гидроцилиндр/; I_y - сила тока управления; Q_3 - расход через исполнительный механизм /в силовой гидросистеме/; X - перемещение заслонки /струйной трубки, иглы дросселя, микрозолотника/; перемещение исполнительного механизма усилителя

Рисунок 6.1 - Блок-схема гидропневмоусилителя мощности

В разделе 3 приведена информация о электромеханических преобразователях усилителей. На рисунке 6.2 представлена схема гидравлического моста усилителя мощности типа "сопло-заслонка" без обратной связи.

Гидравлический мост состоит из двух потенциометров, являющихся плечами моста, причем в диагонали моста устанавливается исполнительный механизм /нагрузка/. Функции регулируемых дросселей 2 и 4 выполняют чувствительные регулирующие элементы, управляемые электромеханическим преобразователем. Исполнительный механизм моста 5 подключается последовательно к силовой гидросистеме привода и за счет своего передвижения регулирует параметры потока жидкости /газа/, который подается от источника питания к исполнительному механизму следящего привода. При смещении заслонки влево на расстояние X давление в камере левого потенциометра P_A увеличится, а в камере правого потенциометра P_B уменьшится. Перепад давлений $P = P_A - P_B$, действующих на торцы золотника 5, обеспечит смещение золотника вправо, причем золотник будет перемещаться вправо со скоростью V , обусловливаемой расходом в диагонали

моста
$$V = \frac{Q_d}{S_3}.$$



а - схема гидравлического моста; б - схема размещения сопел и золотника; в - узел А; 1 и 3 - постоянные дроссели; 2 и 4 - чувствительные регулировочные элементы; 5 - четырехщелевой золотник с нулевым перекрытием

Рисунок 6.2 - Гидравлический мост

Нагрузочная характеристика гидравлического моста $P = f(X)$:

$$P = P_A - P_B = \left[\frac{1}{1 + \left(1 - \frac{X}{X_0}\right)^2} - \frac{1}{1 + \left(1 + \frac{X}{X_0}\right)^2} \right] P_K.$$

Расходная характеристика гидравлического моста $Q_{\partial} = f(X)$:

$$Q_{\partial} = K_p X - K_{\partial} P,$$

где K_p и K_{∂} - соответственно коэффициенты усиления моста по расходу и давлению.

Дифференциальные уравнения, описывающие функционирование гидравлического моста без обратной связи:

$$S_3 \dot{L} = K_p X - K_{\partial} P,$$

$$PS_3 = m\ddot{L} + f\dot{L} + (C_{2\partial} + C_{np})L,$$

где S_3 - торцевая площадь четырехщелевого золотника;

L - перемещение золотника;

X - перемещение заслонки;

K_p - коэффициент усиления моста по расходу,

$$K_p = \frac{Q_c}{X_0};$$

Q_c - расход через элемент "сопло-заслонка";

X_0 - максимальное смещение заслонки;

K_{∂} - коэффициент усиления моста по давлению,

$$K_{\partial} = \frac{Q_c}{P_K};$$

P_K - подводимое к мосту командное давление;

$P = P_A - P_B$ - перепад давлений в диагонали моста;

f - приведенный коэффициент вязкого трения;

m - масса четырехщелевого золотника;

$C_{2\partial}$ - жесткость гидродинамической струи,

$$C_{2\partial} = 0,964\pi dP_H;$$

d - диаметр четырехщелевого золотника;

P_H - давление жидкости, подводимое к усилителю мощности от насоса привода;

C_{np} - жесткость пружины.

Передаточная функция

$$W_{2M}(P_s) = \frac{L(P_s)}{X(P_s)} = \frac{K_n}{T_{2M}^2 P_s^2 + 2\varepsilon T_{2M} P_s + 1},$$

где K_n - коэффициент передачи,

$$K_n = \frac{K_p S_3}{K_\partial (C_{2\partial} + C_{np})};$$

T_{2M} - постоянная времени гидравлического моста,

$$T_{2M} = \sqrt{\frac{m}{C_{2\partial} + C_{np}}};$$

ε - относительный коэффициент демпфирования колебаний,

$$\varepsilon = \frac{S_3^2 + K_\partial f}{2K_\partial \sqrt{m(C_{2\partial} + C_{np})}};$$

P_s - оператор Лапласа.

На рисунке 6.3 рассматриваются усилители мощности типа "сопло-заслонка" с обратной гидравлической связью по положению.

Дифференциальные уравнения, описывающие функционирование гидравлического моста типа "сопло-заслонка" с обратной гидравлической связью по положению:

$$S_3 \dot{L} = K_p X - K_p K_{oc} L - K_\partial P,$$

$$P S_3 = m \ddot{L} + f \dot{L} + C_{2\partial} L,$$

где K_{oc} - коэффициент обратной связи, $K_{oc} = \frac{X_{\max}}{L_{\max}}$.

Передаточная функция

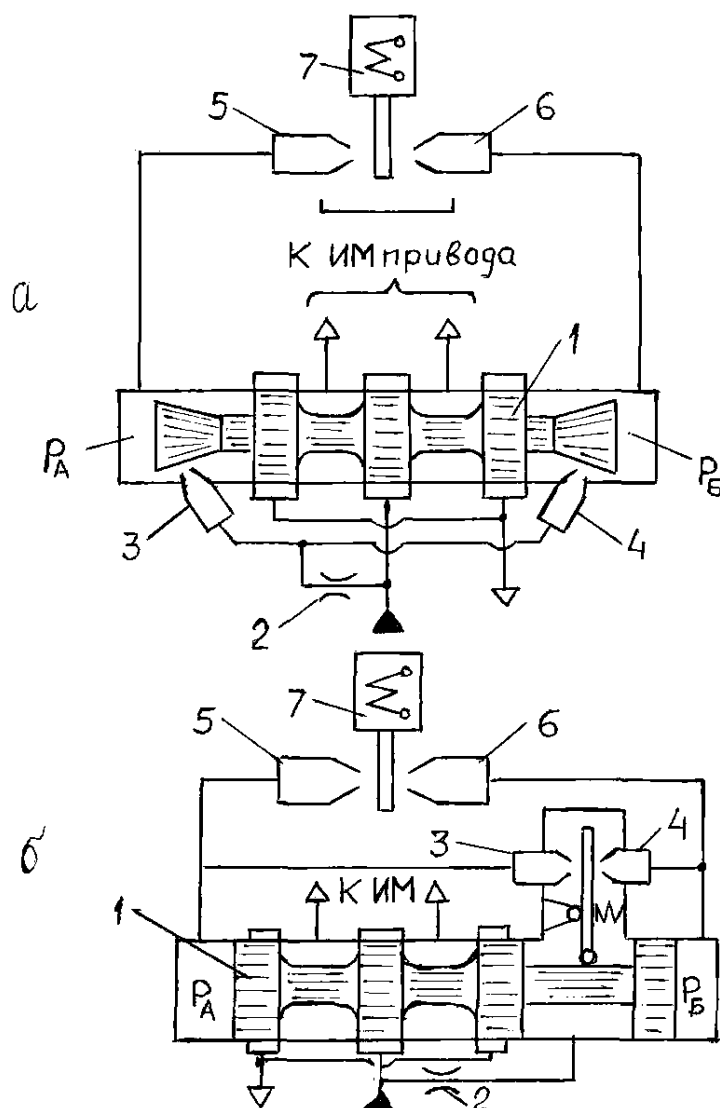
$$W_{2M}(P_s) = \frac{L(P_s)}{X(P_s)} = \frac{K_n}{T_{2M}^2 P_s^2 + 2\varepsilon T_{2M} P_s + 1},$$

где P_s - оператор Лапласа;

T_{2M} - постоянная времени гидравлического моста;

ε - относительный коэффициент демпфирования колебаний,

$$\varepsilon = \frac{S_3^2 + K_\partial f}{2\sqrt{K_\partial m (K_p K_{oc} S_3 + K_\partial C_{2\partial})}}.$$



а - гидросилитель; б – пневмосилитель; 1 - четырехщелевой золотник с нулевым перекрытием; 2 - постоянный дроссель; 3 и 4 - сопла обратной связи; 5 и 6 - сопла элемента типа "сопло-заслонка"; 7 - электромеханический преобразователь

Рисунок 6.3 - Двухкаскадный гидроневмосилитель мощности с обратной гидравлической связью по положению

Передаточная функция электрогидросилителя

$$W_{эгу}(P_s) = W_{эмн}(P_s)W_{зм}(P_s)W_3(P_s),$$

где $W_{эмн}(P_s)$ и $W_3(P_s)$ - соответственно передаточные функции электромеханического преобразователя и четырехщелевого золотника /см. раздел 3/.

В таблице 6.1 приведены технические характеристики отечественных электрогидросилителей мощности.

Из каталога типоразмер электрогидросилителя выбирается аналогично гидроаппаратуре с пропорциональным электрическим управлением /см. подраздел 5.1/.

Таблица 6.1 - Основные технические характеристики двухкаскадных электрогидроусилителей мощности [13, с. 239-249]

Тип чувствительного элемента	Типоразмер	Номин. давление, Н/м ²	Номин. расход, м ³ /с	Перепад давл. при номин. расходе, Н/м ²	Объемный расход утечек, м ³ /с	Условный проход /диаметр/, м	Мощность системы управления, Вт	Номин. сила тока, мА	Номин. напряжение, В	Гистерезис, %, не более	Зона нечувствит. %, не более	Частота при сдвиге по фазе 90 ⁰ , Гц
Игольчатый дроссель	12Г68-11	6,3·10 ⁶	1,1·10 ⁻⁴	2·10 ⁶	3·10 ⁻⁶	0,01	0,42	-	4,8	-	-	55
	12Г68-12	6,3·10 ⁶	3,4·10 ⁻⁴	2·10 ⁶	3·10 ⁻⁶	0,01	1,0	-	7,5	-	-	55
	12Г68-13	6,3·10 ⁶	5,4·10 ⁻⁴	2·10 ⁶	3·10 ⁻⁶	0,01	1,82	-	10	-	-	55
Сопло-заслонка	УГЭ8-12/16	16·10 ⁶	6,7·10 ⁻⁴	5·10 ⁶	60·10 ⁻⁶	0,008	2,5	320	+/-5	2	1	200
	УЭ58-5-20	20·10 ⁶	0,85·10 ⁻⁴	7·10 ⁶	30·10 ⁻⁶	0,014	2,5	400	+/-5	3	1	200
	УЭ58-10-20	20·10 ⁶	⁴	7·10 ⁶	50·10 ⁻⁶	0,014	2,5	400	+/-5	3	1	200
	УЭ58-20-20	20·10 ⁶	1,75·10 ⁻⁴	7·10 ⁶	50·10 ⁻⁶	0,014	2,5	400	+/-5	3	1	200
	УЭ58-32-20	20·10 ⁶	⁴	7·10 ⁶	50·10 ⁻⁶	0,014	2,5	400	+/-5	3	1	200
	С 40-20	20·10 ⁶	3,4·10 ⁻⁴	7·10 ⁶	60·10 ⁻⁶	0,012	2,5	400	+/-5	0,5	1	150
	С 36-20	20·10 ⁶	5,4·10 ⁻⁴	7·10 ⁶	60·10 ⁻⁶	0,012	2,5	400	+/-5	0,5	1	100
	С 100-20	20·10 ⁶	6,7·10 ⁻⁴	7·10 ⁶	60·10 ⁻⁶	0,012	2,5	400	+/-5	0,5	1	80
			10,5·10 ⁻⁴ ⁴									
			17·10 ⁻⁴									

Учитывая значительную стоимость электрогидроусилителя, необходимо при разработке рабочего проекта представлять технико-экономическое обоснование. В книге [16, с. 210 - 216] рассматриваются электрогидроусилители с игольчатым дросселем и струйной трубкой.

6.2 Контрольные вопросы

- 1 Каковы разновидности, назначение и область применения гидропневмоусилителей мощности? Из каких узлов состоит усилитель мощности?
- 2 Как составить дифференциальные уравнения функционирования гидравлического моста без обратной связи и записать передаточную функцию?
- 3 Как составить дифференциальные уравнения функционирования гидравлического моста с обратной гидравлической связью по положению и записать передаточную функцию?
- 4 Как выбрать нужный типоразмер усилителя мощности и обосновать целесообразность его применения?
- 5 Какие типы усилителей находят широкое применение в гидро/пнеumo/ системах автоматического регулирования? Их конструктивные схемы.

7 ГИДРОПНЕВМОРЕГУЛЯТОРЫ

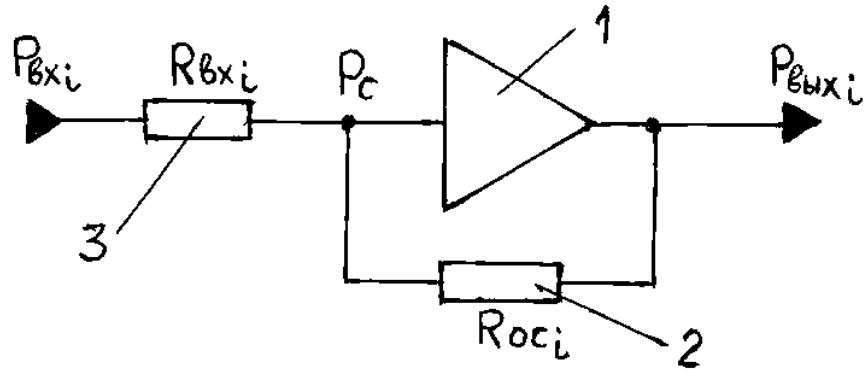
Пропорциональные /П/, интегрирующие /И/, пропорционально - интегрирующие /ПИ/, пропорционально-дифференцирующие /ПД/ и пропорционально-интегрирующе-дифференцирующие /ПИД/ гидравлические /пневматические/ регуляторы, их конструктивные схемы, принцип действия, область применения. Операционный /решающий/ усилитель, конструкция, принцип действия, передаточная функция. Передаточные функции регуляторов.

Содержание темы изложено в литературе (9, с.57-171; 17, с. 182-201] .

7.1 Теоретические сведения и рекомендации

Аналоговые гидравлические /пневматические/ вычислительные устройства функционируют аналогично электрическим в соответствии с электрогидравлической аналогией. Структурная схема гидравлического решающего усилителя /рисунок 7.1/ аналогична электрическому. В качестве активного сопротивления применяется капилляр диаметром 1 мм и небольшой длины. Индуктивное сопротивление представляет собой длинный капилляр, внутри которого при движении жидкости возникают волновые процессы /внутренний диаметр и длина капилляра взаимозависимы/. Емкостное сопротивление реализуется миниатюрными гидроаккумуляторами мембранного типа /при низких давлениях до 2 МПа/, сильфонными /при давлениях до 10 МПа/

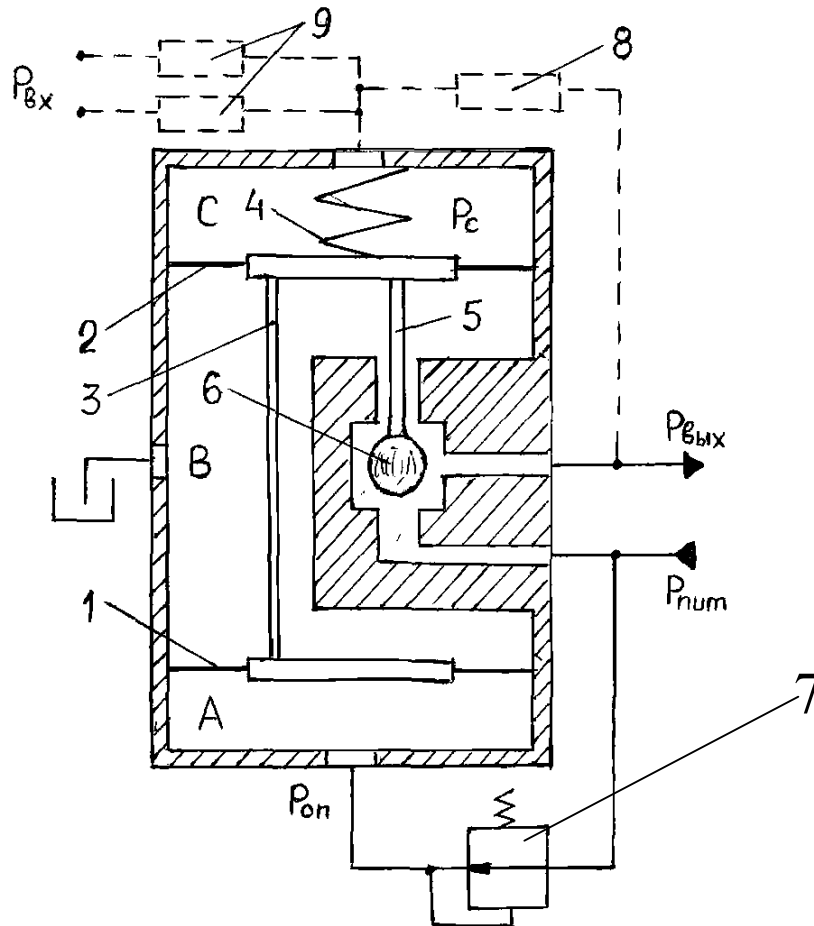
и поршневыми /при высоких давлениях/.



1 - операционный усилитель; 2 - сопротивление обратной связи; 3 - входные сопротивления

Рисунок 7.1 - Схема гидравлического решающего усилителя

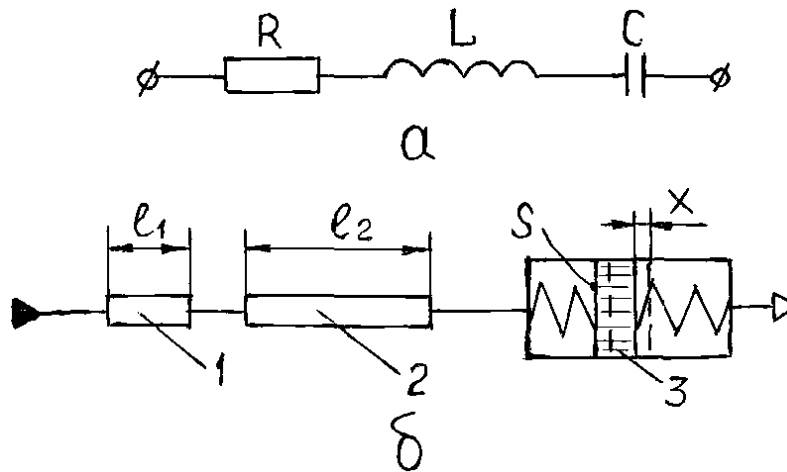
Операционные гидравлические усилители бывают мембранные /рисунок 7.2/, золотниковые, струйные и комбинированные.



