

Практическая работа № 1
ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ И ИХ
КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

1. Задачи работы

1.1. Ознакомиться с конструкциями, принципом действия и основными характеристиками объемных гидромашин.

1.2. Определить основные параметры объемных гидромашин.

2. Краткие теоретические сведения

2.1. Гидравлической машиной (гидромашиной) называется машина, предназначенная для преобразования механической энергии в энергию движущейся жидкости или наоборот. В зависимости от вида преобразования энергий гидромашины делятся на насосы и гидродвигатели.

Насос – это гидромашина для создания потока рабочей жидкости путем преобразования механической энергии в энергию движущейся жидкости.

Гидродвигатели служат для преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена гидромашины.

В объемном насосе жидкость перемещается вследствие вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями.

2.2. Под рабочей камерой объемной гидромашины понимается пространство внутри машины, ограниченное рабочими поверхностями рабочих элементов, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с входом и выходом гидромашины.

Объемная гидромашина может иметь одну или несколько рабочих камер, которые образуются различными элементами, например, парами поршень – цилиндр, впадина шестерни – зуб шестерни и т.п.

Под вытеснителями понимается рабочий орган насоса, непосредственно всасывающий и вытесняющий жидкость из рабочих камер. Типичные вытеснители – поршень, плунжер, шестерня, пластина и др.

2.3. Объемные гидромашины характеризуются рядом параметров, основными из которых являются: рабочий объем q , подача (расход) Q , давление p , мощность N , частота вращения вала n , полный КПД.

Термин "подача" введен для насосов, термин "расход" – для гидродвигателей.

Объемную теоретическую подачу насоса определяют по формуле:

$$Q_m = q \cdot n, \quad (1.1)$$

где Q_m – теоретическая подача насоса, м³/с;

q – рабочий объем насоса, м³ (м³/об);

n – частота вращения вала насоса, с⁻¹.

Действительная подача насоса определяется выражением:

$$Q_0 = Q_m \cdot \eta_{об}, \quad (1.2)$$

где Q_0 – действительная подача насоса, м³/с;

$\eta_{об}$ – объемный КПД насоса.

Различают полезную (выходную) и потребляемую (входную) мощности гидромашины. Полезная мощность насоса представляет собой энергию, которая сообщается жидкости в единицу времени и определяется параметрами потока рабочей жидкости:

$$N_{ин} = \Delta p_n \cdot Q_n, \quad (1.3)$$

где $N_{ин}$ – полезная мощность насоса, Вт;

$\Delta p_n = p_{вых} - p_{вх}$ – перепад давления на насосе, Па, здесь $p_{вых}$ – давление на выходе из насоса, $p_{вх}$ – давление на входе в насос; Q_n – подача насоса, м³/с.

2.4. Полный КПД гидромашины учитывает все потери мощности, которые возникают в гидромашине при движении рабочей жидкости. Существуют три вида таких потерь: гидравлические, механические и объемные.

Гидравлические потери на преодоление путевых и гидравлических сопротивлений каналов, окон гидромашин учитываются гидравлическим КПД η_g .

Механические потери, возникающие в результате действия сил трения в подвижных звеньях гидромашины (в подшипниках, шарнирах, между поршнями и стенками гидроцилиндров и т.д.), учитываются механическим КПД η_m .

Объемные потери, связанные с утечками, перетечками и сжимаемостью рабочей жидкости, учитываются объемным КПД $\eta_{об}$.

Таким образом, полный КПД гидромашины представляет собой произведение трех частных КПД:

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_m \cdot \eta_{об} \quad (1.4)$$

или

$$\eta = \eta_{зм} \cdot \eta_{об}$$

где $\eta_{зм}$ – гидромеханический КПД.

3. Порядок выполнения работы

3.1. Ознакомиться с назначением, классификацией объемных гидромашин, основными параметрами, терминами и определениями.

3.2. Используя литературу, оборудование, схемы изучить устройство и принцип действия следующих гидромашин:

- а) шестеренного насоса;
- б) аксиально-поршневого насоса и гидромотора;
- в) гидроцилиндра с одно- и двусторонним штоком;
- г) пластинчатого насоса и гидромотора;
- д) радиально-поршневого насоса и гидромотора.

3.3. Произвести расчет основных параметров объемных гидромашин.

4. Расчет подачи, полезной мощности, гидромеханического КПД шестеренных насосов

По формулам (1.1) – (1.3) рассчитаем подачу, мощность шестеренного насоса НШ50-4 (при различных частотах вращения вала насоса).

Характеристика насоса НШ50-4:

- рабочий объем $q = 48,8 \text{ см}^3$;
- давление на выходе из насоса $p_n = 20 \text{ МПа}$;
- объемный КПД $\eta_{об} = 0,94$;
- полный КПД $\eta = 0,89$.

При расчете полезной мощности насоса по формуле (1.3) принимаем давление на выходе из насоса, равным номинальному, а давление на входе в насос, равным нулю, т.е. $p_{вых} = p_n, p_{вх} = 0$.

Выполним расчет для частоты вращения $n = 5,0 \text{ с}^{-1}$:

$$Q_m = q \cdot n = 48,8 \cdot 10^{-6} \cdot 5 = 244 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_o = Q_m \cdot \eta_{об} = 244 \cdot 10^{-6} \cdot 0,94 = 229,4 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$N_{нп} = p_n \cdot Q_o = 20 \cdot 10^6 \cdot 244 \cdot 10^{-6} = 4587 \text{ Вт};$$

