

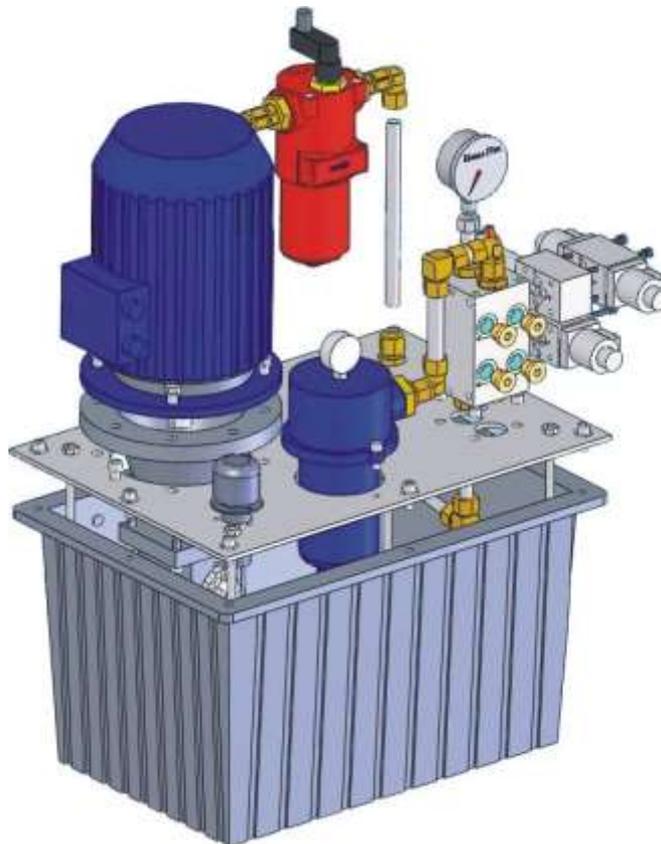


**В. В. Кузнецов К. А. Ананьев**

## **ГИДРАВЛИКА**

### **ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ**

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**



Кемерово 2020

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Кузбасский государственный технический университет  
имени Т. Ф. Горбачева»

В. В. Кузнецов К. А. Ананьев

# **ГИДРАВЛИКА**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ  
ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ**

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**

Кемерово 2020

УДК 621.22(075.8)

Рецензенты:

Аксенов В. В. – главный научный сотрудник Института угля СО РАН, доктор технических наук (ФИЦ УУХ СО РАН Институт угля СО РАН)

Кузиев Д. А. – доцент кафедры Горного оборудования, транспорта и машиностроения НИТУ «МИСиС», кандидат технических наук

Кузнецов Владимир Всеволодович

Ананьев Кирилл Алексеевич

**ГИДРАВЛИКА. Проектирование и расчет объемной гидropередачи** : учебное пособие для студентов технических специальностей / В. В. Кузнецов, К. А. Ананьев ; Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева. – Кемерово, 2020. – 69 с.

ISBN 978-5-00137-135-9

Учебное пособие содержит методические указания по выполнению курсовой работы.

Приведены принципы и последовательность проектирования объемных гидropередач, критерии и порядок выбора гидромашин, гидрооборудования, трубопроводов и рабочей жидкости. Даны сведения по расчету потерь в гидросистеме и построению выходных характеристик системы. Включен пример проектирования объемной гидropередачи поступательного движения с дроссельным регулированием скорости.

Подготовлено по дисциплине «Гидравлика» для студентов технических специальностей. Материалы могут быть использованы студентами, изучающими подобные дисциплины, а также техническими специалистами, занимающимися проектированием и модернизацией гидроприводов.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Кузбасского государственного технического университета имени Т. Ф. Горбачева.

УДК 621.22(075.8)

© Кузбасский государственный  
технический университет  
имени Т. Ф. Горбачева, 2020

ISBN 978-5-00137-135-9

© Кузнецов В. В., Ананьев К. А., 2020

## Предисловие

Весьма широкая область применения гидравлических приводов, особенно в горнодобывающей промышленности и машиностроении, обуславливает знание их конструкции, характеристик и особенностей эксплуатации большим кругом технических специалистов современного производства. Модернизация и ремонт оборудования, как правило, сопряжены с необходимостью расчета и выбора гидромашин и гидроаппаратов, оценкой рабочих характеристик и КПД гидравлических приводов. Поэтому овладение инженерной методикой проектирования и расчета объемной передачи является обязательной частью изучения студентами технических специальностей курса «Гидравлика».

Конструкция гидропривода и его основные параметры определяются типом машины, для которой он предназначен, поэтому разработчик гидропривода начинает свою работу с анализа технической характеристики машины и определения требуемых параметров ее работы. На основе этих данных устанавливается необходимый набор исходных данных для проектирования и расчета гидропередачи.

Определяются методы управления и контроля, требуемые блокировки, нагрузочные характеристики и режимы движения (перемещения, скорости, ускорения, пути торможения и разгона) каждого рабочего органа, циклограмма рабочего цикла машины, необходимые средства диагностики технического состояния, основные требования надежности, а также, при необходимости, другие сведения (точности, дискретности перемещений, жесткость, вибрации, шум, качество переходных процессов, температура масла, точность гидравлического уравнивания, возможность регулировок, необходимость остановок гидродвигателей в промежуточных положениях, время выстоя и др.).

Далее разработчик анализирует различные варианты принципиальной гидросхемы. При этом решаются вопросы техники безопасности, в том числе при различных нарушениях в работе гидрооборудования (случайные падения давления, сгорание обмотки электромагнита, засорение малых отверстий и т. п.); вводятся блокировки, исключающие возможность несовместимых движений, падения вертикально расположенных рабочих органов, включения

движений при отсутствии смазки и т. п.; обеспечивается необходимый минимум регулировок.

Многие из приведенных вопросов имеют неоднозначное решение, что требует приобретения определенного опыта и навыков эксплуатации и расчета передач.

Данное учебное пособие дает возможность усвоить основную последовательность проектирования и расчета типовой объемной гидропередачи, содержит рекомендации, а также достаточно полную номенклатуру современных гидромашин и гидроаппаратов. Это делает данное учебное пособие полезным для инженеров-практиков и научных работников.

Первые пять разделов содержат требования к выполнению курсовой работы. Методика проектирования объемной гидропередачи излагается в разделах с 6 по 20 и содержит ссылки на существующую справочную литературу, а также приложения к данному учебному пособию.

## **1. Общие положения**

По курсу «Гидравлика» студенты технических специальностей выполняют курсовую работу для закрепления полученных теоретических знаний путем изучения конструкции и принципа действия гидросистемы конкретной машины, а также путем проектирования и расчета типовой гидросистемы. В процессе выполнения курсовой работы студенты приобретают навыки пользования справочной литературой, действующими ГОСТами и нормами.

Задание на курсовую работу выдается руководителем, который устанавливает срок представления готовой работы, контролирует ход её выполнения и оказывает необходимую методическую помощь. При защите курсовой работы на кафедре создается комиссия.

## **2. Требования к курсовой работе**

Курсовая работа должна быть результатом самостоятельной и творческой работы студента.

Техническое оформление курсовой работы должно соответствовать ЕСКД. Расчетно-пояснительную записку кратко пишут на одной стороне листа формата А4(11) без сокращения фраз и ненужных пояснений. В тексте записки обязательно делаются ссылки на использованную литературу, перечень которой приводится в конце записки. Расчетно-пояснительная записка иллюстрируется необходимыми схемами, эскизами и графиками, поясняющими ее текст и расчеты. Объем записки обычно составляет 20–30 страниц.

Графическую часть работы студенты выполняют на двух листах формата А2 карандашом или с помощью графического редактора (по согласованию с руководителем), обязательно заполняя основные надписи.

## **3. Содержание курсовой работы**

Курсовая работа (курсовой проект) предусматривает выполнение двух независимых разделов. В первом разделе изучается принцип действия гидросистемы конкретной машины, применяемой в горной промышленности. Во втором разделе разрабатывается типовая гидросистема с объемным, дроссельным или ступенчатым способом регулирования скорости гидродвигателя.

### 3.1. Содержание текстовой части пояснительной записки

По первому разделу в пояснительную записку включаются:

1. Назначение, техническая характеристика и область применения заданной машины, краткое описание ее конструкции;
2. Описание принципа действия гидросистемы заданной машины с указанием ее основных параметров (расход жидкости, рабочее давление, мощность и т. п.) и тип применяемого гидрооборудования. Более детально следует изучить и описать силовую часть гидросистемы, служащую для перемещения рабочего органа машины.

По второму разделу в пояснительную записку включаются:

1. Краткое описание гидросистемы, разработанной самостоятельно;
2. Выбор гидрооборудования и рабочей жидкости с необходимыми расчетами;
3. Расчет потерь в разработанной гидросистеме и определение ее КПД;
4. Расчет регулировочной и механической характеристик;
5. Тепловой расчет гидросистемы.

### 3.2. Содержание графической части

Первый лист графической части студенты расчерчивают на два самостоятельных формата А2(22), предназначенных для каждого из разделов курсовой работы.

К первому разделу изображается принципиальная схема гидросистемы машины, указанной в задании. В схему могут быть внесены элементы кинематики, электропривода, пневмопривода и др. в условных обозначениях, соответствующих ГОСТу. В некоторых случаях принципиальная схема может быть заменена (дополнена) структурной, функциональной или монтажной схемами.

По второму разделу изображают принципиальную схему разработанной гидросистемы, графики регулировочной и механической характеристик, график характеристики удельной подачи насоса, схемы движения потоков рабочей жидкости в гидропередаче, а также график распределения давления по гидросистеме.

На втором листе графической части, поделенном на необходимые форматы, выполняют общие виды гидромашин и аппаратов

гидросистемы, разработанной в курсовом проекте, чертежи узлов и деталей отдельных гидроаппаратов, присоединительную арматуру, схему разводки трубопроводов и др. Содержание второго листа уточняется и согласуется с преподавателем.

Порядок и особенности оформления чертежей гидравлических схем описаны ниже в разделе 5 учебного пособия. Пример оформления чертежа по второму разделу приведено в приложении.

#### 4. Исходные данные по второму разделу

Исходные данные определяются по номеру варианта, указанного в задании, при помощи таблиц шифров 1 и 2 и таблиц параметров 3, 4 и 5. Из таблиц шифров по номеру варианта определяются шифры (номера) параметров, а по таблицам параметров – их численные значения. Таблица шифров 1 предусматривает гидродвигатель поступательного движения – гидроцилиндр, а таблица 2 – двигатель вращательного движения – гидромотор. Поэтому в таблице 1 шифруется усилие на штоке гидроцилиндра  $R_1$  и скорость движения поршня  $V_1$ , а в таблице 2 – крутящий момент на валу гидромотора  $M_1$  и частота вращения его вала  $n_1$ . Цикл работы устанавливается по шифру в таблице 3, а варианты регулирования скорости – в таблице 4. Остальные параметры определяются из таблицы 5. Из таблицы 6 берется коэффициент  $K_3$  способа закрепления гидроцилиндра. Кроме установленных параметров необходимо вычислить рабочий ход поршня гидроцилиндра  $L$  или число полных оборотов вала гидромотора  $z$  по формулам

$$L = (Ц_1 + Ц_2) \cdot 0,1 + 0,25, \text{ м} \quad \text{или} \quad z = (Ц_2 + Ц_3) \cdot 5 + 2, \text{ оборотов,}$$

где  $Ц_1$ ,  $Ц_2$  и  $Ц_3$  – цифры варианта задания.

Конструктивную величину хода  $L$  необходимо округлить до ближайшего большего по стандартному ряду ходов по прил. 1.

Пример: вариант № 05. По табл. 1 выбираем шифры параметров:

– цикл работы – 2 (табл. 3) – реверсивное движение с разгрузкой гидродвигателя во время паузы;

– регулирование скорости – 1 (табл. 4) – в обоих направлениях.

Остальные параметры – из табл. 5:

– отношение площадей – 6 –  $\varphi = 0,7$ ;

– место установки дросселя – 3 – параллельно гидродвигателю;

- усилие на штоке ГЦ-0 –  $R_1 = 1000$  кН;
- рабочая скорость движения штока ГЦ-4 –  $V_1 = 0,15$  м/с;
- время паузы – 9 –  $\tau_{п} = 500$  с;
- температура окружающей среды – 7 –  $t_o = +15^\circ\text{C}$ .

Номер схемы способа крепления гидроцилиндра – 4 (табл. 6)

$K_3 = 1$ .

Гидродвигатель – гидроцилиндр с односторонним штоком (так как  $\varphi \neq 1$ ).

Ход поршня гидроцилиндра  $L = (0 + 5) \cdot 0,1 + 0,25 = 0,75$ .

Принимается стандартный ход  $L = 0,8$  м.

Способ регулирования скорости гидродвигателя определяется путем оценки величины выходной мощности гидросистемы по формулам:

а) для гидросистемы с гидроцилиндром

$$N_{\text{вых}} = R_1 V_1, \text{ кВт}, \quad R_1 [\text{кН}]; \quad V_1 [\text{м/с}]; \quad (1)$$

б) для гидросистемы с гидромотором

$$N_{\text{вых}} = (\pi M_1 n_1) / 30000, \text{ кВт}, \quad M [\text{Н}\cdot\text{м}]; \quad n [\text{об/мин}]. \quad (2)$$

Если рассчитанная по этим формулам величина выходной мощности будет равна или менее 6 кВт, то принимается дроссельный способ регулирования, а если  $N_{\text{вых}} > 6$  кВт, то принимается объемный (машинный) способ регулирования скорости гидродвигателя.