1 и 2 - мембраны; 3 - жесткая связь мембран; 4- пружина; 5 - жесткая связь мембран с шариком 6; 7 - редукционный клапан; 8 - обратная связь; 9 - входные сопротивления

Рисунок 7.2 - Схема однокаскадного мембранного гидравлического операционного усилителя

На рисунке 7.3 рассматриваются электрическая и гидравлическая $R - L - C$ - цепи.



а - электрическая; б - гидравлическая; 1 - короткий капилляр /активное сопротивление/; 2 - длинный капилляр /индуктивное сопротивление/; 3 - аккумулятор /емкостное сопротивление/

Рисунок 7.3 - R – L – C - цепи

Потери напряжения /давления/ в цепях определяются:

$$\Delta U = Ri + L \frac{di}{dt} + \frac{1}{C} \int i dt;$$

$$\Delta P = KQ + \frac{\rho \partial l_2 dQ}{S_2 dt} + \frac{C_{np} X}{S};$$

$$X = \frac{1}{S} \int Q dt; \quad \Delta P_{AK} = \frac{C_{np}}{S^2} \int Q dt.$$

Обозначим:

$$R = K; \quad L = \frac{\rho \partial l_2}{S_2};$$

$$C = \frac{S^2}{C_{np}}.$$

Тогда потеря давления в гидравлической цепи выразится зависимостью

$$\Delta P = RQ + L \frac{dQ}{dt} + \frac{1}{C} \int Q dt.$$

После преобразования по Лапласу получим:

$$\Delta P(P_s) = RQ(P_s) + LP_s Q(P_s) + \frac{Q(P_s)}{CP_s}.$$

Передаточные функции:

активное сопротивление /малые капилляры/ -

$$W_R(P_s) = \frac{\Delta P_{M.K}(P_s)}{Q(P_s)} = R;$$

индуктивное сопротивление /длинные капилляры/ -

$$W_L(P_s) = \frac{P_{д.к}(P_s)}{Q(P_s)} = LP_s;$$

емкостное сопротивление /аккумулятор/ -

$$W_c(P_s) = \frac{\Delta P_{AK}(P_s)}{Q(P_s)} = \frac{1}{CP_s}.$$

Уравнение решающего усилителя -

$$\frac{\Delta P_{вх}}{W_{вх}(P_s)} = \frac{\Delta P_{вых}}{W_{oc}(P_s)},$$

где $\Delta P_{вх}$ - перепад давлений на входе,

$$\Delta P_{вх} = P_{вх} - P_c;$$

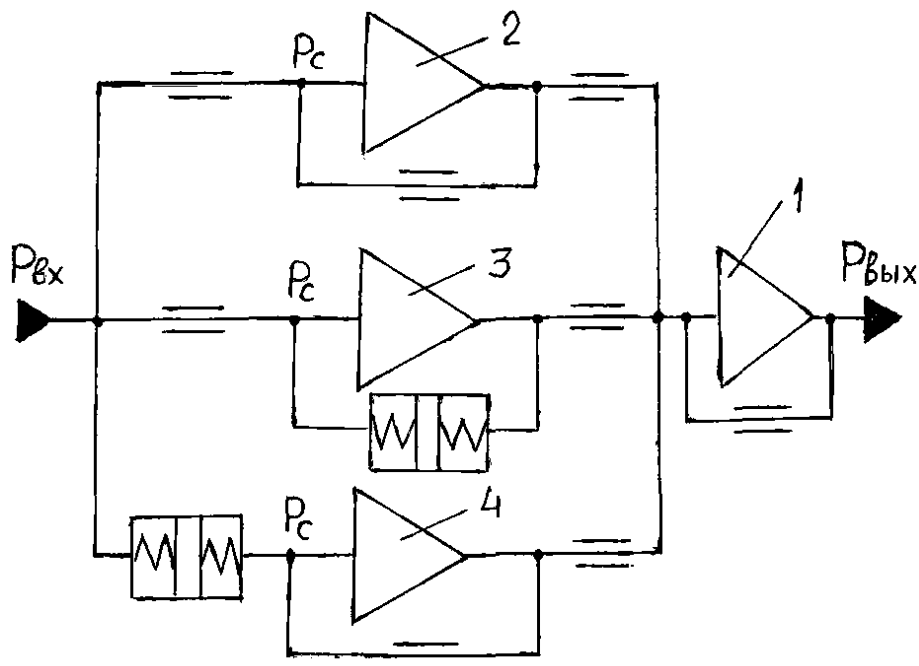
$\Delta P_{вых}$ - перепад давлений на выходе,

$$\Delta P_{вых} = P_c - P_{вых}.$$

Тогда

$$\Delta P_{вых} = \frac{W_{oc}(P_s)}{W_{вх}(P_s)} \Delta P_{вх}.$$

На рисунке 7.4 представлен гидравлический ПИД - регулятор



1 и 2 - сумматор и множитель на постоянный коэффициент /П - регулятор/;

3 - интегратор /И - регулятор/; 4 - дифференциатор /Д - регулятор/

Рисунок 7.4 - Гидравлический ПИД - регулятор

Пояснения к рисунку 7.4 :

1 П - регулятор /1 и 2/ - суммирование с умножением на K /если на входе и в OC - активные сопротивления/. Передаточная функция

$$\Delta P_{вых} = \frac{W_{oc}(P_s)}{W_{вх}(P_s)} \Delta P_{вх} = K \Delta P_{вх} .$$

2 И - регулятор /3/ - интегрирование /если на входе - активное сопротивление, а в OC - емкостное/.

Передаточная функция

$$\Delta P_{вых} = \frac{1}{CP_s R} \Delta P_{вх} = \frac{1}{T_u P_s} \Delta P_{вх} ,$$

где T_u - постоянная интегрирования,

$$T_u = CR .$$

3 Д - регулятор /4/ - дифференцирование /если на входе - емкостное, а в OC - активное сопротивления/. Передаточная функция

$$\Delta P_{вых} = \frac{RCP_s}{1} \Delta P_{вх} = T_D P_s \Delta P_{вх} ,$$

где T_D - постоянная дифференцирования, $T_D = RC$.

7.2 Контрольные вопросы

- 1 Как составить уравнения потерь напряжения в электрической $R - L - C$ - цепи и потерь давления в гидравлической цепи? Докажите идентичность указанных зависимостей.
- 2 Каково назначение и принцип работы гидравлических решающего и операционного усилителей?
- 3 Какими элементами реализуются сопротивления в гидравлическом операционном усилителе?
- 4 Как выводятся передаточные функции решающего усилителя, П-регулятора, И-регулятора и Д-регулятора?
- 5 Каковы функциональные возможности гидравлического ПИД - регулятора?

8 КОМПОНОВКА СЛЕДЯЩИХ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

Основные рекомендации по проектированию функциональной схемы автоматизированного привода для различного технологического оборудования. Функциональные схемы широко применяемых автоматизированных следящих приводов с дроссельным и объемным регулированием скорости. Назначение входящих в схему элементов привода и обратных связей.

Содержание темы изложено в литературе [1, с 115-132; 4, с.6-11; 10, с. 320-324, 365-368, 416-418; 13, с.262-278; 15, с 132-133, 152-159; 16, с.216-237; 17, с.140-167].

8.1 Теоретические сведения и рекомендации

Автоматизированные /следящие/ гидроприводы с объемным и дроссельным регулированием скорости движения /частоты вращения/ исполнительных механизмов имеют главную обратную связь - по положению и дополнительные обратные связи, которые применяются в следующих случаях:

- по скорости, если в составе статического усилия /крутящего момента/ сопротивления имеется составляющая, зависящая от скорости движения /частоты вращения/ исполнительного органа привода;
- по ускорению, если на исполнительный орган привода действуют значительные знакопеременные нагрузки сопротивления;
- по "динамическому давлению", представляющему первую производную по давлению, если на исполнительный механизм привода действуют значительные инерционные нагрузки.

В зависимости от конкретных требований, предъявляемых к качеству работы привода, автоматизированные /следящие/ гидроприводы могут иметь соответствующие главную и дополнительные обратные связи.

Обратные связи могут быть электрические, гидромеханические или комбинированные, состоящие из электрических и гидромеханических элементов.

Следящим приводом называют такой гидропривод, в котором выходная величина Y автоматически воспроизводит изменение входной величины X , причем гидропривод реагирует на рассогласование между входной и выходной величинами.

Основным элементом автоматизированного гидропривода является электрогидроусилитель мощности или дросселирующий распределитель с пропорциональным электрическим управлением. В гидроприводах с объемным регулированием скорости указанные агрегаты устанавливаются в цепи управления рабочим объемом насоса /источника питания/ или гидродвигателя /в приводах с нерегулируемым рабочим объемом насоса и регулируемым рабочим объемом гидродвигателя/, а в приводах с дроссельным регулированием скорости - между источником питания и исполнительным механизмом привода.

Электрогидроусилители мощности и дросселирующие распределители с пропорциональным электрическим управлением выполняют функции регулирующих гидроаппаратов, которые изменяют расход и направление потока рабочей жидкости в нескольких гидролиниях одновременно в зависимости от внешнего механического или электрического воздействия.

Кроме этого оборудования гидроприводы комплектуются и другой аппаратурой с пропорциональным электрическим управлением /например, дросселем, предохранительным клапаном и т.п./.

В зависимости от способа регулирования скорости движения /частоты вращения/ исполнительного механизма объемные гидроприводы бывают :

1/ с дроссельным регулированием; 2/ с объемным регулированием.

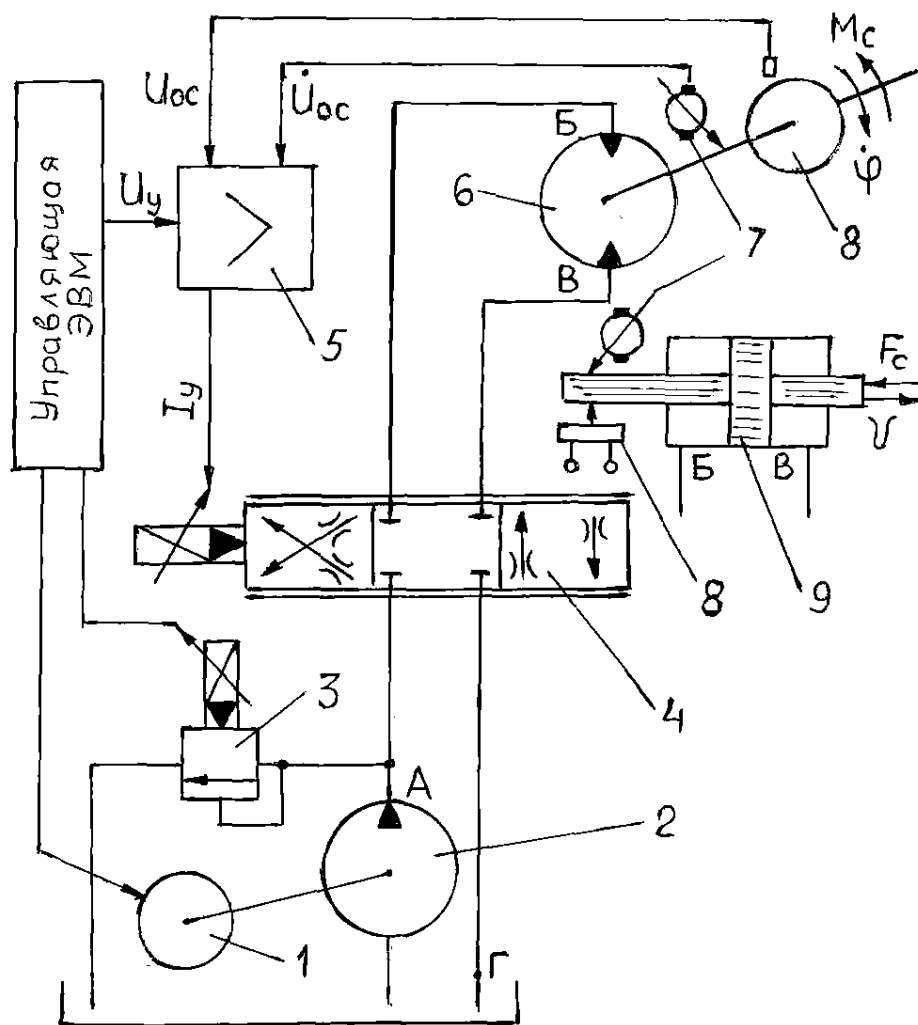
В гидроприводах с дроссельным регулированием основным регулятором служит дроссель, регулирующий проходящий через него расход. Функции дросселя может выполнять четырехщелевой золотник /распределитель/ с нулевым или отрицательным перекрытием. Дроссель может устанавливаться на входе в исполнительный механизм, на выходе из него, а может подключаться параллельно исполнительному механизму. Кроме этого дроссели могут устанавливаться одновременно на входе и выходе исполнительного механизма привода, причем при применении четырехщелевого золотника от управляющего воздействия дроссельные щели на входе и выходе устанавливаются одинаковыми. Дроссель на входе в исполнительный механизм устанавливается в гидроприводах, у которых на исполнительный механизм действует статическая сила /крутящий момент/ сопротивления, направленная в одну сторону. Дроссель на выходе из исполнительного механизма устанавливается в гидроприводах, на исполнительный механизм которых действует знакопеременная статическая сила /крутящий момент/ сопротивления. Гидроприводы с параллельным подключением дросселя применяются крайне редко вследствие низкого к.п.д. Наибольшее применение в автоматизированных гидроприводах получили приводы с дросселями, установленными на входе и выходе из исполнительного механизма /рисунок 8.1/, которые обеспечивают стабильные механические характеристики при любых воздействиях статических и инерционных нагрузок на исполнительный механизм привода. Кроме этого, оптимально решается вопрос кинематической схемы привода с применением последовательно включенного в гидросхему усилителя мощности или дросселирующего распределителя.

В гидроприводах с объемным регулированием скорости /рисунок 8.2/ регулирование скорости движения /частоты вращения/ исполнительного механизма привода осуществляется за счет изменения рабочего объема насоса /первая бесступенчатая зона регулирования/, рабочего объема гидродвигателя /вторая бесступенчатая зона регулирования/ или рабочих объемов насоса и гидродвигателя /при двухзонном регулировании/.

Использование давления в качестве корректирующего сигнала при действии на привод значительных инерционных нагрузок не обеспечивает стабильную жесткость механических характеристик исполнительного

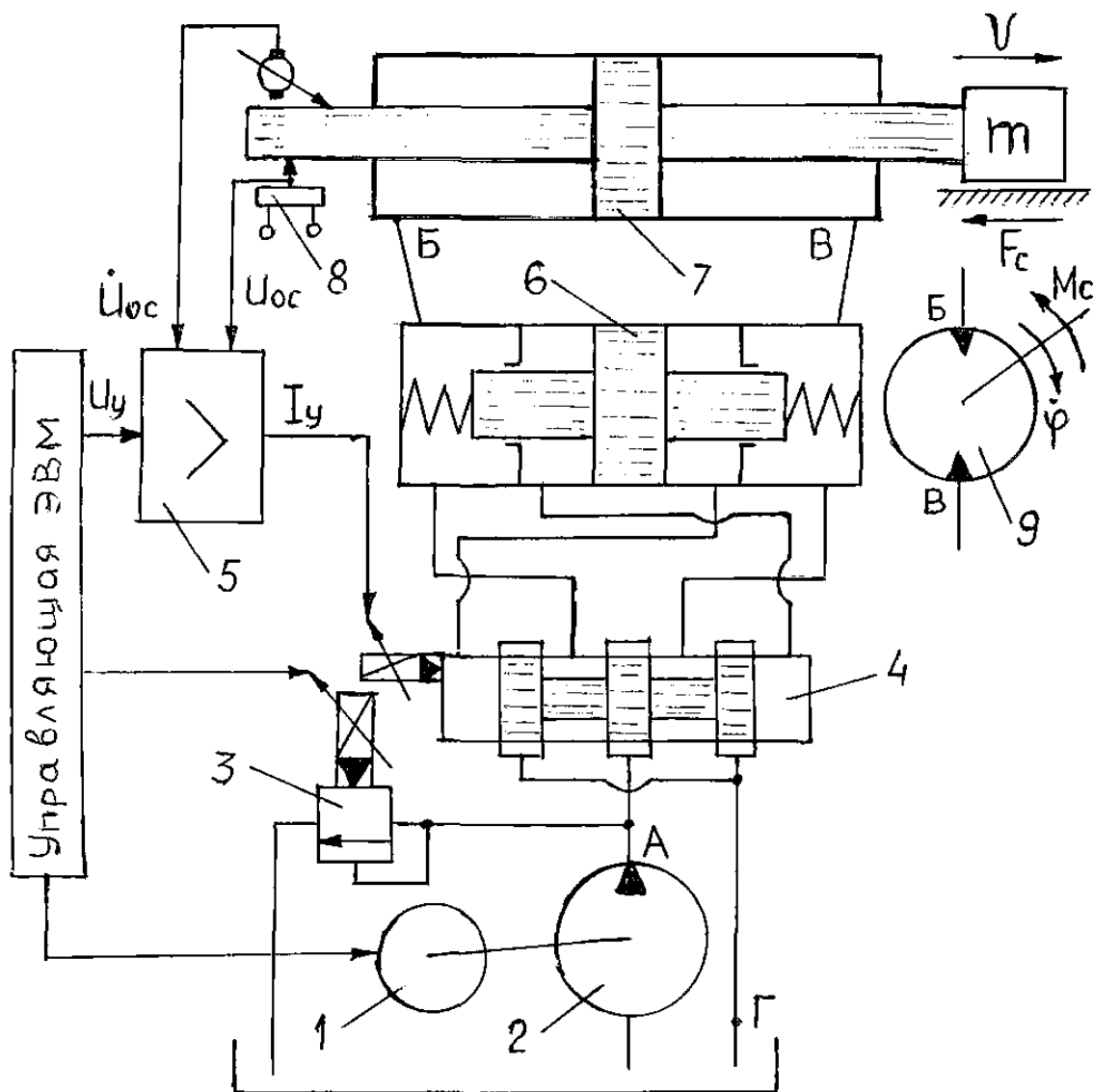
механизма привода. Поэтому в качестве корректирующего сигнала используется первая производная от давления, называемая "динамическим давлением" /рисунок 8.3/. Эта обратная связь обеспечивается специальным гидромеханическим корректирующим устройством, которое устанавливается последовательно между усилителем мощности и исполнительным механизмом привода. Корректирующее устройство обеспечивает положительную обратную связь.