$$\eta_{зм} = \frac{\eta}{\eta_{об}} = \frac{0,89}{0,94} = 0,95.$$

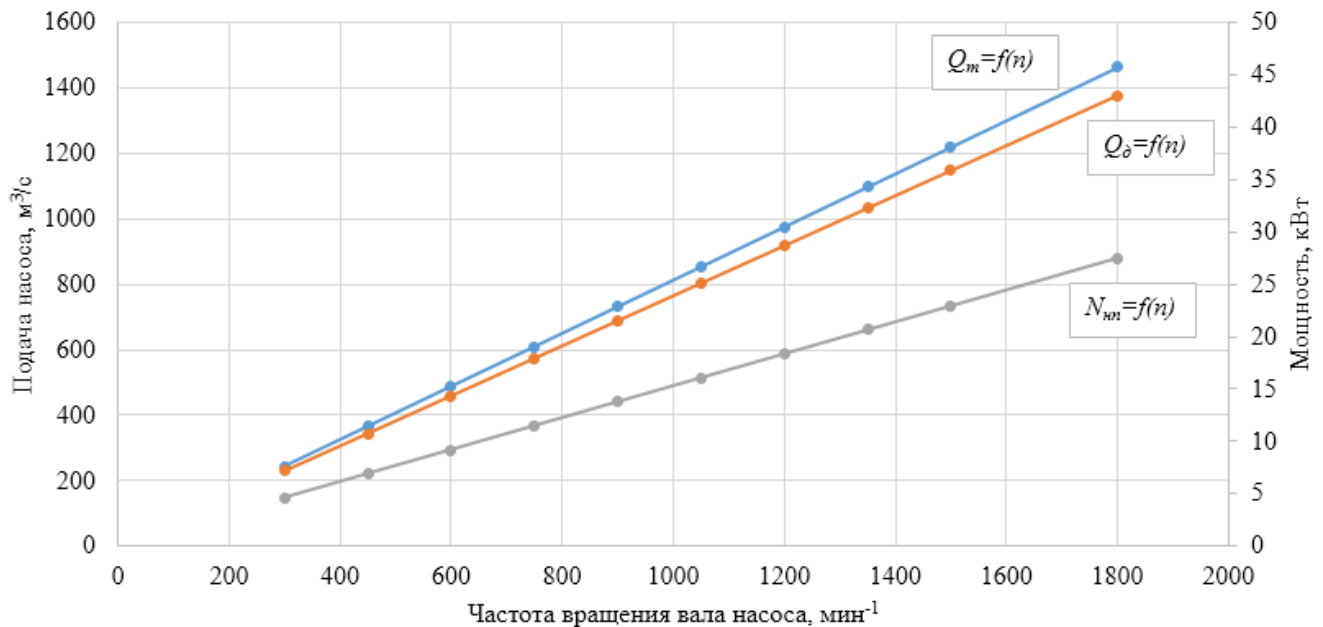
Аналогично выполняем расчеты для других значений частоты вращения.

Полученные результаты сводим таблицу 1.1.

Таблица 1.1

Тип насоса НШ50-4 рабочий объем $q = 48,8 \text{ см}^3$; $p_n = 20 \text{ МПа}$										
Частота вращения вала насоса, с^{-1}	5	7,5	10	12,5	15	17,5	20	22,5	25	30
Число оборотов вала насоса, мин-1	300	450	600	750	900	1050	1200	1350	1500	1800
$Q_m \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3/\text{с}$	244	366	488	610	732	854	976	1098	1220	1464
$Q_o \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3/\text{с}$	229,4	344,0	458,7	573,4	688,1	802,8	917,4	1032,1	1146,8	1376,2
Объемные потери в насосе ΔQ , $\text{см}^3/\text{с}$	14,6	22,0	29,3	36,6	43,9	51,2	58,6	65,9	73,2	87,8
$N_{нп}$, кВт	4587	6881	9174	11468	13762	16055	18349	20642	22936	27523
$\eta_{зм}$	0,95									

По данным табл. 1.1 строим графические зависимости $Q_m = f(n)$; $Q_o = f(n)$; $N_{нп} = f(n)$ для шестеренного насоса.



5. Расчет подачи, полезной мощности, гидромеханического КПД аксиально-поршневых насосов

По формулам (1.1) – (1.3) рассчитаем подачу, мощность аксиально-поршневого насоса 210.16...Г (при различных частотах вращения вала насоса).

Характеристика насоса 210.16...Г:

- рабочий объем $q = 28,1 \text{ см}^3$;
- давление на выходе из насоса $p_n = 20 \text{ МПа}$;
- объемный КПД $\eta_{об} = 0,97$;
- полный КПД $\eta = 0,92$.

При расчете полезной мощности насоса по формуле (1.3) принимаем давление на выходе из насоса, равным номинальному, а давление на входе в насос, равным нулю, т.е. $p_{вых} = p_n, p_{вх} = 0$.

Выполним расчет для частоты вращения $n = 5,0 \text{ с}^{-1}$:

$$Q_m = q \cdot n = 28,1 \cdot 10^{-6} \cdot 5 = 140,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_d = Q_m \cdot \eta_{об} = 140,5 \cdot 10^{-6} \cdot 0,97 = 136,3 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$N_{nn} = p_n \cdot Q_d = 20 \cdot 10^6 \cdot 140,5 \cdot 10^{-6} = 2726 \text{ Вт};$$

$$\eta_{зм} = \frac{\eta}{\eta_{об}} = \frac{0,92}{0,97} = 0,95.$$

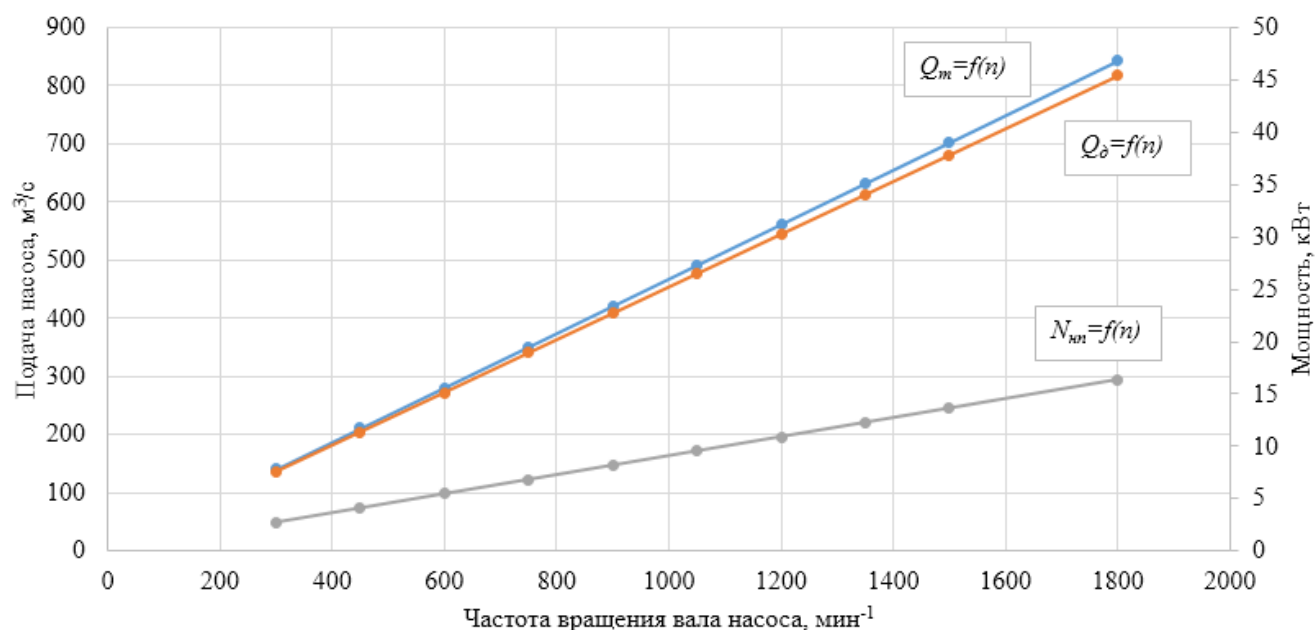
Аналогично выполняем расчеты для других значений частоты вращения.

Полученные результаты сводим таблицу 1.2.