Таблица 1

Вариант	Цикл работы	Регулир. скорости	Место дрос.	$\varphi$	$R_1$	$V_1$	$\tau_{п}$	$t_o$	№ схемы ГЦ
01	3	1	1	0	3	2	5	3	5
02	2	2	2	8	5	3	6	4	1
03	1	3	3	6	7	1	7	5	2
04	4	1	1	4	9	1	8	6	3
05	2	1	3	6	0	4	9	7	4
06	1	3	3	3	1	6	4	2	1
07	2	1	1	7	2	7	3	1	2
08	3	2	2	5	6	8	2	3	4
09	4	3	3	1	4	9	1	8	5
10	5	1	1	9	2	0	–	0	1
11	4	3	2	0	1	8	0	5	2
12	3	2	3	1	2	6	8	4	4

Вариант	Цикл работы	Регулир. скорости	Место дрос.	$\Phi$	$R_1$	$V_1$	$\tau_{п}$	$t_o$	№ схемы ГЦ
13	2	1	1	2	3	4	7	3	3
14	1	3	2	3	4	2	6	2	5
15	5	2	3	4	5	0	–	1	1
16	2	3	1	5	6	1	4	9	2
17	1	2	2	6	7	3	3	8	4
18	5	1	3	7	4	5	–	7	5
19	3	1	2	8	3	6	1	6	1
20	4	2	1	9	0	1	0	1	2
21	1	3	3	0	2	1	8	2	4
22	2	1	1	2	1	2	6	3	5
23	3	2	3	4	3	5	7	4	6
24	4	3	2	6	4	3	9	5	1
25	5	1	3	8	5	4	–	6	2
26	3	2	2	1	7	5	4	7	3
27	4	3	1	3	6	7	3	8	4
28	1	3	3	5	8	2	2	9	5
29	2	2	2	7	9	1	1	0	1
30	5	1	1	9	4	8	–	1	2
31	5	2	1	0	1	9	–	2	4
32	1	3	2	9	2	8	4	3	5
33	4	1	3	8	3	7	5	4	1
34	2	3	1	7	4	6	9	5	2
35	3	2	2	6	5	1	0	6	4
36	4	1	3	5	6	2	6	7	5
37	5	1	1	4	7	3	–	8	1
38	1	2	2	3	8	2	7	9	2
39	2	3	3	2	9	1	2	0	3
40	3	1	3	1	1	9	1	1	4
41	1	2	2	9	3	8	3	2	5
42	2	3	1	0	2	7	5	3	1
43	3	1	1	8	1	6	4	4	2
44	4	2	2	7	4	5	6	5	4
45	5	3	3	6	5	4	–	6	5
46	4	1	1	5	6	3	9	7	1
47	3	2	2	4	9	2	6	8	2
48	2	3	3	3	0	1	0	9	4
49	1	1	1	1	1	0	6	0	5
50	5	2	3	2	7	1	–	1	6

Вариант	Цикл работы	Регулир. скорости	Место дрос.	$\Phi$	$R_1$	$V_1$	$\tau_{п}$	$t_o$	№ схемы ГЦ
51	3	3	2	3	1	9	4	2	1
52	2	3	1	4	2	2	9	3	2
53	5	1	2	5	3	8	–	4	4
54	1	2	3	6	4	3	7	5	5
55	4	2	1	7	5	6	3	6	1
56	1	3	2	0	6	7	8	7	2
57	5	1	3	9	7	4	–	8	3
58	2	3	2	8	8	1	4	9	4
59	3	2	1	3	9	2	6	0	5
60	4	1	3	6	0	1	5	2	6
61	5	2	1	5	1	0	–	2	1
62	1	1	2	2	2	9	2	3	2
63	6	3	1	4	3	8	–	4	3
64	9	3	1	0	4	7	4	5	4
65	4	1	3	7	5	6	5	6	5
66	8	2	2	5	6	5	3	7	6
67	0	2	2	8	7	4	1	8	1
68	2	1	3	6	8	3	6	9	2
69	3	3	1	0	9	2	3	3	3
70	7	2	2	5	0	1	4	2	4
71	2	2	1	2	2	0	3	3	2
72	5	1	2	4	3	9	–	4	4
73	1	3	3	0	4	8	8	5	5
74	4	3	1	7	5	7	4	6	1
75	1	1	2	5	6	6	6	7	2
76	5	2	3	8	7	5	–	8	3
77	2	2	2	6	8	4	5	9	4
78	4	3	3	5	0	2	4	2	6

Таблица 2

Вариант	Цикл работы	Регулир. скорости	Место дросселя	$M_1$	$n_1$	$\tau_{п}$	$t_o$
101	0	1	2	5	8	4	1
102	3	2	1	6	2	3	2
103	5	3	3	7	5	–	3
104	7	1	8	8	4	1	4
105	1	2	3	9	3	0	5
106	9	3	1	0	2	1	0

Вариант	Цикл работы	Регулир. скорости	Место дросселя	$M_1$	$n_1$	$\tau_{\text{п}}$	$t_0$
107	2	1	3	1	9	2	9
108	4	2	2	2	0	3	8
109	6	3	1	3	1	–	7
110	8	1	3	4	0	5	6
111	0	2	2	1	0	6	0
112	9	3	1	2	8	7	9
113	8	1	3	3	7	8	8
114	7	2	2	4	6	9	7
115	6	3	1	5	5	–	6
116	5	1	3	6	4	–	5
117	4	2	2	7	3	2	4
118	3	3	1	8	2	3	3
119	2	1	3	9	1	4	2
120	1	2	1	0	3	5	1
121	2	3	2	1	4	6	9
122	5	1	1	2	7	–	0
123	3	2	2	3	6	8	7
124	7	3	3	4	9	9	8
125	6	1	2	5	0	–	5
126	1	2	3	6	1	1	6
127	3	3	1	7	6	2	3
128	4	1	2	8	3	3	4
129	8	2	3	9	4	4	2
130	9	3	1	0	1	5	1
131	0	1	2	1	6	6	0
132	1	2	3	2	3	7	9
133	2	3	1	3	4	8	8
134	3	1	2	4	5	9	7
135	4	2	3	5	2	0	6
136	5	3	1	6	3	–	5
137	6	1	1	7	8	–	4
138	7	2	2	8	1	3	3
139	8	3	3	9	4	4	2
140	9	1	3	0	1	5	1

Вариант	Цикл работы	Регулир. скорости	Место дросселя	$M_1$	$n_1$	$\tau_{п}$	$t_0$
141	0	2	2	1	2	6	0
142	1	3	1	2	4	7	1
143	2	1	3	3	5	8	2
144	3	2	2	4	3	9	3
145	4	3	1	5	6	0	4
146	5	1	1	6	8	–	5
147	6	2	2	7	9	–	6
148	7	3	2	8	0	3	7
149	8	1	3	9	7	4	8
150	9	2	3	0	1	5	9
151	0	3	1	2	9	6	0
152	1	1	2	3	0	7	4
153	2	2	3	4	7	8	5
154	3	3	1	5	9	9	2
155	4	1	2	6	0	0	8
156	5	2	3	7	2	–	4
157	2	3	1	8	4	2	0
158	3	1	2	9	6	3	7
159	4	2	3	1	8	4	6
160	1	3	1	0	4	5	8
161	6	1	3	3	9	–	0
162	7	2	3	4	0	1	4
163	8	3	1	5	7	2	5
164	9	1	2	6	1	3	2

Таблица 3

Шифр	Цикл работы
1	Реверсивное движение с разгрузкой всех магистралей во время паузы
2	Реверсивное движение с разгрузкой гидродвигателя во время паузы
3	Реверсивное движение с паузой без разгрузки магистралей
4	Реверсивное движение с разгрузкой насоса во время паузы
5	Реверсивное движение без паузы
6	Нереверсивное движение без паузы

Шифр	Цикл работы
7	Нереверсивное движение с разгрузкой всех магистралей во время паузы
8	Нереверсивное движение с разгрузкой гидродвигателя во время паузы
9	Нереверсивное движение с разгрузкой насоса во время паузы
0	Нереверсивное движение с паузой без разгрузки

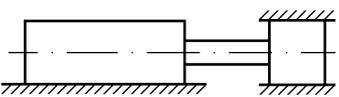
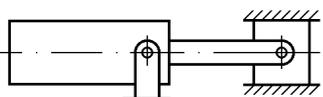
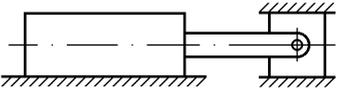
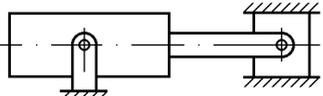
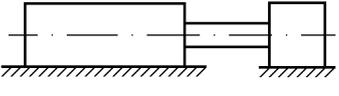
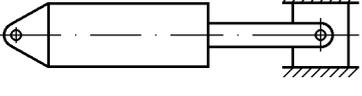
Таблица 4

Шифр	Регулирование скорости
1	В обоих направлениях
2	Только в прямом направлении
3	Только в обратном направлении
4	Регулируется ступенчато

Таблица 5

Параметры		Шифр									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Отношение площадей поршня ГЦ	$\varphi$	0,4	0,45	0,5	0,6	0,65	0,7	0,8	0,85	0,9	1
Место установки дросселя		1 – в напорной магистрали 2 – в сливной магистрали 3 – параллельно гидродвигателю									
Усилие на штоке ГЦ	$R_1$ , кН	1	7	11	15	40	60	250	500	800	1000
Скорость движения штока ГЦ	$V_1$ , м/с	0,0 1	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,5	0,7	0,9	1
Крутящий момент на валу гидромотора	$M_1$ , Н·м	4,5	7,5	16	32	63	380	920	2000	3500	9000
Частота вращения вала гидромотора	$n_1$ , об/мин	50	100	150	200	400	600	800	1000	1200	1500
Время паузы	$\tau_p$ , с	5	7	9	11	20	40	60	300	500	700
Температура окружающей среды	$t_o$ , °C	-10	-8	-5	0	5	10	15	20	25	30

Таблица 6

№ схемы	Способ закрепления ГЦ	$K_3$	№ схемы	Способ закрепления ГЦ	$K_3$
1		0,5	4		1
2		0,7	5		1,5
3		2	6		2

## 5. Разработка и правила оформления чертежа гидросхемы

Перед выбором гидроаппаратов и выполнением расчетов предварительно надо составить гидросхему привода из типовых гидравлических устройств, обеспечивающую заданный цикл работы. Реверсирование движения обеспечивается переключением распределителя с задержкой его в нейтральной позиции во время паузы. Если пауза или реверсирование движения не требуются, то выбирается двухпозиционный распределитель. Различные варианты разгрузки во время паузы обеспечиваются выбором соответствующей схемы исполнения распределителя по прил. 1 или [1, с. 74–75, табл. 4.3]. Способ управления распределителем выбирается самостоятельно.

При дроссельном способе регулирования типовые схемы установки дросселей [1, с. 141] позволяют регулировать скорость движения гидродвигателя в обоих направлениях, т. е. не обеспечивают независимое регулирование скорости прямого и обратного движения. Под прямым направлением движения у гидроцилиндра подразумевается его выдвигание, а у гидромотора – правое направление вращения вала. Независимость регулирования скорости можно получить при параллельной установке обратного клапана с дросселем в одну из магистралей, соединяющих распределитель с гидродвигателем [1, с. 109]. Такое применение дросселя позволяет ускорить обратное движение и снизить энергозатраты на преодоление его сопротивления. Раздельное (независимое) регулирование можно также

обеспечить применением пятилинейного распределителя при установке дросселя в сливной магистрали или другими способами.

При объемном способе регулирования скорости движения гидродвигателя быстрые перемещения получаются:

- при гидроцилиндре с односторонним штоком ( $\varphi \neq 1$ ) – автоматически за счет меньшей рабочей площади поршня при обратном ходе;
- при гидроцилиндре с двухсторонним штоком ( $\varphi = 1$ ) и гидромоторе – только за счет увеличения подачи насоса.

В зависимости от способа регулирования скорости движения и типа гидродвигателя возможны различные схемы циркуляции жидкости: разомкнутая и замкнутая. Когда выходное звено – гидроцилиндр, являющийся гидродвигателем дискретного действия, возможна только разомкнутая схема циркуляции рабочей жидкости. Если выходным звеном является гидромотор, а используется насос с постоянным направлением подачи потока рабочей жидкости, то схема циркуляции рабочей жидкости также разомкнута. В случае использования реверсивного насоса может быть применена замкнутая схема циркуляции жидкости. Особенно эффективно ее использование в мощных ( $N > 20$  кВт) гидросистемах.

Для поддержания заданного давления на выходе насоса и защиты системы от перегрузки устанавливают переливной или предохранительный клапан прямого или непрямого действия. В системе должны быть как минимум один фильтр, установленный в соответствии с рекомендациями [1, с. 292–315], и при необходимости маслоохладитель, который выбирают после теплового расчета. К напорной магистрали подключается манометр, выбранный по справочникам [1, 2].

Окончательную доработку схемы выполняют после всех расчетов и выбора одного из вариантов повышения КПД системы (при необходимости) в соответствии с рекомендациями [1, с. 454–455]. В процессе выбора гидроаппаратов могут быть случаи, когда не удастся подобрать элемент с подходящими параметрами. В этих случаях возможно дублирование элементов, т. е. параллельная установка нескольких фильтров, дросселей, трубопроводов и др., причем их расходные характеристики суммируются при прочих неизменных паспортных характеристиках.

Оба листа графической части оформляются с соблюдением правил оформления гидросхем и условных обозначений элементов в соответствии с ГОСТ 2. 780–68, ГОСТ 2. 781–68 и ГОСТ 2.784–70 [1, с. 495–502].

Нестандартные гидроаппараты специального назначения допустимо изображать на схеме полуконструктивно, чтобы были понятны его функциональные возможности.

При вычерчивании схем все основные элементы и линии связи изображают сплошной линией толщиной  $S$  (обычно 0,7–1,2 мм). Толщина линии управления принимается  $0,5S$ . Дренажные линии допустимо не показывать. Расстояние между параллельными должно быть не менее 3 мм. Устройство, имеющее самостоятельное назначение (например, гидроблок управления, гидроусилитель, масляная станция и т. п.) и не требующее раскрытия его принципа действия в данной схеме, можно изображать в виде прямоугольника с толщиной контура  $2S$ . Функциональные группы гидросхем (насосная установка, клапан непрямого действия и др., объединяемые общим корпусом) обводят штрихпунктирной линией толщиной  $0,3S$ .

Всем элементам схемы присваивается буквенно-цифровое обозначение. Применяемые буквы: А – устройство специального назначения; АК – аккумулятор; Б – бак; Д – двигатель поворотный; ДП – делитель потока; Др – дроссель; ЗМ – гидрозамок; К – клапан; КД – клапан давления; КО – обратный клапан; КП – предохранительный клапан; КР – редукционный клапан; ГМ – гидромотор; МН – анометр; Н – насос; НА – аксиально-поршневой насос; НР – радиально-поршневой насос; РД – реле давления; РП – регулятор потока (дроссель с регулятором); Ф – фильтр; ГЦ – цилиндр; Р – распределитель; ГУ – гидроусилитель.

В пределах группы элементам присваиваются номера, например, Р1, Р2 и т. д.

Буквенно-цифровое обозначение располагается справа или сверху графического обозначения элемента.

Линиям связи (трубопроводам) присваивают номера по ходу движения жидкости. Все элементы схемы в алфавитном порядке и пронумерованные линии связи записывают в перечень элементов, оформляемый в виде таблицы и располагаемый обычно в правой части листа над основной надписью. Одинаковые по своим параметрам элементы записывают в одну строку перечня, указывая обозна-

чения первого и последнего элемента (например, P1...P7). В графу «Обозначение» вносят только обозначение нетиповых элементов. В графе «Наименование» указывают полное наименование элемента с указанием типа (марки) и ГОСТа, ВН или СТП. В графе «Примечания» дают краткие технические характеристики элементов – расход, давление, диаметр, емкость и пр. В основной надписи и в левом верхнем углу листа записывают шифр задания по курсовой работе. Например: КР. В42. МА70Ф4. Г3. Это означает: КР – курсовая работа, В42 – вариант исходных данных, МА70Ф4 – модель станка, Г3 – схема принципиальная гидравлическая.