При увеличении инерционной нагрузки на исполнительный механизм привода корректирующее устройство 6 дополнительно смещает четырехщелевой золотник усилителя 4.



1 - приводной электродвигатель; 2 - насос с нерегулируемым /регулируемым/ рабочим объемом; 3 - предохранительный клапан с пропорциональным электрическим управлением; 4 - электрогидроусилитель мощности или дросселирующий распределитель с пропорциональным электрическим управлением; 5 - электронный усилитель /сумматор/; 6 - гидродвигатель с нерегулируемым рабочим объемом; 7 - датчик скорости; 8 - датчик положения; 9 - двухштоковый гидроцилиндр

Рисунок 8.1 - Функциональная схема гидропривода с дроссельным регулированием скорости



1 - приводной электродвигатель; 2 - насос с нерегулируемым /регулируемым/ рабочим объемом; 3 - предохранительный клапан с пропорциональным электрическим управлением; 4 - электрогидроусилитель мощности; 5 - усилитель /сумматор/; 6 - гидромеханическое корректирующее устройство; 7 - двухштоковый гидроцилиндр; 8 - датчик положения; 9 - гидродвигатель с нерегулируемым рабочим объемом

Рисунок 8.3 - Функциональная схема гидропривода с дроссельным регулированием скорости и корректирующим устройством

8.2 Контрольные вопросы

- 1 Какими способами осуществляется регулирование скорости движения /частоты вращения/ исполнительных механизмов автоматизированных гидроприводов и какими устройствами они реализуются?
- 2 Какие применяются обратные связи и их назначение в автоматизированных гидроприводах?

3 Какими гидроаппаратами оснащаются автоматизированные приводы с дроссельным регулированием скорости? Каковы функциональные особенности приводов и области их применения?

4 Какими гидроаппаратами оснащаются автоматизированные гидроприводы с объемным регулированием скорости? Каковы функциональные особенности приводов и области их применения?

5 Какими гидроаппаратами осуществляется регулирование расхода и давления в автоматизированных гидроприводах с дроссельным и объемным регулированием скорости? Каково назначение корректирующего устройства по "динамическому" давлению и как функционирует привод, оснащенный этим устройством?

9 СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СЛЕДЯЩИХ ГИДРОПНЕВМОПРИВОДОВ С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ

Расчет потерь давления в элементах привода, а также определение суммарных потерь давления в нагнетательной и сливной линиях привода. Расчет механических и скоростных характеристик привода. Вывод уравнения статической характеристики привода, определение коэффициентов усиления привода по расходу /скорости/ и давлению /нагрузки/, ошибки слежения /рассогласования/, скоростной и тяговой ошибок слежения, зоны нечувствительности. Определение энергетических показателей.

Содержание темы изложено в литературе [6, с.133-148; 13, с. 408-460; 15, с.159-170; 16,с.238-245; 17, с.111-130] .

9.1 Теоретические сведения и рекомендации

Проектирование автоматизированного гидропривода производится для условий его работы в установившемся режиме, когда на исполнительный механизм действуют статические усилия /крутящий момент/ сопротивления и привод выполняет все требования по реализации заданного диапазона регулирования скорости перемещения /частоты вращения/ исполнительного органа. На основании расчета привода, функционирующего в установившемся движении, выполняется расчет статической характеристики привода. Далее осуществляется расчет динамических характеристик линеаризованной модели привода с дальнейшим анализом влияния на характеристики конкретных нелинейностей. Если динамические характеристики не удовлетворяют требованиям эксплуатации, то производится выбор более мощных элементов привода /дросселя, дросселирующего распределителя, усилителя мощности, насоса/ и перерасчет статической характеристики привода. Процесс проектирования продолжается до тех пор, пока будут удовлетворены все требования по эксплуатации привода, установленные на основе технологического процесса.

Проектирование привода, работающего в установившемся режиме, производится в следующей последовательности :

- 1 Проектируется гидросхема автоматизированного гидропривода в соответствии с разделом 8.
- 2 Выбирается исполнительный механизм в соответствии с разделом 1.
- 3 В соответствии с разделами 5 и 6 осуществляется выбор предохранительной, распределительной и регуливающей аппаратуры с пропорциональным электрическим управлением, для каждого выбранного типоразмера которой определяется действительная потеря давления.

Очистительная и другая аппаратура общепромышленного применения выбирается аналогично /см. раздел 14/.

- 4 Из справочной литературы выбираются датчики обратных связей. Для этих целей можно воспользоваться разделами 3 и 4.
- 5 Производится проектирование нагнетательного и сливного трубопроводов, которое заключается в гидравлическом расчете трубопроводов : во-первых, в выборе внутреннего диаметра труб исходя из допустимой скорости движения жидкости, а во-вторых, в определении действительных потерь давления при движении жидкости по длине трубопровода и в местных гидравлических сопротивлениях.

Расчетное значение внутреннего диаметра трубы нагнетательной линии

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q_B}{\pi[V]}}$$

где Q_B - расчетное значение расхода на входе в исполнительный механизм привода;

$[V]$ - допустимая скорость движения жидкости в трубопроводе, которая выбирается в зависимости от назначения трубопровода, его длины и давления жидкости в трубопроводе [13, с.447] .

Из справочной литературы выбирается холоднодеформируемая труба с внутренним диаметром

$$d_K \geq d_p .$$

Тогда действительная скорость движения жидкости

$$V_{AB} = \frac{4Q_B}{\pi d_K^2} .$$

Аналогично проектируется и сливной трубопровод /принимается расчетный расход Q_B на выходе из исполнительного механизма/.

Выбранная труба с внутренним диаметром d_K проверяется на соблюдение в ней при движении жидкости ламинарного или турбулентного / в "гидравлически гладкой" трубе/ режимов.

Расчетное число Рейнольдса для нагнетательного трубопровода

$$R_e = \frac{V_{AB} d_K}{\nu}$$

Для ламинарного режима движения жидкости $R_e \leq 2200$, для турбулентного режима в "гидравлически гладкой" трубе $2300 \leq R_e \leq 10^5$.

Потеря давления по длине трубопровода определяется по формуле Вейсбаха-Дарси :

$$\Delta P_l^{AB} = \lambda \rho \frac{l_{AB}}{d_K} \frac{V_{AB}^2}{2},$$

где λ - коэффициент сопротивления:

$$\lambda = \frac{64}{R_e} \quad - \text{ для ламинарного режима,}$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{R_e}} \quad - \text{ для турбулентного режима в "гидравлически гладкой" трубе;}$$

l_{AB} - длина нагнетательного трубопровода;

ρ - плотность жидкости [13, с.9 - 14].

Потеря давления при прохождении жидкости через местные гидравлические сопротивления

$$\Delta P_M^{AB} = \sum \varepsilon \rho \frac{V_{AB}^2}{2},$$

где ε - коэффициент местного гидравлического сопротивления [13 с. 447 - 449].

6 Определяются суммарные потери давления в нагнетательном АБ и сливном ВГ трубопроводах.

Суммарные потери давления в нагнетательном трубопроводе

$$\Delta P_{AB} = \Delta P_l^{AB} + \Delta P_M^{AB} + \Delta P_{АП}^{AB} + \Delta P_{др}^{AB},$$

где $\Delta P_{АП}^{AB}$ - суммарные потери давления при прохождении расхода Q_B через гидроаппараты без учета потери давления в регуляторе потока,

$$\Delta P_{АП}^{AB} = \sum_{i=1}^n \Delta P_{АП}^j;$$

$\Delta P_{др}^{AB}$ - потеря давления в регуляторе /дроссель, усилитель мощности и т.д./.

Аналогично определяются суммарные потери давления в сливном трубопроводе ВГ.

7 Определяются расчетные параметры на выходе из насоса.

Расчетное давление :

$P_A = \Delta P_{AB} + P + \Delta P_{BГ}$ - если в качестве исполнительного механизма привода используются двухштоковый гидроцилиндр, поворотный двигатель или гидродвигатель;

$P_A = \Delta P_{AB} + P + \Delta P_{BГ} K_s$ - если в качестве исполнительного механизма используется одноштоковый гидроцилиндр,

где P и K_s - соответственно полезный перепад давлений на исполнительном механизме и коэффициент эффективных площадей /см. раздел 1/.

Расчетный расход :

$$Q_A = Q_B + \sum_{i=1}^n \Delta Q_y^i + Q_{УП},$$

где $\sum_{i=1}^n \Delta Q_y^i$ - суммарный расход утечек жидкости через капиллярные щели

гидроаппаратов, установленных в линии АБ;

$Q_{УП}$ - расход необходимый для функционирования регулятора (дросселя).

8 Выбирается насос, определяется высота всасывания насоса, производится расчет мощности насоса и выбор приводного электродвигателя в соответствии с разделом 2.

9 Производится прочностной расчет трубопровода [13, с.449...450].

10 Осуществляется расчет механических характеристик $V = f(F)$ или $n = f(M)$ при $f(S_{dp}) = const$ и скоростных характеристик

$V = f(S_{dp})$ или $n = f(S_{dp})$ соответственно при $F = const$ и

$M = const$ с использованием следующих уравнений. Например, для гидроприводов с дросселями на входе и выходе из исполнительного механизма: при исполнительных механизмах поступательного действия –

$$V = \sqrt{\frac{P_A - \frac{F}{S_B \eta_M}}{K_{AB} + K_{BГ} K_s + K_{dp}^H \frac{1}{S_{dp}^2} + K_{dp}^C \frac{1}{S_{dp}^2} K_s}};$$

при исполнительных механизмах поворотного и вращательного действий –

$$V = \sqrt{\frac{P_A - \frac{2\pi M}{V_{\Gamma}\eta_M}}{K_{AB} + K_{B\Gamma} + K_{\partial p}^H \frac{1}{S_{\partial p}^2} + K_{\partial p}^C \frac{1}{S_{\partial p}^2}}},$$

где K_{AB} и $K_{B\Gamma}$ - соответственно коэффициенты сопротивления нагнетательного и сливного трубопроводов:

$$K_{AB} = (\Delta P_l^{AB} + \Delta P_M^{AB} + \Delta P_{АП}^{AB}) \frac{S_B^2}{Q_A^2},$$

$$K_{B\Gamma} = (\Delta P_l^{B\Gamma} + \Delta P_M^{B\Gamma} + \Delta P_{АП}^{B\Gamma}) \frac{S_B^2}{Q_B^2},$$

$$K_{AB} = (\Delta P_l^{AB} + \Delta P_M^{AB} + \Delta P_{АП}^{AB}) \frac{V_{\Gamma}^2}{Q_A^2 \eta_0^2},$$

$$K_{B\Gamma} = (\Delta P_l^{B\Gamma} + \Delta P_M^{B\Gamma} + \Delta P_{АП}^{B\Gamma}) \frac{V_{\Gamma}^2}{Q_B^2};$$

$K_{\partial p}^H$ и $K_{\partial p}^C$ - соответственно коэффициенты сопротивления дросселей, установленных в нагнетательной и сливной линиях:

$$K_{\partial p}^H = \frac{\Delta P_{\partial p}^{AB} S_B^2 S_{\partial p}^2}{Q_A^2}; \quad K_{\partial p}^C = \frac{\Delta P_{\partial p}^{B\Gamma} S_B^2 S_{\partial p}^2}{Q_B^2};$$

$$K_{\partial p}^H = \frac{\Delta P_{\partial p}^{AB} V_{\Gamma}^2 S_{\partial p}^2}{Q_A^2 \eta_0^2}; \quad K_{\partial p}^C = \frac{\Delta P_{\partial p}^{B\Gamma} V_{\Gamma}^2 S_{\partial p}^2}{Q_B^2};$$

$S_{\partial p}$ - площадь проходного отверстия дросселя /щели/.

При установившемся режиме работы следящего привода устанавливается функциональная связь между входными и выходными параметрами, такими как погрешность воспроизведения /ошибка слежения, или рассогласование/, скорость следящего перемещения, статическая нагрузка рабочего органа и другие.

При расчете статических характеристик решаются совместно уравнения неразрывности потоков жидкости через регулирующий элемент /например,

четырёхщелевой золотник / и уравнения равновесия исполнительного механизма. Утечками жидкости через капиллярные щели гидроаппаратов пренебрегают вследствие их малости.

В процессе работы следящего привода выходная величина Y постоянно запаздывает от изменения входной величины X на величину L_0 . В каждый момент времени следящий гидропривод отрабатывает ошибку /рассогласование/: $L_0 = X - Y$.

Если $L_0 = 0$, то привод не выполняет следящих функций. Задача статического расчета заключается в том, чтобы найти значение L_0 в каждый момент слежения.

Для привода, изображенного на рисунке 8.1, у которого исполнительным механизмом является двухштоковый гидроцилиндр и четырехщелевой золотник /выполнен с нулевым перекрытием/, уравнение статической характеристики –

$$Q_3 = \mu \pi d \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{P_H} \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} (L + L_0) = VS,$$

где Q_3 - расход через четырехщелевой золотник с нулевым перекрытием /см. подраздел 3.1/;

V - скорость движения штока /поршня/ гидроцилиндра;

S - эффективная площадь гидроцилиндра.

После преобразования получим:

$$K_P K_V \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} L + K_P K_V \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} L_0 = V,$$

где K_P - коэффициент усиления гидропривода по расходу;

K_V - коэффициент усиления гидропривода по скорости,

$$K_P = \mu \pi d \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{P_H}; \quad K_V = \frac{1}{S}.$$

Отсюда уравнение статической характеристики привода –

$$L_0 = \frac{V - K_P K_V \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} L}{K_P K_V \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}}}.$$

Анализ полученной выше зависимости показывает, что даже при значениях $P = 0$ и $V = 0$ необходимо смещение четырехщелевого золотника для начала движения /знак "-" говорит о необходимости применения

отрицательной обратной связи/. На рисунке 9.1 рассматривается зависимость $\frac{L_0}{L} = f\left(\frac{P}{P_H}\right)$ при конкретном значении скорости V .

Обычно приводы работают при номинальных режимах в диапазоне

$$\frac{P}{P_H} = 0,5 \dots 0,75. \text{ Из характеристики видно, что на участке АБ функция}$$

близка к линейной. Кроме этого, суммарная ошибка \bar{L}_0 состоит из ошибки слежения по скорости \bar{L}_0^V /скоростная ошибка слежения/ и и ошибки слежения по давлению \bar{L}_0^P /тяговая ошибка слежения/.

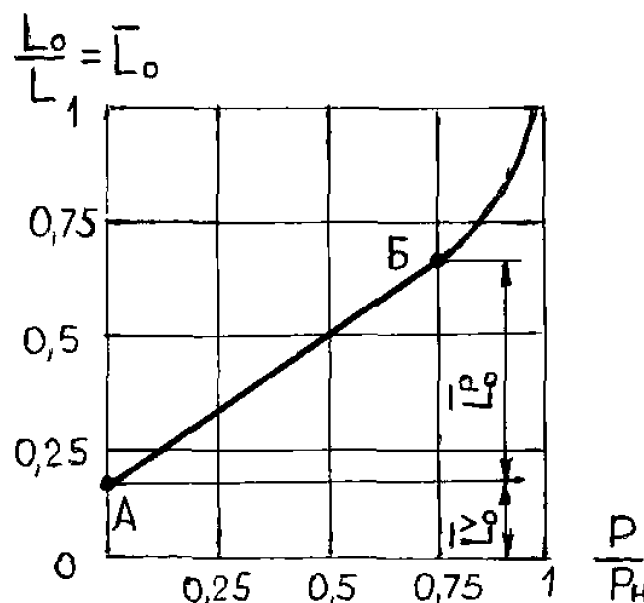


Рисунок 9.1 - Статическая характеристика привода

Зона нечувствительности представляет собой смещение золотника из нейтрального положения, необходимое для начала движения рабочего органа.

Наличие зоны нечувствительности обуславливается потерей энергии на преодоление сил вязкого трения в кинематических парах привода. В этом случае смещение золотника может быть получено из уравнения статической характеристики, если вместо рабочего перепада давления на исполнительном механизме P подставить потерю давления $\Delta P_{e.m}$ на преодоление силы вязкого трения /обычно $\Delta P_{e.m} = 0,2 \dots 0,4 \text{ МПа}$ /.

9.2 Контрольные вопросы

- 1 Какова последовательность проектирования гидропривода в установившемся режиме?
- 2 Как рассчитать и построить механические и скоростные характеристики гидропривода?

- 3 Что собой представляет статическая характеристика гидропривода и какие параметры она определяет?
- 4 Как получить зависимость статической характеристики гидропривода?

10 СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СЛЕДЯЩИХ ПРИВОДОВ С ОБЪЕМНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ

Особенности выбора элементов привода, датчиков обратной связи и расчета статических характеристик. Определение энергетических показателей.

Содержание темы изложено в литературе [13, с.433-460; 15, с.131-133; 16, с.168-169; 17, с. 131-132] .

10.1 Теоретические сведения и рекомендации

Методика проектирования автоматизированного привода с объемным регулированием скорости движения исполнительного механизма при установившемся движении аналогична методике, изложенной в подразделе 9.1, за исключением построения механических и скоростных характеристик, расчет которых производится по следующим зависимостям:

для гидроприводов возвратно-поступательного действия –

$$V = \frac{1}{S_B} (V_H n_H - K_y \frac{F}{S_B \eta_M});$$

для гидроприводов поворотного и вращательного действия –

$$n = \frac{1}{V_G} (V_H n_H - K_y \frac{2\pi M}{V_G \eta_M}),$$

где V и n - соответственно линейная скорость и частота вращения;

V_H и V_G - соответственно рабочие объемы насоса и гидродвигателя;

F и M - соответственно усилие и крутящий момент на исполнительном механизме;

K_y - суммарный коэффициент утечек жидкости в нагнетательной линии привода, приведенный к исполнительному механизму,

$$K_y = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta Q_y^i}{P};$$

η_M - механический к.п.д. исполнительного механизма привода.