Таблица 1.2

Тип насоса 210.16...Г рабочий объем $q = 28,1 \text{ см}^3$; $p_n = 20 \text{ МПа}$										
Частота вращения вала насоса, с^{-1}	5	7,5	10	12,5	15	17,5	20	22,5	25	30
Число оборотов вала насоса, мин-1	300	450	600	750	900	1050	1200	1350	1500	1800
$Q_m \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3/\text{с}$	140,5	210,75	281	351,25	421,5	491,75	562	632,25	702,5	843
$Q_d \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3/\text{с}$	136,3	204,4	272,6	340,7	408,9	477,0	545,1	613,3	681,4	817,7
Объемные потери в насосе ΔQ , $\text{см}^3/\text{с}$	4,2	6,3	8,4	10,5	12,6	14,8	16,9	19,0	21,1	25,3
$N_{\text{нп}}$, кВт	2726	4089	5451	6814	8177	9540	10903	12266	13629	16354
$\eta_{\text{ГМ}}$	0,95									

По данным табл. 1.2 строим графические зависимости $Q_m = f(n)$; $Q_d = f(n)$; $N_{\text{нп}} = f(n)$ для аксиально-поршневого насоса.



6. Расчет рабочего объема шестеренного и аксиально-поршневого насосов

6.1. Рабочий объем шестеренного насоса определяется по формуле

$$q = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot (z + 1) \cdot b, \quad (1.5)$$

где m — модуль зубчатого зацепления, см; z — число зубьев шестерни; b — ширина шестерни, см.

Выполняем расчет, полученные данные заносим в таблицу 1.3.

Таблица 1.3

Вариант	Б
Параметры	
Модуль зубчатого зацепления m , см	0,9
Число зубьев z	11
	12
	14
Ширина шестерни b , см	2,5
Рабочий объем q :	
q_1 , см ³ (см ³ /об)	152,6
q_2 , см ³ (см ³ /об)	165,3
q_3 , см ³ (см ³ /об)	190,6

6.2. Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком характеризуется суммарным объемом жидкости, вытесняемой поршнями за один оборот вала, и определяется по формуле:

$$q = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot z \cdot h = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot z \cdot D_1 \cdot \sin \gamma, \quad (1.6)$$

где d_n – диаметр поршня, см; z – число всех поршней; h – максимальный ход поршня, см; D_1 здесь – диаметр окружности упорного фланца, на котором расположены центры шаровых шарниров шатунов, см; γ – угол наклона оси блоков цилиндров к оси приводного вала, обычно $\gamma = 15...25^\circ$.

Выполняем расчет, полученные данные заносим в таблицу 1.4.

Таблица 1.4

Вариант	Б
Параметры	
Диаметр поршня d_n , см	1,6
Число поршней z	7
Диаметр окружности упорного фланца D_1 , см	11
	12
	13
Угол наклона γ	15°

Рабочий объем q :	
$q_1, \text{см}^3 (\text{см}^3 / \text{об})$	40,0
$q_2, \text{см}^3 (\text{см}^3 / \text{об})$	43,7
$q_3, \text{см}^3 (\text{см}^3 / \text{об})$	47,3

6.3. Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным диском определяется по формуле:

$$q = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot z \cdot h = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot z \cdot D \cdot \text{tg} \gamma, \quad (1.7)$$

где d_n – диаметр поршня, см; z – число всех поршней; h – максимальный ход поршня, см; D_1 здесь – диаметр окружности блока, на котором расположены оси цилиндров, см; γ – угол наклона оси блоков цилиндров к оси приводного вала, обычно $\gamma = 20 \dots 25^\circ$.

Выполняем расчет, полученные данные заносим в таблицу 1.5.

Таблица 1.5

Вариант	Б
Параметры	
Диаметр поршня d_n , см	1,6
Число поршней z	7
Диаметр окружности упорного фланца D_1 , см	11
	12
	13
Угол наклона γ	15°
Рабочий объем q :	
$q_1, \text{см}^3 (\text{см}^3 / \text{об})$	41,5
$q_2, \text{см}^3 (\text{см}^3 / \text{об})$	45,2
$q_3, \text{см}^3 (\text{см}^3 / \text{об})$	48,9

Практическая работа № 2
ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ГИДРОАППАРАТОВ
ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

1. Задачи работы

1.1. Ознакомиться с основными типами гидроаппаратов, с их устройством и принципом действия.

1.2. Усвоить основные термины и определения гидроаппаратов объемных гидроприводов.

1.3. Определить площадь рабочего проходного сечения гидрораспределителя и величину осевого смещения золотника гидрораспределителя.

2. Краткие теоретические сведения

2.1. Гидравлическим аппаратом называется устройство гидропривода, которое управляет потоком рабочей жидкости и выполняет хотя бы одну из следующих функций:

- изменяет направление потока рабочей жидкости;
- открывает или перекрывает поток рабочей жидкости;
- изменяет параметры потока рабочей жидкости (расход, давление);
- поддерживает заданные значения параметров потока рабочей жидкости (расход, давление).

Для любого гидроаппарата характерно наличие запорно-регулирующего элемента – подвижной детали (клапана, золотника, крана), при перемещении которой частично или полностью перекрывается рабочее проходное сечение гидроаппарата.

2.2. Гидроаппараты в соответствии с ГОСТ 17752-81 подразделяются по следующим признакам:

- по конструкции запорно-регулирующего элемента – золотниковые, крановые и клапанные;
- по принципу действия – клапаны и гидроаппараты неклапанного действия;
- по способу внешнего воздействия на запорно-регулирующий элемент – регулируемые и нерегулируемые;

- по характеру открытия рабочего проходного сечения – регулирующие и направляющие;
- по назначению – распределители, дроссели, клапаны давления, обратные клапаны, гидрозамки и т.д.

В зависимости от конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты бывают следующих типов (рис. 2.1):

- золотниковые – с плоским (a) и цилиндрическим (b) золотником;
- крановые – с плоским ($в$), цилиндрическим ($г$), коническим ($д$) и сферическим ($е$) краном;
- клапанные – шариковые ($ж$), конические ($з$), поршневые ($и$).

Рабочее проходное сечение в золотниковом гидроаппарате (b) создаётся между острыми кромками цилиндрической расточки корпуса 2 и цилиндрического пояса золотника 1. Площадь этого сечения изменяется при осевом смещении золотника относительно корпуса.

В крановом гидроаппарате ($г$) рабочее проходное сечение образуется между острыми кромками каналов корпуса 2 и крана 1, площадь его изменяется при повороте крана.