## 6. Выбор гидродвигателя

### 6.1. Выбор параметров гидроцилиндра (ГЦ)

Рекомендации по расчету и выбору параметров ГЦ изложены в справочнике [1, с. 437–444]. Целесообразно выполнить расчет в следующем порядке.

1) Определить рекомендуемое давление по эмпирической формуле

$$p = 5,85\sqrt[3]{N_{\text{вых}}}, \text{ МПа}, \quad N_{\text{вых}} [\text{кВт}]. \quad (3)$$

Требуемая точность расчета здесь и в дальнейшем должна быть не менее трех значащих цифр после запятой.

Полученное значение давления необходимо скорректировать по ряду номинальных давлений для ГЦ по ГОСТ 6540–68 (прил. 1). Принимается ближайшее значение  $p$ .

2) По усилию  $R_1$  и принятому давлению  $p$  определить требуемую площадь поршня ГЦ при рабочем ходе:

$$F_i = \frac{R_1}{1000p}, \text{ м}^2, \quad R_1 [\text{кН}], \quad p [\text{МПа}] \quad (4)$$

где  $F_i = F_1$ , если рабочим является прямой ход ГЦ (рис. 1, а), и  $F_i = F_2$ , если рабочим является обратный ход ГЦ (рис. 1, б).

Вариант рабочего хода ГЦ определяется по табл. 4 исходных данных.

3) Определить диаметры поршня  $D$  и штока  $d$  следующим путем:

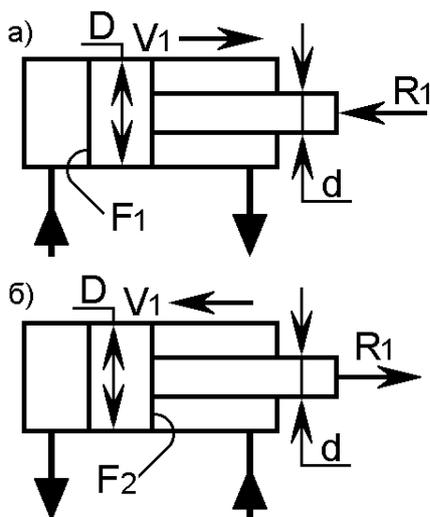


Рис. 1. Схемы вариантов рабочих ходов гидроцилиндра

а) для ГЦ с односторонним штоком ( $\varphi \neq 1$ ) при  $F_i = F_1$  вычислить диаметр поршня по площади  $F_1$  и принять ближайшее значение из ряда нормальных диаметров (прил. 1).

Далее с учетом  $\varphi = F_2 / F_1$  вычислить диаметр штока и принять ближайшее значение по ряду диаметров штоков (прил. 1).

По номограмме (прил. 2) проверить шток на продольную устойчивость и, если его диаметр окажется меньше допустимого, то необходимо увеличивать  $d$  и  $D$

с соблюдением отношения  $\varphi$  (отклонения не более  $\pm 0,1$ ) до тех пор, пока не будет достигнута нормальная устойчивость штока. При расчете принять коэффициент  $K_3$ , зависящий от способа закрепления ГЦ на машине, по заданному номеру схемы из табл. 6;

б) для ГЦ с односторонним штоком ( $\varphi \neq 1$ ) при  $F_i = F_2$ , используя отношение  $\varphi = F_2 / F_1$ , определить площадь  $F_1$  и далее выполнить последовательность выбора аналогично предыдущему пункту. Поскольку в этом случае на шток действует растягивающее усилие, то корректировать его диаметр по продольной устойчивости нет необходимости;

в) для ГЦ с двухсторонним штоком ( $\varphi = 1$ ) определить минимально допустимый диаметр штока по той же номограмме и принять ближайшее большее значение по ряду нормальных диаметров. Далее по расчетной площади  $F_i = F_2$  и принятому  $d$  вычислить диаметр поршня  $D$ , округлив его до ближайшего значения по ряду нормальных диаметров.

После выбора  $d$  и  $D$  нужно определить фактическое значение площадей  $F_1$  и  $F_2$  и их отношение  $\varphi$ . Далее необходимо вычислить требуемые величины давления и расхода жидкости при рабочем ходе ГЦ по формулам

$$p_T = \frac{R_1}{1000 F_i \eta_{ГМ}}, \text{ МПа}; \quad (5)$$

$$Q_T = Q_p + \Delta Q_{\text{ц}} \text{ л/мин}, \quad (6)$$

$$\text{где } Q_p = 60000V_1F_i \text{ – теоретическая подача;} \quad (7)$$

$$\Delta Q_{\text{ц}} = 0,127 \frac{R_1}{D} \text{ – утечки в ГЦ;} \quad (8)$$

$\eta_{\text{ГМ}}$  – гидромеханический КПД ГЦ.

Принимая для расчетов ГЦ нормальной точности изготовления, будем иметь  $\eta_{\text{ГМ}} = 0,96$  для ГЦ с односторонним штоком и  $\eta_{\text{ГМ}} = 0,94$  для ГЦ с двухсторонним штоком. Объемный КПД ГЦ составляет  $\eta_o = 0,998$ .

В этих формулах  $R_1$  [кН];  $F_i$  [м<sup>2</sup>];  $V_1$  [м/с];  $D$  [мм].

## 6.2. Выбор гидромотора (ГМ)

Основными параметрами для выбора ГМ являются требуемый крутящий момент  $M_1$  и частота вращения вала  $n_1$ . Промышленно выпускается широкий спектр гидромоторов, при выборе которых для конкретной машины необходимо учитывать момент инерции вращающихся масс, габариты, осевую нагрузку на вал и другие дополнительные условия (в курсовой работе не задаются). Упрощенный вариант выбора ГМ предусматривает следующий порядок: по табл. 1 в прил. 3 выбрать ГМ с ближайшим большим значением крутящего момента  $M_{\text{НОМ}}$ , причем требуемая частота вращения  $n$  должна быть в пределах допустимых частот вращения по паспортным данным ГМ.

После выбора ГМ следует выписать его паспортные данные и определить требуемые значения рабочего давления и расхода жидкости по формулам:

$$p_T = \frac{2\pi M_1}{q_M \eta_{\text{ГМ}}}, \text{ МПа;} \quad (9)$$

$$Q_T = Q_p + \Delta Q_M, \text{ л/мин;} \quad (10)$$

$$\text{где } Q_p = 0,001 q_M n_1 \text{ – рабочая подача;} \quad (11)$$

$$\Delta Q_M = 0,001 q_M n_M^{\text{НОМ}} \frac{M_1}{M_{\text{НОМ}}} \left( \frac{1}{\eta_{\text{ОМ}}} - 1 \right) \text{ – утечки в ГМ;} \quad (12)$$

$\eta_{\text{ГМ}}$  и  $\eta_{\text{ОМ}}$  – гидромеханический и объемный КПД ГМ.

В этих формулах  $M_1$  и  $M_{\text{НОМ}}$  [Н·м],  $n_1$  и  $n_M^{\text{НОМ}}$  [об/мин],  $q_M$  [см<sup>3</sup>/об].

## 7. Выбор насоса

Дроссельный способ регулирования скорости предполагает использование нерегулируемого насоса, а машинный – регулируемого. При замкнутой схеме циркуляции жидкости насос должен быть еще и реверсивным (с переменным направлением подачи жидкости).

Основными параметрами, обуславливающими выбор насоса, является требуемая производительность  $Q_T$  и рабочее давление  $p_T$ . По численным значениям этих параметров в справочной литературе [1] или по табл. 2 или 10 прил. 3 выбирается насос с ближайшей большей подачей (в системе будут утечки, которые надо компенсировать) и номинальным давлением не менее требуемого давления. Номинальное давление насоса, при котором он обеспечивает свою производительность, может существенно (иногда в несколько раз) превышать требуемое по расчету.

При проектировании гидропривода конкретной машины кроме этих параметров необходимо учитывать такие факторы, как плавность подачи жидкости, габариты и вес насоса, КПД, традиции отрасли, ресурс работы, стоимость, требования к очистке жидкости, шум и другие параметры, определяемые техническим заданием на проектирование машины.

Для выполнения дальнейших расчетов необходимо выписать паспортные данные насоса и рассчитать его характеристику удельной (фактической) подачи по формуле

$$Q_{\text{нф}} = q_n n_n [U_n - (1 - \eta_{\text{он}}) \frac{p}{p_{\text{ном}}}] 10^{-3}, \text{ л/мин}, \quad (13)$$

где  $q_n$  – рабочий объем (объемная постоянная) насоса,  $\text{см}^3/\text{об}$ ;

$n_n$  – номинальная частота вращения вала насоса,  $\text{об/мин}$ ;

$p$  – давление на выходе насоса, МПа;

$p_{\text{ном}}$  – номинальное рабочее давление насоса, МПа;

$U_n$  – параметр регулирования насоса (для нерегулируемого насоса  $U_n = 1$ );

$\eta_{\text{он}}$  – объемный КПД насоса.

Подставляя в данную формулу все численные значения параметров, кроме  $p$  и  $U_n$ , получим характеристику в общем виде:

$$Q_{\text{нф}} = A - Bp_n \quad \text{или} \quad Q_{\text{нф}} = AU_n - Bp_n. \quad (14)$$

При использовании замкнутой схемы циркуляции жидкости кроме основного насоса необходимо выбрать подпиточный насос, который должен компенсировать утечки из основной гидросистемы, а также создавать подпор на всасе основного насоса. Утечки в основном происходят из насоса и гидромотора. Поэтому производительность подпиточного насоса определяется как сумма утечек из этих гидромашин.

$$Q_{\text{пн}} \geq [q_n n_n \frac{p_T}{p_{\text{ном}}} (1 - \eta_{\text{он}}) + q_m n_m \frac{M_1}{M_{\text{ном}}} (\frac{1}{\eta_{\text{ом}}} - 1)] 10^{-3}, \text{ л/мин.}$$

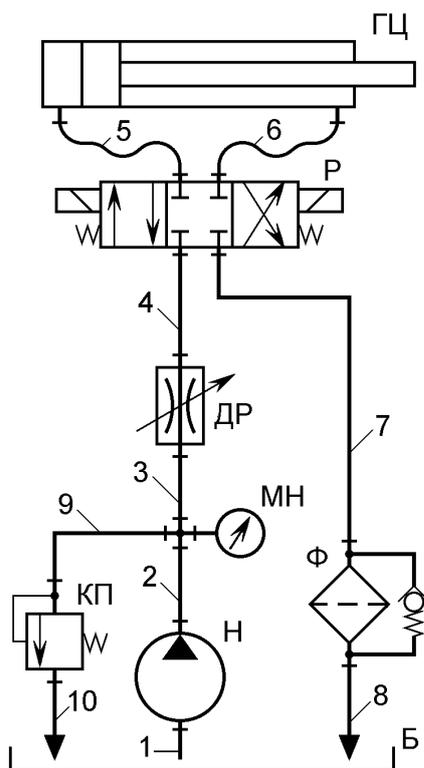
Размерности параметров, входящих в формулу, те же, что и в предыдущих выражениях. Рабочее давление подпиточного насоса должно составлять не менее 0,5 МПа.

## **8. Определение максимальных расходов и давлений по участкам гидросистемы**

Для дальнейшего выбора элементов гидросистемы необходимо определить максимальные расходы и давления по ее участкам. Пример разбивки гидросистемы на участки показан на рис. 2.

Максимальное давление гидросистемы ограничивается настройкой предохранительного или переливного клапана и возникает при остановке (стопорении) гидродвигателя. На данном этапе расчетов максимальное давление следует принимать равным  $p_{\text{max}} = 1,2 p_T$ .

Максимальный расход рабочей жидкости по всасывающей и напорной магистралям гидросистемы принимают равным номинальной производительности насоса при действующей нагрузке ( $R_1$  или  $M_1$ ), когда параметр регулирования насоса ( $U_n$ ) или дросселя ( $U_{\text{др}}$ ) будет равен единице.



Номер линии	$Q_{\max}$	$p_{\max}$	Количество соединений
1	$Q_{\text{нф}}$	0	1 штуцер
2	$Q_{\text{нф}}$	$1,2p_{\text{т}}$	1 штуцер 1 крестовина
3	$Q_{\text{нф}}$	$1,2p_{\text{т}}$	2 штуцера
4	$Q_{\text{нф}}$	$1,2p_{\text{т}}$	2 штуцера
5	$Q_{\text{нф}}/\varphi$	$1,2p_{\text{т}}$	2 штуцера
6	$Q_{\text{нф}}$	$1,2p_{\text{т}}$	2 штуцера
7	$Q_{\text{нф}}/\varphi$	0,5МПа	2 штуцера
8	$Q_{\text{нф}}/\varphi$	0,5МПа	1 штуцер
9	$Q_{\text{нф}}$	$1,2p_{\text{т}}$	2 штуцера
10	$Q_{\text{нф}}$	0,5МПа	1 штуцер

Рис. 2. Принципиальная схема гидросистемы и параметры участков

## 9. Выбор рабочей жидкости

От свойств рабочей жидкости (РЖ) существенно зависят эксплуатационные качества, КПД и долговечность работы гидросистемы. Наиболее чувствительными к качеству РЖ являются насосы и гидромоторы, в паспортных данных которых приведены рекомендуемые сорта РЖ и тонкость фильтрации.

В курсовой работе основным показателем свойств РЖ служит вязкость при рабочей температуре жидкости в системе. Рабочую температуру жидкости в системе принимают  $t_{\text{ж}} = 50^{\circ}\text{C}$  при температуре окружающей среды  $t_0 \leq 20^{\circ}\text{C}$ , а при  $t_0 > 20^{\circ}\text{C}$  следует принять  $t_{\text{ж}} = t_0 + 30, ^{\circ}\text{C}$ .

Применение РЖ с пониженной вязкостью приводит к возрастанию утечек в системе, а повышенная вязкость увеличивает потери давления в гидролиниях. Оптимальную вязкость можно предвари-

тельно оценить по формуле, учитывающей давление в системе и температуру окружающей среды:

$$V = (10 + 2,5p_{\max})(1 + t_o/120), \text{ мм}^2/\text{с (сСт)}. \quad (15)$$

По расчетной вязкости из прил. 2 выбирают РЖ с ближайшим значением кинематической вязкости и температурой застывания не менее чем на  $10^\circ\text{C}$  ниже заданной температуры окружающей среды. При выборе следует учесть, что промышленные масла серии И можно использовать при  $t_{\text{ж}}$  не более  $60^\circ\text{C}$ . Более высокие температуры приводят к быстрому окислению и старению этих масел.