Для следящего гидропривода возвратно-поступательного действия /см. рисунок 8.2/ статическая характеристика может быть получена из уравнения механической характеристики :

$$V = \frac{1}{S_B} [(V_H + L_0)n_H - K_y \frac{F}{S_B \eta_M}],$$

где L_0 - ошибка слежения, представляющая собой долю рабочего объема насоса.

Тогда уравнение статической характеристики запишется :

$$L_0 = \frac{V}{K_V n_H} - V_H + K_y \frac{P}{n_H},$$

где K_V - коэффициент усиления привода по скорости,

$$K_V = \frac{1}{S_B};$$

P - полезный перепад давлений на гидроцилиндре, $P = \frac{F}{S_B \eta_M}$.

Анализ полученной зависимости доказывает, что необходима отрицательная обратная связь.

10.2 Контрольные вопросы

- 1 Какова последовательность проектирования гидропривода в установившемся режиме?
- 2 Как рассчитать и построить механические и скоростные характеристики гидропривода?
- 3 Что собой представляет статическая характеристика гидропривода и какие параметры она определяет?
- 4 Как построить зависимость статической характеристики гидропривода?

11 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЛИНЕАРИЗОВАННЫХ МОДЕЛЕЙ СЛЕДЯЩИХ ПРИВОДОВ

Цель и задачи динамического расчета следящего привода. Линеаризация статических характеристик привода. Линейная динамическая модель следящего разомкнутого гидропривода и его передаточная функция по управляющему воздействию. Передаточная функция следящего замкнутого гидропривода. Расчет устойчивости гидропривода с использованием критерия Гурвица и определение запаса устойчивости по методу И.А.Вышнеградского. Вывод уравнения кривой переходного процесса и определение времени переходного процесса, быстродействия и колебательности следящего привода. Синтез корректирующих устройств по логарифмическим характеристикам. Корректирующие устройства, обеспечивающие постоянство скорости по

контур. Корректирующие устройства для компенсации скоростной и тяговой ошибок слежения.

Содержание темы изложено в литературе [4, с.6-55; 10, с.26-167, 320-438; 11, с.21-79; 15, с.170-185; 16, с.216-262; 17, с.133-167].

11.1 Теоретические сведения и рекомендации

Целью расчета динамических характеристик является, во-первых, проведение анализа соответствия динамических характеристик спроектированного гидропривода требованиям эксплуатации и, во-вторых, синтез корректирующих устройств, обеспечивающих работу привода в соответствии с заданными условиями его эксплуатации.

В начальной стадии разрабатывается структурная схема линеаризованной модели следящего гидропривода, для которой производится расчет устойчивости разомкнутого и замкнутого приводов, выбор корректирующего устройства, оценка качества регулирования по переходному процессу. Далее производится оценка влияния на привод различных нелинейностей.

На рисунке 11.1 рассматривается структурная линеаризованная модель следящего гидропривода с дроссельным регулированием скорости и обратной связью по положению, функциональная схема которого приведена на рисунке 8.1.

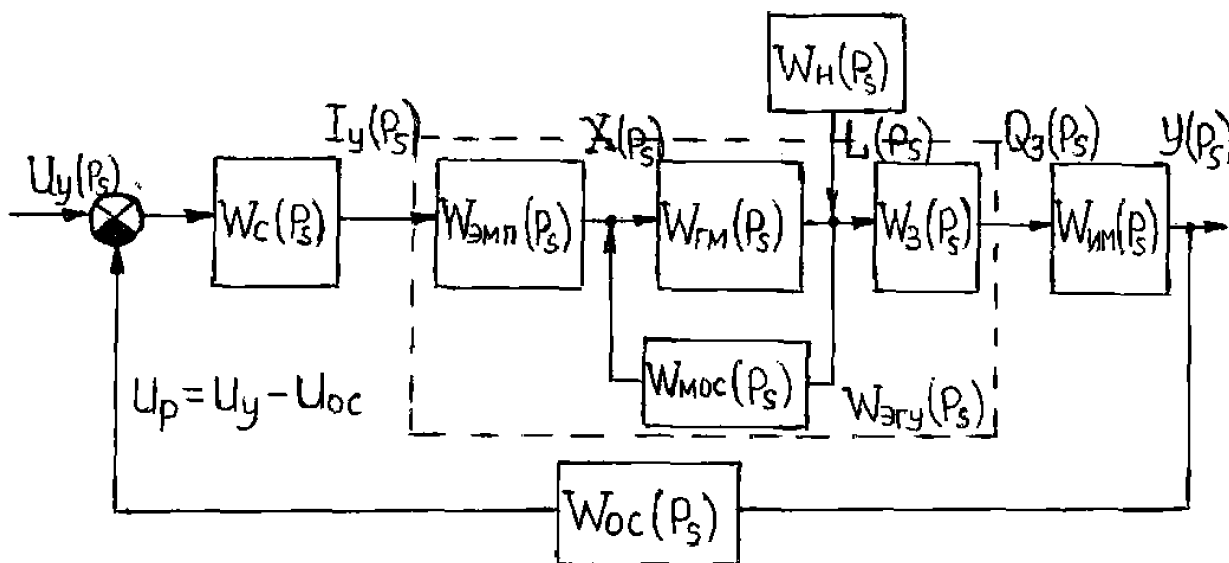


Рисунок 11.1 - Структурная линеаризованная модель гидропривода с дроссельным регулированием скорости на выходе и входе из исполнительного механизма с обратной связью по положению

Передаточная функция разомкнутого гидропривода по управляющему воздействию

$$W_{P.ГП}(P_s) = W_C(P_s)W_{ЭГУ}(P_s)W_{ИМ}(P_s)W_{ОС}(P_s).$$

Передаточная функция замкнутого гидропривода по управляющему воздействию

$$\Phi_{3.ГП}(P_s) = \frac{W_C(P_s)W_{ЭГУ}(P_s)W_{ИМ}(P_s)}{1 + W_{P.ГП}(P_s)}$$

На рисунке 11.2 изложена структурная линейризованная модель следящего гидропривода с объемным регулированием, скорости и обратной связью по положению, функциональная схема которого приведена на рисунке 8.2.

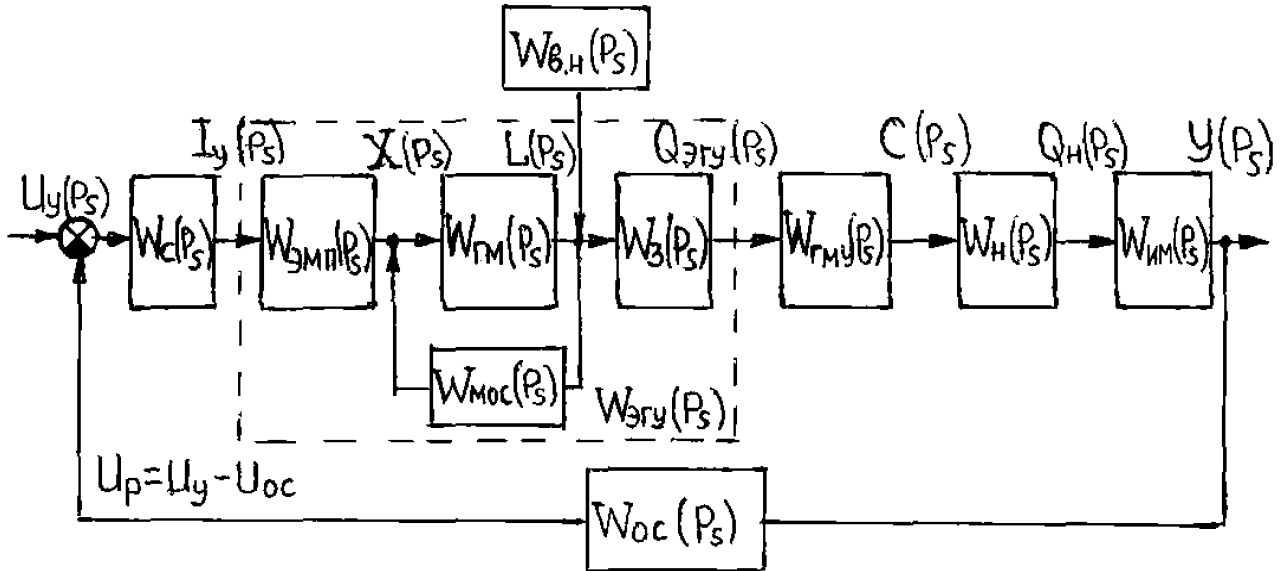


Рисунок 11.2 - Структурная линейризованная модель гидропривода с объемным регулированием скорости и обратной связью по положению

Передаточная функция разомкнутого гидропривода по управляющему воздействию

$$W_{P.ГП}(P_s) = W_C(P_s)W_{ЭГУ}(P_s)W_{ГМУ}(P_s)W_H(P_s)W_{ИМ}(P_s)W_{ОС}(P_s).$$

Передаточная функция замкнутого гидропривода

$$\Phi_{3.ГП}(P_s) = \frac{W_C(P_s)W_{ЭГУ}(P_s)W_{ГМУ}(P_s)W_H(P_s)W_{ИМ}(P_s)}{1 + W_{P.ГП}(P_s)}$$

Существует несколько способов определения устойчивости гидропривода, которые в основном базируются на рассмотрении характеристического уравнения привода. Последнее представляет собой знаменатель передаточной функции замкнутого гидропривода, т.е. $1 + W_{P.ГП}(P_s) = 0$.

Характеристическое уравнение приводится к виду

$$d_0 P_s^3 + d_1 P_s^2 + d_2 P_s + d_3 = 0,$$

где $d_0 \dots d_3$ - коэффициенты.

О качестве динамических характеристик можно судить только после определения устойчивости гидропривода /если привод неустойчив, то анализировать другие характеристики не имеет смысла/. Об устойчивости привода можно судить по корням характеристического уравнения, которое необходимо решить. Наиболее просто установить устойчивость привода можно по критерию Рауса-Гурвица. Так как характеристическое уравнение - третьего порядка, то условие устойчивости выражается:

а/ положительностью всех коэффициентов характеристического уравнения;
 б/ в положительности определителя Рауса-Гурвица, составленного из этих коэффициентов:

$$d_0 > 0; d_1 > 0; d_2 > 0; d_3 > 0;$$

$$\begin{vmatrix} d_1 & d_3 \\ d_0 & d_2 \end{vmatrix} > 0 \quad \text{или} \quad \frac{d_1 d_2}{d_0 d_3} > 1.$$

Недостатком критерия устойчивости Рауса-Гурвица является невозможность определения запаса устойчивости, а также области устойчивости привода. Наиболее просто это осуществляется по методу D - разбиения или с помощью диаграммы Вышнеградского. По методу D - разбиения в характеристическом уравнении оператор P_s заменяется $j\omega$ и потом определяют две границы устойчивости / ω - частота гармонических колебаний привода/. По методу Вышнеградского используется диаграмма в безразмерных координатах, при этом безразмерные величины Y и Z выражаются через координаты характеристического уравнения:

$$Y = d_1 \sqrt[3]{d_0^2}; \quad Z = d_2 \sqrt[3]{d_0}.$$

Уравнение границы устойчивости выражается гиперболой Вышнеградского $YZ = 1$. Построенная диаграмма делит плоскость на три части : неустойчивая область, устойчивая область и апериодически устойчивая.

Определить качество работы привода можно по кривой переходного процесса, которая является графическим решением дифференциального уравнения движения привода. Для решения этого вопроса с помощью ЭВМ можно воспользоваться соответствующими программами.

Наиболее часто для исследования следящих приводов применяют типовые входные воздействия в виде единичной ступенчатой функции. Она представляет собой скачок управляющего /возмущающего/ воздействия, например изменение силы тока управления I_y .

11.2 Контрольные вопросы

- 1 Какова цель динамического расчета?
- 2 Как конструируются передаточные функции разомкнутой и замкнутой систем гидроприводов с дроссельным и объемным регулированием скорости?

- 3 Как рассчитать устойчивость системы по методу Рауса-Гурвица?
- 4 Как осуществить оценку качества регулирования?

12 ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ НЕЛИНЕЙНОСТЕЙ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИВОДОВ

Общие сведения о влиянии уровней насыщения исполнительного механизма по расходу и давлению с учетом сжимаемости жидкости на устойчивость следящего гидропривода.

Влияние на устойчивость следящего гидропривода вязкого трения в исполнительном механизме привода.

Содержание темы изложено в литературе [4, с.56-78; 6, с.160-172; 11, с.125-218].

12.1 Теоретические сведения и рекомендации

Насыщение по расходу определяется из требования обеспечения максимальной скорости движения исполнительного механизма и реализуется золотниковым распределителем, имеющим нелинейную характеристику. Уровень насыщения по расходу, а следовательно, и по скорости существенно влияет на динамические возможности следящего привода, а также на динамическую точность и устойчивость системы автоматического управления. Поэтому максимальную скорость и расход гидропривода следует определять исходя из требований к динамике всей системы управления. При анализе динамических характеристик и составлении дифференциальных уравнений нелинейную зависимость расхода через золотник $Q_3 = f(L)$ после гармонической линеаризации представляют в виде $Q_3 = AL$, где A -коэффициент гармонической линеаризации. Обычно расчет устойчивости гидропривода с насыщением по расходу производят с помощью логарифмических частотных характеристик с учетом сжимаемости рабочей жидкости. Наличие насыщения по расходу в следящем гидроприводе приводит к тому, что с увеличением входного сигнала уменьшается полоса пропускания привода и увеличивается фазовый сдвиг.

При анализе динамических характеристик линейной модели гидропривода давление может меняться в широких пределах. В действительности в режиме разгона давление возрастает до определенного предела, ограниченного предохранительным клапаном. При торможении процесс насыщения давлением гидросистемы аналогичен. В динамических процессах насыщение по давлению может иметь и кратковременный характер, особенно если на привод действует значительная инерционная нагрузка. Нелинейная зависимость полезного перепада давлений в исполнительном механизме P от давления питания $P_{пит}$ с помощью метода гармонической линеаризации представляется в виде

$$P = AP_{num},$$

где A - коэффициент гармонической линеаризации.

С учетом гармонической функции P составляются дифференциальные уравнения работы привода и выводятся передаточные функции. Вопрос об устойчивости гидропривода, работающего в режиме насыщения по давлению, решается по анализу полученной в результате исследования характеристики $A = f(K)$, где K - добротность следящего привода.

Трение в исполнительном механизме является одной из существенных нелинейностей, которую необходимо учитывать при анализе устойчивости следящего гидропривода. Нелинейную зависимость силы трения $F_{тр}$ от скорости движения поршня V после гармонической линеаризации представляют в виде $F_{тр} = AV$, где A - коэффициент гармонической линеаризации.

Обычно трение улучшает устойчивость привода, когда постоянная времени исполнительного механизма $T_{ИМ}$ больше постоянной времени электрогидроусилителя $T_{ЭГУ}$, т.е. когда $T_{ЭГУ} < T_{ИМ}$. Если относительный коэффициент демпфирования исполнительного механизма $\varepsilon \geq 0,7$, устойчивость привода возрастает.

12.2 Контрольные вопросы

- 1 Какие разновидности нелинейностей имеет реальный гидропривод?
- 2 Как осуществляется анализ влияния различных нелинейностей на устойчивость следящего гидропривода?
- 3 Как влияют на устойчивость следящего гидропривода различные нелинейности?

13 СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ И АППАРАТУРА ДИСКРЕТНОГО ДЕЙСТВИЯ

Классификация электрогидравлических /электропневматических/ следящих приводов с дискретным регулированием. Структурные схемы типовых разомкнутых и замкнутых приводов. Достоинства и недостатки дискретного способа регулирования. Разновидности дискретного регулирования.

Гидроаппаратура дискретного действия: электрогидравлические усилители мощности; гидравлические шаговые гидродвигатели поступательного и вращательного действия; электрогидравлические исполнительные механизмы с управляющими электромагнитами. Конструктивные схемы, принцип работы,

область применения, особенности рабочего процесса и управления дискретными исполнительными механизмами.

Содержание темы изложено в литературе [8,с.5-35; 10, с.205-210; 12, с.9-42, 85-88, 136-141] .

13.1 Теоретические сведения и рекомендации

При подаче в исполнительный механизм привода для обеспечения соответствующей его скорости за время t расхода Q /рисунок 13.1/ через исполнительный механизм пройдет объем жидкости $W = Qt$. Если этот объем разделить на порции и каждую порцию подавать за время Δt в течение цикла T , то тогда скорость движения исполнительного механизма останется прежней.

Способ, заключающийся либо в изменении величины порций Q_1 , либо в изменении частоты их следования T , называют импульсным. При этом способе управляющий сигнал подвергается квантованию по времени. Для изменения скорости вращения, например гидродвигателя, необходимо менять один из трех параметров импульсов расхода: амплитуду, ширину или частоту.