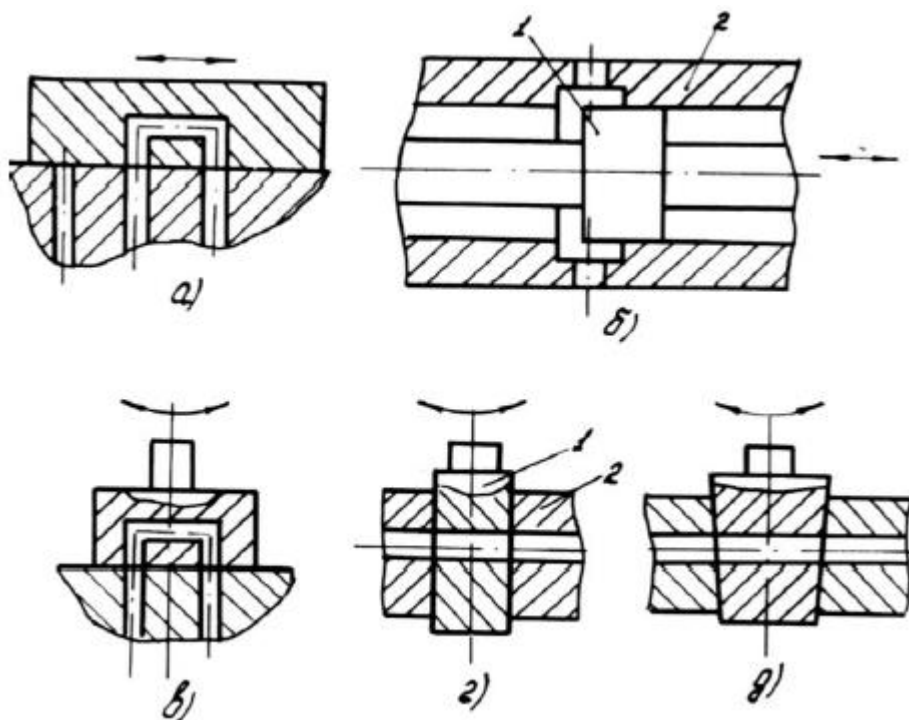
В клапанном гидроаппарате ($ж$) проходное сечение образуется между кромками корпуса 2 и клапаном 1, а его площадь меняется при осевом смещении клапана.

2.3. Клапаном называется гидроаппарат, в котором степень открытия рабочего проходного сечения изменяется под воздействием потока жидкости, проходящей через гидроаппарат. Клапан является автоматическим гидроаппаратом, не требующим во время работы какого-либо внешнего воздействия на его запорно-регулирующий элемент.

Клапаны в зависимости от воздействия потока жидкости на запорно-регулирующий элемент бывают прямого и непрямого действия. В клапанах прямого действия размеры проходного сечения меняются в результате непосредственного воздействия потока жидкости на запорно-регулирующий элемент.

В гидроаппаратах неклапанного действия (распределителях, дросселях) степень открытия проходного сечения изменяется при помощи внешнего управляющего воздействия на их запорно-регулирующие элементы, например, перемещением золотника, распределителя или поворотом крана вручную и т.д.

Регулирующие гидроаппараты управляют параметрами потока жидкости (давлением, расходом) и направлением потока, частично открывая рабочее проходное сечение и изменяя, таким образом, мощность потока. В таких гидроаппаратах запорно-регулирующие элементы при работе могут занимать бесчисленное множество промежуточных положений.



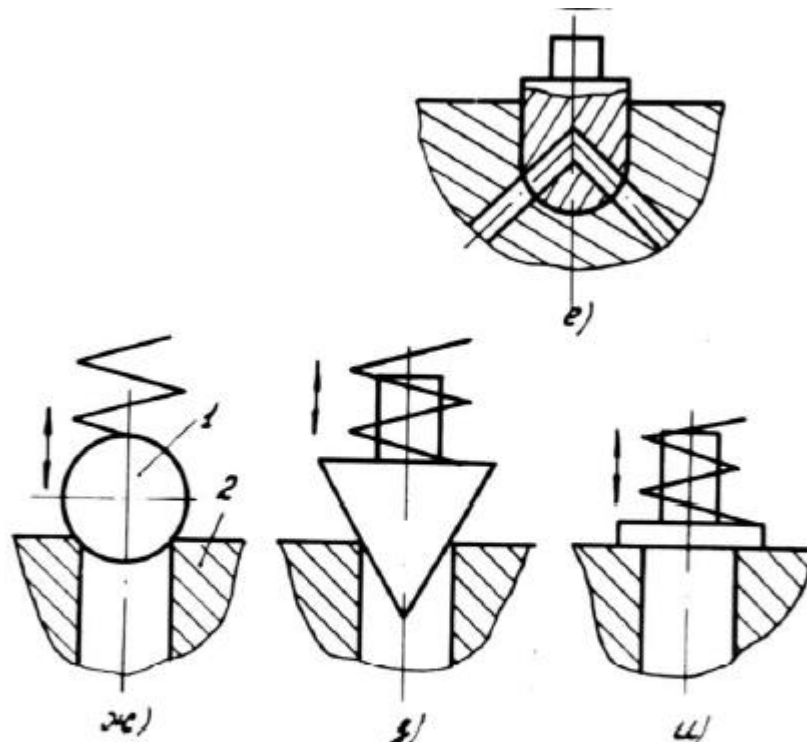


Рис. 2.1. Типы конструкций запорно-регулирующих элементов:

а, б) золотниковые; в, г, д, е) крановые; ж, з, и) клапанные

2.4. К регулирующим гидроаппаратам относятся различные клапаны давления, дроссели, регуляторы потока, дросселирующие распределители и т.д.

Направляющие гидроаппараты управляют пуском, остановкой и направлением потока жидкости путём полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения, практически не влияя на мощность потока. К этому типу гидроаппаратов относятся направляющие распределители, обратные клапаны, гидрозамки и т.д.

В регулируемых гидроаппаратах степень открытия рабочего проходного сечения или силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент можно изменить в процессе работы воздействием извне с целью получения заданного давления или расхода жидкости, например, путём регулирования силы пружины в клапанах.

Условные графические обозначения гидроаппаратов на схемах устанавливает ГОСТ 2.782–96.

2.5. Основными параметрами гидроаппаратов являются условный проход d_y , номинальное давление $p_{ном}$ и расход $Q_{ном}$ рабочей жидкости, площадь рабочего проходного сечения S . По этим параметрам и выбирается гидроаппаратура.

Под условным проходом d_y понимается округлённый до ближайшего значения из установленного ряда диаметр круга, площадь которого равна площади характерного проходного сечения канала устройства или площади проходного сечения присоединяемого трубопровода.

Рекомендуемые значения условного прохода согласно ГОСТ 16516–80 следующие: 2,5; 3,2; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80 мм и др.

Под характеристикой гидроаппарата понимается функциональная зависимость между определёнными параметрами. Так, основной гидравлической характеристикой дросселя является зависимость расхода рабочей жидкости от перепада давления.

2.6. Гидравлическим распределителем (гидрораспределителем) называется гидроаппарат, предназначенный для управления пуском, остановкой и направлением движения потока жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия.