Выборную жидкость проверяют по двум факторам: по рекомендуемому диапазону вязкости  $\nu_p$  при работе насоса или мотора и по допускаемой вязкости  $\nu_n$  при пуске насоса, значения которых приведены в табл. 11. Вязкость жидкости при температуре, отличающейся от  $50^\circ\text{C}$ , вычисляется по формуле

$$\nu = 10^{[10^{m-n \lg(273+t)}] - 0,6}, \text{ мм}^2/\text{с (сСт)}, \quad (16)$$

где  $m$  и  $n$  – эмпирические коэффициенты температурной кривой (прил. 2);

$t$  – расчетная температура жидкости,  $^\circ\text{C}$ .

Если вязкость РЖ при температуре окружающей среды будет больше  $\nu_n$ , то следует принять другую РЖ с более низкой температурой застывания. Вязкость РЖ, определенная при  $t_{\text{ж}}$ , должна быть в пределах  $\nu_p$ . При несоблюдении этого условия выбирают другую РЖ с ближайшей большей (или меньшей) вязкостью, которую также проверяют по выше перечисленным формулам.

Для дальнейших расчетов принимают вязкость, вычисленную при  $t_{\text{ж}}$ , и плотность по прил. 2.

## 10. Выбор дросселя

При последовательной установке дроссель выбирают по требуемому расходу  $Q_T$  и рабочему давлению в магистрали, где он установлен.

При параллельной установке дроссель должен обеспечивать полный слив жидкости от насоса при рабочем давлении  $p_T$  для получения скорости двигателя от нуля до максимального значения при закрытом дросселе. В этом случае расход жидкости через полностью открытый дроссель можно определить по формуле

$$Q_{др} = \frac{0,5Q_T}{\sqrt{p_T}}, \text{ л/мин}; \quad Q_T \text{ [л/мин]}; \quad p_T \text{ [МПа]}. \quad (17)$$

Следует иметь в виду, что для всех схем (кроме параллельной) выбор дросселя по табл. 3 прил. 3 предпочтительно осуществлять с ближайшим меньшим расходом. Это позволяет несколько увеличить жесткость механической характеристики, глубину и точность регулирования. Вместе с тем потребуется большее давление настройки переливного клапана и увеличатся энергозатраты.

Рабочее давление выбираемого дросселя должно быть не ниже  $p_T$ , а при установке дросселя на сливе и  $\varphi \neq 1$  давление должно быть не ниже  $p_T/\varphi$ .

После выбора дросселя определяется максимальная площадь проходного сечения  $f_{\max}$  по формуле

$$f_{\max} = \frac{Q_{\text{ном}}}{1,9\sqrt{\Delta p_{\text{ном}}}}, \text{ мм}^2; \quad Q \text{ [л/мин]}; \quad p \text{ [МПа]}, \quad (18)$$

где  $Q_{\text{ном}}$  и  $\Delta p_{\text{ном}}$  – номинальные расход и перепад давления выбранного дросселя.

## 11. Выбор обратного клапана

При дроссельном способе регулирования скорости движения гидродвигателя в схемах с односторонним регулированием параллельно дросселю устанавливается обратный клапан. В этом случае можно выбрать дроссель со встроенным обратным клапаном по табл. 4 прил. 3 по изложенной в пункте 10 методике или отдельный обратный клапан по табл. 5 прил. 3. Выбор обратного клапана осуществляется по расходу и давлению в магистрали, где он установлен (см. таблицу на рис. 2).

## 12. Выбор гидрораспределителя

Схема исполнения распределителей выбирается в соответствии с общими требованиями к циклу работы по прил. 1 или по [1, с. 74–75, табл. 4.3]. Тип (марка) распределителя выбирается по табл. 6 прил. 3.

Расход и давление распределителя определяются по таблице на рис. 2 и не должны превышать паспортные данные распределителя.

Для выбранного распределителя записать схему шифровки его обозначения [1, с. 86–89, 96, 97, 100].

*Предупреждение!* Когда выходным звеном является гидромотор, нельзя использовать распределитель со схемой, запирающей отводы, так как инерционность рабочего органа с большей маховой массой может вывести из строя гидромотор.

### 13. Выбор переливного (предохранительного) клапана

При последовательной установке дросселя клапан является переливным и поддерживает постоянное давление в напорной магистрали. В остальных случаях клапан выполняет предохранительную функцию и срабатывает (открывается) эпизодически. В любом случае максимальный расход клапана должен быть не менее производительности насоса, а возможное давление настройки должно на 20–30% превышать  $p_T$ .

Общие рекомендации по выбору клапана изложены в справочнике [1, с. 117–120], а непосредственно выбор осуществляется по табл. 7 прил. 3 или по [1, с. 124, 131, табл. 5.3 и 5.6].

Схемы применения клапанов показаны на рис. 5.4 и 5.9 [1, с. 22, 130].

В гидросистемах с замкнутой схемой циркуляции рабочей жидкости кроме основного клапана необходимо выбрать еще и переливной клапан гидросистемы подпиточного насоса. Его пропускная способность должна быть не менее производительности подпиточного насоса, а давление настройки составлять 0,15–0,5 МПа.

### 14. Выбор гидромагистралей

При проектировании гидросистемы для конкретной машины предварительно определяют местоположение агрегатов в пространстве и их относительную подвижность, исходя из чего выбирают тип магистралей (жесткие или гибкие) и их длину. Если в курсовой работе эти параметры не заданы, то следует исходить из того, что все аппараты, за исключением гидродвигателя, сосредоточены в одном месте (на насосной станции), а двигатель соединен с распределителем рукавами длиной 2 м. Все остальные трубопроводы принимают жесткими, изготовленными из стальных холоднодеформированных труб. При расчете потерь давления в длинных рукавах счи-

тают потери только по длине трубопровода, а для остальных трубопроводов, принимаемых условно короткими, – только потери на местных сопротивлениях.

Расчет внутреннего диаметра трубопровода осуществляется по максимальному расходу в данной линии и рекомендуемой скорости жидкости по формуле

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q_i}{V_{\text{ж}}}}, \text{ мм}; \quad Q_i \text{ [л/мин]}, V_{\text{ж}} \text{ [м/с]}. \quad (19)$$

Расходы определены ранее в пункте 8 (см. таблицу на рис. 2), а скорость жидкости  $V_{\text{ж}}$  [м/с] в линиях определяется по эмпирическим формулам:

а) в нагнетающих трубопроводах

$$V_{\text{ж}} = \begin{cases} 2 & \text{при } p_{\text{T}} < 2,5 \text{ МПа,} \\ 1 + 0,425 p_{\text{T}} & \text{при } 2,5 \leq p_{\text{T}} \leq 5 \text{ МПа,} \\ 2,75 + 0,075 p_{\text{T}} & \text{при } p_{\text{T}} > 5 \text{ МПа;} \end{cases} \quad (20)$$

б) во всасывающем трубопроводе

$$V_{\text{ж}} = 0,5 + 0,01 Q_{\text{нф}}, \text{ но не более } 1,6 \text{ м/с}; \quad (21)$$

в) в сливных трубопроводах  $V_{\text{ж}} = 2 \text{ м/с}$ .

*Предупреждение!* Трубопроводы, соединяющие распределитель с реверсивным гидродвигателем (линии 5 и 6 на рис. 2), в процессе работы гидросистемы являются поочередно напорными и сливными. Поэтому при расчете их внутреннего диаметра необходимо считать их сливными, так как в этом случае допустимая скорость движения жидкости ограничена 2 м/с.

После определения расчетного внутреннего диаметра трубопровода необходимо выбрать гибкие рукава по прил. 4 или из справочника [2, с. 275–282] с учетом действующих в данных линиях давлений. Линии с переменной функцией работы в этом случае считаются напорными, и в них действует давление, равное давлению настройки предохранительного (переливного) клапана.

Для выбора жестких трубопроводов, используемых в нагнетающей линии, необходимо определить еще и минимально допустимую толщину стенки трубы по формуле

$$\delta_{\text{min}} = \frac{p d}{2\sigma} K_{\sigma}, \text{ мм}; \quad d \text{ [мм]}; p \text{ [МПа]}; \sigma \text{ [МПа]}, \quad (22)$$

где  $\sigma$  – допустимое напряжение на разрыв для материала трубопровода. Для труб, изготовленных из сталей,  $\sigma = 140$  МПа;  $K_6$  – коэффициент безопасности.

В курсовой работе принимать  $K_6 = 3$ .

Для всасывающего и сливных трубопроводов в курсовой работе принимать толщину стенки не менее 0,5 мм. Действующие в линиях давления определены в пункте 8 (см. таблицу на рис. 2). По сортаменту (прил. 4 или [2, с. 254]) выбирается соответствующая труба.

В конце выбора и расчета всех трубопроводов нужно дать схему обозначения рукавов (прил. 4 или [2, с. 275–281]) и жестких труб (прил. 4 или [2, с. 254]) и определить фактические скорости жидкости в каждой линии при заданном рабочем режиме работы гидросистемы.

## **15. Выбор фильтров и схемы фильтрации**

Требования к очистке жидкости и схемы установки фильтров изложены в справочнике [1, с. 292–294]. Требуемая тонкость фильтрации обычно зависит от насоса или гидромотора, в паспортных данных которых она указана. Выбор фильтров выполняется по [1, с. 297–309, табл. 8.3–8.12] или по табл. 8 в прил. 3, где сведены основные данные по фильтрам, выпускаемым промышленностью. Номинальные параметры фильтра по расходу должны быть наиболее близки к фактическому максимальному расходу в магистрали, а давление не ниже максимального.

## **16. Расчет потерь в гидросистеме**

Потери расхода и давления снижают КПД гидросистемы и увеличивают нагрев жидкости. Наибольшие утечки (потери расхода) происходят в насосе и гидродвигателе, особенно в гидромоторах. В других аппаратах утечки обычно на один-два порядка меньше и их можно не учитывать.

Потери давления суммируются из потерь в гидромагистралях и гидроаппаратах. Все потери существенно зависят от режима работы, поэтому целесообразно предварительно оценить потери в общем виде для всех элементов системы в отдельности, чтобы потом при

известном маршруте движения рабочей жидкости определить общие потери как сумму потерь в отдельных элементах.

Объемные потери (л/мин) определяют по формулам:

– для насоса

$$\Delta Q_{\text{н}} = q_{\text{н}} n_{\text{н}} \frac{p}{p_{\text{ном}}} (1 - \eta_{\text{он}}) 10^{-3}; \quad (23)$$

– для гидроцилиндра и гидромотора – соответственно по формулам (8) и (12), в которых вместо заданных значений  $R_1$  и  $M_1$  в дальнейшем подставляют действительные значения этих параметров  $R$  и  $M$ . На данном этапе расчетов давление  $p$ , усилие  $R$  и крутящий момент  $M$  неизвестны, поэтому получаем формулы потерь в общем виде:

$$\Delta Q_{\text{н}} = f(p), \quad \Delta Q_{\text{ц}} = f(R) \quad \text{или} \quad \Delta Q_{\text{м}} = f(M).$$

*Предупреждение!* В случае когда выбирается регулируемый насос и в дальнейшем будет использоваться 50% и менее его подачи ( $U_{\text{н}} \leq 0,5$ ), необходимо производить корректировку формулы  $\Delta Q_{\text{н}}$ , вводя параметр регулирования  $U_{\text{н}}$  и уточненное значение КПД  $\eta_{\text{он}}$ , определяемого по справочникам.

Расчет потерь давления в гидроаппаратах производится по общей формуле, отражающей квадратичный характер зависимости от расхода:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{ном}} \left( \frac{Q}{Q_{\text{ном}}} \right)^2, \quad \text{МПа}, \quad (24)$$

где  $\Delta p_{\text{ном}}$  и  $Q_{\text{ном}}$  – номинальные паспортные данные гидроаппарата (распределителя, фильтра, обратного клапана и др.).

После подстановки численных значений получаем характеристику гидроаппарата в общем виде  $\Delta p = f(Q^2)$ .

Потери давления при движении рабочей жидкости в трубопроводах складываются из потерь по длине трубопровода и в местных сопротивлениях. Потери давления по длине трубопровода зависят от режима течения жидкости. Они определяются по формулам:

$$\text{– ламинарный режим} \quad \Delta p_{\text{дл}} = 0,62 \frac{\nu Q L}{d^4}, \quad \text{МПа}; \quad (25)$$

$$\text{– турбулентный режим} \quad \Delta p_{\text{дл}} = 7,85 \frac{L Q^2}{d^5}, \quad \text{МПа}, \quad (26)$$

где  $Q$  – расход рабочей жидкости в трубопроводе, л/мин;

$L$  – длина трубопровода, м;

$\nu$  – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, сСт;

$d$  – внутренний диаметр трубопровода, мм.

Режим течения жидкости характеризуется числом Рейнольдса. Для трубопроводов (каналов) круглого сечения:

$$\text{Re} = 21200 \frac{Q}{d\nu}, \quad (27)$$

где  $Q = Q_{\max}$ .

Значения  $Q_{\max}$  берутся из таблицы, приведенной на рис. 2.

Переход ламинарного режима течения жидкости в турбулентный определяется по критическому значению числа Рейнольдса. Для круглых труб  $\text{Re}_{\text{кр}} = 2320$ , а для гибких резиновых рукавов  $\text{Re}_{\text{кр}} = 1600$ .

Потери давления в местных сопротивлениях определяются по формуле

$$\Delta p_{\text{мс}} = 0,21 \frac{Q^2}{d^4} \sum \xi, \text{ МПа}, \quad (28)$$

где  $\sum \xi$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений в рассматриваемой линии.

У длинных трубопроводов преобладают потери по длине, а у коротких потери в местных сопротивлениях.

В курсовой работе, в которой трасса гидромагистралей конкретно не задана, расчет потерь давления производят в следующем порядке:

а) трубопроводы, идущие от распределителя к гидродвигателю (трубы 5 и 6 на рис. 2), считают условно длинными ( $L = 2$  м) и для них рассчитывают потери по длине;

б) остальные трубопроводы считают условно короткими и для них рассчитывают потери в местных сопротивлениях. Местными сопротивлениями считают все штуцеры, при помощи которых трубы присоединяются к гидроаппаратам, угольники, тройники и т. п. в местах разветвлений трубопроводов и изгибы труб (принять на каждой линии по два плавных изгиба). Коэффициенты  $\xi$  принять равными 0,15 для штуцеров, угольников, тройников и т. п. и 0,3 для изгибов труб.

Потерю давления определяют в общем виде  $\Delta p_{\text{дл}} = f(Q^2)$  и  $\Delta p_{\text{мс}} = f(Q^2)$ . Численные значения коэффициентов при  $Q^2$  необходи-

мо еще увеличить на 10%, чтобы соответственно учесть потери на местных сопротивлениях для длинных труб и потери по длине для коротких труб.

Потери давления на дросселе  $\Delta p_{др}$  (перепад давления) определяют из формулы расхода

$$Q_{др} = 60 \mu f_{\max} U_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}, \text{ л/мин}, \quad (29)$$

где  $\mu = 0,64$  – коэффициент расхода;

$f_{\max}$  – максимальная площадь проходного сечения дросселя, мм<sup>2</sup>;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$U_{др}$  – параметр регулирования дросселя.

