

МОСКОВСКИЙ
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ
(ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

387

Г.О.ТРИФОНОВА, О.И.ТРИФОНОВА

РАСЧЕТ ГИДРОСИСТЕМЫ АВТОПОГРУЗЧИКА

Учебное пособие

Утверждено
в качестве учебного пособия
редсоветом МАДИ(ГТУ)

РК
БИБЛИОТЕКА
МАДИ(ГТУ)

МОСКВА 2008

УДК 532
ББК 30.123

Трифорова Г.О., Трифорова О.И. Расчет гидросистемы автопогрузчика: Учебное пособие/ МАДИ (ГТУ). – М., 2008. – 50с.

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф. Московского государственного технологического университета «СТАНКИН» Васильев К.И.,
канд. техн. наук, доц. Сазанов И.И.

Учебное пособие составлено в соответствии с учебной программой курса «Гидравлика и гидропневмопривод». В пособии приведены исходные данные, содержание курсовой работы и последовательность её выполнения. Также изложены основные теоретические положения и методы проектировочных расчетов гидропривода. Приведено описание работы гидросистемы и её элементов. Изложены требования к оформлению расчетно-пояснительной записки. Приведены справочные данные и примеры расчетов. В основу расчета гидравлической системы автопогрузчика положено методическое указание к курсовой работе по дисциплине "Гидравлические машины и гидропривод" (авторы Н.А. Кулешова, В.Ф. Щербаков, Е.А. Яковенко), которое утверждено заведующим кафедрой "Гидропривод и гидропневмоавтоматика" А.Ю. Домогаровым 24 декабря 2001 г.

Пособие предназначено для выполнения курсовой работы по дисциплине "Гидравлика и гидропневмопривод" студентами, обучающимися по направлениям:

651400 (150200) «Машиностроительные технологии и оборудование» специальность 170600 (150205) «Оборудование и технология повышения износостойкости и восстановление деталей машин и аппаратов»;

653200 (190200) «Транспортные машины и транспортные технологические комплексы» специальности 150300 (190202) «Многоцелевые гусеничные и колесные машины» и 150600 (190204) «Средства аэродромно-технического обеспечения полетов авиации».

© Московский автомобильно-дорожный институт
(государственный технический университет), 2008

Введение

Вилочные погрузчики (рис. 1) получили широкое распространение для транспортировки грузов на складах различной продукции, в цехах предприятий, при строительно-монтажных работах.

Легкость в управлении, надежность в эксплуатации, высокая грузоподъемность, устойчивость, маневренность и достаточно высокая скорость подъема-опускания грузов характеризуют все типы погрузчиков.

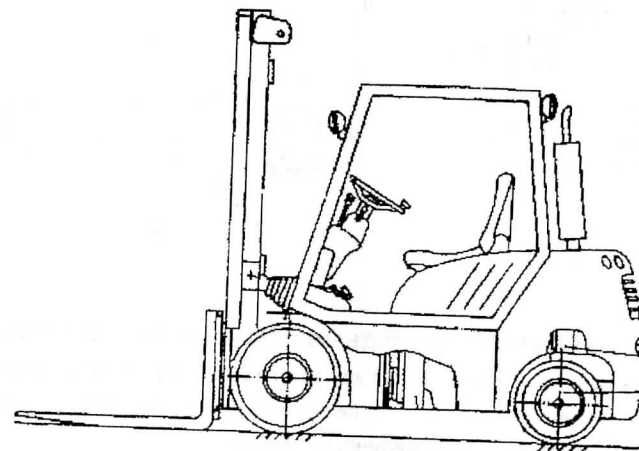


Рис.1. Общий вид погрузчика

Погрузчики приводятся в движение либо электродвигателем, работающим от аккумулятора, либо двигателем внутреннего сгорания. Для подъема-опускания грузов используют объемный гидропривод.

Мачта погрузчика, показанная на рис. 2, состоит из каретки 1, подвижной рамы 2, неподвижной рамы 3, полиспаста 4. Каретка, которая служит местом для груза, прикрепляется цепью 5 через полиспаст к неподвижной раме, являющейся направляющей для подвижной рамы. Подвижная рама вместе с полиспастом перемещается плунжерным гидроцилиндром 6. Подобное присоединение карет-

ки позволяет увеличить её перемещение в два раза по сравнению с перемещением плунжера.

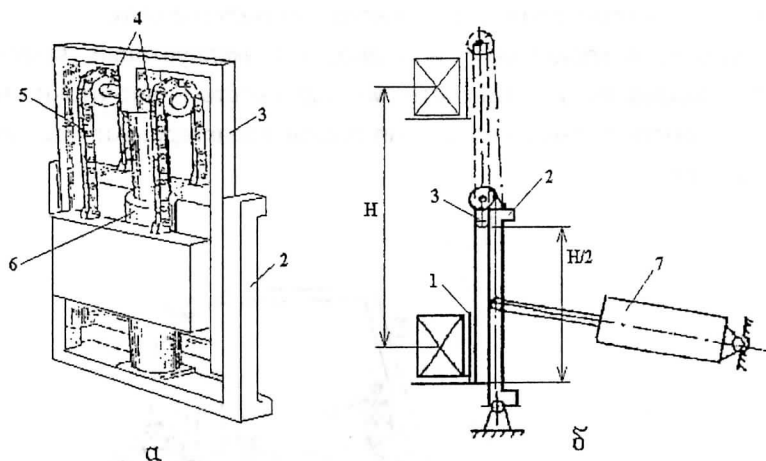


Рис.2. Схема узлов грузоподъемного механизма погрузчика:

а – грузоподъемник, б – схема подъема каретки и гидроцилиндров наклона; 1 – каретка; 2- неподвижная рама; 3- подвижная рама; 4- полиспаст; 5- цепи; 6- гидроцилиндр подъёма; 7- гидроцилиндры наклона

Для удобства разгрузки и предохранения груза от падения во время транспортировки мачта погрузчика может быть наклонена на угол α от вертикального положения в обе стороны. Наклон мачты осуществляется двумя гидроцилиндрами 7 двустороннего действия с односторонними штоками.

При выполнении курсовой работы студенты изучают конструкцию погрузчика, выполняют силовой расчет рабочего оборудования, составляют и рассчитывают гидравлическую схему системы, выбирая на основе проведенного расчета типоразмеры гидрооборудования и определяя коэффициент полезного действия разработанной системы.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО КУРСОВОЙ РАБОТЕ

Варианты исходных данных по курсовой работе

№ п/п	$G_{гр}$ кН	G_k кН	$G_{пр}$ кН	$G_{нр}$ кН	$V_{гр}$ м/с	V_n м/с	H м	p м	k м	α_2 град.	α_1 град.	β град.	$R_{ном}$ МПа
1	10	4	0.7	1.5	0,1	0,1	1,8	0,5	1,2	5	5	15	12,5
2	20	5	0.7	1.4	0,11	0,15	2,2	0,5	1,3	5	4	15	12,5
3	30	6	0.8	1.2	0,12	0,12	1,6	0,5	1,4	5	3	20	10
4	40	7	0.8	1.6	0,13	0,14	2,2	0,6	1,5	6	4	20	10
5	50	4	0.9	1.5	0,14	0,1	1,5	0,6	1,4	6	3	25	16
6	32	5	0.9	1.7	0,15	0,12	2	0,6	1,3	8	5	25	16
7	36	6	1.0	1.9	0,16	0,14	1,8	0,6	1,2	8	5	30	20
8	42	7	1.0	2.1	0,2	0,1	1,2	0,4	1,1	7	4	30	20
9	46	4	1.1	2.0	0,1	0,1	1,4	0,4	0,9	7	3	25	12,5
10	15	5	1.1	1.9	0,15	0,12	1,5	0,5	0,9	5	3	25	10
11	22	6	0.8	1.8	0,14	0,14	1,4	0,6	0,8	5	4	20	16
12	45	7	0.7	2.0	0,13	0,11	1,5	0,7	0,8	6	5	20	20
13	50	4	0.9	2.2	0,12	0,12	1,6	0,4	0,7	6	4	16	12,5
14	55	5	1.1	2.0	0,11	0,1	1,2	0,5	0,7	7	5	16	12,5
15	25	6	1.2	1.6	0,1	0,1	1,2	0,5	1,1	7	5	18	10
16	35	7	0.9	1.8	0,17	0,11	1,8	0,6	1,2	8	4	18	10
17	45	4	0.8	1.9	0,18	0,13	2,2	0,6	1,3	8	4	20	6,3
18	18	5	0.7	2.1	0,11	0,14	1,8	0,3	0,9	9	5	25	12,5
19	28	6	1.1	2.0	0,12	0,12	1,2	0,4	0,8	9	5	15	10
20	32	7	1.2	1.8	0,13	0,11	1,8	0,4	0,7	5	3	15	16
21	40	4	0.9	1.9	0,14	0,12	1,5	0,5	1,1	5	3	22	20
22	50	5	1.1	2.0	0,1	0,12	2	0,6	1,2	6	3	22	32
23	20	4	1.2	2.1	0,11	0,11	1,5	0,3	1	6	4	20	20

$G_{гр}$ – вес груза; G_k – вес каретки; $G_{пр}$ – вес подвижной рамы; $G_{нр}$ – вес неподвижной рамы; $V_{гр}$ – скорость подъёма груза; V_n – скорость перемещения штока цилиндра наклона; H – максимальная высота подъёма груза; k – расстояние от опоры до штока цилиндра наклона; p – расстояние от центра тяжести груза до рамы; α_1 – максимальный угол наклона мачты с грузом вперед; α_2 – максимальный угол наклона мачты с грузом назад; β – угол между осью гидроцилиндров, обеспечивающих наклон мачты, с горизонталью.