Управление движением потока жидкости осуществляется с целью обеспечения включения, реверса и остановки гидродвигателей. Основными конструктивными элементами гидрораспределителей являются корпус и запорно-регулирующий элемент.

Гидрораспределители подразделяются по следующим признакам:

- по конструкции запорно-регулирующего элемента – золотниковые, крановые, клапанные;
- по числу внешних гидролиний, поток в которых управляется распределителем, – двух-, трёх-, четырёхлинейные и т.д.;
- по числу фиксированных или характерных позиций запорно-регулирующего элемента – двух-, трёхпозиционные и т.п.;
- по виду управления – распределители с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим, пневматическим и комбинированным: электрогидравлическим, пневмогидравлическим и другим управлением;
- по способу открытия проходного сечения – направляющие и дросселирующие.

На рис. 2.2. показана конструктивная схема распределителя золотникового типа. В корпус 1 распределителя вставлен цилиндрический золотник 2. Золотник имеет три цилиндрических пояска с острыми кромками, а в корпусе выполнены пять цилиндрических расточек.

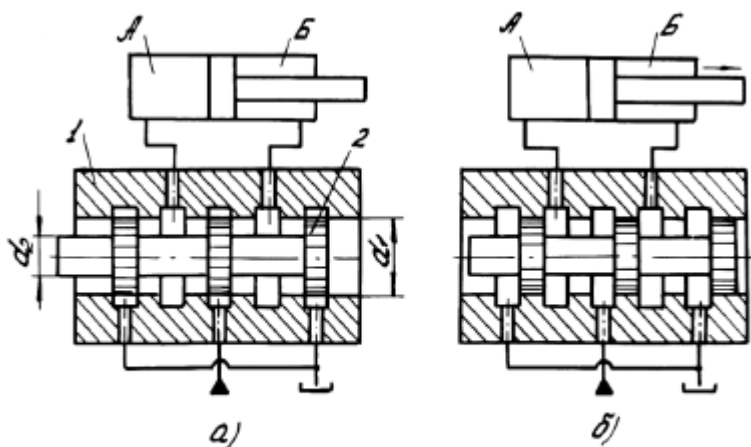


Рис. 2.2. Схема золотникового распределителя:
1 – корпус; 2 – цилиндрический золотник

При положении золотника в исходной позиции (см. рис. 2.2, а) напорная, сливная и исполнительные гидролинии перекрыты.

При перемещении золотника из исходной позиции вправо (см. рис. 2.2, б) напорная гидролиния соединяется с поршневой полостью А гидроцилиндра и поршень перемещается вправо. При этом рабочая жидкость из штоковой полости Б гидроцилиндра вытесняется в сливную гидролинию.

При перемещении золотника из исходной позиции влево рабочая жидкость из напорной гидролинии поступает в штоковую полость Б, а из поршневой полости А вытесняется в сливную гидролинию.

Внешняя расходная характеристика гидрораспределителя определяет зависимость расхода рабочей жидкости Q от перемещения золотника x .

2.7. Размеры золотника определяются в основном расходом и допустимой скоростью течения жидкости в его каналах, которая, в свою очередь, зависит от назначения золотника, рабочего давления в гидросистеме. Проходные каналы золотника выбираются с учётом обеспечения требуемого расхода жидкости при допустимом сопротивлении её потоку.

Размеры цилиндрических золотников с кольцевыми проточками в корпусе находят из соотношения

$$S = \pi \cdot d_1 \cdot x = \frac{Q}{v}, \quad (2.1)$$

где S – площадь рабочего проходного сечения, м²;

d_1 – диаметр золотника, м (см. рис. 2.2);

x – смещение золотника (величина открытия щели), м, $x < t$, здесь t – ширина цилиндрической расточки корпуса золотника;

Q – расход жидкости, м³/с;

v – скорость рабочей жидкости в каналах распределителя, принимается равной 10...15 м/с.

Диаметр d_2 шейки золотника (см. рис.2.2) должен быть таким, чтобы обеспечивалось требуемое проходное сечение из условия

$$\frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_2^2) \geq \pi \cdot d_1 \cdot t \quad (2.2)$$

Гидравлическая характеристика золотника определяется его гидравлическим сопротивлением по формуле

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{S} \right)^2, \quad (2.3)$$

где Δp – потери давления, Па, $\Delta p = p_1 - p_2$, здесь p_1 – давление на входе в гидрораспределитель, p_2 – давление на выходе;

ξ – коэффициент местного сопротивления ($\xi = 2...4$ для гидравлических золотников);

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

v – скорость рабочей жидкости в каналах гидрораспределителя, м/с, $v = Q / S$

С учётом формул (2.1) и (2.3) можно получить выражение для расхода рабочей жидкости через золотниковый распределитель:

$$Q = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p} = \mu \cdot \pi \cdot d_1 \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}, \quad (2.4)$$

где $\mu = \frac{1}{\sqrt{\xi}}$ – коэффициент расхода гидрораспределителя, ($\mu = 0,50 \dots 0,71$).

3. Порядок выполнения работы

3.1. Ознакомиться с назначением, классификацией гидроаппаратов, основными параметрами, терминами и определениями.

3.2. Используя литературу, оборудование, схемы изучить устройство и принцип действия следующих гидроаппаратов:

- а) гидрораспределителя;
- б) предохранительного клапана;
- в) обратного клапана;
- г) гидрозамка.

3.3. Произвести расчет параметров гидрораспределителя:

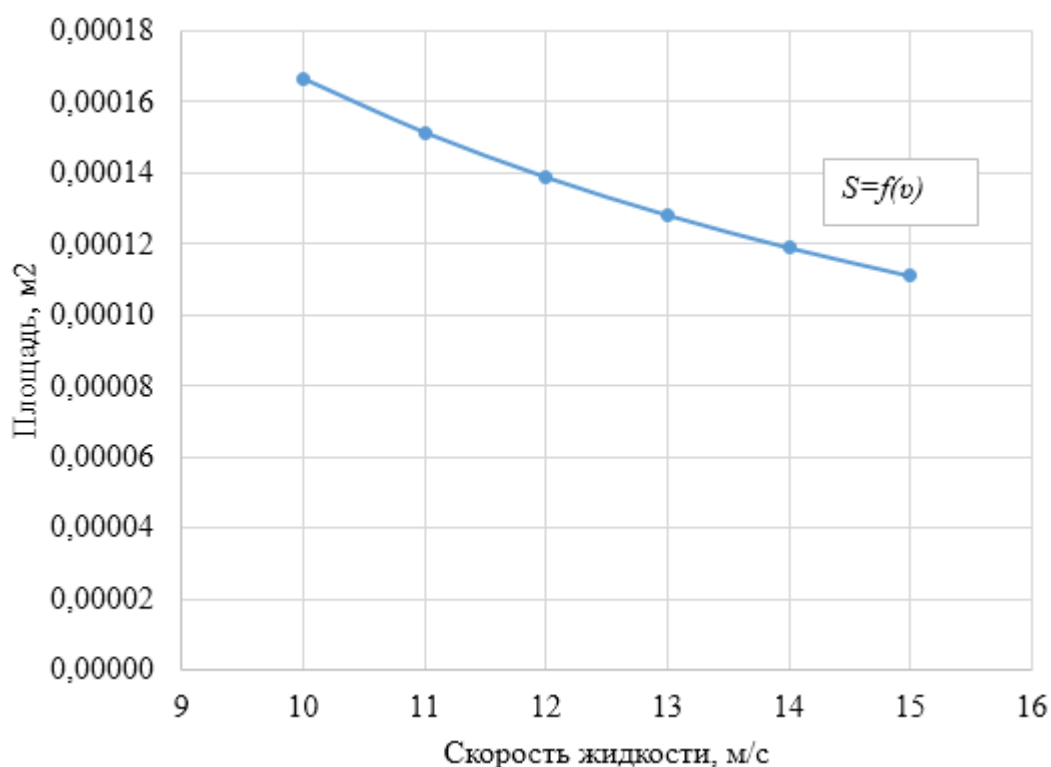
- площади рабочего проходного сечения S ;
- осевого смещения золотника x (величины открытия кольцевой щели).