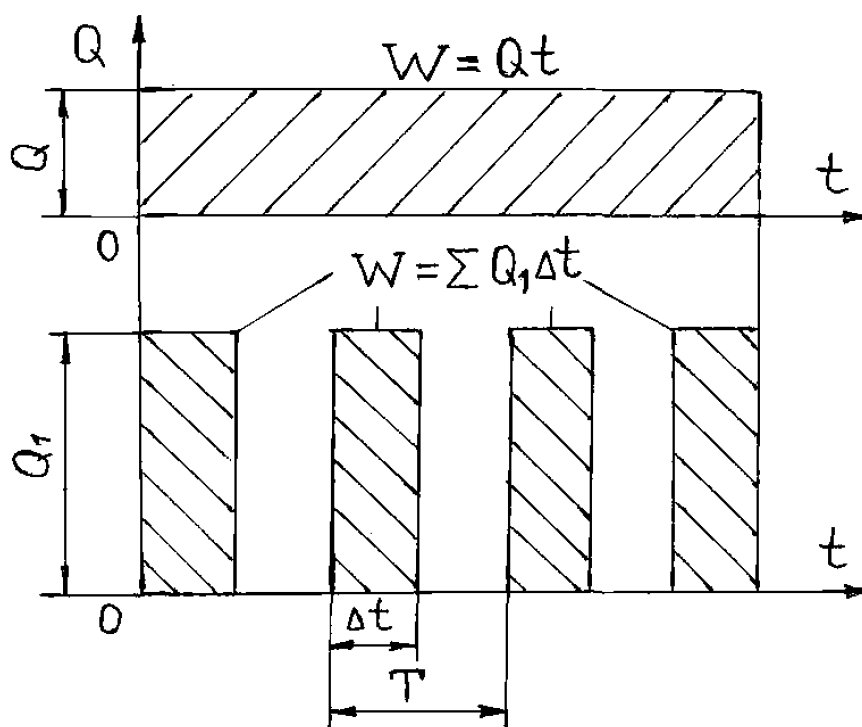
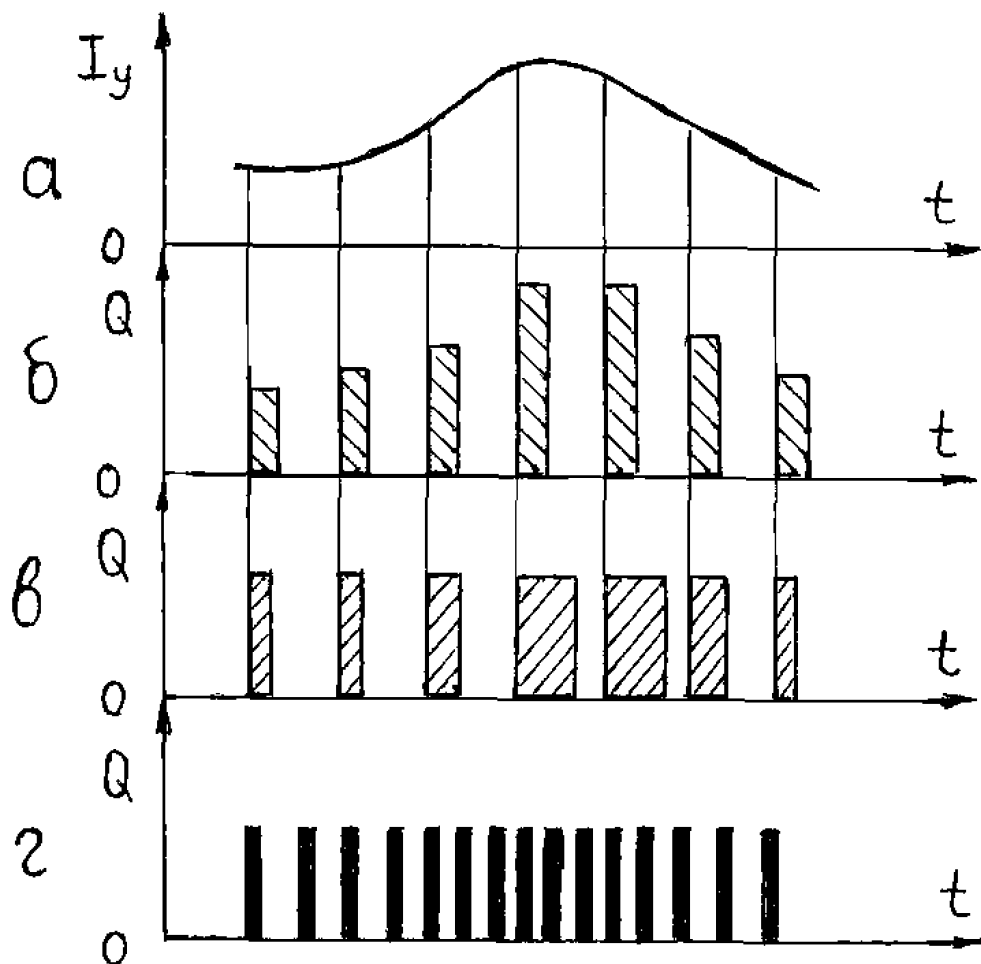


Рисунок 13.1 - График перехода от непрерывного к импульсному способу регулирования скорости движения исполнительного механизма

В зависимости от того, какой из параметров выбран в качестве регулирующего, импульсное регулирование скорости может быть с амплитудно-импульсной, с широтно-импульсной и с частотно-импульсной модуляциями /рисунок 13.2/.



а - управляющий сигнал; б - амплитудно-импульсное регулирование;
 в - широтно-импульсное регулирование; г - частотно-импульсное
 регулирование

Рисунок 13.2 - Графическое изображение разновидностей импульсного способа регулирования

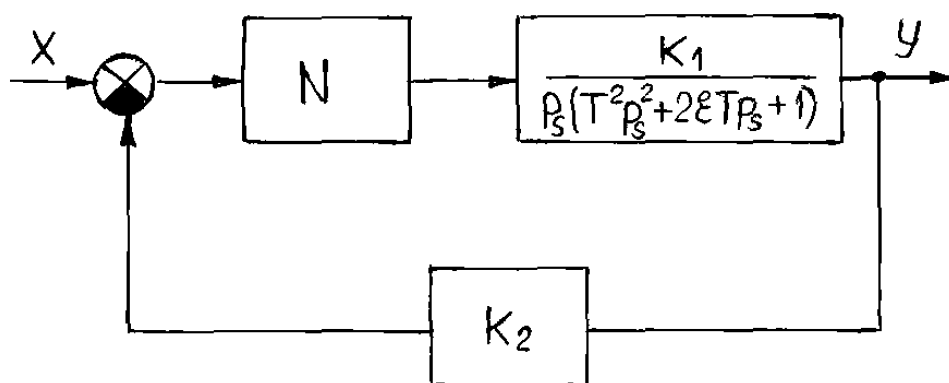
Если квантование объема рабочей жидкости, поступающей в гидродвигатель, производится одновременно как по времени, так и по уровню, то получают цифровое регулирование скорости исполнительного механизма привода /амплитудно-частотное регулирование/.

Таким образом, дискретное регулирование скорости исполнительных механизмов представляет собой способ, при котором изменение скорости движения достигается изменением параметров последовательности прямоугольных импульсов расхода.

Дискретный способ регулирования позволяет более четко решать различные технические задачи. Простота режима работы "включено - выключено" позволяет в принципе использовать в качестве дискретного усилителя любой распределитель с электромагнитным управлением. Однако такое решение вопроса не является целесообразным, так как усилитель общепромышленного типа инерционен.

Поэтому электрогидравлический дискретный усилитель должен отвечать главному требованию - максимальному быстродействию на перемещении, достаточному для насыщения по расходу. Простейшая электрогидравлическая дискретная схема /рисунок 13.3/ состоит из трех звеньев: безынерционного нелинейного, формирующего один из упомянутых выше дискретных алгоритмов управления /электрогидравлический дискретный усилитель/; звена с передаточной функцией, характеризующей исполнительный механизм привода, и жесткой обратной связи.

По сравнению с аналоговой следящей системой дискретная немного проще и экономичнее, так как отсутствуют такие звенья, как устройство сравнения, усилитель и т.д.



N - электрогидравлический усилитель; K_1 и K_2 - коэффициенты усиления

Рисунок 13.3 - Структурная схема модели дискретного привода

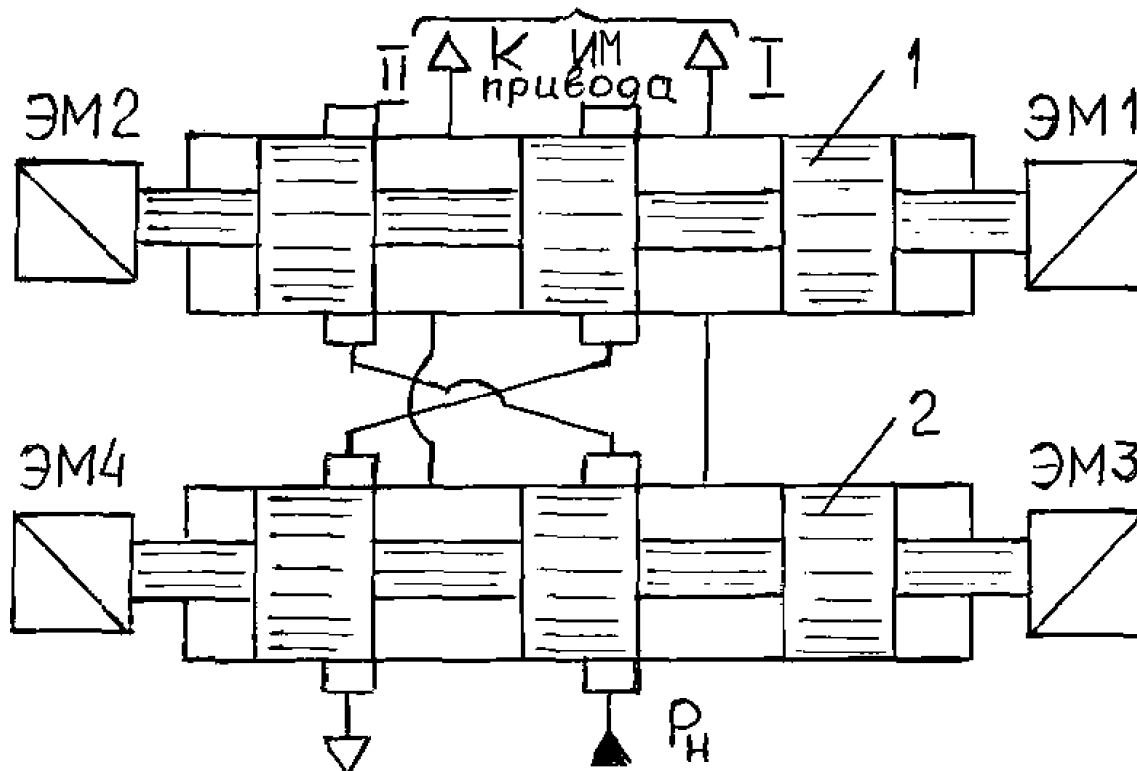
Электрогидравлический дискретный усилитель можно выполнить достаточно мощным и поэтому отпадает необходимость в применении двухкаскадных усилителей.

Недостатком электрогидравлических дискретных систем является наличие колебательного процесса на выходе исполнительного механизма.

Электрогидравлические дискретные усилители выпускаются различных типов и с несколькими системами управления. Простейший электрогидравлический дискретный усилитель /рисунок 13.4/ состоит из двух двухпозиционных золотников, один из которых задает движение гидродвигателю вдоль положительной координаты, а другой - вдоль отрицательной координаты.

Ход каждого золотника достаточен /1мм и более/, чтобы обеспечить при включении режим насыщения по расходу. Золотники управляются быстродействующими электромагнитами, работающими в резко форсированном режиме. В нормальном положении обе рабочие щели каждого золотника перекрыты. При этом магистрали, подводящие жидкость к исполнительному механизму, заперты. При подаче от системы управления импульса золотник 1 за время 0,001с перебрасывается в крайнее левое положение и открывает щели. Напорная магистраль 2 положительного направления гидродвигателя оказывается подключенной к насосу, а сливная

магистраль 1 соединяется с баком. Величина открытия рабочих щелей достаточно, чтобы получить режим насыщения по расходу. После подачи от системы управления второго импульса золотник 1 возвращается за время 0,001с в исходное положение. При изменении знака управляющего сигнала работает аналогично золотник 2 и при этом магистраль 2 соединяется с баком, а магистраль 1 с насосом, что обеспечит реверс гидродвигателя.



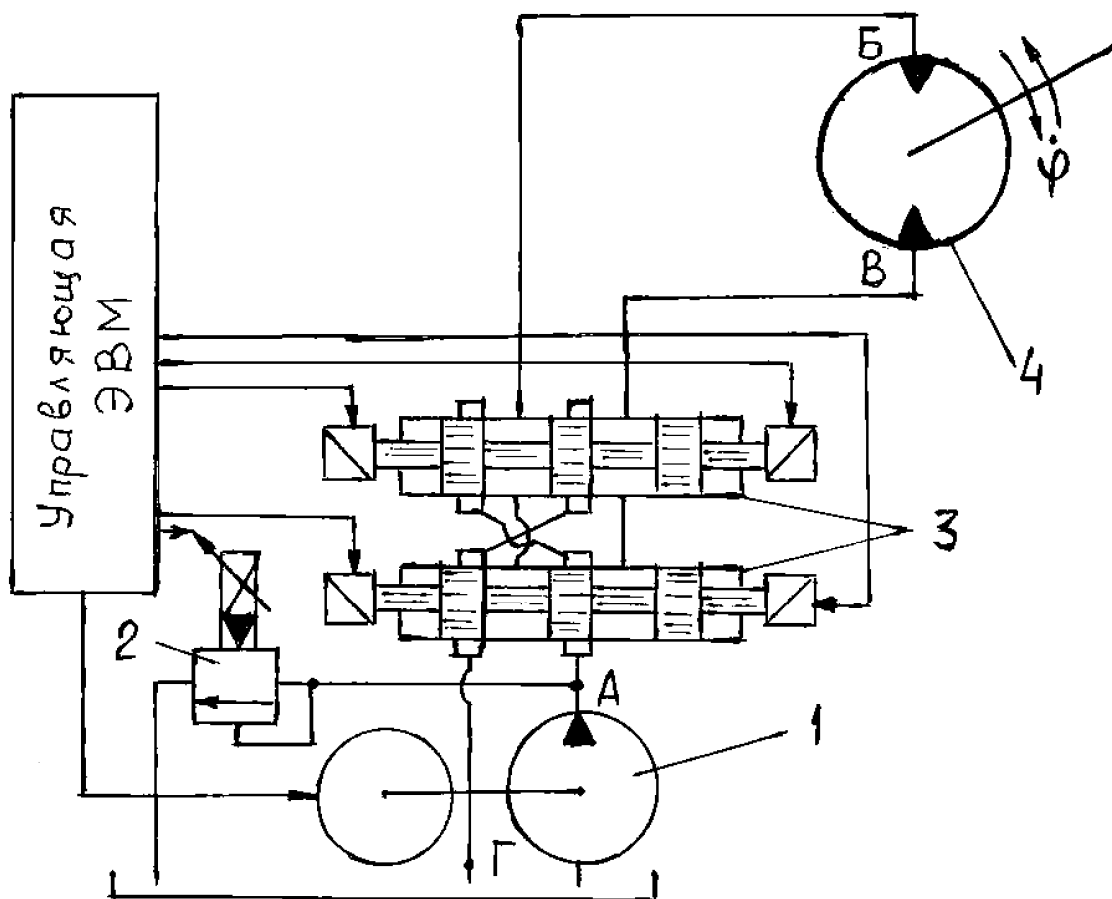
1 - золотник положительной координаты; 2 – золотник отрицательной координаты

Рисунок 13.4 - Схема электрогидравлического дискретного усилителя

На рисунке 13.5 изображена схема электрогидравлического разомкнутого дискретного привода.

Рассмотренный выше привод позволяет осуществить широтно-импульсное и частотно-импульсное регулирование при постоянном давлении на выходе из насоса.

Следящий электрогидравлический дискретный гидропривод с широтно-импульсным регулированием /рисунок 13.6/ состоит из блока сравнения 1, блоков 2 и 3 форсированного переключения электромагнитов, дискретного усилителя 4, генератора 5, исполнительного механизма 6 /гидроцилиндра/, датчика обратной связи 7, насосной установки 8.



1 – насос; 2 – предохранительный клапан; 3 - дискретный усилитель;
4 - гидродвигатель

Рисунок 13.5 - Гидросхема разомкнутого электрогидравлического дискретного гидропривода

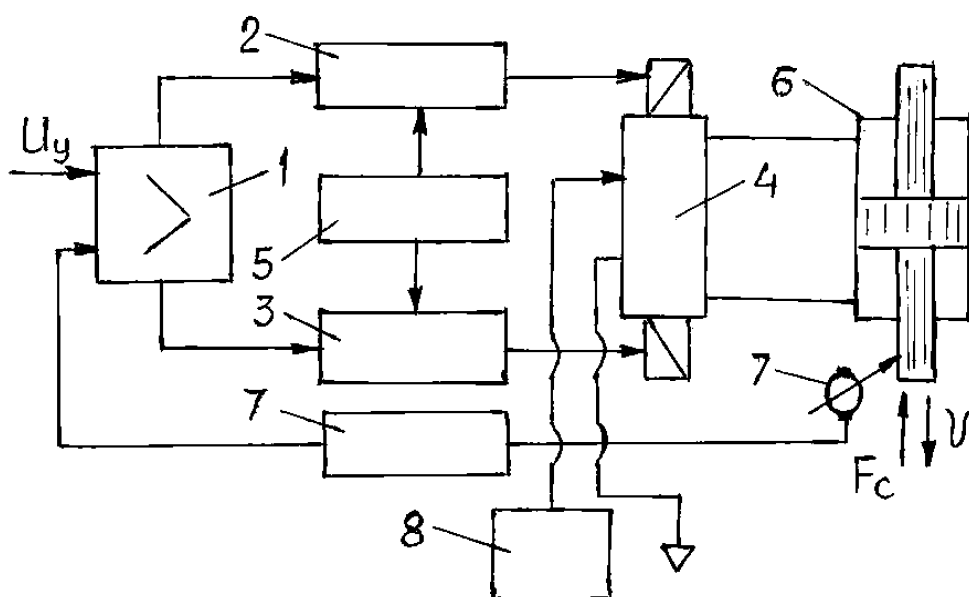


Рисунок 13.6 - Блок-схема электрогидравлического следящего дискретного гидропривода с широтно-импульсной модуляцией

13.2 Контрольные вопросы

- 1 Каковы функциональные возможности, достоинства и недостатки дискретного способа регулирования?
- 2 Каково устройство и принцип работы электрогидравлического дискретного усилителя?
- 3 Как устроен разомкнутый дискретный гидропривод?
- 4 Как функционирует следящий дискретный гидропривод с широтно-импульсной модуляцией?