Силу трения R в направляющих подвижной и неподвижной рамах принять 10% от $G_{гр}$. Коэффициент полезного действия полиспа-

ста $\eta_{\text{бп}}=0,78$. Давление в сливном трубопроводе принять равным атмосферному $p_{\text{сл}}=0,1 \cdot 10^6 \text{ Па}$. Рабочее давление в системе принять, как указано в задании.

2. РАЗРАБОТКА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

При разработке гидравлической схемы системы необходимо учесть, могут ли операции по подъёму груза и наклона мачты осуществляться одновременно или только последовательно. Студентам предоставляется возможность самим задать вид циклограммы работы гидродвигателей. Также необходимо исключить самопроизвольное изменение положения двигателя, обеспечивающего подъём груза, за счет утечек рабочей жидкости в распределителе. Возможно, необходимо предусмотреть синхронизацию скоростей перемещения двигателей. Гидроцилиндр подъёма каретки должен быть плунжерным, одностороннего действия. Наклон рамы с кареткой осуществляется двумя гидроцилиндрами двустороннего действия.

Рекомендуется перед началом расчета составленную вами гидросхему согласовать с преподавателем.

Принципиальная гидравлическая схема вычерчивается в соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации на листке формата А3 в рамке с большим штампом и спецификацией над штампом.

На схеме все элементы изображаются в виде условных графических обозначений в исходном положении, см. прил. 7. Каждый элемент должен иметь позиционное буквенно-цифровое обозначение, см. прил. 8. Позиционные обозначения проставляются на схеме рядом с условным графическим обозначением элемента. Гидроаппараты нумеруют по порядку, начиная с единицы, как правило, по направлению потока рабочей жидкости (бак, насос и т.д.). Если есть необходимость нумеровать гидролинии, то им присваиваются порядковые номера, которые проставляют после номеров гидроаппаратов.

Таблица спецификации

№ п/п	Поз. обозначение	Наименование	Кол-во	Примечание
10	20	110	10	
185				

Первый столбец – номер по порядку. Следующий столбец «поз. обозначение» – позиционное обозначение гидроаппарата, например P1, P2, H, Ф. Затем «наименование» – наименование гидроаппарата в соответствии с государственным стандартом, каталогом. Например, распределитель Г-68-11А. Пишется название аппарата и его тип по справочнику. Столбец «кол-во» – указывается количество аппаратов данного типа, «примечание» – указываются технические характеристики данного аппарата. Например, $P=20 \text{ МПа}$, $Q=\dots \text{ л/мин}$.

3. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

На рис. 3 приведены геометрические и силовые параметры механизма погрузчика.

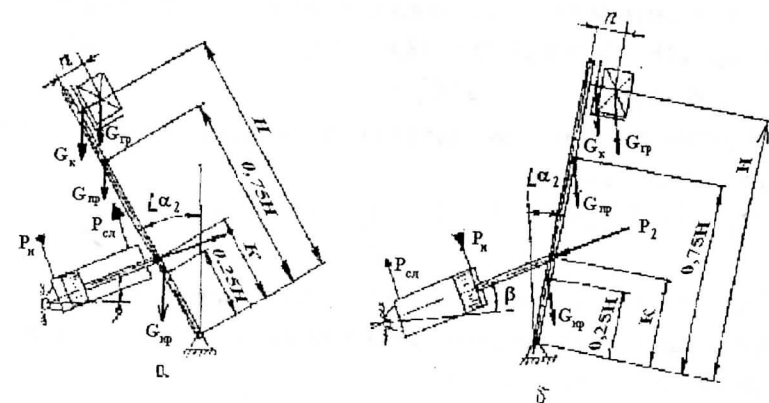


Рис.3. Схемы действия сил в механизме наклона:
а - при наклоне вперед из крайнего положения назад; б - при наклоне назад из крайнего переднего положения

Нагрузка на гидроцилиндр подъёма P_1

$$P_1 = \frac{2(G_{ap} + G_k)}{\eta_{дл}} + G_{np} + R.$$

Поскольку каретка поднимается через полиспаст, скорость подъёма каретки с грузом будет в два раза больше скорости перемещения штока $V_{ap} = 2V_1$.

Скорость перемещения штока цилиндра подъёма $V = \frac{V_{ap}}{2}$. Нагрузка на цилиндры наклона P_2 . Длины подвижной и неподвижной рам считаем одинаковыми $H/2$. Подвижная рама поднимается на величину $H/2$. Центр тяжести рамы находится посередине, т.е. $H/4$.

Центр тяжести максимально поднятой подвижной рамы будет

$$\frac{H}{2} + \frac{H}{4} = 0.75H.$$

Составляем уравнения моментов, создаваемых мачтой относительно опоры для наиболее неблагоприятных случаев при максимально поднятой каретке с грузом и мачте, наклоненной в одно из крайних положений.

Уравнение моментов при наклоне мачты назад, см. рис.2,б

$$-G_{np} \sin \alpha_2 \cdot 0.25H - G_{np} \sin \alpha_2 \cdot 0.75H - G_k H \cdot \sin \alpha_2 - G_{ap} (H \sin \alpha_2 - n \cos \alpha_2) + P_2 k \cdot \cos(\beta + \alpha_2) = 0.$$

Из уравнения моментов находим силу нагрузки на цилиндры наклона при наклоне назад

$$P_{2н} = \frac{(0.25G_{np} + 0.75G_{np} + G_{ap} + G_k)H \cdot \sin \alpha_2 - G_{ap} \cdot n \cdot \cos \alpha_2}{k \cdot \cos(\beta + \alpha_2)}.$$

Силу такой величины, но противоположно направленную, необходимо создать подачей давления в штоковую полость цилиндров для удержания мачты с грузом.

Уравнение моментов при наклоне мачты вперед, см. рис.2,а

$$0.25HG_{np} \sin \alpha_1 + 0.75HG_{np} \sin \alpha_1 + HG_k \sin \alpha_1 - HG_{ap} \sin \alpha_1 + n \cdot G_{ap} \cos \alpha_1 - P_2 k \cdot \cos(\beta + \alpha_1) = 0.$$

Сила нагрузки на цилиндры наклона при наклоне вперед

$$P_{2в} = \frac{(0.25G_{np} + 0.75G_{np} + G_k + G_{ap})H \cdot \sin \alpha_1 + n \cdot G_{ap} \cos \alpha_1}{k \cdot \cos(\beta + \alpha_1)}.$$

В дальнейшем расчете ориентироваться будем на наибольшую силу нагрузки, которую должен будет преодолевать разрабатываемый привод P_{2max} .

Поскольку по заданию наклон мачты осуществляется двумя цилиндрами, найденную силу делим пополам и исходя из этого значения в дальнейшем рассчитываем гидроцилиндр наклона.

$$\text{Усилие на штоке одного цилиндра наклона } P_{22} = \frac{P_{2max}}{2}.$$

Скорость перемещения штока $V_2 = V_n$.

4. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРА ПОДЪЁМА ГРУЗА

Диаметр цилиндра подъёма определим исходя из того, что движущая сила, необходимая для подъёма груза, определяется, как сила, равная произведению давления на площадь

$$P_1 = \frac{p_{ном} \cdot \pi \cdot D_1^2}{4} \cdot \eta_{дм},$$

где $p_{ном}$ — номинальное, рабочее давление в системе; D_1 — диаметр плунжерного цилиндра; $\eta_{дм}$ — коэффициент полезного действия гидродвигателя механический (учитывает потери давления в системе, трение в манжетах, уплотнениях штока). Предварительно принимается в пределах $\eta_{дм} = 0,75 \dots 0,97$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4P_1}{\pi \cdot \eta_{дм} \cdot p_{ном}}}.$$

Полученное значение округляется до ближайшего большего значения диаметра по ГОСТ 12447-80.

Диаметры поршня D , мм: 10; 12; 16; 20; 25; 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500 ...

Значения, указанные в скобках, не являются предпочтительными.

Значения, указанные в скобках, не являются предпочтительными.

После выбора размера по ГОСТ получаем D_{1n} – цилиндр плунжерный, штока нет. Внимательно изучив конструкцию плунжерного цилиндра на рис.4, необходимо подобрать по известному диаметру нужное количество манжет, см. прил. 2.