4. Расчет площади рабочего проходного сечения гидрораспределителя

По формуле (2.1) рассчитаем площадь рабочего проходного сечения S гидрораспределителя. Результаты расчетов заносим в табл. 2.1.

Вариант	Б
Параметры	
Расход жидкости Q , дм ³ /мин	100
Скорость жидкости v	
v_1	10
v_2	11
v_3	12
v_4	13
v_5	14
v_6	15
Площадь S , м ²	
S_1 , м ²	0,00017
S_2 , м ²	0,00015
S_3 , м ²	0,00014
S_4 , м ²	0,00013
S_5 , м ²	0,00012
S_6 , м ²	0,00011

По данным табл. 2.1 построим графические зависимости $S=f(v)$ для гидрораспределителя.



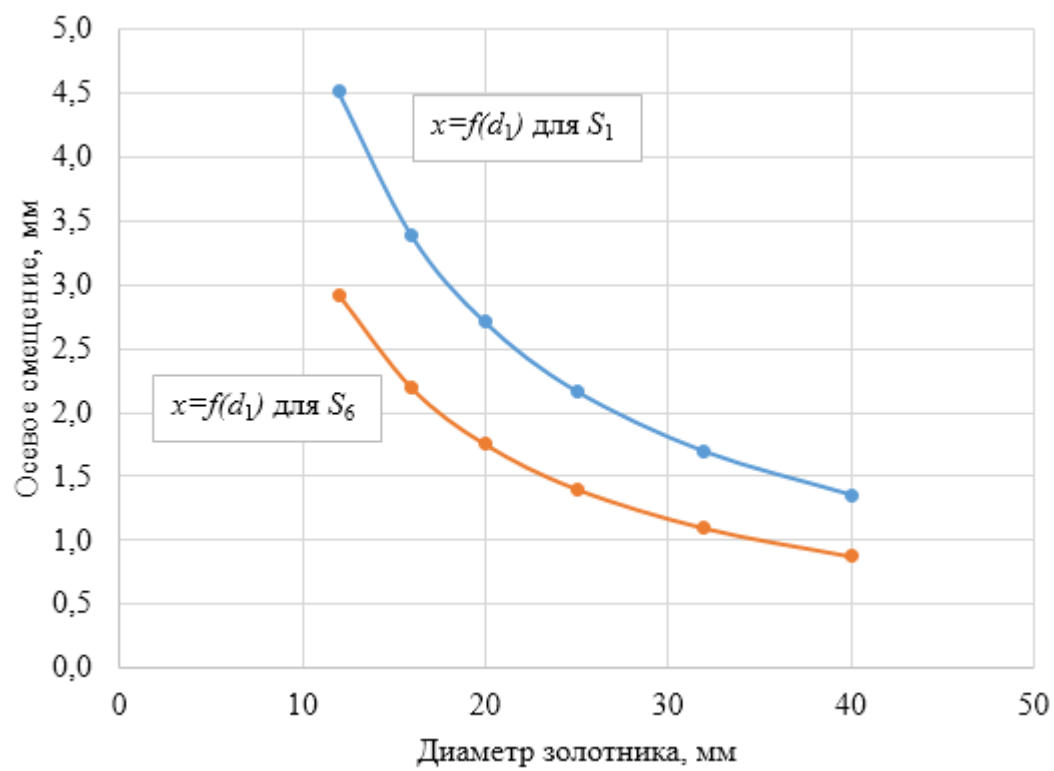
5. Расчет величины осевого смещения золотника гидрораспределителя

Из формулы (2.1) определяем величину осевого смещения золотника x , зная площадь рабочего проходного сечения S гидрораспределителя и диаметр золотника d_1 .

Результаты расчетов заносим в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Расход жидкости Q , дм³/мин						
Площадь S , м²	0,00017	0,00015	0,00014	0,00013	0,00012	0,00011
Диаметр золотника d_1 , мм	Значение осевого смещения золотника x , мм:					
12	4,5	4,0	3,7	3,5	3,2	2,9
16	3,4	3,0	2,8	2,6	2,4	2,2
20	2,7	2,4	2,2	2,1	1,9	1,8
25	2,2	1,9	1,8	1,7	1,5	1,4
32	1,7	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1
40	1,4	1,2	1,1	1,0	1,0	0,9



Практическая работа № 3
СОСТАВЛЕНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ
ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

1. Задачи работы

1.1. Ознакомиться с основными условными графическими обозначениями элементов объемного гидропривода.

1.1. Ознакомиться с типовыми гидравлическими схемами объемного гидропривода и их работой.

1.3. Построить гидравлическую схему объемного гидропривода по заданию преподавателя.

2. Краткие теоретические сведения

2.1. Объемным гидроприводом называют совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение исполнительных механизмов машин с помощью рабочей жидкости под давлением.

В состав объемного гидропривода входят следующие устройства: гидродвигатели, насосы с приводящими двигателями, гидроаппараты, кондиционеры рабочей жидкости, гидроемкости и гидролинии.

Каждое из входящих в состав гидропривода устройств выполняет определенные функции.

Насосы преобразуют механическую энергию приводных (тепловых, электрических и др.) двигателей в энергию потока жидкости.

Объемные гидродвигатели (гидроцилиндры, гидромоторы и поворотные гидродвигатели) преобразуют энергию потока рабочей жидкости в механическую энергию выходных звеньев (исполнительных механизмов) привода.

Гидроаппараты (клапаны, дроссели, распределители) предназначены для управления потоком рабочей жидкости.

Кондиционеры рабочей жидкости обеспечивают поддержание ее необходимых качественных показателей и состояния. К ним относятся фильтры, теплообменники (охладители и нагреватели), влагоотделители и пр.