После подстановки численных значений получим расходную характеристику дросселя в общем виде:

$$Q_{др} = K_{др} U_{др} \sqrt{\Delta p_{др}}, \text{ л/мин}, \quad (30)$$

где  $K_{др} = 60 \mu f_{\max} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ .

$$\text{Отсюда } \Delta p_{др} = \left( \frac{Q}{K_{др} U_{др}} \right)^2, \text{ МПа}. \quad (31)$$

Потери давления на гидродвигателе зависят от его гидромеханического КПД  $\eta_{гм} = \eta_{г} \eta_{м}$ . У современных гидродвигателей гидравлический КПД  $\eta_{г}$  близок к единице, и поэтому потери давления зависят в основном от механического трения в движущихся частях гидродвигателя и могут быть с достаточной точностью определены по формулам:

$$\text{– для гидроцилиндра } \Delta p_{ц} = \frac{R}{F_1} \left( \frac{1}{\eta_{гц}} - 1 \right) 10^{-3}, \text{ МПа}; \quad (32)$$

$$\text{– для гидромотора } \Delta p_{м} = \frac{2\pi M}{q_m} \left( \frac{1}{\eta_{гм}} - 1 \right), \text{ МПа}. \quad (33)$$

После подстановки  $F_1$  (м<sup>2</sup>),  $q_m$  (см<sup>3</sup>/об),  $\eta_{гц}$  и  $\eta_{гм}$  получим потери в общем виде  $\Delta p_{ц} = f(R)$  или  $\Delta p_{м} = f(M)$ .

## 17. Определение давлений и расходов в линиях гидросистемы

Для исключения возможных ошибок при определении суммарных потерь по маршруту движения жидкости необходимо построить

графики распределения давления по гидросистеме при всех режимах ее работы.

### 17.1. Расходы и давления в гидросистеме при рабочем режиме работы

Рабочим режимом работы гидросистемы считают такие направления движения поршня ГЦ и вращения вала гидромотора, при которых преодолевается заданная рабочая нагрузка  $R_1$  или  $M_1$  с требуемыми рабочими скоростями движения  $V_1$  или  $n_1$ .

Порядок построения графика рассмотрим на примере гидросистемы, изображенной на рис. 2.

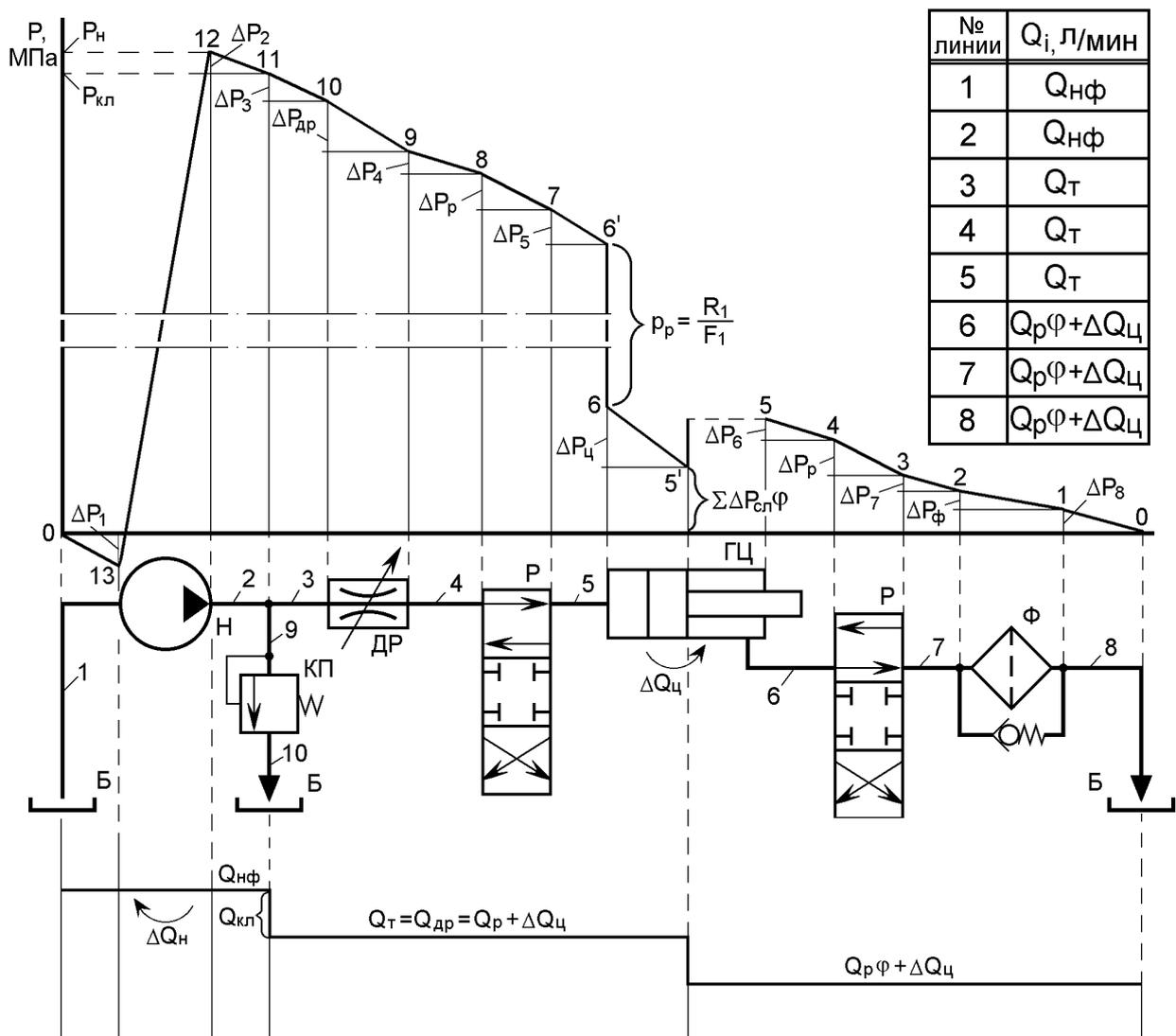


Рис. 3. Распределение давлений по гидросистеме при рабочем ходе

За начало отсчета берут давление на свободной поверхности рабочей жидкости в баке (рис. 3). Построение графика производят с конечного пункта движения жидкости в обратном направлении путем суммирования потерь давления по участкам.

На графике имеются два скачка давлений.

Первый скачок (т. 5') обусловлен разностью площадей поршня ГЦ с односторонним штоком ( $\varphi \neq 1$ ). В этом случае суммарное давление в сливной магистрали (т. 5) передается через поршень ГЦ в напорную магистраль как  $\varphi \Sigma \Delta p_{см}$  (переход от малой площади ГЦ к большой).

Второй скачок (т. 6') обусловлен действующей нагрузкой, его величину определяют по формулам:

$$\text{— для гидроцилиндра} \quad p_p = \frac{R_1}{1000F_1}, \text{ МПа}; \quad (34)$$

$$\text{— для гидромотора} \quad p_p = \frac{2\pi M_1}{q_m}, \text{ МПа}. \quad (35)$$

В этих формулах  $R_1$  [кН],  $M_1$  [Н·м],  $F_1$  [м<sup>2</sup>],  $q_m$  [см<sup>3</sup>/об].

Потери давления в линиях и аппаратах считают не по максимальному расходу, а по действительному расходу в магистралях (см. график и таблицу на рис. 3).

Требуемую подачу  $Q_T$  (количество рабочей жидкости, которое должно поступить в гидродвигатель) определяют по требуемой скорости движения гидродвигателя с учетом утечек по формулам (6) или (10).

Фактическая подача нерегулируемого насоса  $Q_{нф}$  сразу не определяется, так как неизвестно давление на выходе насоса  $p_n$ , поэтому методика расчетов следующая.

1. Строят теоретический график распределения давления по линиям гидросистемы, который позволяет составить уравнение суммарных потерь давления по напорной и сливной магистралям, а также давление настройки переливного клапана.

Для рассматриваемого примера (рис. 3) имеем

$$\Sigma \Delta p_{нм} = \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_p + \Delta p_5; \quad (36)$$

$$\Sigma \Delta p_{см} = \Delta p_6 + \Delta p_p + \Delta p_7 + \Delta p_\varphi + \Delta p_8. \quad (37)$$

Подстановка в эти формулы выражений для определения потерь давления (определены в п. 16) дает зависимости

$\Sigma \Delta p_{\text{нм}} = f(Q_{\text{нм}}^2)$  и  $\Sigma \Delta p_{\text{см}} = f(Q_{\text{см}}^2)$ . В этих выражениях возможно появление составляющих, в которых расход будет в первой степени. Это получается в тех случаях, когда по тому или иному трубопроводу рабочая жидкость течет в ламинарном режиме.

Расходы  $Q_{\text{нм}}$  и  $Q_{\text{см}}$  не равны между собой, поэтому их необходимо выразить через общие составляющие. Для рассматриваемого примера (рис. 3) имеем:

$$\text{— для напорной магистрали } Q_{\text{нм}} = Q_{\text{т}} = Q_{\text{р}} + \Delta Q_{\text{ц}}; \quad (38)$$

$$\text{— для сливной магистрали } Q_{\text{см}} = Q_{\text{р}}\phi + \Delta Q_{\text{ц}}. \quad (39)$$

Если в качестве гидродвигателя используется гидромотор, то:

$$\text{— для напорной магистрали } Q_{\text{нм}} = Q_{\text{т}} = Q_{\text{р}} + \Delta Q_{\text{м}}; \quad (40)$$

$$\text{— для сливной магистрали } Q_{\text{см}} = Q_{\text{р}}. \quad (41)$$

2. По теоретическому графику составляется формула расчета давления настройки переливного клапана. Для нашего примера она имеет вид

$$p_{\text{кл}} = \Sigma \Delta p_{\text{нм}} + \Delta p_{\text{др}} + p_{\text{р}} + \Delta p_{\text{ц}} + \phi \Sigma \Delta p_{\text{см}}, \quad \text{МПа.} \quad (42)$$

Перепад давления на дросселе определяют по формуле, выведенной в п. 16. В данном случае, когда рассчитывают режим рабочего хода, необходимо принять  $U_{\text{др}} = 1$ .

Потери давления в гидроцилиндре  $\Delta p_{\text{ц}}$  вычисляют по формуле, выведенной в п. 16 с подставкой заданной рабочей нагрузки  $R_1$ . Подстановка в выведенную зависимость  $p_{\text{кл}}$  заданной скорости движения гидродвигателя позволяет получить численное давление настройки переливного клапана  $p_{\text{кл}}$  (т. 11 на рис. 3).

3. В магистрали от входного патрубка насоса до места ответвления к переливному клапану расход равен фактической подаче насоса  $Q_{\text{нф}}$ , которую определяют по формуле (13), и для нерегулируемого насоса имеет вид

$$Q_{\text{нф}} = A - Bp_{\text{н}}, \quad \text{л/мин,}$$

где  $p_{\text{н}}$  — давление на выходе из насоса,  $p_{\text{н}} = p_{\text{кл}} + \Delta p_2$ .

Потери давления в магистрали 2 (рис. 3) определены в п. 16 зависимостью вида  $\Delta p_2 = f(Q^2)$ . В этой зависимости расход  $Q$  равен фактической подаче насоса. Таким образом, имеем систему двух уравнений с двумя неизвестными. Решение системы рекомендуется осуществить графически. Для этого на миллиметровке в осях  $Q$ – $p$

строят графики удельной подачи  $Q_{\text{нф}}$  и давления насоса  $p_{\text{н}}$  (рис. 4). Точка пересечения зависимостей дает решение данной задачи.

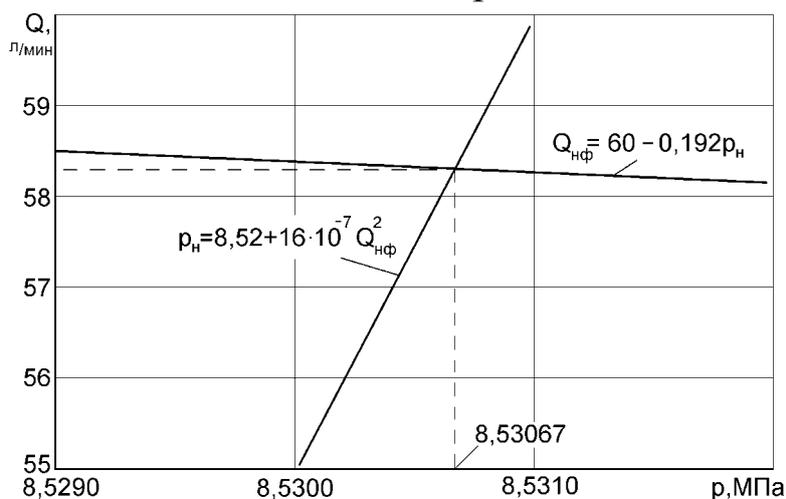


Рис. 4. Графики удельной подачи насоса  $Q_{\text{нф}}$  и характеристики системы  $p_{\text{н}}$  при рабочем режиме

В результате расчетов получаем полный график распределения давления по магистралям гидросистемы при дроссельном способе регулирования скорости движения гидродвигателя.

При объемном способе регулирования скорости движения гидродвигателя для регулируемого насоса фактическая подача определяется как

$$Q_{\text{нф}} = Q_{\text{т}} = Q_{\text{р}} + \Delta Q_{\text{м}}. \quad (43)$$

При замкнутой схеме циркуляции жидкости прямой (напорный) и обратный (сливной) трубопроводы одинаковы по длине и в курсовой работе их следует принимать гибкими (рукава высокого давления) и условно длинными ( $L = 2$  м). На рис. 5 это магистрали 3 и 4.

Однако из-за большого количества местных сопротивлений необходимо рассчитывать не только потери по длине трубопровода  $\Delta p_{\text{дл}}$ , а и потери в местных сопротивлениях  $\Delta p_{\text{мс}}$ . Так, в напорной линии гидросистемы, изображенной на рис. 5, установлено два штуцера для подсоединения насоса и гидромотора и тройник для подключения предохранительных клапанов КП1 и КП2 и обратного клапана ОК2. Кроме того очевидные ограничения на возможные варианты установки насоса и гидромотора приводят к искривлению трассы трубопровода. В курсовой работе принимать три плавных изгиба труб 1 и 2 и по два плавных изгиба магистралей 3 и 4.