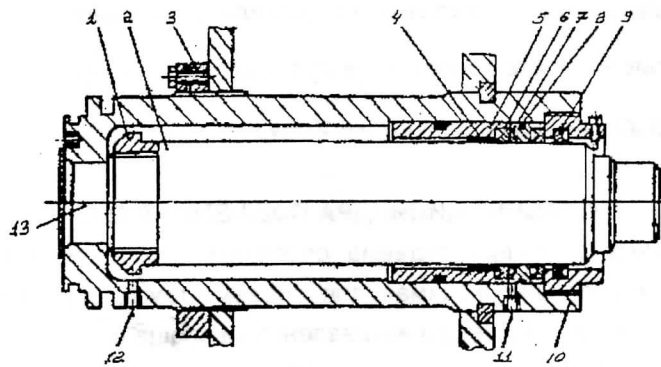
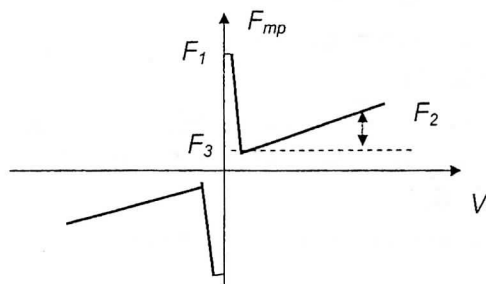


Рис.4. Плунжерный гидравлический цилиндр по ГОСТ 2 КП28 – 1 -79:
1 – гайка; 2 – плунжер; 3 – гайка крепления цилиндра; 4 – направляющая втулка; 5 – втулка; 7 – защитное кольцо; 6, 8, 9 – уплотнительные манжеты; 10 – корпус; 11, 12 – отверстия для отвода утечек; 13 – отверстие для подвода рабочей жидкости

Фактическое усилие на плунжере с учетом сил трения

$$P_{1ф} = P_{ном} \frac{\pi \cdot D_{1n}^2}{4} - F_{тр}$$



F_1 – сила трения покоя
 F_2 – сила жидкостного трения
 F_3 – сила сухого трения

$$F_{тр} = F_1 + F_2 + F_3$$

F_1 – силой трения покоя – пренебрегаем.

F_2 – сила жидкостного трения (силы сопротивления, пропорциональные скорости перемещения); $F_2 = K_v \cdot V_1$, где K_v – градиент сил жидкостного трения, определяется экспериментально ($K_v = (0.15 \dots 0.2) 10^2$ Н.с/м).

F_3 – силы сопротивления, не зависящие от трения $F_3 = F \cdot p \cdot f_{тр}$, где $f_{тр}$ – коэффициент трения резины по стали $f_{тр} = 0.04 \dots 0.08$,

F – площадь контакта (манжеты и уплотняемого элемента), на которую давит давление p .

Силу сухого трения рассматриваем для каждой манжеты. Принимаем давление, действующее на первую манжету, за 100%, на вторую манжету – за 70%, на третью манжету – за 20%.

$$F_3 = \pi \cdot p_{ном} \cdot f_{тр} \cdot d_m [b_1 + 0.7b_2 + 0.2b_3],$$

где b – ширина выбранных вами манжет, d_m – диаметр манжет (тот, который трется).

Определение механического коэффициента полезного действия плунжерного цилиндра $\eta_{ДМ1}$

$$\eta_{ДМ1} = \frac{4P_{1ф}}{\pi p_{ном} D_{1n}^2}$$

Общий коэффициент полезного действия гидроцилиндра подъема $\eta_{Д1}$

$$\eta_{Д1} = \eta_{ДО1} \eta_{ДМ1} \eta_{ДГ1},$$

где $\eta_{ДО1}$ – объемный КПД для гидроцилиндров с манжетным уплотнением $\eta_{ДО1} = 0.98 \dots 1$, пренебрегая утечками в гидроцилиндре можно принять $\eta_{ДО1} = 1$; $\eta_{ДГ1}$ – гидравлический КПД гидроцилиндра, $\eta_{ДГ1} = 1$.

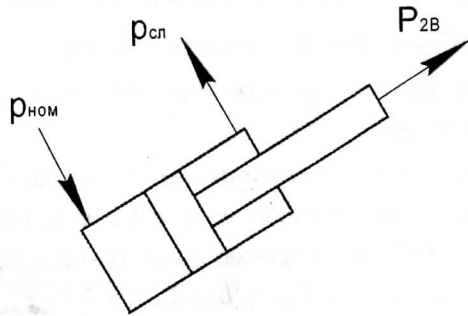
Определение расхода необходимого для обеспечения заданной скорости подъема груза при выбранном гидроцилиндре

$$Q_1 = \frac{\pi D_{1n}^2}{4} \cdot \frac{V_1}{\eta_{ДО1}}$$

5. РАСЧЕТ ГИДРОЦИЛИНДРОВ НАКЛОНА

В автопогрузчике мачту наклоняют вперед или назад два гидроцилиндра. Поэтому сила нагрузки на один цилиндр будет $\frac{P_{2B}}{2}$. Сила в зависимости от угла наклона будет направлена в прямопротивоположные стороны, показанные на схемах.

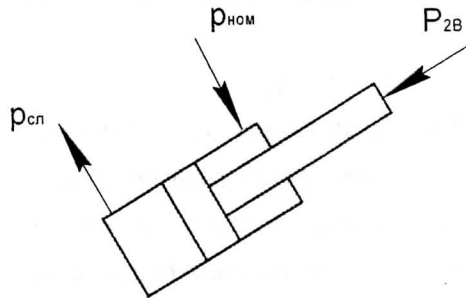
При наклоне вперед



размеры цилиндров определяются из условия $\frac{P_{2B}}{2} \leq p_{ном} \cdot \frac{\pi D_2^2}{4} \cdot \eta_{DM}$; принимаем КПД двигателя наклона механический $\eta_{DM} = 0,95$, тогда

$$D_{2B} = \sqrt{\frac{2P_{2B}}{\pi \cdot \eta_{DM} p_{ном}}}$$

При наклоне назад давление подается в штоковую полость.



$$\frac{P_{2H}}{2} \leq \left[p_{ном} \cdot \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_2^2) - p_{сп} \cdot \frac{\pi D_2^2}{4} \right] \cdot \eta_{DM}$$

Расчет диаметра штока короткоходовых гидроцилиндров производится из условия прочности его на сжатие или растяжение

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{4P_{22}}{\pi \cdot [\sigma]}}, \text{ где } [\sigma] - \text{допустимое напряжение для стали}$$

$$[\sigma] = 120 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}$$

Выбираем стандартный диаметр штока не менее расчетного значения и определяем желаемый диаметр поршня.

Диаметр поршня при наклоне мачты назад будет равен

$$D_{2H} = \sqrt{\frac{2P_{2H} + \pi \cdot d^2 p_{ном} \eta_{DM}}{\pi \cdot \eta_{DM} (p_{ном} - p_{сп})}}$$

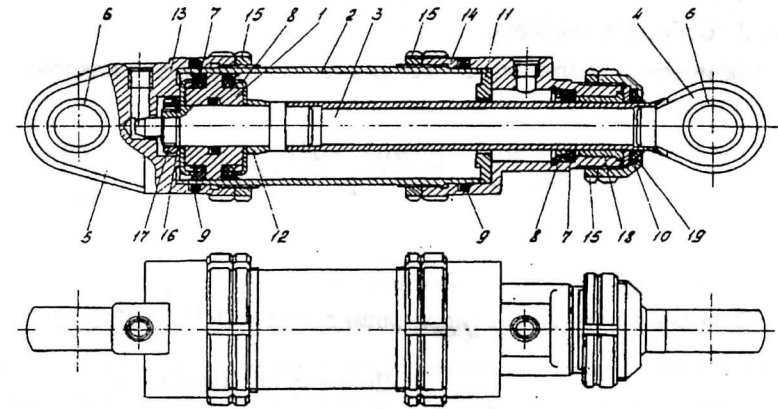


Рис.5. Гидроцилиндр двустороннего действия

1 – поршень; 2- гильза; 3- шток; 4- передняя проушина; 5- задняя проушина; 6- втулка скольжения; 7- манжета; 8- манжетодержатель; 9- кольцо круглого поперечного сечения; 10-грязесъемник; 11-кольцо демпфера; 12- корпус демпфера; 13- задняя крышка; 14- передняя крышка; 15- контргайка; 16- стопорная шайба; 17- гайка; 18- направляющая; 19- крышка грязесъемника

Поскольку наиболее неблагоприятный вариант нагрузки на цилиндры при наклоне вперед, можно определить диаметры цилиндров наклона по формуле

$$D_2 = \sqrt{\frac{4P_{22}}{p_{ном} \cdot \pi \cdot \eta_{ДМ}}}$$

Максимальный ход поршня X приблизительно можно определить через синус соответствующих треугольников

$$X = k(\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2).$$

Имея желаемые диаметры штока, поршня и ход поршня, выбираем стандартные цилиндры наклона.

У цилиндра наклона на поршне имеются две манжеты и на штоке - одна. Посмотрите внимательно на рис.5 и определите, размер D_2 для манжеты внутренний или наружный. После этого по прил. 2 подберите манжеты.