Гидроемкости (гидробаки, гидроаккумуляторы) служат для хранения рабочей жидкости, которая используется в процессе работы гидропривода.

Гидролинии предназначены для движения рабочей жидкости или передачи давления от одного устройства гидропривода к другому или внутри устройства от одной полости (камеры) к другой. Различают гидролинии всасывающие, напорные, сливные, исполнительные, дренажные, управления и каналы. Конструктивно гидролинии представляют собой трубы, рукава, каналы и соединения.

Принцип действия объемного гидропривода основан на практической несжимаемости рабочей жидкости (высоком модуле объемного сжатия рабочей жидкости), использовании закона Паскаля и уравнения Бернулли, учитывающего течение реальной жидкости в гидросистеме. Причем для большинства практических инженерных расчетов в уравнении Бернулли можно пренебрегать геометрическим и скоростным напорами ввиду их малости.

2.2. По характеру движения выходного звена различают следующие гидроприводы: поступательного, вращательного, поворотного движения.

В гидроприводе поступательного движения объемным гидродвигателем является гидроцилиндр, в гидроприводе вращательного движения – гидромотор, в гидроприводе поворотного движения – поворотный гидродвигатель.

Гидропривод большинства машин чаще всего является комбинированным, т.е. одни выходные звенья совершают поступательное движение, а другие – вращательное или поворотное.

2.3. По возможности регулирования объемные гидроприводы подразделяют на регулируемые и нерегулируемые.

Регулируемым называют гидропривод, в котором скорость движения выходного звена (регулируемый параметр) гидродвигателя может изменяться по заданному закону или желанию оператора. Эти гидроприводы дополнительно подразделяют: по конструкции регулирующего устройства – с объемным или дроссельным регулированием.

В гидроприводах с дроссельным регулированием скорость движения выходного звена гидродвигателя изменяется с помощью регулирующих гидроаппаратов (дросселей), а в гидроприводах с объемным (машинным) регулированием – с помощью регулируемых гидромашин.

2.4. По виду циркуляции рабочей жидкости различают гидроприводы с замкнутой и разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости.

В гидроприводе с замкнутой циркуляцией рабочая жидкость от гидродвигателя поступает непосредственно во всасывающую гидролинию насоса.

В гидроприводе с разомкнутой циркуляцией рабочая жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак.

2.5. Для гидроприводов применяют три типа схем: структурные, принципиальные и схемы соединений.

Схемой называют конструкторский документ, на котором показаны в виде условных изображений или обозначений составные части изделия и связи между ними.

На схемах действительное пространственное расположение составных частей изделия обычно не учитывают или учитывают приближенно.

Графические обозначения элементов на схеме следует располагать таким образом, чтобы линии связи были наименьшей длины, а также число их изломов и взаимных пересечений было минимальным. На поле схемы допускается помещать спецификации, различные технические данные, например, технические требования, таблицы, диаграммы и т.п.

Структурная схема определяет основные функциональные части изделия, их назначение и взаимосвязи. Функциональные части изделия на схеме изображают в виде прямоугольников, а линии связи — сплошными основными линиями. Наименования каждой функциональной части указываются на схеме.

Принципиальная гидравлическая схема определяет полный состав элементов и связей между ними и дает детальное представление о принципах работы изделия. Элементы и устройства на схеме изображают в исходном положении в виде условных стандартных графических обозначений, установленных ГОСТами.

Каждый элемент (или устройство) на гидравлической схеме должен иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение, состоящее из буквенного обозначения (прописные буквы русалфавита) и порядкового номера (начиная с единицы, в пределах группы элементов или устройств), например, Р1, Р2, Р3, КП1, КП2 и т.д. (ГОСТ 2.704-76). Порядковые номера элементам присваиваются в

соответствии с последовательностью их расположения на схеме сверху вниз и слева направо. Если на схеме имеется только один элемент, то порядковый номер допускается не ставить.

Принципиальная гидравлическая схема служит основой для расчета гидропривода, разработки схем соединений, изучения принципа действия машины.

Схемой соединений (монтажной) называют схему, показывающую соединение составных частей изделия и определяющую трубопроводы, которыми обеспечиваются эти соединения, а также места их присоединения. Элементы и устройства на схеме (после расчета и выбора стандартного гидрооборудования) изображают в виде упрощенных внешних очертаний. Допускается изображать их в виде прямоугольников.

2.6. При составлении принципиальной гидравлической схемы необходимо учитывать многие факторы: назначение гидропривода на машине (для привода рабочего оборудования или выполнения вспомогательных операций, установочных движений); уровень давления в гидросистеме: низкий (10...16 МПа), средний (16...25 МПа), высокий (25...42 МПа); условия функционирования гидропривода; надежность и др.

В гидроприводах тракторов, бульдозеров, скреперов, рыхлителей и т.п. обычно применяются шестеренные насосы с номинальным давлением 10, 16 МПа. В гидроприводах экскаваторов, погрузчиков, автокранов используются аксиально-поршневые насосы с номинальным давлением 10, 20, 25 и 32 МПа.

При составлении гидравлической схемы какой-либо машины необходимо использовать опыт разработки и эксплуатации аналогичных машин. ВНИИстройдормаш, ВНИИземмаш совместно с заводами-изготовителями были разработаны типовые гидравлические схемы строительных и дорожных машин. Применение типовых схем повышает качество проектирования гидроприводов, снижает номенклатуру применяемого оборудования, упрощает производство.

При составлении гидравлической схемы стремятся выполнить ее простой, с минимальным количеством элементов, необходимых для функционирования гидропривода и обеспечивающих заданную надежность.

В большинстве случаев выбираются гидравлические схемы с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, когда жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак.

Рекомендуется применять разгруженную схему гидропривода, т.е. со сливом рабочей жидкости в гидробак под малым давлением при нейтральном положении запорно-регулирующих элементов (золотников) гидрораспределителей.

2.7. Пути совершенствования традиционных гидравлических систем связаны с уменьшением гидравлических потерь давления в трубопроводах (за счет сокращения длины трубопроводов между насосами, гидрораспределителями и гидродвигателями, сокращения количества соединений трубопроводов, применения фланцевых соединений и рукавов высокого давления с гнутой арматурой и др.); с повышением надежности и безопасности за счет применения встроенных комбинированных предохранительных и подпиточных клапанов, устройств ограничения скорости нарастания давления, вторичных предохранительных клапанов, прифланцованных к гидродвигателям и др.