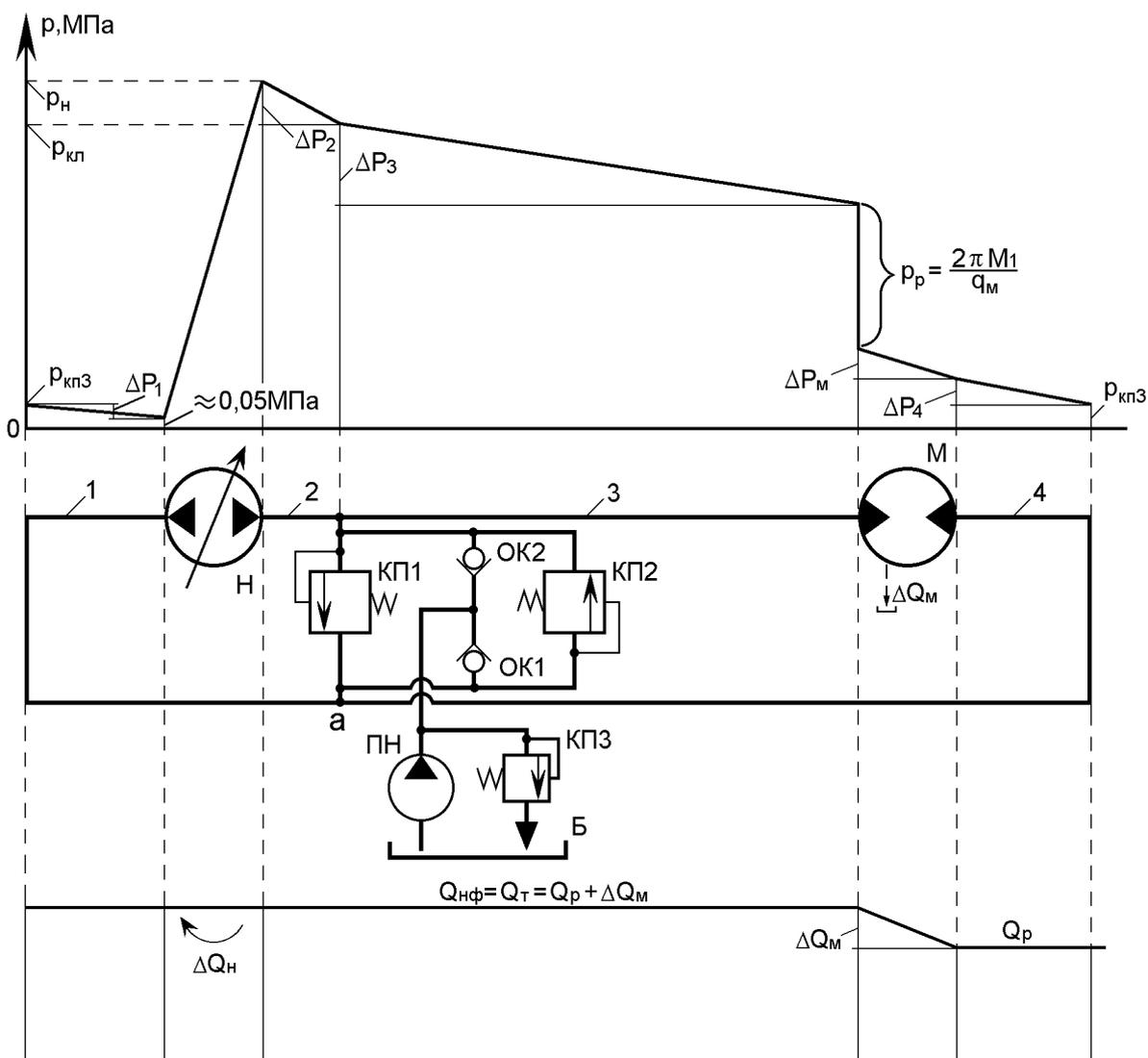


Рис. 5. Распределение давления по гидросистеме при рабочем ходе с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости

Обратный трубопровод делится на две половины в месте подсоединения предохранительных клапанов  $КП1$  и  $КП2$  и обратного клапана  $ОК1$  (точка «а» на рис. 5), т. к. расходы рабочей жидкости в них разные. Так, в рукаве 4 расход равен  $Q_p$ , а в трубе 1 –  $Q_{нф}$ .

Давление в точке «а» определяется настройкой переливного клапана  $КП3$ , которое выбирают таким, чтобы на всасе основного насоса  $H$  избыточное давление не падало ниже нуля. В курсовой работе давление на всасе основного насоса необходимо принимать равным  $0,05 \text{ МПа}$ .

В соответствии с теоретическим графиком давление настройки предохранительных клапанов и рабочее давление насоса описываются формулами

$$p_{\text{кл}} = \Delta p_3 + p_p + \Delta p_m + \Delta p_4 + p_{\text{кпз}}; \quad (44)$$

$$p_{\text{н}} = p_{\text{кл}} + \Delta p_2. \quad (45)$$

При машинном способе регулирования скорости движения гидродвигателя необходимо в заключение этого раздела определить величину параметра регулирования насоса  $U_{\text{н}}$  при рабочем ходе. Из формулы (14) имеем

$$U_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{нф}} + Bp_{\text{н}}}{A}. \quad (46)$$

Подставив в нее  $Q_{\text{нф}} = Q_{\text{т}}$  и полученное значение  $p_{\text{н}}$ , вычисляем  $U_{\text{н}}$  рабочего хода.

## 17.2. Расходы и давления в гидросистеме при холостом режиме работы

В дальнейших расчетах необходимо знать параметры не только рабочего хода, а и холостого хода гидродвигателя. Однако определение параметров холостого хода подобно рабочему ходу затруднено, т. к. известна только нагрузка холостого хода ( $R_{\text{х.х.}}$  или  $M_{\text{х.х.}}$ ) и неизвестны скорости движения. В курсовой работе усилие, преодолеваемое гидродвигателем, при холостом ходе принимается равным 10% от заданной нагрузки, т. е.  $R_{\text{х.х.}} = 0,1R_1$  или  $M_{\text{х.х.}} = 0,1M_1$ .

Поэтому методика расчета при холостом ходе гидродвигателя следующая:

1. Строят график распределения давления в линиях гидросистемы при обратном ходе в общем виде. Пример графика для гидросистемы, изображенной на рис. 2, приведен на рис. 6.

2. По общему виду графика составляют уравнения потерь давления в напорной  $\sum \Delta p_{\text{нм}}^{\text{I}}$  и сливной  $\sum \Delta p_{\text{см}}^{\text{I}}$  магистралях в зависимости от расхода рабочей жидкости в общем виде. Для приведенного примера имеем

$$\sum \Delta p_{\text{нм}}^{\text{I}} = \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_p + \Delta p_6; \quad (47)$$

$$\sum \Delta p_{\text{см}}^{\text{I}} = \Delta p_5 + \Delta p_p + \Delta p_7 + \Delta p_{\text{ф}} + \Delta p_8. \quad (48)$$

По напорной и сливной магистралям течет разное количество жидкости. Если в напорной магистрали имеем

$$Q_{\text{нм}} = Q_{\text{нф}}^{\text{I}}, \quad (49)$$

то в сливной магистрали для рассматриваемого примера (рис. 6) будет

$$Q_{см} = \frac{Q_{нф}^I - \Delta Q_{ц}}{\phi} + \Delta Q_{ц}, \quad (50)$$

где  $Q_{нф}^I$  – фактическая подача насоса при режиме холостого хода.

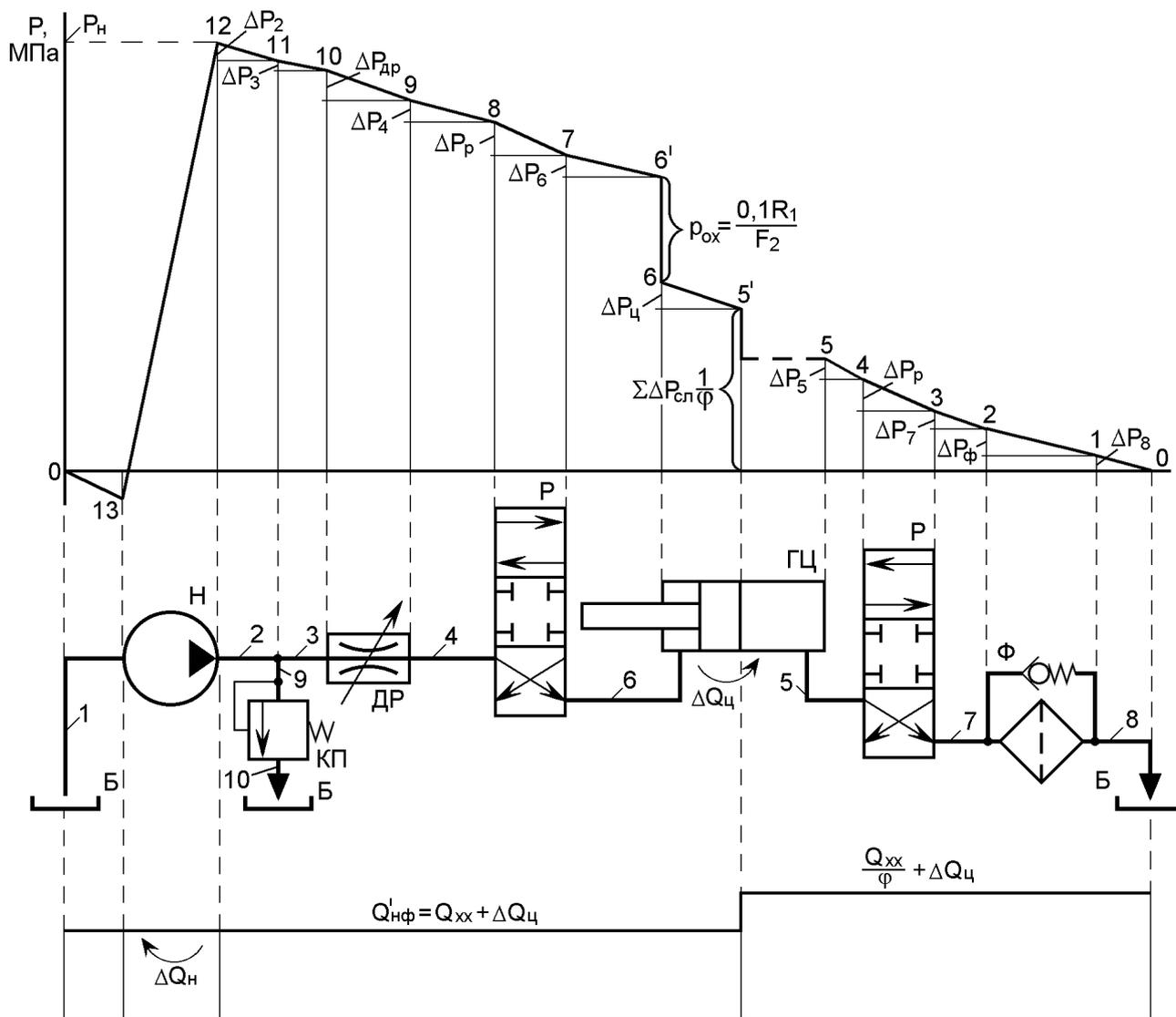


Рис. 6. Распределение давления по гидросистеме при холостом ходе

В соответствии с формулой (13)  $Q_{нф}^I$  имеет вид:

для нерегулируемого насоса  $Q_{нф}^I = A - Bp_H^{x.x.}; \quad (51)$

для регулируемого насоса  $Q_{нф}^I = AU_H^{раб} - Bp_H^{x.x.}. \quad (52)$

3. По этому же графику и полученным выше сопротивлениям магистралей составляют уравнение, определяющее сопротивление

системы при обратном ходе (давление в нагнетающем патрубке насоса). Для данного примера будет

$$p_{\text{н}}^{\text{х.х.}} = \Delta p_{\text{др}} + \sum \Delta p_{\text{нм}}^{\text{I}} + \frac{0,1R_1}{1000F_2} + \Delta p_{\text{ц}} + \frac{1}{\phi} \sum \Delta p_{\text{см}}^{\text{I}}, \text{ МПа.} \quad (53)$$

Последовательная подстановка в это уравнение выражений (45)–(48) позволяет получить зависимость

$$p_{\text{н}}^{\text{х.х.}} = f(Q_{\text{нф}}^{\text{I}}).$$

Совместное решение этой зависимости с (49) или (50) дает значения  $p_{\text{н}}^{\text{х.х.}}$  и  $Q_{\text{нф}}^{\text{I}}$  для режима холостого хода. Решение надо искать графическим способом аналогично, как и в предыдущем случае для рабочего хода.

При параллельной установке дросселя и объемном способе регулирования  $\Delta p_{\text{др}}$  из формул исключается. При последовательной установке дросселя

$$\Delta p_{\text{др}} = (Q/kU_{\text{др}})^2,$$

который определен ранее при  $U_{\text{др}} = 1$ .

В случае схемы с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости, когда реверсирование гидромотора осуществляется путем реверса подачи насоса (путем изменения  $U_{\text{н}}$  на противоположное), возможно увеличение  $U_{\text{н}}$  при обратном ходе до предела, обусловленного допустимой максимальной частотой вращения вала гидромотора. Из паспорта гидромотора берется его  $n_{\text{max}}$  и вычисляется максимально допустимая подача насоса по формуле

$$Q_{\text{н}}^{\text{max}} = 0,001q_{\text{м}}n_{\text{м}}^{\text{max}} + \Delta Q_{\text{м}}, \text{ л/мин,}$$

где  $\Delta Q_{\text{м}}$  – утечки в гидромоторе, определенные ранее для рабочего хода.

Тогда максимально возможный параметр регулирования насоса определится как

$$U_{\text{н}}^{\text{max}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{max}}}{A - Bp_{\text{кл}}}.$$

Если  $U_{\text{н}}^{\text{max}}$  из этой формулы получится больше единицы, то в дальнейшем расчете принимать  $U_{\text{н}} = 1$ .

Пример графика для гидросистемы, рассматриваемой в данном учебном пособии (см. рис. 2), приведен на рис. 7.

4. Полученные значения параметров позволяют теперь построить график распределения давления в линиях гидросистемы при обратном ходе уже в численных величинах. Расчет потерь по участкам ведется аналогично, как и при рабочем ходе.

Все графики как при прямом, так и при обратном ходе должны быть представлены на втором листе графической части курсовой работы.