Фактическое усилие на штоке одного гидроцилиндра наклона

$$P_{2ф} = p_{ном} \frac{\pi D_2^2}{4} - p_{сл} \frac{\pi (D_2^2 - d_2^2)}{4} - F_{тр}.$$

Основные параметры гидроцилиндров по ОСТ 2 Г22-2-73

Параметры	Диаметр поршня D, мм									
	40	50	63			70	80			
	Диаметр штока d, мм									
	18	16	22	20	28	32	22	32	20	36
Номинальный расход, л/мин	25	40		50			80			
Утечка масла не более, см ³ /мин	10	12		16			18		20	

Параметры гидроцилиндров

D мм	d, мм	Ход поршня, мм					
32	16	60	80	100	125	160	200
40	20	80	100	125	160	200	250
50	25	100	125	160	200	250	320
60	32	125	160	200	250	320	400
70	36	160	200	250	320	400	500
80	40	160	200	250	320	400	500
90	40	200	250	320	400	500	630
100	50	200	250	320	400	500	630
110	50	250	320	400	500	630	800
125	60	250	320	400	500	630	800
140	70	320	400	500	630	800	1000
160	80	320	400	500	630	800	1000
180	80	400	500	630	800	100	1250
200	100	400	500	630	800	100	1250
220	110	500	630	800	1000	1250	1600

Сила трения $F_{тр}$ определяется как сумма сил сухого и жидкостного трения

$$F_{тр} = K_v \cdot V_H + F_{21} + F_{22} + F_{23},$$

где F_{21} - сила сухого трения манжеты, расположенной в полости нагнетания на поршне; F_{22} - сила сухого трения манжеты, расположенной в полости нагнетания на штоке; F_{23} - сила сухого трения манжеты, расположенной в полости слива на поршне.

$$F_{21} = \pi \cdot D_2 \cdot b_{21} \cdot p_{ном} \cdot f_{тр}$$

$$F_{22} = \pi \cdot d_2 \cdot b_{22} \cdot p_{ном} \cdot f_{тр}$$

$$F_{23} = \pi \cdot D_2 \cdot b_{23} \cdot p_{сл} \cdot f_{тр},$$

где b - ширина соответствующей манжеты; $f_{тр}$ - коэффициент трения резины по стали ($f_{тр} = 0,04 \dots 0,08$).

Механический коэффициент полезного действия гидроцилиндра наклона

$$\eta_{\text{ДМ2}} = \frac{P_{2\phi}}{p_{\text{ном}} \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}}$$

Общий коэффициент полезного действия цилиндра наклона

$$\eta_{\text{Д2}} = \eta_{\text{ДО2}} \cdot \eta_{\text{ДМ2}} \cdot \eta_{\text{ДГ2}}; \quad \eta_{\text{ДГ2}} \approx 1, \quad \eta_{\text{ДО2}} \approx 0,98 \dots 1.$$

Определение расхода в цилиндре наклона.

$$\text{Расход рабочей жидкости при наклоне вперед} \quad Q_{\text{в}} = V_{\text{н}} \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}$$

$$\text{Расход рабочей жидкости при наклоне назад} \quad Q_{\text{н}} = V_{\text{н}} \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_2^2).$$

Из этих двух значений $Q_{\text{в}}$ и $Q_{\text{н}}$ выбирается наибольший $Q_{\text{нак.мах}}$.

Расход, необходимый для обеспечения заданной скорости перемещения двух цилиндров наклона, $Q_2 = 2Q_{\text{нак.мах}}$.

6. ВЫБОР НАСОСА ДЛЯ ГИДРОСИСТЕМЫ

Если проектировщик (студент) решил обеспечить совмещение подъема каретки и наклона мачты, то требуемый расход Q определяется по формуле $Q = Q_1 + Q_2$.

Если операции проводят поочередно, т.е. или наклоняют мачту или поднимают каретку, то расход в системе выбирается по большему значению $Q = Q_1$ или $Q = Q_2$.

Определение необходимого рабочего объема насоса

$$q_{\text{нас}} = \frac{Q}{n \cdot \eta_{\text{ОН}}},$$

где n - номинальная частота вращения приводного вала насоса; $\eta_{\text{ОН}}$ - объёмный КПД ($\eta_{\text{ОН}} \approx 0,95 \dots 0,97$).

Число оборотов или частота вращения вала насоса обычно стандартная и у электродвигателей, и у дизелей: $n = 1500$ об/мин ($n = 25$ об/с) или $n = 2000$ об/мин ($n = 33,3$ об/с).

Насос выбирается по потоку рабочей жидкости, необходимому для осуществления требуемой скорости движения двигателей $q_{\text{нас}}$, и выдерживающий работу при давлениях не менее $p_{\text{ном}}$ (см. прил. 3). При этом записывается как модель насоса, так и основные характеристики: рабочий объём; максимально допустимое давление; частота вращения; КПД объёмный и полный и т.д.

После подбора стандартного насоса имеем рабочий объём ($q_{\text{н}}$ см³/об) выбранного насоса. Теперь, если необходимо обеспечить именно заданную скорость перемещения исполнительных двигателей, то определяем число оборотов (частоту вращения) n_p этого выбранного насоса, обеспечивающего нужный расчетный расход Q ,

$$n_p = \frac{Q}{q_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ОН}}}.$$

Рассчитанное число оборотов обеспечивается n_p редуктором, который ставится между дизелем и насосом.

7. ВЫБОР МАРКИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Параметры некоторых рабочих жидкостей, применяемых в гидروприводах, приведены ниже в таблице, по которой можно подобрать рабочую жидкость, удовлетворяющую техническим характеристикам.

Параметры рабочих жидкостей

Тип рабочей жидкости	Плотность ρ , кг/м ³	Модуль упругости E , МПа	Кинематическая вязкость при 50°C, ν , мм ² /с
Индустриальные масла:			
И-20А	901	1427	17-23
И-50А	901	1530	47-55
Мобильное МГЕ-4А	830	1300	3,6-4
Синтетическое масло 7-50С-3	930	1070	10

8. РАСЧЕТ ГИДРОЛИНИЙ

В приводе могут применяться на разных участках трубы и различных диаметров, и одного. В любом случае необходимо подтвердить расчетом, что выбранный размер диаметра подходит.

Имеется участок от насоса до распределителей, по которому должен протекать расход Q . Рабочая жидкость на этом участке всегда будет под номинальным давлением. Это - напорная гидролиния. От распределителей до бака - сливная гидролиния. Считаем, что сливается столько же жидкости, сколько протекает по напорному трубопроводу, как наиболее неблагоприятный вариант. От распределителей до гидроцилиндров трубопроводы работают поочередно, то как напорные, то как сливные. Наиболее неблагоприятный вариант - при работе в режиме напорного трубопровода. Необходимо рассчитать каждый из этих участков.

Допустимые скорости течения рабочей жидкости по трубам зависят от назначения трубопровода.

Для сливного трубопровода $V_{д.сл} = 1,5 \dots 2,0$ м/с.

Допустимая скорость течения рабочей жидкости для напорного трубопровода определяется в зависимости от давления по приведенной таблице.

$P_{ном}$	МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
$V_{д.н}$	м/с	2	3,2	4	5	6,3	10

Примем скорость течения рабочей жидкости в напорном трубопроводе $V_{д.н} = \dots$ и в сливном трубопроводе $V_{д.сл} = \dots$

$$\text{Внутренний диаметр напорного трубопровода } d_{тр.н} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_{д.н}}}$$

$$\text{Внутренний диаметр сливного трубопровода } d_{тр.сл} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_{д.сл}}}$$

Необходимая толщина стенки трубы у напорного трубопровода

$$S_{тр.н} = \frac{p_{ном} \cdot d_{тр.н}}{2 \cdot [\sigma]}$$

Необходимая толщина стенки у сливного трубопровода

$$S_{тр.сл} = \frac{p_{сл} \cdot d_{тр.сл}}{2 \cdot [\sigma]}$$

где $[\sigma]$ - допустимое напряжение материала трубы. Стальные бесшовные трубы. $[\sigma] = 120 \cdot 10^6$ Н/м².

Толщина стенки стальной бесшовной холоднодеформированной трубы по ГОСТ 8734-75 выбирается из ряда: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2; 2,2; 2,5; 2,8; 3; 3,2; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; мм.

Принимаем стандартную толщину стенки $S_{гост.тр.н} = \dots$ и $S_{гост.тр.сл} = \dots$

У труб стандартизуется наружный диаметр и толщина стенки, поэтому при расчете приходится несколько раз пересчитывать одно и то же.

Определение наружного диаметра труб $d_{н.н} = d_{тр.н} + 2S_{гост.тр.н}$

$$d_{н.сл} = d_{тр.сл} + 2S_{гост.тр.сл}$$

Полученные в результате расчета значения диаметров труб округляются до ближайшего большего стандартного значения.

Наружный диаметр стальных бесшовных холоднодеформированных труб выбирать из ряда: 7; 8; 9; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 21; 22; 23; 25; 26; 27; 28; 32; 34; 35; 36; 51; 53; 54; 56; 57; 60; 63; 65; 68; 70; 73; 75; 80; 83; 85; мм.