14 УСТРОЙСТВА ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКИ

Элементы и устройства гидропневмоавтоматики: мультипликаторы дискретного и непрерывного действия; устройства для подготовки и очистки рабочей жидкости и воздуха; ограничители и регуляторы расхода; крановые и клапанные распределители; реле выдержки времени; гидрозамки одностороннего и двухстороннего действий. Конструктивные схемы, принцип действия, область применения, выбор из каталога стандартных устройств, расчетные зависимости потерь давления рабочей среды. Устройства разборных соединений трубопроводов.

Содержание темы изложено в литературе [1, с.133-144; 13, с.279-407; 15, с.25-53; 16, с.42-96; 17, с.222-229].

14.1 Теоретические сведения и рекомендации

Гидропневмоаппаратура из справочной литературы выбирается при соблюдении следующих условий:

$$P_{\Pi} \geq P_i; \quad Q_{\Pi} \geq Q_i,$$

где P_{Π} и Q_{Π} - соответственно паспортные номинальные значения давления и расхода конкретного типоразмера гидропневмоаппарата;

P_i и Q_i - соответственно давление и расход при номинальных режимах работы привода в месте установки в гидросистеме аппарата.

Обычно гидроаппараты выбирают после расчета входных и выходных параметров исполнительного механизма, т.е. после определения значений P_B , Q_B и Q_B , а после полного расчета потерь давления в гидросистеме привода проверяют на условия:

$$P_{\Pi} \geq P_i \quad \text{и} \quad Q_{\Pi} \geq Q_i.$$

Для выбранного типоразмера гидроаппарата определяются действительные потери давления при прохождении конкретного расхода Q_i рабочей среды через аппарат:

$$\Delta P_{АП}^i = \Delta P_{П} \left(\frac{Q_i}{Q_{П}} \right)^2.$$

В справочнике [13, с.292-315] и в книге [16, с.79-84, 295-298] представлена в полном объеме гидропневмоаппаратура для очистки масла и воздуха, а также аппаратура и приборы для контроля давления [13, с.315-327].

Мультипликаторы - устройства, предназначенные для преобразования параметров потока жидкости /газа/. Применяются мультипликаторы дискретного /рисунок 14.1, а, б/ и непрерывного /рисунок 14.1, в/ действия.

Уравнения мультипликатора дискретного действия :

$$\text{нагрузочное} - P_1 D^2 = P_2 d^2,$$

$$\text{расходное} - Q_2 D_2 = Q_1 d^2.$$

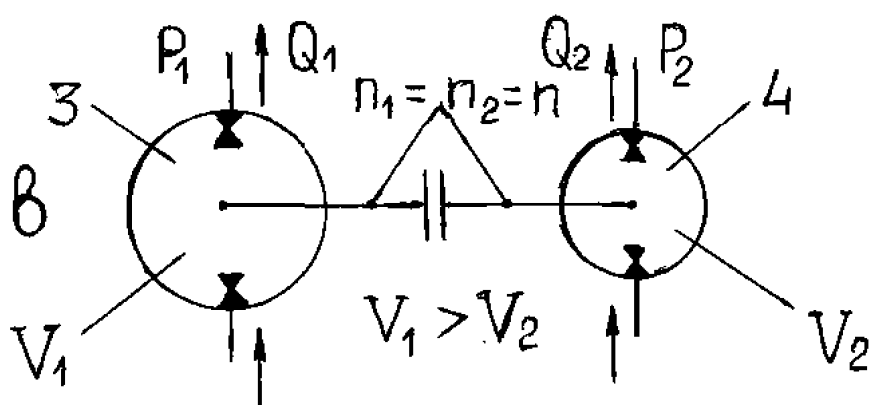
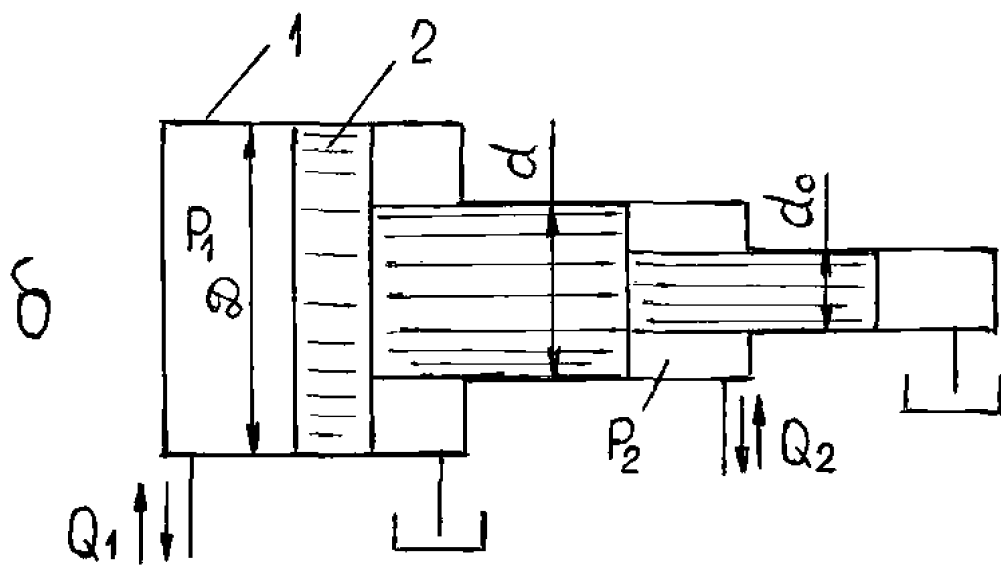
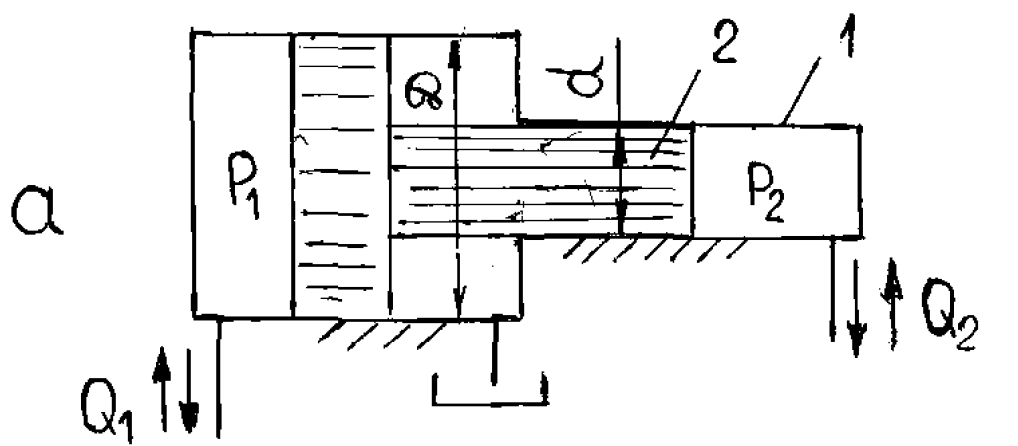
Уравнения мультипликатора непрерывного действия :

$$\text{нагрузочное} - P_1 V_1 = P_2 V_2,$$

$$\text{расходное} - Q_1 V_2 = Q_2 V_1.$$

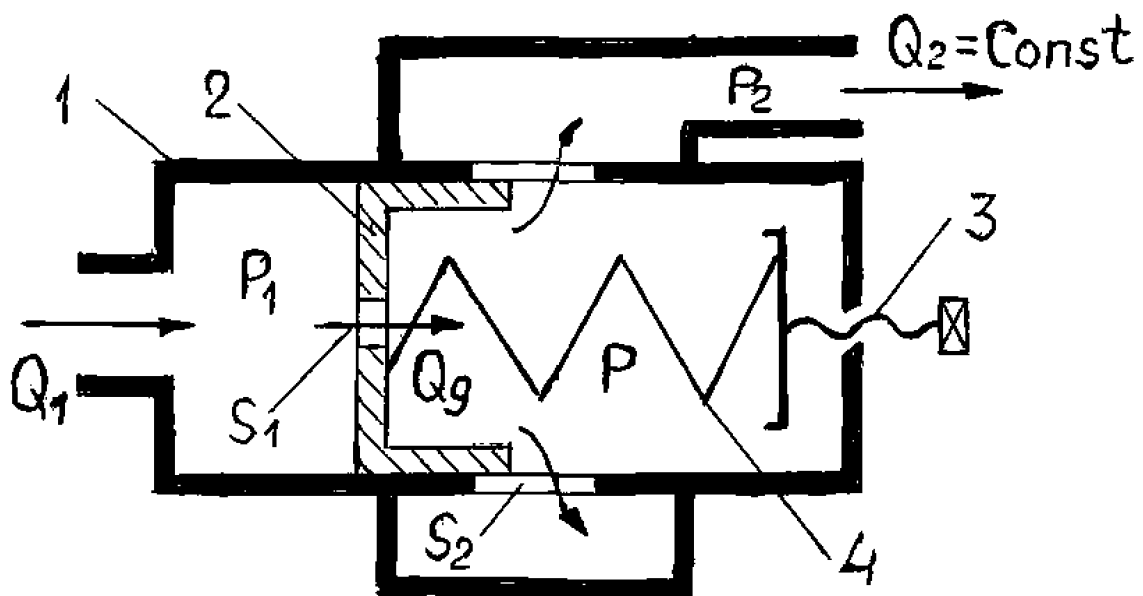
Для стабилизации движения исполнительного механизма применяются ограничители расхода /рисунок 14.2/, которые выполнены на базе гидравлического потенциометра.

Принцип работы реле выдержки времени /рисунок 14.3/ основан на фиксации времени истечения из объема A через постоянный дроссель γ жидкости /газа/ в слив.



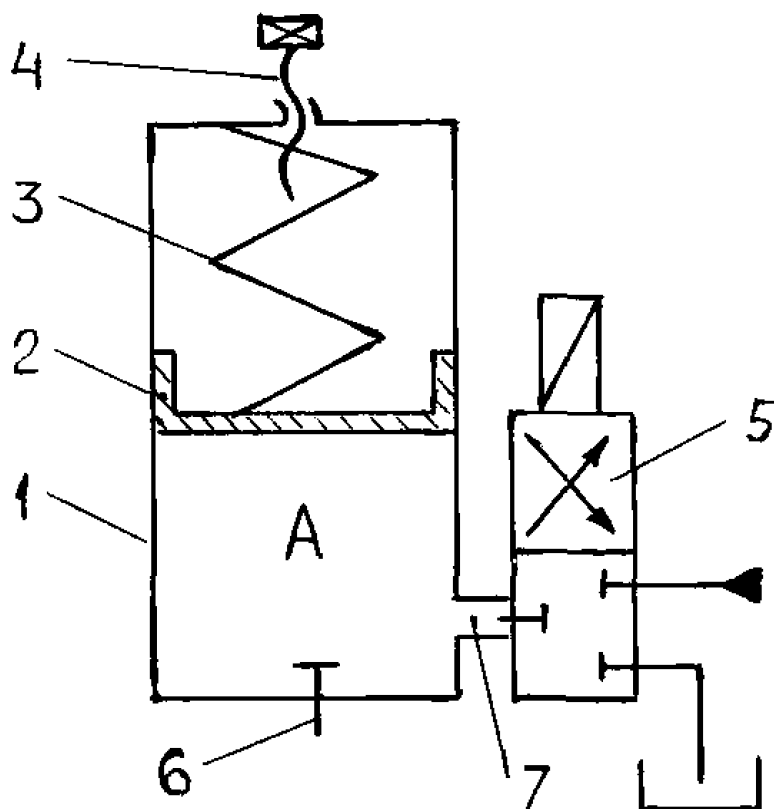
а - дискретного действия; б - дискретного действия дифференциального типа; в - непрерывного действия; 1 - корпус; 2 - поршень; 3 и 4 - мотор-насосы

Рисунок 14.1 – Мультипликаторы



- 1 – корпус; 2 – поршень с постоянным дросселем;
 3 – регулировочный винт; 4 – пружина

Рисунок 14.2 - Ограничитель расхода



- 1 - корпус; 2 – поршень; 3 - пружина; 4 - регулировочный винт-упор;
 5 - реверсивный золотник; 6 - электрический контакт; 7 - дроссельное отверстие

Рисунок 14.3 - Реле выдержки времени

В конструкциях автоматизированных гидро- и пневмоприводов используется и аппаратура общепромышленного применения [13, с.104-162; 16, с.42-79, 298 – 312]: клапаны давления, дроссели, регуляторы расхода, крановые и клапанные распределители, обратные клапаны и замки. В книге [16, с.88 - 97] приведены гидросхемы включения различных аппаратов для реализации конкретных требований технологического процесса работы привода.

Уплотнения и элементы соединения труб изложены в справочнике [13, с. 328 - 365] .

14.2 Контрольные вопросы

- 1 Как выбрать гидропневмоаппаратуру из каталога и определить действительные потери давления при прохождении через аппарат рабочей среды ?
- 2 Каковы конструкции, принцип действия и область применения рассмотренных в данном разделе гидропневмоаппаратов?

15 КОМПЛЕКТНЫЕ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

Стандартные комплектные электрогидравлические следящие приводы вращательного и поворотного действий с обратной связью по скорости, их разновидности, область применения, конструктивные схемы, технические характеристики.

Шаговые электрогидравлические и электропневматические приводы поступательного и вращательного действия, их конструкции, принцип действия, область применения, технические характеристики.

Гидравлические и пневматические следящие копировальные приводы, их классификация, область применения. Копировальные однокоординатные и двухкоординатные приводы с усилителями мощности различных типов, их гидравлические схемы и принцип работы.

Электрогидравлические /электропневматические/ приводы с цифровым управлением гидропневмоцилиндров, их разновидности, гидравлические схемы управления гидроцилиндрами, принцип их работы, расчет параметров.

Синхронные и синфазные гидравлические /пневматические/ приводы, их конструктивные схемы, принцип работы, область применения, основы проектирования приводов.

Пневматические приводы, принцип действия и структура пневмоприводов с автоматическим управлением, достоинства и недостатки пневмоприводов, область применения. Шаговые пневмоприводы поворотного и линейного действия, их конструкции, принцип действия.

Содержание темы изложено в литературе [9, с.10-200; 15, с.132-271; 16, с.216-343].

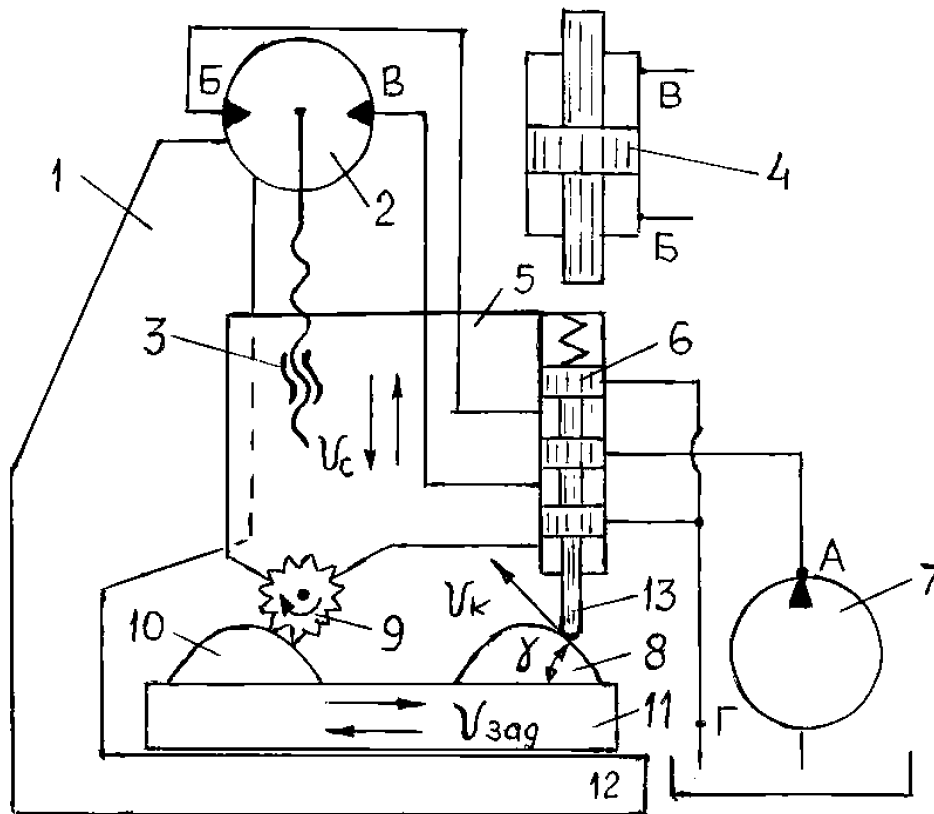
15.1 Теоретические сведения и рекомендации

В металлообрабатывающем оборудовании применяется значительная по структуре номенклатура гидропневмоприводов с копировальным управлением.

Основным регулятором следящего привода с копировальным управлением является четырехщелевой золотник с нулевым перекрытием /чаще применяется/ или с отрицательным перекрытием /применяется реже/. На рисунке 15.1 рассматривается схема простейшего однокоординатного следящего копировального привода, у которого входная величина X /задающая/ устанавливается копиром /шаблоном/ 8, причем шаблон по своим геометрическим размерам должен полностью соответствовать геометрическим размерам обрабатываемой детали 10. Недостатком данного привода является то, что скорость копирования V_K при постоянной скорости подачи стола 2 может составлять $V_K = 1,4V_{зад}$ /при $\gamma = 45^\circ$ /. Чтобы обеспечить постоянную скорость копирования /резания/ V_K необходимо применять привод с зависимой скоростью подачи стола /рисунок 15.2/. Общим недостатком рассмотренных приводов является громоздкость станка при значительных габаритах детали и копира. В этом случае применяют копировальные приводы с масштабным копированием, у которых габариты копира /шаблона/ в K раз меньше габаритов обрабатываемой детали / $K = 5 - 10$ /. Чтобы уменьшить износ щупа и шаблона /усилие давления щупа составляет 10-30Н/, применяют в копировальных приводах усилители мощности /создают незначительное усилие на щуп - 0,1-0,2 Н/. Шаблон /копир/ выполняет функции программноносителя. Программа может задаваться и ЭВМ через шаговый электродвигатель или электродвигатель постоянного тока /рисунок 15.3/. Исполнительный механизм /гидропневмоцилиндр/ может быть сконструирован так, что его шток устанавливается в ряд фиксированных положений. На рисунке 15.4 рассматривается гидроцилиндр цифрового привода / $n = 3$ / 3-разрядного, шток которого может устанавливаться в $N = 8$ положениях / $N = 2^n$, где n - число плавающих поршней/. Задачами проектирования цифрового привода, кроме конструкции гидропневмоцилиндра, являются расчет давлений в полостях цилиндра для создания необходимого усилия на штоке и создание программной системы управления реверсивными золотниками, обеспечивающими слив, подачу и запирающие жидкости /газа/ в соответствующих полостях цилиндра. Промышленность серийно выпускает комплектные безредукторные автоматизированные гидроприводы с обратной связью по скорости. На рисунке 15.5 рассматривается их схема, в таблице 15.1-характеристики.