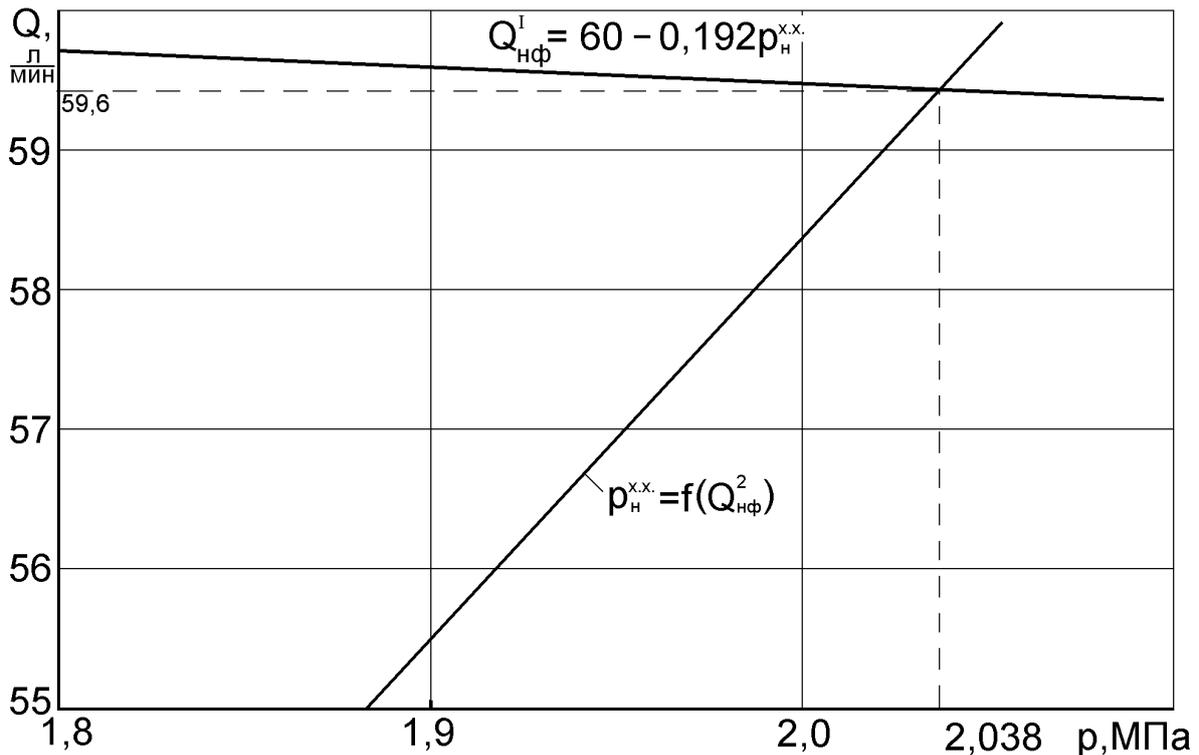


Рис. 7. График удельной подачи насоса ( $Q_{нф}$ ) и характеристики системы ( $p_n^{x.x.}$ ) при холостом ходе

### 17.3. Давление в гидросистеме во время паузы в движении гидродвигателя

Давление насоса в период паузы в движении гидродвигателя без разгрузки равно давлению настройки предохранительного (переливного) клапана и линии 2, т. е.  $p_n = p_{кл} + \Delta p_2$ . Если же насос разгружен через распределитель или другим способом, то давление насоса определяется суммой сопротивлений трубопроводов и аппаратов, через которые происходит слив. При разгрузке через распределитель нужно просуммировать в общем виде все потери по трассе

слива рабочей жидкости и по полученной формуле  $p_n^{\text{паузы}} = f(Q_{\text{нф}}^2)$  на графике (рис. 7) построить характеристику до пересечения с характеристикой насоса. Точка пересечения и будет определять давление насоса в период паузы.

## 18. Расчет характеристик гидросистемы

В этой части курсовой работы необходимо рассчитать и построить графики регулировочной и механических характеристик проектируемой гидросистемы, которые связывают три основных параметра: скорость движения выходного звена ( $V$  или  $n$ ), нагрузку на нем ( $R$  или  $M$ ) и параметр регулирования ( $U_{\text{др}}$  или  $U_n$ ).

### 18.1. Характеристики гидросистемы при дроссельном способе регулирования скорости

#### Исходные формулы характеристик гидросистемы

Место установки дросселя	Гидроцилиндр	Гидромотор
В напорной магистрали	$V = \frac{Q_{\text{др}} - \Delta Q_{\text{ц}}}{60000 F_1}, \text{ м/с}$	$n = \frac{Q_{\text{др}} - \Delta Q_{\text{м}}}{0,001 q_{\text{м}}}, \text{ об/мин}$
В сливной магистрали	$V = \frac{Q_{\text{др}} - \Delta Q_{\text{ц}}}{60000 F_2}, \text{ м/с}$	
Параллельно	$V = \frac{Q_n - Q_{\text{др}} - \Delta Q_{\text{ц}}}{60000 F_1}, \text{ м/с}$	$n = \frac{Q_n - Q_{\text{др}} - \Delta Q_{\text{м}}}{0,001 q_{\text{м}}}, \text{ об/мин}$

Приведенные формулы справедливы для варианта работы ГЦ по схеме рис. 1, а. Для варианта работы ГЦ по схеме рис. 1, б площади  $F_1$  и  $F_2$  меняются местами.

Параметры, входящие в эти формулы, описываются зависимостями, определенными ранее. Подставляя численные значения всех величин, кроме  $U_{\text{др}}$ ,  $M$ ,  $R$ ,  $V$  и  $n$ , нужно получить функциональную зависимость вышеперечисленных параметров. Полученное выражение должно иметь вид:

– при последовательной установке дросселя

$$V = K_1 U_{\text{др}} \sqrt{p_{\text{кл}} - K_2 V^2 - K_3 V - K_4 R^2 - K_5 R - K_6 VR - K_7 R}$$

$$\text{или } n = K_1 U_{\text{др}} \sqrt{p_{\text{кл}} - K_2 n^2 - K_3 n - K_4 M^2 - K_5 M - K_6 Mn} - K_7 R;$$

– при параллельной установке дросселя

$$V = K_1 - (K_2 W + K_3 U_{\text{др}})W - K_4 R,$$

$$\text{где } W = \sqrt{K_5 V^2 + K_6 VR + K_7 V + K_8 R^2 + K_9 R};$$

$$\text{или } n = K_1 - (K_2 W + K_3 U_{\text{др}})W - K_4 M,$$

$$\text{где } W = \sqrt{K_5 V^2 + K_6 VM + K_7 V + K_8 M^2 + K_9 M}.$$

В этих формулах  $K_1 \dots K_9$  – численные величины, получаемые в результате преобразований и подстановок своих данных.

При выводе зависимостей для параллельной установки дросселя необходимо принять  $p_{\text{н}} = p_{\text{кл}}$ .

Последовательность вывода характеристики рассмотрим на примере гидросхемы (рис. 2) с дросселем в напорной магистрали.

Исходная формула:

$$V = \frac{Q_{\text{др}} - \Delta Q_{\text{ц}}}{60000 F_1}, \text{ м/с.}$$

Утечки в гидроцилиндре  $\Delta Q_{\text{ц}}$  описываются формулой (8), а расход через дроссель  $Q_{\text{др}}$  – формулой (30), т. е.

$$Q_{\text{др}} = K_{\text{др}} U_{\text{др}} \sqrt{\Delta p_{\text{др}}}, \text{ л/мин,}$$

$$\text{где } K_{\text{др}} = 60 \mu f_{\text{max}} \sqrt{\frac{2}{\rho}}.$$

Перепад давления на дросселе  $\Delta p_{\text{др}}$  определяем из формулы (42), используя вычисленную величину давления настройки переливного клапана  $p_{\text{кл}}$ :

$$\Delta p_{\text{др}} = p_{\text{кл}} - \sum \Delta p_{\text{нм}} - p_{\text{р}} - \Delta p_{\text{ц}} - \varphi \sum \Delta p_{\text{см}}.$$

Входящие в эту формулу параметры берем соответственно:  $\sum \Delta p_{\text{нм}}$  по формуле (36);  $\sum \Delta p_{\text{см}}$  по формуле (37);  $\Delta p_{\text{ц}}$  по формуле (32);  $p_{\text{р}}$  по формуле (34).

В полученной зависимости присутствуют расходы  $Q_{\text{нм}}$  и  $Q_{\text{см}}$ , определяемые соответственно по формулам (38) и (39), которые выражаем через скорость  $V$  по формуле (7) и усилие  $R$  по формуле (8).

В результате получаем выражение

$$\Delta p_{\text{др}} = p_{\text{кл}} - K_2 V^2 - K_3 V - K_4 R^2 - K_5 R - K_6 RV.$$

Подставляя данное выражение в формулу  $Q_{др}$  и ту, в свою очередь, в исходную формулу, получим расчетную зависимость характеристики гидросистемы.

### 18.2. Характеристики гидросистемы при объемном способе регулирования скорости

Исходные формулы характеристик гидросистемы имеют вид

$$V = \frac{Q_H - \Delta Q_{ц}}{60000F_1}, \text{ м/с} \quad \text{или} \quad n = \frac{Q_H - \Delta Q_M}{0,001q_M}, \text{ об/мин.}$$

В этих формулах подача насоса записывается зависимостью (46). Эта зависимость, как и величина утечек в гидроцилиндре и гидромоторе, определена в пп. 16 и 17. Давление  $p_H$  определяют по аналогичным формулам, что и для параллельной установки дросселя.

Конечные выражения после подстановки всех численных значений, кроме  $U_H$ ,  $R$ ,  $M$ ,  $V$  и  $n$ , имеют вид:

– при разомкнутой схеме циркуляции жидкости

$$V = K_1 U_H - K_2 V^2 - K_3 V - K_4 VR - K_5 R - K_6 R^2$$

или 
$$n = K_1 U_H - K_2 n^2 - K_3 n - K_4 nM - K_5 M - K_6 M^2;$$

– при замкнутой схеме циркуляции жидкости

$$n = K_1 U_H - K_2 n^2 - K_3 n - K_4 nM - K_5 M - K_6 M^2 - p_{вс}/0,001q_M,$$

где  $p_{вс}$  – давление во всасывающей патрубке насоса,  $p_{вс} = 0,05$  МПа (см. рис. 5).

### 18.3. Построение графиков характеристик гидросистемы

Полученные выражения характеристик гидросистемы необходимо решить относительно  $V$  или  $n$  (квадратное уравнение) путем подстановки разных значений  $U_{др}$  или  $U_H$ ,  $R$  или  $M$  и результаты свести в таблицу по следующему образцу.

$R, \text{ кН}$ ( $M, \text{ Н}\cdot\text{м}$ )	$V, \text{ м/с}$ ( $n, \text{ об/с}$ )					
	$U = 0$	$U = 0,2$	$U = 0,4$	$U = 0,6$	$U = 0,8$	$U = 1$
0						
10						
20						
30						
...						
...						

Пределы изменения  $R$  или  $M$  принять от 0 до  $1,2R_1$  ( $1,2M_1$ ) с интервалом  $0,2R_1$  или  $0,2M_1$ .

По полученным данным на листе графической части чертят графики функций  $V = f(U, R)$  или  $n = (U, M)$ , на которых нужно показать все характерные точки и величины ( $V_{\max}$ ,  $n_{\max}$ ,  $R_{\max}$ ,  $M_{\max}$ ,  $V_1$ ,  $n_1$ ,  $R_1$ ,  $M_1$ ,  $U$ ).

Максимальная скорость движения гидродвигателя ограничивается, с одной стороны, допустимыми значениями для самого гидродвигателя, а с другой – максимально возможной подачей установленного насоса при закрытом предохранительном (переливном) клапане. Максимально допустимая скорость вращения вала гидромотора приводится в его технической характеристике. Для гидроцилиндра в курсовой работе принимать  $V_{\max} = 1,5$  м/с.

Максимальная скорость гидродвигателя по возможной максимальной подаче насоса при последовательной установке дросселя и объемном способе регулирования определяется по формулам

$$V_{\max} = \frac{Q_H - \Delta Q_{\text{ц}}}{60000F_1}, \text{ м/с,} \quad \text{или} \quad n_{\max} = \frac{Q_H - \Delta Q_{\text{м}}}{0,001q_{\text{м}}}, \text{ об/мин.}$$

Входящие в формулу  $\Delta Q_{\text{ц}}$  и  $\Delta Q_{\text{м}}$  определены ранее, а подача насоса определяется по формуле (14), в которую необходимо подставить  $U_H = 1$  и  $p_H = p_{\text{кл}}$ . После подстановки всех численных значений параметров, кроме  $R$  и  $M$ , получаем зависимости  $V_{\max} = f(R)$  или  $n_{\max} = f(M)$ , которые необходимо нанести на графике механической характеристики гидросистемы.

При параллельной установке дросселя максимальная скорость движения гидродвигателя достигается при полностью закрытом дросселе ( $U_{\text{др}} = 0$ ) и нами уже определена характеристикой гидросистемы. Здесь же необходимо определить и показать на графике  $R_{\max}$  ( $M_{\max}$ ), при которой скорость гидродвигателя становится равной нулю. Для этого формула скорости гидродвигателя при параллельной установке дросселя представляется в виде

$$V = \frac{Q_H - \Delta Q_{\text{ц}}}{60000F_1}, \text{ м/с} \quad \text{или} \quad n = \frac{Q_H - \Delta Q_{\text{м}}}{0,001q_{\text{м}}}, \text{ об/мин,} \quad \text{т. е. } Q_{\text{др}} = 0.$$

В этих формулах при определении подачи насоса принимать  $p_H = p_{\text{кл}}$ .

Подставив в выведенные таким образом формулы  $V = 0$  или  $n = 0$ , получим значения  $R_{\max}$  или  $M_{\max}$ .

Пример листа графической части по второму разделу приведен в прил. 5.

### 19. Расчет времени цикла, мощности и КПД

Общее время цикла складывается из времени рабочего и холостого движения ( $\tau_1$ ,  $\tau_2$ ) и заданного времени паузы  $\tau_n$ . Время рабочего  $\tau_1$  и холостого  $\tau_2$  движений определяют исходя из заданного хода ГЦ ( $L$ ) или числа полных оборотов вала ГМ ( $z$ ) и соответствующих скоростей.

Мощность, потребляемая насосом на всех режимах ( $N_H^{\text{раб}}$ ,  $N_H^{\text{х.х.}}$ ,  $N_H^{\text{паузы}}$ ) вычисляется по формуле

$$N_n = \frac{p_n Q_n}{60 \eta}, \text{ кВт},$$

где  $Q_n$  (л/мин),  $p_n$  (МПа) – соответственно подача и давление на выходе насоса в соответствующем режиме работы;

$\eta$  – полный КПД насоса.

Выходная мощность системы при рабочем и холостом движении ( $N_{\text{ВЫХ}}^{\text{раб}}$ ,  $N_{\text{ВЫХ}}^{\text{х.х.}}$ ) вычисляется по формулам

$$N_{\text{ВЫХ}} = RV, \text{ кВт}, \text{ или } N_{\text{ВЫХ}} = \frac{\pi n M}{30000}, \text{ кВт},$$

где  $R$  (кН),  $M$  (Н·м),  $V$  (м/с) и  $n$  (об/мин) – соответствующие усилия и скорости.