По уточненному гостированному диаметру выбранных труб определяется внутренний диаметр d_y стандартной трубы. Внутренний диаметр стандартной трубы называется диаметром условного прохода.

$$d_{y.н} = d_{гост.н} - 2S_{гост.тр.н} \quad , \quad d_{y.сл} = d_{гост.сл} - 2S_{гост.тр.сл}$$

9. ПОДБОР ГИДРОАППАРАТУРЫ

Гидроаппаратуру согласно составленной вами схеме подбирают по диаметру условного прохода, учитывая обеспечение номинального расхода и давления. Выписывается модель и основные технические характеристики аппарата: расход масла, внутренние утечки, потери давления, масса, см. прил. 4,5,6.

Фильтры выбираются в зависимости от места установки и тонкости фильтрации.

Объем бака должен соответствовать трехминутной работе насоса $W_{бак} = 3Q_H$.

10. РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ГИДРОЛИНИЯХ

Расчет потерь производится параллельно для каждого участка гидролиний – отдельно для напорного трубопровода и отдельно для сливного трубопровода. Далее приведен порядок расчета одной гидролинии.

Средняя скорость течения рабочей жидкости $V_* = \frac{Q}{F_y}$,

где $F_y = \frac{\pi \cdot d_y^2}{4}$; здесь F_y – внутренняя площадь сечения выбранного трубопровода; Q – расход, который должен протекать по рассчитываемому трубопроводу.

Желательно проверить, не превышает ли полученное значение расчетной скорости течения рабочей жидкости, допустимой принятой вами ранее.

Определение числа Рейнольдса для каждого участка трубопроводов

$$Re = \frac{V_* \cdot d_y}{\nu}$$

где ν – кинематическая вязкость рабочей жидкости.

Коэффициент потерь давления по длине (коэффициент сопротивления трубопровода)

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad \text{при } Re < 2300$$

$$\lambda = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad \text{при } Re > 2300.$$

При турбулентных режимах, когда $Re \geq 4000$, $\lambda \approx 0.02 \dots 0.04$.

Потери давления по длине для каждого участка $\Delta p_l = \lambda \frac{L_{тр}}{d_y} \rho \frac{V_*^2}{2}$,

где ρ – плотность рабочей жидкости.

Примем длину напорного и сливного трубопроводов около 20 м, $L_{тр.нап.} \approx 10 \text{ метров}$, $L_{тр.сл.} \approx 10 \text{ метров}$.

Потери на местные сопротивления $\Delta p_m = \sum \xi \cdot \rho \frac{V_*^2}{2}$,

где $\sum \xi$ – сумма всех коэффициентов местных сопротивлений на рассчитываемом участке.

Коэффициенты местных сопротивлений:

$\xi_m = 1,2$ – коэффициент местных сопротивлений угловых соединений; m – количество угловых соединений (определяется по гидравлической схеме, начерченной вами);

$\xi_{вых} = 0,8$ – коэффициент местных сопротивлений выхода из трубопровода в камеру гидроцилиндра, т.е. расширения;

$\xi_{вх} = 1,5$ – коэффициент местных сопротивлений входа из камеры гидроцилиндра в трубопровод, т.е. сужения.

Например, у напорной гидролинии, имеющей пять поворотов, коэффициент местных сопротивлений определяется

$$\sum \xi_{нап} = 5\xi_m + \xi_{вых} = 5 \cdot 1,2 + 0,8.$$

Потери давления в гидроаппаратах $\Delta p_{a,i} = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{f_s} \right)^2$,

где Q – расход, который протекает через данный аппарат; f_s – эффективная площадь сечения гидроаппарата; ρ – плотность рабочей жидкости.

$$f_s = \frac{Q_{ном}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_a}}$$

Номинальный расход $Q_{ном}$ и потери давления Δp_a при номинальном расходе указаны в технической характеристике гидроаппарата. Суммарные потери давления для напорного трубопровода складываются из потерь по длине, плюс потери на местные сопротивления, плюс потери на гидроаппаратах, через которые рабочая жидкость протечет в напорной гидролинии.

$$\Delta p_H = \Delta p_d + \Delta p_M + \Delta p_{a1} + \Delta p_{a2} + \dots$$

Суммарные потери давления для сливного трубопровода

$$\Delta p_{сл} = \Delta p_d + \Delta p_M + \Delta p_{a3} + \Delta p_{a4} + \dots$$

Суммарные утечки $\sum Q_{ут}$ в гидросистеме определяются по максимальным утечкам в гидроаппаратах, указанным в технических характеристиках аппаратов.

11. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ СПРОЕКТИРОВАННОЙ ГИДРОСИСТЕМЫ

Давление, необходимое для преодоления заданной нагрузки при выбранном гидроцилиндре подъёма,

$$p_{ц1} = \frac{4P_1}{\pi \cdot D_{1п}^2 \cdot \eta_{д1}}$$

Давление, необходимое для преодоления заданной нагрузки при выбранном цилиндре наклона,

$$p = \frac{4P_{22}}{\pi(D_2^2 - d_2^2)\eta_{д2}}$$

Для обеспечения рабочих функций обоих гидроцилиндров выбирается максимальное потребное давление $p_{ц}$.

Рабочее, номинальное давление в системе должно быть больше на сумму гидравлических потерь $p_H = p_{ц} + \Delta p_H$.

Необходимая подача насоса с учетом утечек в системе $Q_H = Q + \sum Q_{ут}$.

Полученные значения расхода Q_H и давления p_H не должны превышать $Q_{ном}$ и $p_{ном}$ из технических характеристик насоса при правильно выбранном насосе. В противном случае, необходимо выбрать другой насос.

Предохранительный клапан настраивается на давление

$$p_{кп} = (1.05 \dots 1.2) \cdot p_{ном}$$

12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СПРОЕКТИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ

Полезная мощность механизма подъёма $N_{п1} = P_1 \cdot V_1$.

Полезная мощность механизма наклона $N_{п2} = \frac{P_{2H} + P_{2В}}{2} V_2$.

Полезная мощность привода при совмещении операций

$$N_{пп} = N_{п1} + N_{п2}$$

Если наклон мачты и подъём груза выполняются поочередно, то берут наибольшее значение $N_{п1}$ или $N_{п2}$.

Затрачиваемая мощность привода $N_{зат} = \frac{Q_{ном} p_{кп}}{\eta_H} \xi$,

где η_H — полный коэффициент полезного действия насоса при номинальном режиме работы из технической характеристики выбранного насоса.

Общий коэффициент полезного действия спроектированного привода

$$\eta_{пр} = \frac{N_{пп}}{N_{зат}} \cdot 100\%$$

В системе СИ давление измеряется в Паскалях (Па)

1 Па = 1 Н/м²

1 Бар = 10⁵ Па

1 ат = 1 кг/см²

1 PSI = 1 фунт/дюйм²

1 Тоуг = 1 мм Hg

1 атм = 760 мм Hg

при t=0°C и g=9.80655 м/с²

Приложение 1

ТИТУЛЬНЫЙ ЛИСТ

МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ
(ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

Кафедра «Гидропривод и гидропневмоавтоматика»

Курсовая работа по дисциплине

«Гидравлика и гидропневмопривод»

ГИДРОПРИВОД АВТОПОГРУЗЧИКА

Студент группы ЗАМ Иванов Сергей Петрович

Москва

Приложение 2

МАНЖЕТЫ УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ РЕЗИНОВЫЕ ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ
по ГОСТ 14896 – 84

Основные размеры (мм) манжет по ГОСТ 14896-84

D x d	b ₁	b ₂	b ₃	D x d	b ₁	b ₂	b ₃	D x d	b ₁	b ₂	b ₃
	1	2	3		1	2	3		1	2	3
16x8	6	4	5	40x(24)		8	9,5	(75)x50		12,5	14,5
17x9		4		40ч(30)	7			75x55		10	
(18)x10	6	4	5	(42)x22		10	12	(76)x56			12
20x12	6	4	5	(42)x32	7			(78)x63	9		
(22)x10		6	7,5	45x25		10	12	80x50		15	17
(22)x14	6	4	5	45x(35)	7			80x(55)		12,5	14,5
(24)x12		6	7,5	(46)x36	7			80x(60)		10	12
(24)x16		4	5	(47)x27			12	80x(65)	9		
25x(13)		6	7,5	(48)x28		10	12	(81)x56			14,5
25x(15)	7			50x(30)		10	12	(83)x63			12
(26)x16	7			50x40	7			85x55		15	
(28)x16		6	7,5	(52)x32		10	12	85x60		12,5	
(28)x18	7			55x35		10		85x65		10	
(30)x14		8	9,5	(55)x45	7			(85)x70	9		
(30)x18		6	7,5	56x36			12	(86)x56			17
(30)x20	7			56x(46)	7			(88)x63			14,5
32x16		8	9,5	58x38		10		90x(60)		15	17
32x20		6	7,5	(60)x40		10	12	90x(65)		12,5	14,5
32x22	7			(60)x50	7			90x70		10	12
35x19		8		62x42		10		90x(75)	9		
35x25		6		63x(43)			12	(93)x63			17
(35)x25	7			63x(48)	9			95x65		15	
36x20		8	9,5	(65)x45		10	12	(95)x70		12,5	14,5
36x(24)			7,5	68x48		10		95x75		10	
36x(26)	7			70x50		10	12	100x70		15	17
(37)x27	7			70x(55)	9			100x(75)		12,5	14,5
(38)x22		8	9,5	(71)x56	9			100x80	10	10	12
(38)x28	7			72x52		10		105x75		15	
40x20		10	12	(75)x45		15	17	(105)x80		12,5	14,5

Манжеты предназначены для уплотнения деталей гидроцилиндров, перемещающихся со скоростью до 0,5 м/с при давлении до 50 МПа, и температуре 60...200°C, ходе до 10 м и частоте срабатывания до 0,5 Гц. В зависимости от конструкции и рабочего давления манжеты разделяются на три типа: 1 и 3 – давление до 50 МПа; 2 – давление до 32 МПа.