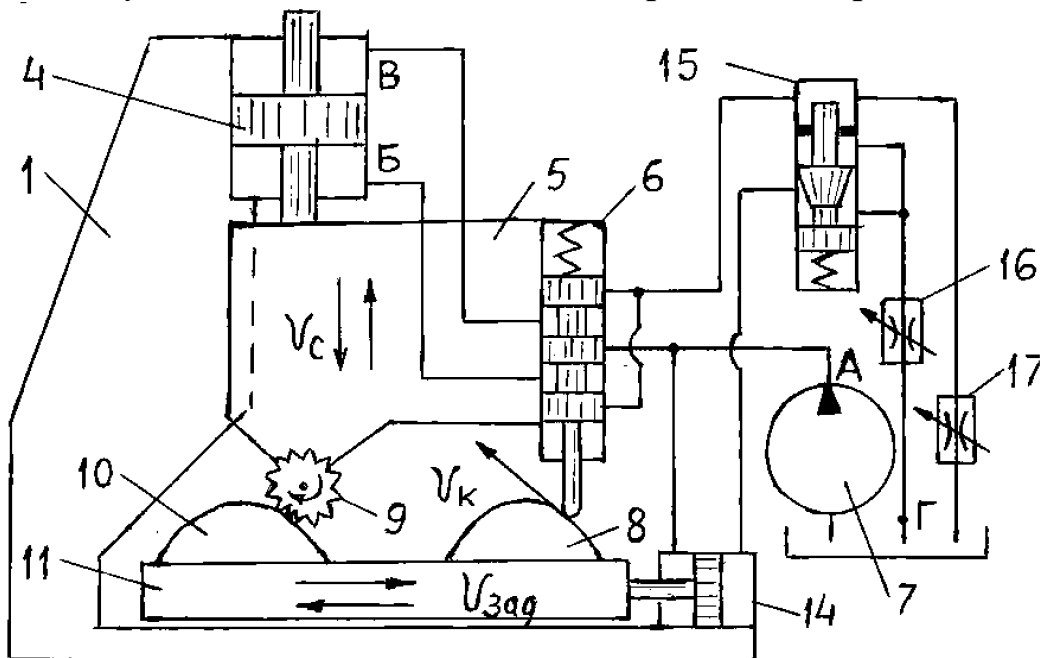
Значительное распространение получили шаговые гидропневмоприводы линейного /рисунок 15.6, а/ и вращательного /рисунок 15.6, б/ движения, управляемые от ЭВМ. Исполнительным механизмом системы управления ЭВМ является шаговый электродвигатель, или электродвигатель постоянного тока, а регулятором следящего привода - четырехщелевой золотник с нулевым перекрытием.

Приводы имеют обратную механическую связь по положению.



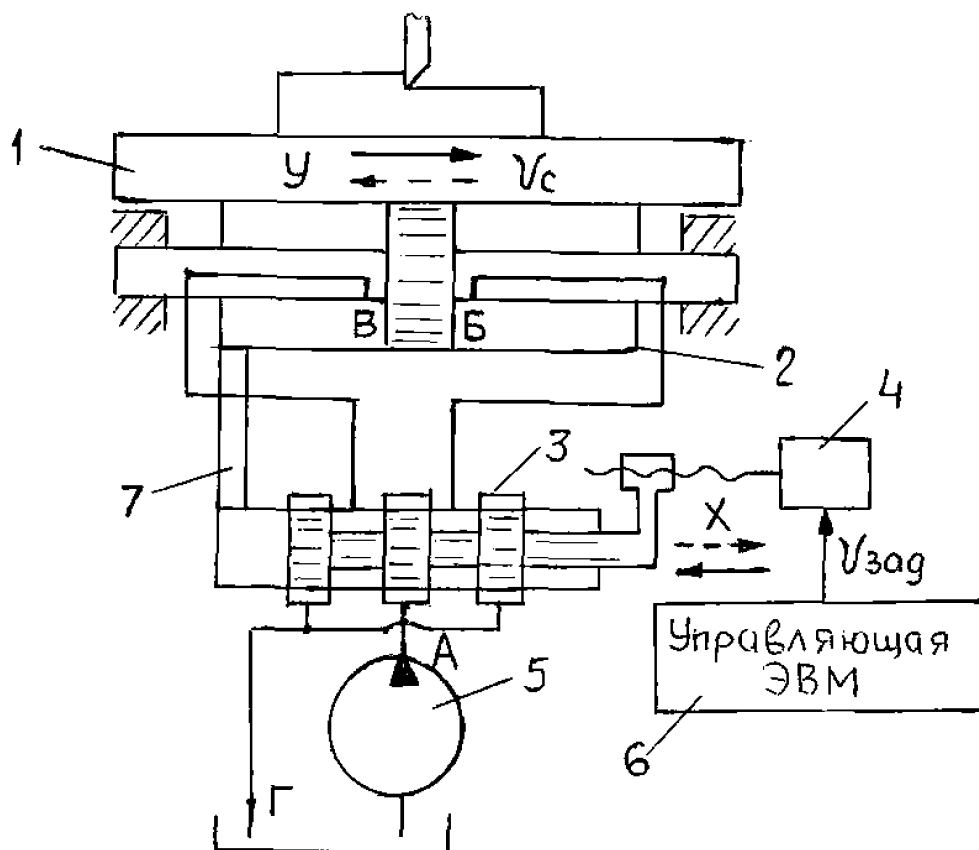
1 и 12 - станина; 2 - гидродвигатель; 3 - пара "винт-гайка", 4 - гидроцилиндр; 5 - следящий суппорт; 6 - четырехщелевой золотник; 7 - источник питания; 8 - копир; 9 - привод инструмента; 10 - обрабатываемая деталь; 11 - стол; 13 - щуп

Рисунок 15.1 - Однокаскадный копировальный привод



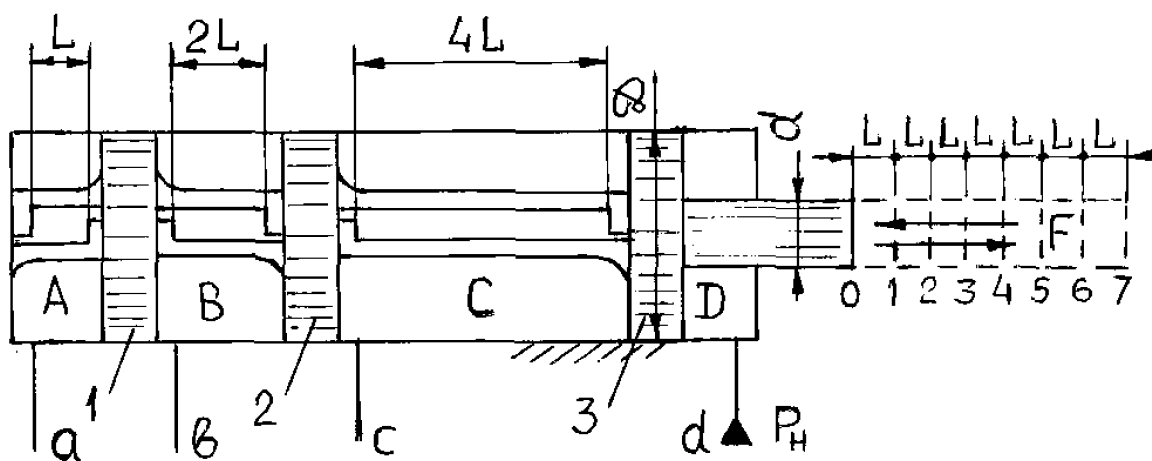
1,4,5,6,7,8,9,10,11 - см.рис.15.1; 14-гидроцилиндр привода стола; 15 - следящий золотник; 16 и 17 - дроссели

Рисунок 15.2 - Однокаскадный копировальный привод с автоматическим регулированием скорости подачи стола



1 - стол; 2 – гидроцилиндр; 3 - четырехщелевой золотник с нулевым перекрытием; 4 - шаговый электродвигатель или электродвигатель постоянного тока; 5 - насосная установка; 6 - узел программного управления; 7 - обратная механическая связь по положению

Рисунок 15.3 - Копировальный гидропривод подачи строгального станка с программным управлением

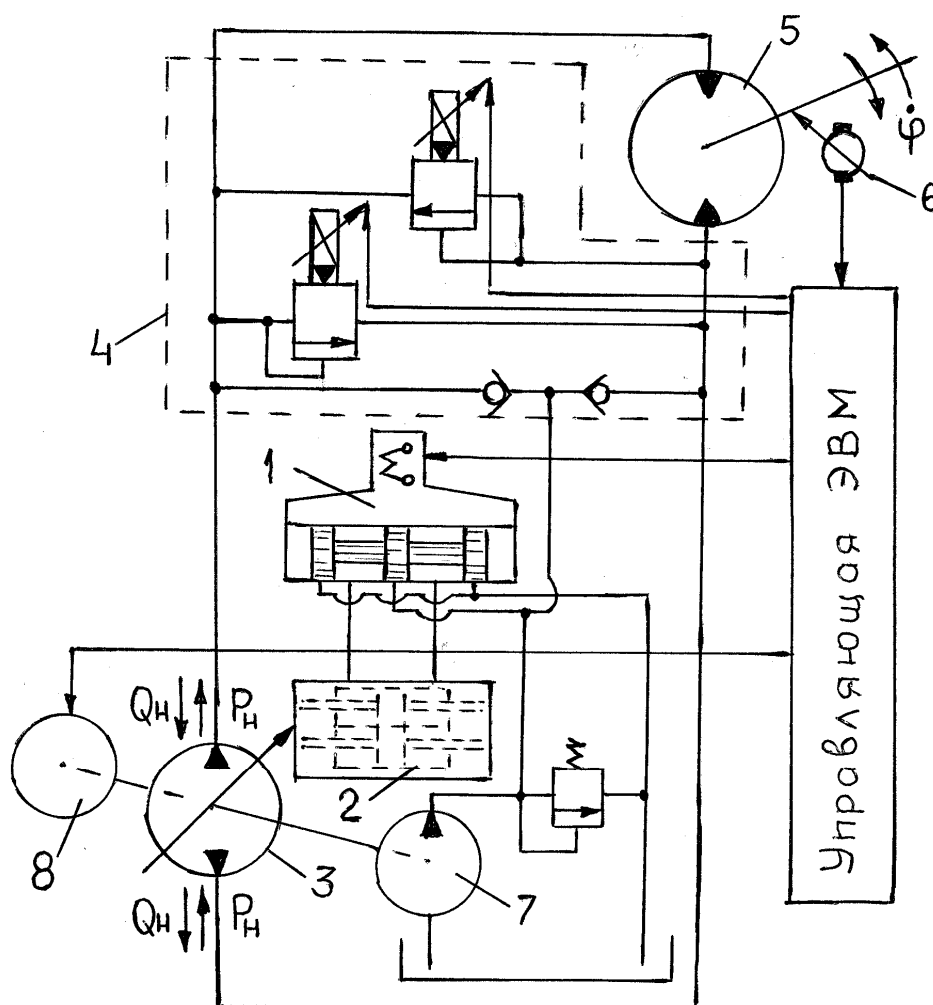


а, в, с и d - линии подвода; 1, 2 и 3 - плавающие поршни

Рисунок 15.4 - Гидропневмоцилиндр цифрового трехразрядного привода

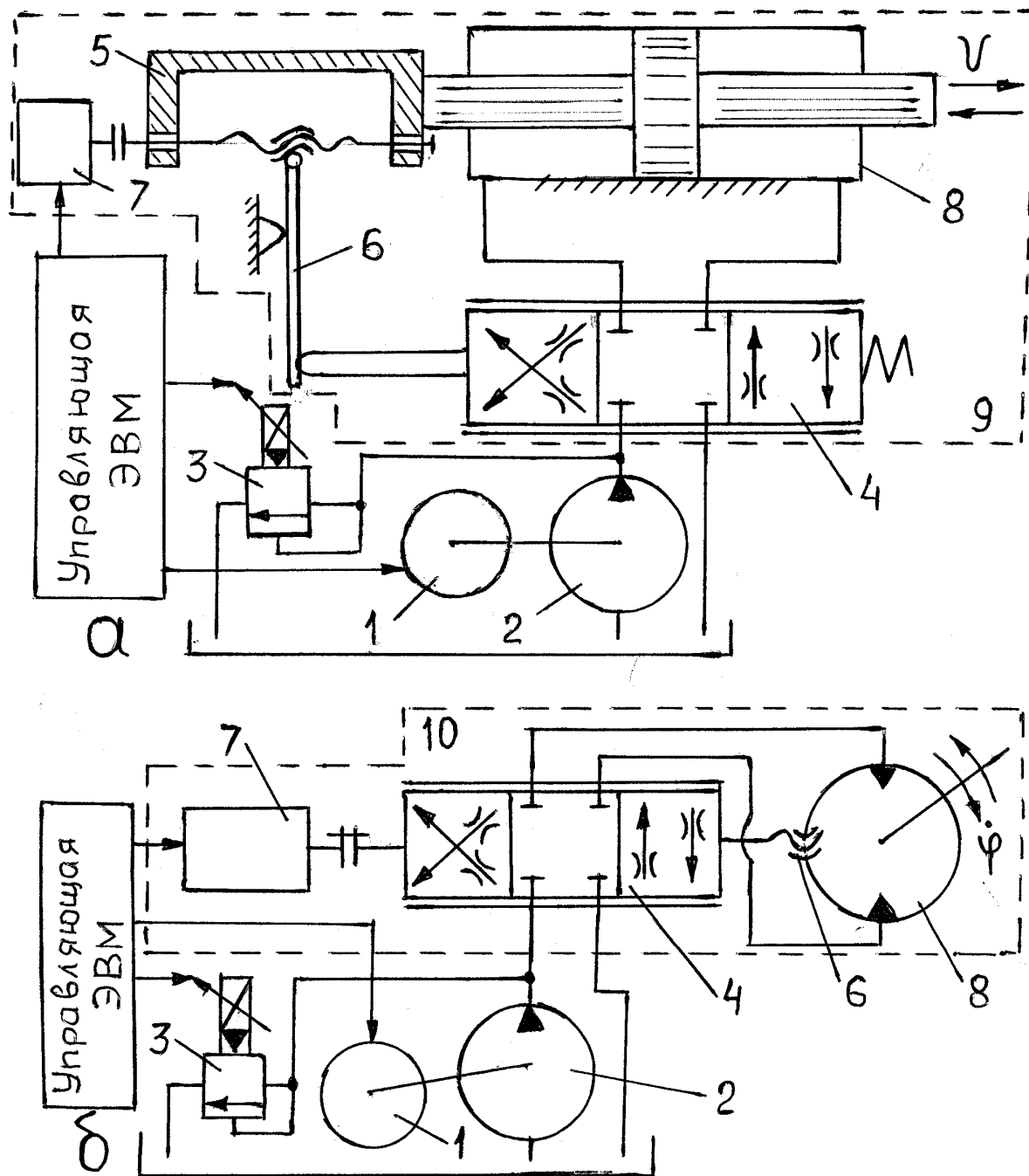
Таблица 15.1 Технические характеристики комплектных гидроприводов

Тип	Тип насоса	Тип гидродвигателя	Наличие ЭГУ	Вид движения	Номинальный крутящий момент, Н·м
Г А	Аксиально-поршневой	Аксиально-поршневой	Нет	Вращат.	До 185
Г К	То же	Радиально-поршневой	"-	"-	До 460
Э Д	"-	Ролико-лопостной	Имеется	"-	До 185
С П	"-	Поворотный	"-	Поворот. 0-270 ⁰	До 6300



1 – электрогидроусилитель; 2 – устройство, изменяющее рабочий объем насоса; 3 - насос высокого давления с регулируемым рабочим объемом; 4 - комплект гидроаппаратуры; 5 - гидродвигатель; 6 – тахогенератор; 7 - насос низкого давления; 8 - приводной электродвигатель

Рисунок 15.5 - Комплектный безредукторный автоматизированный гидропривод



а - привод линейного перемещения; б- привод вращательного действия;
 1 - приводной электродвигатель; 2 - насос; 3 - предохранительный клапан;
 4 - дросселирующий распределитель; 5 - каретка; 6 - обратная связь;
 7 - шаговый электродвигатель /электродвигатель постоянного тока/;
 8 - исполнительный механизм; 9 - линейный шаговый электрогидропривод;
 10 - гидроусилитель крутящего момента /шаговый электрогидропривод
 вращательного действия/

Рисунок 15.6 - Шаговые следящие гидронепмоприводы, управляемые от ЧПУ

В металлообрабатывающих станках весьма часто возникает необходимость синхронизации двух и более перемещений рабочих органов; обеспечения синхронных скоростей и ускорений. Выполнить абсолютно синхронный привод практически невозможно. Следовательно, каждый синхронный привод работает с ошибкой, которая равна разности перемещений /положений/, разности скоростей и разности ускорений. Например, синхронный привод по перемещению /положению/ всегда имеет ошибку δ и условие функционирования такого привода может быть записано:

$$L_1 = KL_2 \pm \delta,$$

где L_1 и L_2 - соответственно линейные или угловые перемещения первого и второго исполнительных механизмов;

K - коэффициент пропорциональности: $K = 1$ - если шкалы перемещений двух исполнительных механизмов одинаковые;

$K < 1$ - если шкалы перемещений неодинаковы.

Если взять первую и вторую производные изложенного выше уравнения, то оказывается, что ошибка по скорости и ошибка по ускорению равны 0.