4. Составление принципиальной гидравлической схемы объемного гидропривода

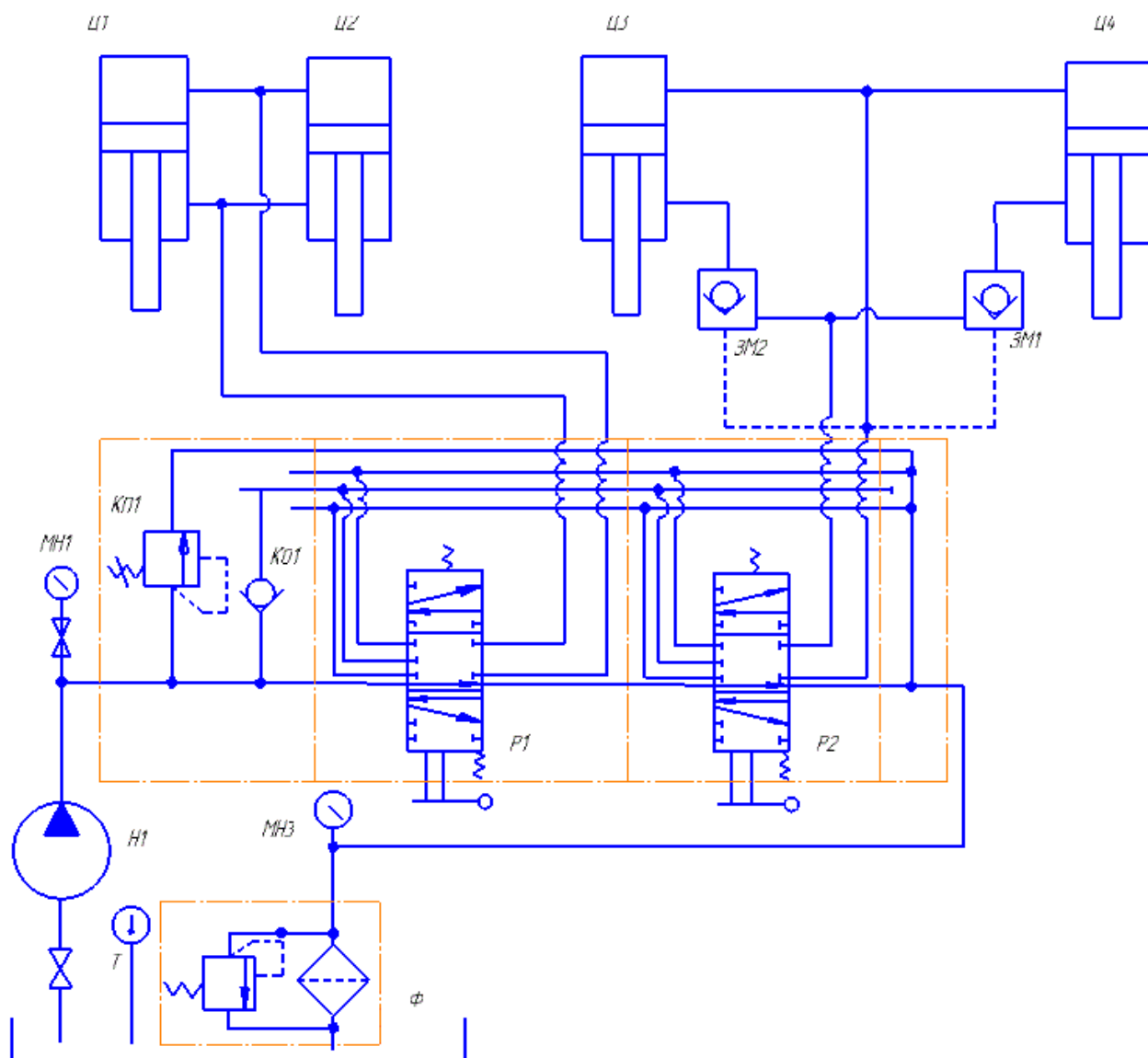


Схема объемного гидропривода поступательного движения с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости и секционным распределителем

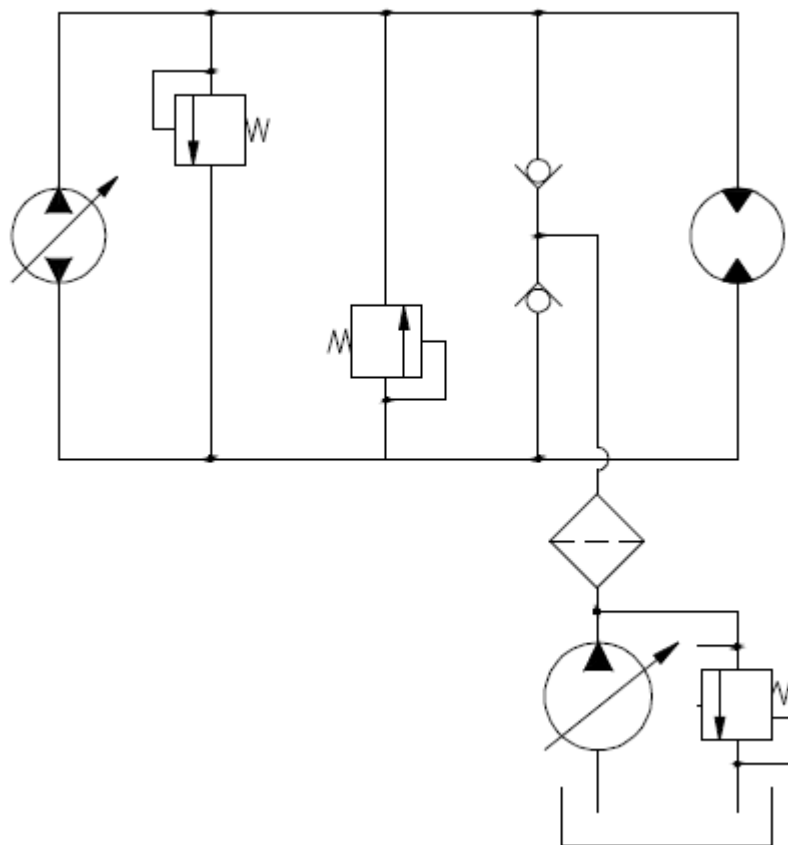


Схема объемного гидропривода вращательного движения с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости и объемным регулированием (регулируемый насос)

Список литературы

1. *Алексеева Т.В., Галдин Н.С., Шерман Э.Б.* Гидравлические машины и гидропривод мобильных машин. – Новосибирск: Изд-во НГУ, 1994. – 212 с.

2. *Васильченко В.А.* Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.

3. *Галдин Н.С.* Элементы объемных гидроприводов мобильных машин: Справочные материалы: Учебное пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2005. – 127 с.

4. *Галдин Н.С.* Основы гидравлики и гидропривода: Учебное пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. – 145 с.

5. *Галдин Н.С., Кукин А.В.* Атлас гидравлических схем мобильных машин и оборудования: Учеб. пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. – 91 с.

6. *Галдин Н.С.* Гидравлические и пневматические системы (комплекс методических указаний к курсовой работе по гидроприводу) Электронное учебное пособие (ЭУП). – Омск: ЦДО СибАДИ, 2006. – 159 с.