Манжета

1-	20х	12-	1
----	-----	-----	---

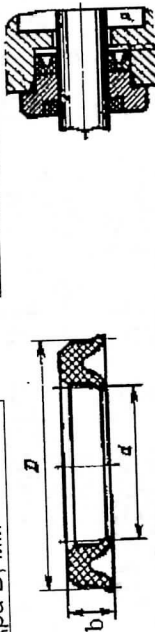
ГОСТ 14896-84

Тип манжеты:
1, 2 или 3

Группа резины

Диаметр уплотняемого цилиндра D, мм

Диаметр уплотняемого штока d, мм



ОБРАТНЫЕ КЛАПАНЫ

Тип	Диаметр условного прохода d _н , мм	Поток жидкости Q _{ном} , л/мин	Рабочее давление P _{ном} , МПа	Потери давления ΔP, МПа	Утечки Q _{ут} , см ³ /мин	Примечание
KBRHД10	8	16	10	0,2		Каверзин Стр.227
KBRHД12	10	20		0,2		
KBRHД18	16	50		0,2		
KBRHД22	20	80		0,2		
KBRHД28	25	125		0,2		
KBRHД42	32	200		0,2		
Г51-21	8	8	Max 20	Не более 0,3	Не более 8	Свешников 4 изд. Стр.150
Г51-22	10	20				
Г51-23	16	40				
Г51-24	20	80				
Г51-25	32	160				
61100	16	63		От 0,05 До 0,3		Ва-силье Бюф.163
61200	20	100				
61300	25	160				
61400	32	250				

НАСОСЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ

Приложение 3

Тип	Рабочий объем q, см ³ /об	P_{max} МПа	$P_{ном}$ об/мин	Номинальная подача Q _н , л/мин	Мощность N _н , кВт	КПД объемный η _о	КПД полный η	Масса m, кг
Насосы пластинчатые серии BT12								
BT12-21A	5	12,5/14	1500	5,4	2	0,72	0,55	9,5
BT12-21	6	12,5/14		9	3,06	0,75	0,6	9,5
BT12-22A	12,5	12,5/14		14,6	4,05	0,78	0,66	9,5
BT12-22	16	12,5/14		19,4	5,65	0,81	0,7	9,5
BT12-23A	20	12,5/14		25,3	6,94	0,85	0,75	9,5
BT12-23	25	12,5/14		33	8,45	0,88	0,8	9,5
BT12-24A	45	12,5/14		56	15,1	0,83	0,76	22
BT12-24	56	12,5/14		73,9	19,6	0,88	0,77	22
BT12-25A	80	12,5/14		102	26	0,9	0,85	22
Насосы шестеренчатые серии НШ								
НШ-10	10	16/20	1500	13,5	4,8	0,9	0,75	2,5
НШ-32	32	16/20	1500	43,2	14,8	0,9	0,73	6,65
НШ-46	46	16/20	1500	62	20,9	0,9	0,79	7,14
НШ-100	100	16/20	1200	136	43,0	0,91	0,83	12,3
НШ-160	160	16/20	1200	220	69,3	0,92	0,85	15,5

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

Тип	Диаметр условного прохода d_y , мм	Расход масла Q , л/мин	Давление настройки P , МПа	Потери давления Δp , МПа	Внутренние утечки $Q_{ут}$, см ³ /мин
Г54-22	10	20		0,15	20
Г54-23	16	40	4-20	0,15	40
Г54-24	20	80		0,3	40
Г54-25	32	160		0,55	60
Г66-12	10	20		0,15	25
Г66-13	16	40	4-20	0,15	40
Г66-14	20	80		0,3	40
Г66-15	32	160		0,55	60
520.12	16	100			
520.16	20	160			
520.20	25	250			
Предохранительные клапаны непрямого действия					
Г52-22	10	20	1-10 или		100
Г52-23	16	40	2-20		200
Г52-24	20	80			200
Г52-25	32	160			300
КЗ.20.01	20	До 400	18-35		
Блоки предохранительных клапанов					
64600	25	160	16		
64700	32	250	16		
ГК2.32А	20	360	32		
ГК3.32А	20	360	32		

ДЕЛИТЕЛИ ПОТОКА

Тип	d_y , мм	Q , л/мин	$P_{ном}$, МПа	Δp , МПа	m , кг
КД-12/200	12	4-25	20	0,8	4
КД-20/200	20	40-70	20	0,8	5,3
КД-32/200	32	70-160	20	0,8	3

Тип	Рабочий объем q , см ³ /об	P_{max} , МПа	$P_{ном}$, МПа	$Q_{ном}$, л/мин	Мощность N_n , кВт	КПД η_o , %	КПД η , %	Масса m , кг
210.12	11,6	20/32	2400	26,4	10	0,96	0,91	5,5
210.16	28,1	20/32	1920	51,3	19,3	0,95	0,91	12,5
210.20	54,8	20/32	1500	78,1	29,5	0,95	0,91	39
210.25	107	20/32	1200	122	46,1	0,95	0,91	75
210.32	225	20/32	960	205	77,5	0,95	0,91	100
HA10/320	10	32/40	1500	13,5	8,3	0,91	0,86	21
HA16/320	16	--	--	22	13,4	0,92	0,86	48
HA25/320	25	--	--	23,6	20,8	0,93	0,87	48
HA32/320	32	--	--	45	26,6	0,94	0,88	48
Аксиально-поршневые насосы								
HAР16/200	16	20/25	1500	22-2	9,5	0,93	0,87	127
HAР18/200	18	--	--	25-2	10,5	0,93	0,87	127
HAР40/200	40	--	--	56,5-4	21,1	0,94	0,88	127
HAР63/200	63	--	--	89-6	33,2	0,94	0,88	127
HAР71/200	71	--	--	100-6	38,6	0,95	0,89	127
HAР125/200	125	--	--	178-10	66	0,95	0,89	127
HAР140/200	140	--	--	200-10	74	0,96	0,9	127
2Т13-36А	140	--	--	1500	63	0,95	0,86	260
Регулируемые насосы								

Продолжение прил. 3

Приложение 5

ГИДРОЗАМКИ

Тип	Диаметр условного прохода d_y мм	Номинальный поток $Q_{ном}$ л/мин	Давление p_n/p_{max} МПа	Примечание
541.08	8	16/25	25/32	Васильченко
541.12	12	63/125	25/32	Стр.163
У 4610.35А	12	50	16/21	Васильченко
У 4610.36А	20	100	16/21	Стр.163
1КУ12	12	40	32/35	Свешников 5
1КУ20	20	100		изд.стр.102
1КУ32	32	250		

Утечки не допустимы

РЕГУЛЯТОРЫ РАСХОДА

Тип	d_y , мм	$Q_{ном}$, л/мин	$P_{ном}$, МПа	Δp , МПа	$Q_{ут}$, л/мин	Примечание
ПГ55-22	10	20	6,3; 10;	0,15	0,05	Васильченко
ПГ55-24	20	80	20	0,15	0,1	Стр.187
ПГ55-25	32	160		0,25	0,18	
БПГ55-12	10	20	6,3; 10;	0,8	0,08	Васильченко
БПГ55-14	20	80	20		0,2	Стр.188
БПГ55-15	32	160			0,35	
МПГ55-14М	20	100	---	0,25	0,1	Свешников
МПГ55-24М	20	100	20	0,2	0,9	Стр.130
МПГ55-25М	32	200	20	0,2	1,2	

Расход

SCFM	л/с	д/мин	м³/с	м³/мин	м³/час
1	0.471947	28.31682	0.000472	0.0283168	1699
2.118882	1	60	0.001	0.06	3.6
0.035315	0.01666667	1	0.000016667	0.001	0.060
2118.88	1000	60000	1	60	3600
353.148	16.66667	1000	0.01666667	1	60
0.588578	0.277778	16.66667	0.0002778	0.01666667	1

Приложение 6

ПОДПОРНЫЙ КЛАПАН НА СЛИВЕ

Тип	d_y , мм	$Q_{ном}$, л/мин	$P_{ном}$, МПа	Δp , МПа	$Q_{ут}$, см³/мин
Г54-32	10	32	20/23/32	0,2	15
Г66-35	10	32		0,2	20
Г54-34	20	125		0,6	20
Г66-34	20	125		0,6	90
Г54-35	32	200		0,6	30
Г66-35	32	200		0,6	125

РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Тип	d_y , мм	$Q_{ном}$, л/мин	Q_{max} , л/мин	p_n/p_{max} МПа	Δp , МПа	$Q_{ут}$, см³/мин
P20.16	20	100	125	16/17	0,18/0,32	50
P25.16	25	160	200		0,25/0,38	75
P32.16	32	250	320		0,25/0,6	100
P32.25	32	320	400	25/32	0,6	150
ГР	16	90	125	32/40	0,2	80
ГГ	20	160	200		0,25	100
ГЭ	32	360	400		0,4	130
Г / ПГ	8	8	16	20	0,2	50
	10	20	40	20	0,2	120
	16	40	80	20	0,23	200
	20	80	160	20	0,3	20
	32	160	320	20	0,4	300
PВ6	6	6,3	10	32	0,2	10
В10	10	33	80	32	0,23	10
P102	10	40	75	20	0,62	10
P16	16	50	65	32	0,23	10
P202	20	160	170	20	0,36	10
P203	20	160	170	32	0,36	10
P322	32	400	500	20	0,4	10

Продолжение прил. 6

ФИЛЬТРЫ

Тип	d _y , мм	Q _{ном} , л/мин	p _{ном} , МПа	Δp, МПа	Тонкость фильтрации Δ, мкм	Линия установки	m, кг
ФВСМ 32	32	40		0,007	80	Всасывающая	4
80/0,25	32	43		0,007	160	Всасывающая	4
ФВСМ 32	63	100		0,007	80	Всасывающая	6
160/0,25	63	160		0,007	160	Всасывающая	6
ФВСМ 63	8	320		0,007	80	Всасывающая	10
80/0,25	80	400		0,007	160	Всасывающая	10
ФВСМ 63							
160/0,25							
ФВСМ 80							
80/0,25							
ФВСМ 80							
160/0,25							
1.1.32-25	32	100	0,63	0,08	25	Сливная линия	10
1.1.50-25	50	250	0,63	0,08	25	Сливная линия	20
1.1.20/200	20	63	20	-	25	Напорная	16
1.1.25/200	25	100	20	-	25	Напорная гл.	16

Переводные таблицы

Давление

Бар	кБар	PSI	ат	атм	Па	кПа	МПа	Torr
1	1000	14.504	1.0197	0.9869	100000	100	0.1	750.062
0.001	1	0.014504	0.0010197	0.0009869	100	0.1	0.0001	0.750062
0.06895	68.9476	1	0.070307	0.06846	6894.76	6.89476	0.0068948	51.7149
0.980665	980.665	14.2233	1	0.967841	98066.5	98.0665	0.09806	735.556
1.01325	1013.25	14.6959	1.03323	1	101325	101.325	0.101325	760
0.00001	0.01	0.000145	0.0000102	0.0000099	1	0.001	0.00001	0.007501
0.01	10	0.14504	0.0102	0.0099	1000	1	0.001	7.501
10	10000	145.04	1.02	9.9	1000000	1000	1	7501
0.00133	1.33322	0.019337	0.0013591	0.0013158	133.322	0.133322	0.000133	1

Приложение 7

ОБОЗНАЧЕНИЯ УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТОВ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СЕТЕЙ

Межгосударственный стандарт ГОСТ 2.784-96
ГОСТ 2.782-96
ГОСТ 2.781-96
ГОСТ 2.780-96

Основные положения.

• Обозначения отражают назначение (действие), способ работы устройств и наружные соединения.
Это означает, что к любому элементу должно быть подведено необходимое количество гидролиний.

• Обозначения не показывают фактическую конструкцию устройства.

• Если не оговорено иначе, обозначения могут быть начерчены в любом расположении, если не искажается их смысл.

Но обычно, для простоты сопоставления схемы и конструкции реального привода, стараются располагать обозначения так, как они расположены реально.

• Размеры условных обозначений стандарт не устанавливает.

Но неофициально принято, что гидромашины вдвое больше по размеру, чем гидроаппараты, и втрое больше, чем измерительные устройства.

• Все элементы и устройства изображаются на схемах, как правило, в исходном положении: пружины – в состоянии предварительного сжатия, электромагниты – обесточенными.

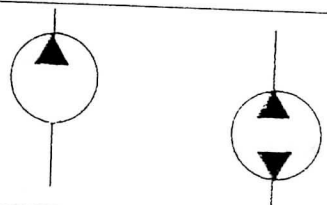
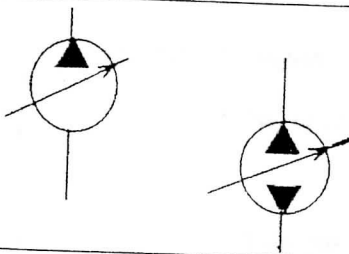
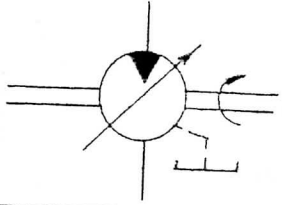

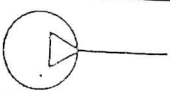
• Каждый элемент или устройство, входящее в изделие и изображенное на схеме, должны иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение, состоящее из буквенного обозначения и порядкового номера, проставленного после буквенного обозначения.

Наименование	Обозначение
Механические связи (вал) в гидравлических и пневматических схемах В электрических схемах	
Трубопровод: линии всасывания, напора, слива линии управления, дренажа, отвода конденсата	
Соединение трубопроводов	Или
Пересечение трубопроводов без соединения	
Трубопровод гибкий, шланг	
Подвод жидкости под давлением без указания источника питания	
Слив жидкости из системы	
Поворотное соединение: однолинейное трехлинейное	
Конец трубопровода с заглушкой	
Задвижка, вентиль, кран	
Фильтр	
Подогреватель	

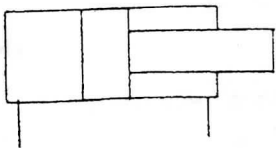
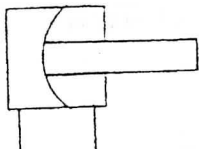
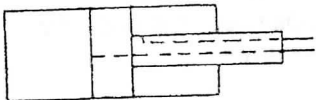
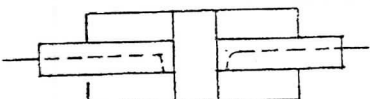
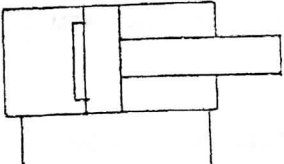
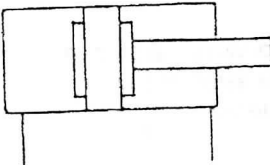
Опора трубопровода: неподвижная подвижная шариковая	
Охладитель без указания линии подвода и отвода окружающей среды	
Охладитель с указанием линии подвода и отвода охлаждающей среды	
Гидробак и смазочный бак (нижняя горизонтальная линия обозначает не дно бака, а уровень жидкости в баке) Под атмосферным давлением: со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости С давлением выше атмосферного: со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости	

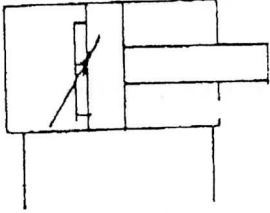
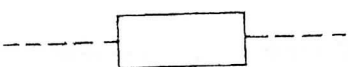

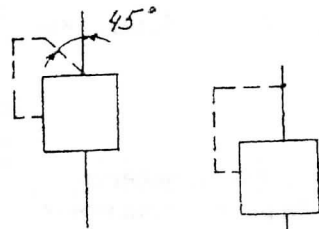
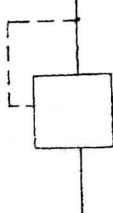
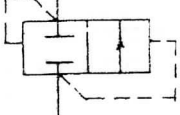
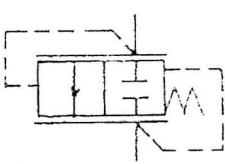
С давлением ниже атмосферного: со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости	
Аккумулятор гидравлический или пневматический. Изображается только вертикально: без указания принципа действия грузовой гидравлический пружинный гидравлический пневмогидравлический	
Заливная горловина, воронка, заправочный штуцер	
Контрольно – измерительные приборы: манометр манометр, дающий электросигнал (электроконтактный)	

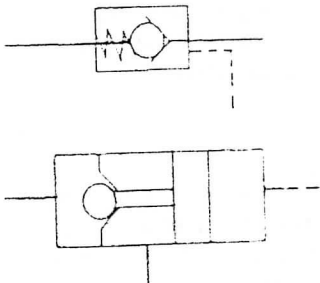
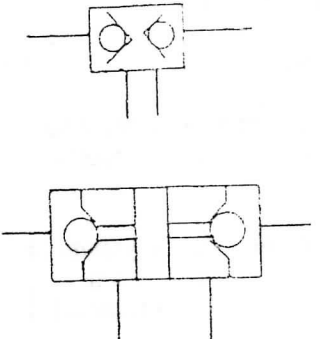
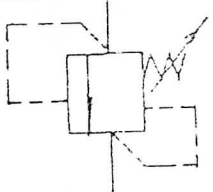
термометр	
измеритель времени	
расходомер	
тахометр	
моментомер (измеритель крутящего момента)	
Реле давления	
Выключатель конечный	
Датчики: давления уровня жидкости температуры	