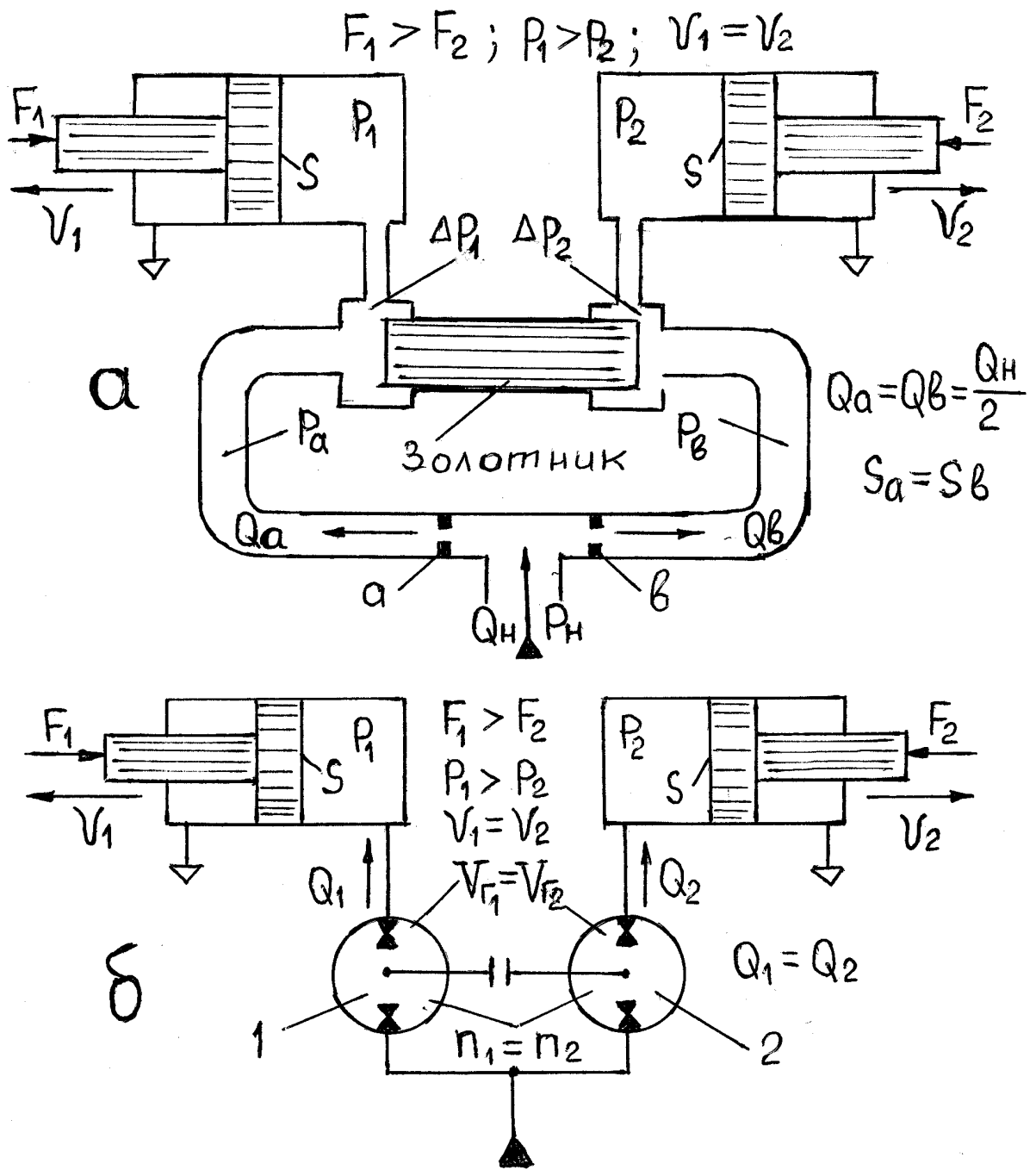
При синхронизации по скорости возникает скоростная ошибка ΔV , а ошибка по перемещению δ накапливается в течение совершаемого цикла. В этом случае ошибка по ускорению будет равна нулю, а ошибка по перемещению накапливается по квадратичной зависимости.

Наибольшее распространение получили синхронные приводы по положению и по скорости. Существует большое разнообразие конструкций синхронных приводов.

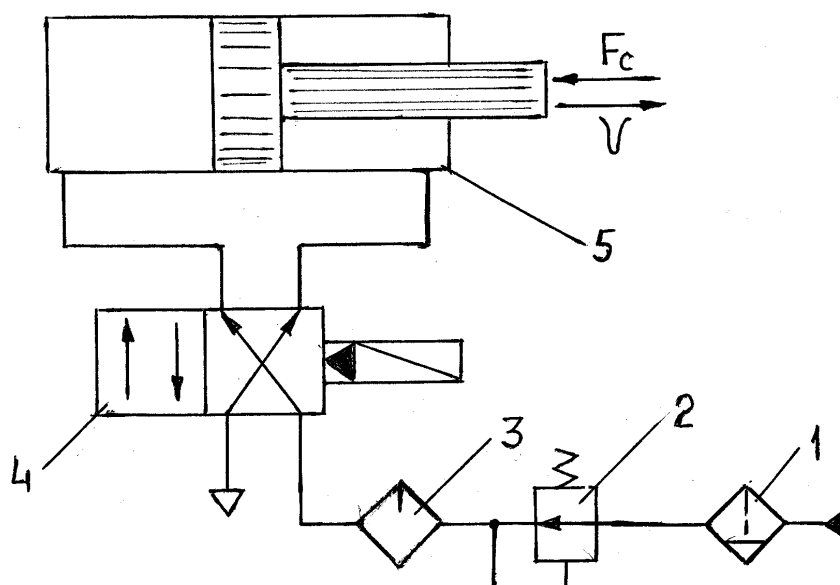
Широко применяются синхронные приводы, обеспечивающие синхронизацию двух и более движений с применением дроссельных и объемных делителей потоков /рисунок 5.7/.

В синфазных приводах синхронизация достигается дозированием жидкости, подводимой к исполнительным механизмам приводов, а дозирование обеспечивается различными устройствами, например соединением двух гидродвигателей валом.

В зависимости от вида используемой энергии воздуха пневматические приводы бывают динамического и объемного типа. В динамических приводах используется кинетическая энергия воздуха, а в объемных - потенциальная энергия давления воздуха. В металлообрабатывающих станках наибольшее распространение получили пневматические приводы объемного типа, которые преобразуют потенциальное давление воздуха в механическую работу, выполняемую исполнительным механизмом привода /рисунок 15.8/.



а - дрессельный; б - объемный; 1 и 2 - мотор-насосы
Рисунок 15.7 - Гидравлические делители потока



1 - фильтр-влагоотделитель; 2 - редукционный клапан; 3 –маслораспылитель;
4 - пневмораспределитель; 5 - пневмоцилиндр

Рисунок 15.8 - Функциональная схема пневмопривода возвратно-поступательного действия

Одним из основных узлов пневмопривода является исполнительный механизм, роль которого выполняют пневмоцилиндры, поворотные двигатели и пневмодвигатели.

Основными достоинствами пневмоприводов являются: возможность питания от централизованной сети; высокие скорости срабатывания исполнительных устройств; пожаро- и взрывобезопасность, возможность работы в широком диапазоне температур в условиях запыленности, вибраций, радиации; простота конструкции и высокая надежность; простота эксплуатации; относительная низкая стоимость и быстрая окупаемость. К недостаткам пневматических приводов относят: сравнительно высокую стоимость энергии сжатого воздуха; невозможность без применения специальных устройств обеспечить заданный закон движения исполнительного механизма; нестабильность скорости движения исполнительного механизма при изменяющейся нагрузке сопротивления; недостаточные условия смазки кинематических пар пневмоустройств; довольно низкий к.п.д.; необходимость защиты кинематических пар от коррозии.

Между гидравлическими и пневматическими устройствами существуют аналогии по принципу действия элементов приводов, их функциональным возможностям и конструктивному оформлению.

Существует значительное разнообразие конструкций пневмоприводов, используемых в различных машинах и промышленных роботах.

Шаговое управление рабочими органами машин реализуется специальной конструкцией пневмодвигателей поступательного, поворотного и вращательного действий. Получили распространение шаговые исполнительные устройства храпового, клинового и "стреляющего" типов.

15.2 Контрольные вопросы

- 1 Каковы разновидности, конструктивное оформление и принцип работы комплектных автоматизированных приводов?
- 2 Как осуществляется функционирование шаговых приводов?
- 3 Какие разновидности копируемых следящих приводов используются в металлообрабатывающем оборудовании?
- 4 Каков принцип действия следящего однокоординатного привода?
- 5 Каковы конструктивные особенности и принцип действия цифрового гидропневмопривода?
- 6 Как осуществляется синхронизация движения исполнительных механизмов приводов?
- 7 Из каких основных элементов состоит пневмопривод и каковы его достоинства и недостатки?

16 ЦИФРОВЫЕ УСТРОЙСТВА ПНЕВМОСИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ

Устройства пневмоавтоматики: пневматические сопротивления, емкости, упругие элементы, пневматические приборы, усилители и преобразователи, их конструктивные схемы, расчетные зависимости параметров.

Универсальная система элементов промышленной пневмоавтоматики /УСЭППА/ и логические элементы струйной пневмоавтоматики, их функциональное назначение.

Основы синтеза комбинационных и последовательностных логических схем на базе пневматических логических элементов.

Основные свойства пневматических динамических звеньев в контурах систем автоматического регулирования, дифференциальные уравнения, передаточные функции.

Общие сведения о пневматических средствах систем автоматического управления технологическими процессами, построенных на базе комплексов УСЭППА, - "СТАРТ" и "ЦЕНТР".

Содержание темы изложено в литературе [9, с. 57-91, 201-350; 15, с.272-332; 16, с.344-411] .

16.1 Теоретические сведения и рекомендации

Пневматические системы управления получают все большее распространение в связи с их достоинствами: простота конструкции, надежность, экономичность, пожаро-и взрывобезопасность. К недостаткам, следует отнести: по сравнению с электронными устройствами пневматические имеют гораздо большие габариты и в 100 раз меньшее быстродействие.

Отечественная промышленность выпускает мембранную /элементы УСЭППА/ и струйную /элементы ВОЛГА/ логику, а также модульные пневматические устройства /элементы НЭМП/. На рисунке 16.1 рассматриваются схемы логических элементов.

На базе изложенных выше элементов разработаны комплексы УСЭППА и ВОЛГА интегральной логики и цифровых вычислительных устройств.

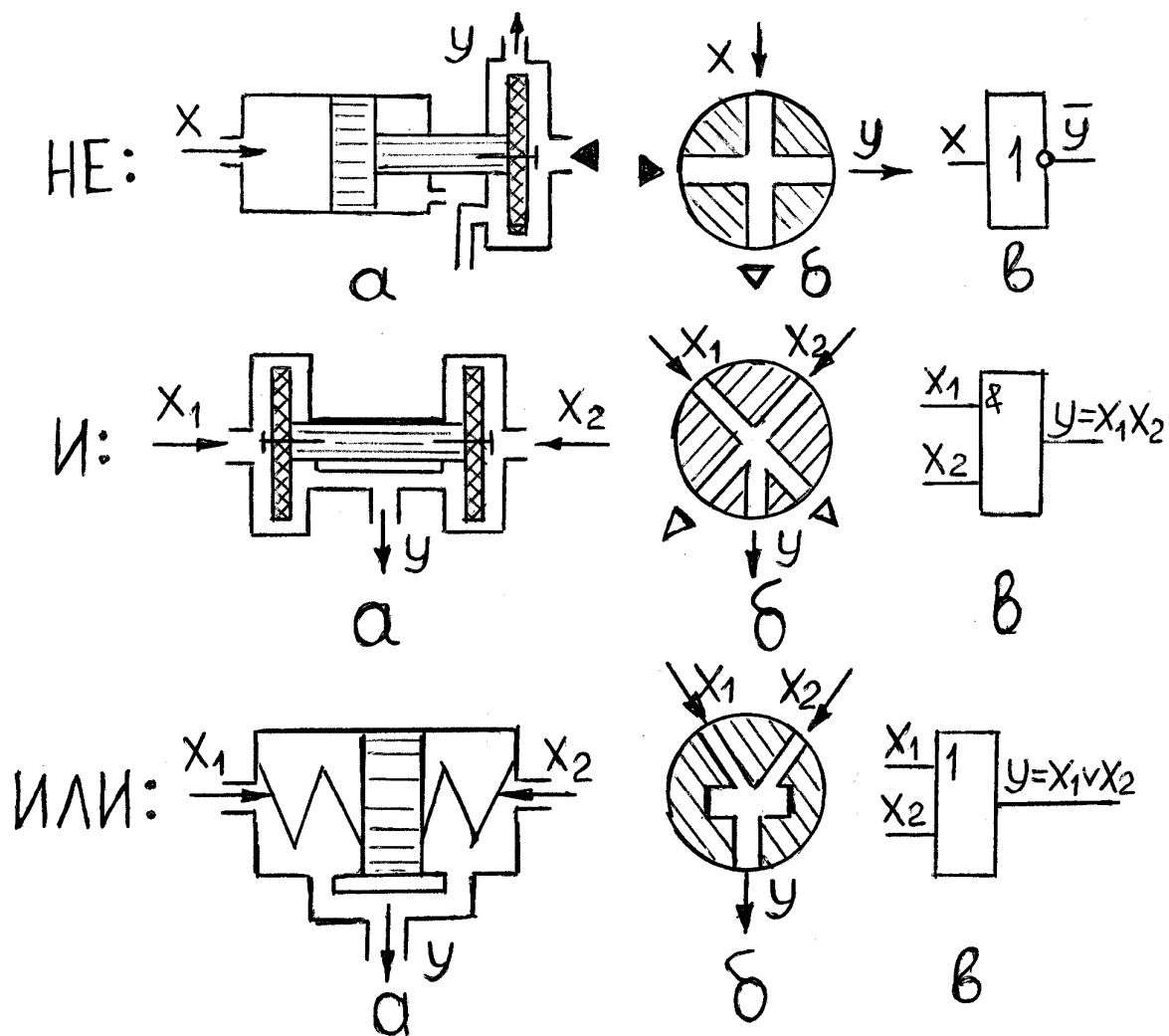
В литературе [15,с.272-332; 16, с.344-411] приводится необходимая информация о пневматических устройствах систем управления, синтезе пневмосистем; операционных вычислительных устройствах, применении пневматических систем управления в металлообрабатывающем оборудовании и промышленных роботах.

На базе элементов УСЭППА созданы и широко применяются в промышленности комплексы типовых приборов контроля и управления технологическими процессами - СТАРТ и ЦЕНТР.

На базе элементов УСЭППА и ВОЛГА создан и применяется комплекс пневматических средств дискретной автоматики - ЦИКЛ.

16.2 Контрольные вопросы

- 1 Как устроены пневматические логические элементы различных типов? Как они функционируют?
- 2 Каковы конструкции и принцип действия интегральных логических элементов типа УСЭППА и ВОЛГА?
- 3 Каково устройство и функционирование операционных логических устройств?
- 4 В каких областях промышленности применяются пневматические системы управления?



а - УСЭППА; б - ВОЛГА; в - условное обозначение
Рисунок 16.1 - Логические элементы

17 ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ, ПРОТИВОПОЖАРНАЯ ТЕХНИКА, ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ, ОСНОВЫ МЕТОДИКИ ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТИ ГИДРОПНЕВМОУСТРОЙСТВ

Общие требования по охране окружающей среды, ТБ и ПТ, предъявляемые к конструкциям электрогидравлических и электропневматических устройств /приводов/, к их испытанию и эксплуатации.

Критерии надежности: безотказность, долговечность, ремонтпригодность, сохраняемость, отказ, срок службы, ресурс, их нормирование и пути повышения показателей. Роль технической диагностики, применение термодинамического диагностирования гидросистем. Использование гидротестеров для проверки работы гидросистем.

Содержание темы изложено в литературе [1, с. 133-144; 3, с.410-417; 11, с.251-281; 13, с.433-492; 17, с.222-229].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Беязов И.И. Аналоговые гидроусилители.- Л.: Машиностроение, 1983.- 150 с.
- 2 Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - М.: Машиностроение, 1972. - 320 с.
- 3 Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидропривод. - М.: Машиностроение, 1982. - 422 с.
- 4 Гамынин Н.С. и др. Динамика быстродействующего гидравлического привода. - М.: Машиностроение, 1979. - 80 с.
- 5 Ибрагимов И.А. и др. Элементы и системы гидропневмоавтоматики. -М.: Высш.школа, 1975. - 350 с.
- 6 Бурдаков С.Ф. и др. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов.- М. : Высш.шк. ,1986.-262с.
- 7 Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. - М.: Машиностроение, 1975. - 288с.
- 8 Посохин Г.Н. Дискретное управление электрогидравлическим приводом. - М.: Энергия, 1975. - 88 с.
- 9 Прусенко В.С. Пневматические системы автоматического регулирования технологических процессов. – М.: Машиностроение, 1987. - 356 с.
- 10 Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. -М.: Машиностроение, 1987. - 460 с.
- 11 Прокофьев В.Н. Динамика гидропривода.- М.: Машиностроение, 1972.-288 с.
- 12 Сосонкин В.Л. Дискретная гидроавтоматика. - М.: Машиностроение, 1972. - 160 с.
- 13 Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. -М.: Машиностроение, 1988. - 512 с.
- 14 Топчеев Ю.И. Атлас для проектирования систем автоматического регулирования. - М.: Машиностроение, 1989. - 752 с.
- 15 Федорец В.А. и др. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. - К.: Вища школа, 1987. - 376 с.
- 16 Федорець В.О. та ін. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика. -К. : Вища школа, 1995. - 464 с.
- 17 Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидропневмоавтоматики. - М.: Машиностроение, 1979. - 232 с.

Учебное издание

Методические указания

к самостоятельной работе студентов специальности 7.092501 над дисциплиной "Исполнительные механизмы и регулирующие органы", по курсовому и дипломному проектированию

Составитель
Редактор

Евгений Федорович Чекулаев
Нелли Александровна Хахина

158/2001 Подп. в печать
Офсетная печать. Усл.печ.л.
Тираж 35 экз.

Формат 60x84/16.
Уч.-изд.л.

ДГМА. 84313, Краматорск, ул. Шкадинова, 72