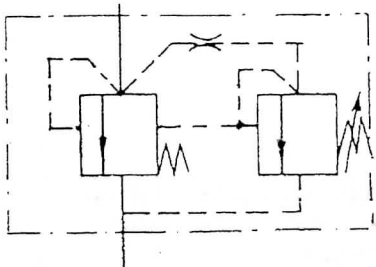
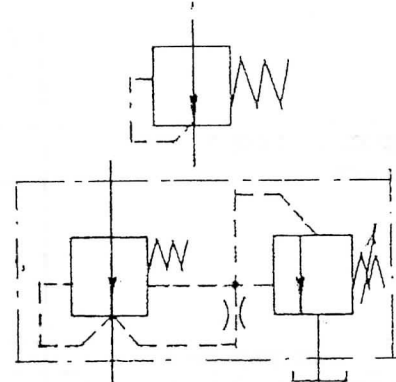
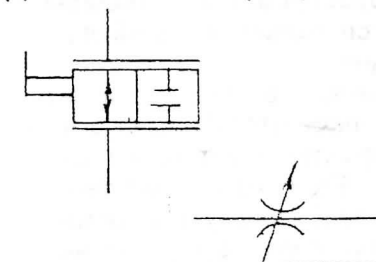
Насос нерегулируемый: с нереверсивным потоком с реверсивным потоком	
Насос регулируемый: с нереверсивным потоком с реверсивным потоком	
Насос регулируемый с ручным управлением и одним направлением вращения	
Гидромотор нерегулируемый: с нереверсивным потоком с реверсивным потоком	
Гидромотор регулируемый с нереверсивным потоком, с неопределенным механизмом управления, наружным дренажом, одним направлением вращения и двумя концами вала	
Поворотный гидродвигатель	
Компрессор	

Пневмомотор	
Насос лопастной центробежный	
Насос струйный (эжектор)	
Цилиндр одностороннего действия: поршневой с возвратом штока пружиной плунжерный	
Цилиндр двустороннего действия: с односторонним штоком с двусторонним штоком телескопический с односторонним выдвижением, гидравлический	

Цилиндр дифференциальный	
Мембранный цилиндр двустороннего действия	
Цилиндр двустороннего действия с подводом рабочей среды через шток: с односторонним штоком	
с двусторонним штоком	
Цилиндр двустороннего действия с постоянным торможением в конце хода: со стороны поршня	
с двух сторон	

Цилиндр двустороннего действия с регулируемым торможением в конце хода со стороны поршня	
Гидравлические аппараты	
Базовое обозначение квадрат (предпочтительно), прямоугольник	
Прямое управление: воздействие на торцевую поверхность	
воздействие на торцевую поверхность разной площади	
внутренняя линия управления (канал управления находится внутри аппарата)	
наружная линия управления (канал управления находится снаружи аппарата)	
Клапаны потока	
Клапан обратный: без пружины; открыт, если давление на входе выше давления на выходе	Детальное 
с пружиной; открыт, если давление на входе выше давления на выходе плюс давление пружины	

<p>Гидрозамок односторонний</p> <p>упрощенное обозначение</p> <p>детальное обозначение</p>	
<p>Гидрозамок двусторонний</p> <p>упрощенное обозначение</p> <p>детальное обозначение</p>	
Клапаны давления	
<p>Клапан разности давлений</p>	
<p>Клапан напорный (предохранительный или переливной): прямого действия</p>	

<p>напорный клапан непрямого действия</p>	
<p>Клапан редукционный одноступенчатый, нагруженный пружиной: прямого действия</p> <p>непрямого действия</p>	
<p>Дроссель регулируемый без указания метода регулирования запорно-регулирующего элемента</p>	<p>Детальное Упрощенное</p> 

Делитель потока	
Регулятор расхода двух- линейный с изменяемым расходом	
Дроссель с обратным кла- паном	
Распределители	
Число позиций соответству- ет числу квадратов.	
<p>Трубопроводы подво- дятся только к одной по- зиции.</p> <p>Стрелки внутри позиции распределителя означают направление потока жидко- сти. Если поток может течь и в одну сторону, и в проти- воположную, то стрелки не ставят.</p> <p>Позиции распределителя обозначают римскими циф- рами слева направо.</p>	

Распределитель 3/3 Трехлинейный, трехпози- ционный, дискретного дей- ствия, переход через проме- жуточную позицию, управ- ление электромагнитом и возвратной пружиной	
Четырехлинейный, трехпо- зиционный распределитель, пружинное центрирование, внутренний подвод давл- ения управления в двух на- правлениях, управление электромагнитами с мус- кульным дублированием	
Дросселирующий распре- делитель (непрерывного действия) с серворегулиро- ванием, с закрытым цен- тром, пружинным центриро- ванием, электромагнитным управлением	
Механизмы управления: рычагом кнопкой педалью	

рычаг с фиксатором	
от кулачка (щуп)	
пружиной	
роликом	
руль автомобильный	
электромагнитом	
пропорциональное электрическое управление	
прямое гидравлическое управление	
непрямое гидравлическое управление	
электрогидравлическое управление	
Внутренняя обратная связь (механическое соединение между перемещающейся частью управляющего элемента изображено с использованием линии механической связи)	

Приложение 8

БУКВЕННЫЕ ПОЗИЦИОННЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ
ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Устройство (общее обозначение)	А
Гидроаккумулятор (пнеумоаккумулятор)	АК
Аппарат теплообменный	АТ
Гидробак	Б
Влагоотделитель	ВД
Вентиль	ВН
Гидровытеснитель	ВТ
Пневмоглушитель	Г
Гидродвигатель (пневмодвигатель) поворотный	Д
Делитель потока	ДП
Гидродроссель (пневмодроссель)	ДР
Гидрозамок (пневмозамок)	ЗМ
Гидроклапан (пневмоклапан)	К
Гидроклапан (пневмоклапан) выдержки времени	КВ
Гидроклапан (пневмоклапан) давления	КД
Гидроклапан (пневмоклапан) обратный	КО
Гидроклапан (пневмоклапан) предохранительный	КП
Гидроклапан (пневмоклапан) редуционный	КР
Компрессор	КМ
Гидромотор (пневмомотор)	М
Электрический мотор	МЭ
Манометр	МН
Гидродинамическая передача	МП
Маслораспылитель	МР
Масленка	МС
Гидродинамическая муфта	МФ
Насос	Н
Насос аксиально-поршневой	НА
Насос-мотор	НМ
Насос пластинчатый	НП
Насос радиально-поршневой	НР
Пневмогидропреобразователь	ПГ
Гидропреобразователь	ПР
Гидрораспределитель (пневмораспределитель)	Р
Реле давления	РД
Гидроаппарат (пневмоаппарат) золотниковый	РЗ
Гидроаппарат (пневмоаппарат) клапанный	РК
Регулятор потока	РП

Продолжение прил. 8

Ресивер	РС
Сепаратор	С
Сумматор потока	СП
Термометр	Т
Гидродинамический трансформатор	ТР
Устройство воздухопускное	УВ
Гидроусилитель	УС
Фильтр	Ф
Гидроцилиндр (пневмоцилиндр)	Ц

Литература

1. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика /Т.М. Башта. -М.: Машиностроение, 1979.- 672с., ил.
2. Каверзин, С.В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: учебное пособие /С.В.Каверзин.- Красноярск: ПИК «Офсет», 1997.- 384с.
3. Сазанов, И.И. Гидравлика. Конспект лекций: учебное пособие/ И.И.Сазанов, - М: ИЦ МГТУ «СТАНКИН», «Янус-К», 2005. - 192с.
4. Гидравлика, гидромашины и гидропривод: учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. - 2-е изд., перераб., - М.: Машиностроение, 1982.
5. Шейпак, А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: учебное пособие. ч.1 Основы механики жидкости и газа. 2-е изд. Перераб. и доп./А.А.Шейпак. - М.: МГИУ, 2003. - 192с.
6. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.С.Свешников. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение. 1995. - 448с.: ил.
7. Васильченко, В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник /В.А.Васильченко.- М.: Машиностроение, 1983.- 301с.

Оглавление

Введение.....	3
1. Исходные данные по курсовой работе.....	5
2. Разработка гидравлической схемы.....	6
3. Силовой расчет привода.....	7
4. Расчет цилиндра подъема груза.....	9
5. Расчет гидроцилиндров наклона.....	12
6. Выбор насоса для гидросистемы.....	16
7. Выбор марки рабочей жидкости	17
8. Расчет гидролиний	18
9. Подбор гидроаппаратуры	20
10. Расчет потерь давления в гидролиниях	20
11. Поверочный расчет спроектированной гидросистемы	22
12. Определение энергетических показателей спроектированной системы.....	23
Приложение 1. Титульный лист	25
Приложение 2. Манжеты уплотнительные резиновые для гидравлических устройств. Обратные клапаны	26
Приложение 3. Насосы гидравлические.....	27
Приложение 4. Предохранительные клапаны Делители потока	29
Приложение 5. Гидрозамки. Регуляторы расхода	30
Приложение 6. Подпорный клапан на сливе. Распределители.	31
Фильтры	32
Приложение 7. Обозначения условные графические элементов гидравлических и пневматических сетей	33
Приложение 8. Буквенные позиционные обозначения основных элементов.....	47
Литература.....	48