Средняя выходная мощность системы определяется по формуле

$$N_{\text{ВЫХ}} = \frac{N_{\text{ВЫХ}}^{\text{раб}} \tau_1 + N_{\text{ВЫХ}}^{\text{х.х.}} \tau_2}{\tau_1 + \tau_2 + \tau_n}, \text{ кВт}.$$

Средняя потребляемая мощность системы равна

$$N_{\text{ВХ}} = \frac{N_H^{\text{раб}} \tau_1 + N_H^{\text{х.х.}} \tau_2 + N_H^{\text{паузы}} \tau_n}{\tau_1 + \tau_2 + \tau_n}, \text{ кВт}.$$

Потери мощности и КПД системы определяем по формулам

$$\Delta N = N_{\text{ВХ}} - N_{\text{ВЫХ}} \quad \text{и} \quad \eta = \frac{N_{\text{ВЫХ}}}{N_{\text{ВХ}}}.$$

Для выбора электродвигателя определяем эквивалентную мощность

$$N_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\frac{(N_H^{\text{раб}})^2 \tau_1 + (N_H^{\text{х.х.}})^2 \tau_2 + (N_H^{\text{паузы}})^2 \tau_n}{\tau_1 + \tau_2 + \tau_n}}, \text{ кВт}.$$

По величине  $N_{\text{экв}}$  и  $n_{\text{н}}^{\text{ном}}$  с учетом  $N_{\text{max}} = N_{\text{н}}^{\text{раб}}$  выбирается электродвигатель по справочникам или по прил. 5.

## 20. Тепловой расчет гидросистемы

Целью теплового расчета является обеспечение нормального теплового режима работы системы при температуре жидкости  $t_{\text{ж}}$  (см. п. 9) путем выбора оптимальной емкости маслобака и при необходимости маслоохладителя. Общие положения по этому вопросу изложены в справочнике [1, с. 445–446]. Расчетная емкость бака определяется по трем факторам:

– для обеспечения удовлетворительного отстоя жидкости в баке емкость определяется по производительности насоса по эмпирической формуле

$$W_6 = (2 \div 3) Q_{\text{н}}, \text{ л},$$

где  $Q_{\text{н}}$  указывается в литрах в минуту (л/мин).

– для обеспечения перепада уровня жидкости в баке в допустимых пределах при неодинаковых расходах в напорной и сливной магистралях. Этот фактор учитывается только для гидроцилиндров с односторонним штоком особенно при больших диаметрах штока  $d$  и ходе  $L$ .

Объем жидкости, на который изменяется содержимое бака, определится по формуле

$$W_6' = 0,25\pi d^2 L \cdot 10^{-6}, \text{ л},$$

где  $d$  и  $L$  указываются в миллиметрах (мм).

Принимая, что уровень жидкости в баке должен измениться не более чем на  $1/3$ , определяем емкость бака как  $W_6 = 3W_6'$ ;

– для обеспечения удовлетворительного охлаждения жидкости путем теплоотвода в окружающую воздушную среду через металлические стенки бака емкость определяют по площади теплоотводящих поверхностей по формуле

$$W_6 = \sqrt{\frac{F^3}{0,000262144}}, \text{ л},$$

где  $F$  – площадь теплоотдачи,  $\text{м}^2$ .

$$F = \frac{T}{\Delta t K}.$$

где  $T = 3600\Delta N$  – количество тепла, выделяемое системой, кДж/ч;

$\Delta t = t_{\text{ж}} - t_{\text{о}}$  – разность температур жидкости и окружающей среды, °С;

$K$  – коэффициент теплоотдачи, который принимается равным  $63 \div 68$  кДж/(м<sup>2</sup>·ч·°С) в зависимости от интенсивности движения окружающего воздуха [1, с. 445–446].

По наибольшей расчетной емкости выбирают бак с ближайшей номинальной вместимостью по стандартному ряду (прил. 1).

Если емкость бака по тепловыделению значительно (более чем в 2 раза) превышает емкость, определенную по первым двум факторам, то решается вопрос о принудительном охлаждении жидкости с применением воздушного или водяного теплообменника. В этом случае емкость бака принимают по первым двум факторам и выбирают по стандартному ряду. Далее определяют количество тепла, отводимое маслобаком  $T_{\text{б}}$ , а по избыточному количеству тепла  $T_{\text{мо}} = T - T_{\text{б}}$  выбирают маслоохладитель по табл. 9 прил. 3. При этом следует учитывать, что количество отводимого тепла, указанное в табл. 9, обеспечивается при номинальном расходе масла при перепаде температур 30°С для воздушных теплообменников (типа ТВ) и 35°С – для водяных теплообменников (типа МО), т. е. при температуре жидкости (масла) в системе 50°С температура воздуха  $t_{\text{о}}$  составляет 20°С, а температура охлаждающей воды 15°С. Фактическое количество тепла, отводимого маслоохладителем, можно определить по эмпирической формуле

$$T = T_{\text{мо}} \left[ \frac{t_{\text{ж}} - t_{\text{о}}}{\Delta t_{\text{н}}} \left( 1 + 0,5 \lg \frac{Q}{Q_{\text{ном}}} \right) \right], \text{ кДж/ч,}$$

где  $T_{\text{мо}}$ ,  $Q_{\text{ном}}$  – паспортные данные маслоохладителя;

$t_{\text{ж}}$  – фактическая температура масла, °С;

$t_{\text{о}}$  – температура окружающей среды (воды, воздуха), °С;

$\Delta t_{\text{н}}$  – номинальный перепад температур, равный 30°С для воздушных маслоохладителей (типа ТВ) и 35°С для водяных маслоохладителей (типа МО);

$Q$  – фактический расход масла, л/мин.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников, А. А. Усов. – Москва : Машиностроение, 1982. – 464 с. – Текст : непосредственный.
2. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 3. – Москва : Машиностроение, 1978. – 360 с. – Текст : непосредственный.
3. Ковалевский, В. Ф. Справочник по гидроприводам горных машин / В. Ф. Ковалевский, Н. Т. Железняков, Ю. Е. Бейлин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Недра, 1973. – 504 с. – Текст : непосредственный.
4. Гидравлика и основы гидро- и пневмопривода : учебное пособие для студентов специальности 130400.65 «Горное дело» специализации 130409.65 «Горные машины и оборудование» / В. В. Кузнецов, К. А. Ананьев ; ФГБОУ ВПО «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева», Каф. горн. машин и комплексов. – Кемерово, 2013. – 211 с. – Текст : непосредственный.

## ПАРАМЕТРЫ ГИДРОЦИЛИНДРА ПО ГОСТ 6540–68

Номинальные давления  $p_{\text{ном}}$ ,

2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63.

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; (560); 630; (710); 800; (900).

Диаметры штока  $d$ , мм

4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 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; (560); 630; (710); 800; (900).

Ходы поршня (плунжера)  $L$ , мм

4; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000; (1120); 1250; (1400); 1600; (1800); 2000; (2240); 2500; (2800); (3000); 3150; (3350); (3550); (3750); 4000; (4250); (4500); (4750); 5000; (5300); (5600); (6000); 6300; (6700); (7100); (7500); 8000; (8500); (9000); (9500).

Примечание: значения параметров, заключенные в скобки, взяты по дополнительному ряду предпочтительных чисел и в курсовой работе можно применять.

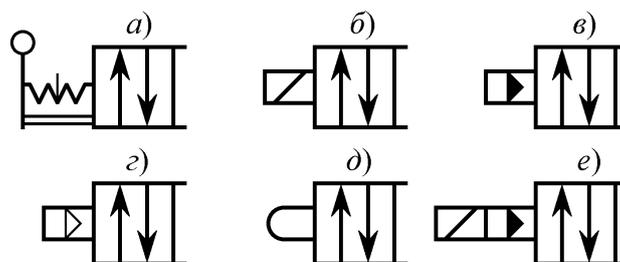
НОМИНАЛЬНЫЕ ВМЕСТИМОСТИ ГИДРОБАКОВ,  
ГИДРОАККУМУЛЯТОРОВ И ДР. ПО ГОСТ 12448–80 $W_{\text{ном}}$ , дм<sup>3</sup>

0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3200; 4000; 5000; 6300; 8000; 10000; 12500; 16000; 20000; 25000.

## СХЕМЫ ИСПОЛНЕНИЯ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

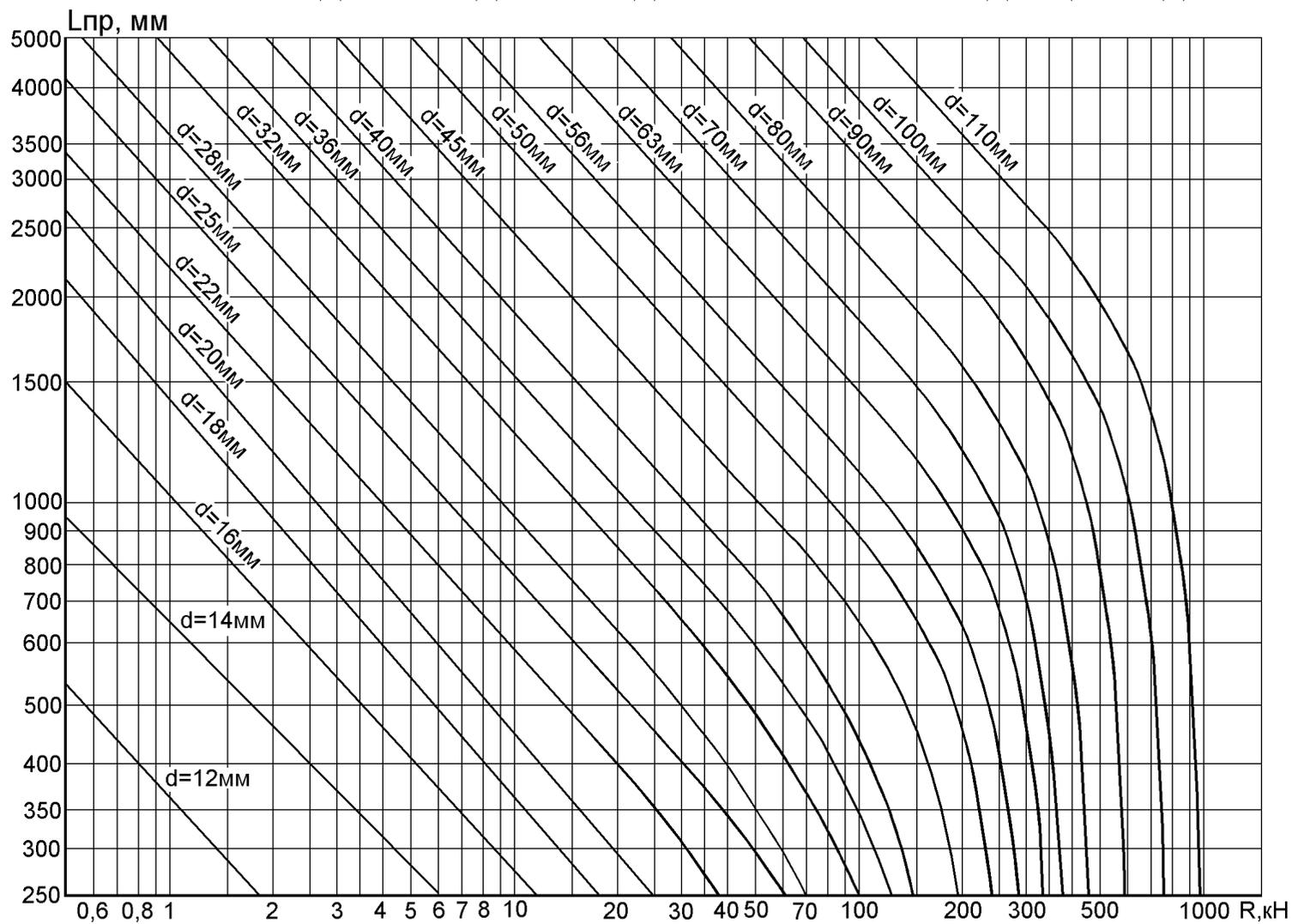
№ схемы	Условное обозначение	№ схемы	Условное обозначение
14		35	
24		45	
34		55	
44		65	
54		75	
64		512	
74		573	
15		574	
25		575	

Способ управления распределителем выбирается самостоятельно, если это не оговорено с преподавателем. Возможные способы управления распределителем приведены ниже.



Способы управления распределителями: *a* – ручной; *б* – электромагнитный; *в* – гидравлический; *г* – пневматический; *д* – механический; *е* – электрогидравлический

НОМОГРАММА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИАМЕТРА ШТОКА ГИДРОЦИЛИНДРА



$L_{пр}$  – приведенная величина хода гидроцилиндра  $L_{пр} = L K_3$ , мм;

$L$  – заданный рабочий ход гидроцилиндра, мм;  $K_3$  – коэффициент способа закрепления гидроцилиндра (табл. 6)

МАРКИ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЖИДКОСТЕЙ ДЛЯ ГИДРОСИСТЕМ

Обозначения (с 1987 г.)	Ранее принятое обозначение	Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Кинематическая вязкость при 50°C $\nu$ , сСт	Температура, °C		Коэффициенты температурной кривой вязкости	
				вспышки	застывания	<i>m</i>	<i>n</i>
МГ-5-Б	МГЕ-4А	830	3,6	94	-70	8,941	3,639
МГ-15-А	ВМГЗ	865	10	135	-60	9,043	3,600
МГ-15-В	МГЕ-10А	834	10	96	-70	7,376	2,932
МГ-15-Б	АМГ-10	850	10	92	-70	7,498	2,894
МГ-22-А	АУ	892	13	165	-45	10,483	4,156
МГ-22-В	Р	890	13	163	-45	10,436	4,137
МГ-32-А	ЗШ, МОВС	885	20	180	-40	9,340	3,675
МГ-46-Б	МГ-30	885	30	190	-35	10,062	3,941
И-Л-А-7	И-5А	870	4,5	140	-25	11,546	4,652
И-Л-А-10	И-8А	880	7	150	-20	10,535	4,210
И-ЛГ-А-22	И-12А	880	12	170	-15	10,497	4,167
И-Г-А-32	И-20А	890	20	200	-15	9,696	3,817
И-Г-А-46	И-30А	900	30	220	-15	10,657	4,179
И-Г-А-68	И-40А	910	40	225	-15	10,933	4,275
И-ГТ-А-100	И-50А	910	50	225	-20	10,967	4,278
И-Г-С-32	ИГП-18	880	18	170	-15	9,655	3,812
И-Г-С-46	ИГП-30	885	28	200	-15	9,882	3,873
И-Г-В-46	ВНИИНП-403	875	30	202	-10	10,385	4,070
И-Г-С-68	ИГП-38 (49)	890	38	210	-15	10,672	4,177
И-ГНЕ-32	ИГНСп-20	890	20	185	-15	9,798	3,858
Тп-22С	Тп-22С	900	22	186	-15	10,425	4,102
Тп-30	Тп-30	900	30	190	-10	9,449	3,697
Т-46	Т-46	920	46	220	-10	8,887	3,449
Тп-57	Тп-57	930	57		-10	9,051	3,509

Приложение 3  
Таблица 1

ГИДРОМОТОРЫ

Тип мотора	$M_{\text{НОМ}},$ Н·м	$n_{\text{МИН}},$ об/мин	$n_{\text{НОМ}},$ об/мин	$n_{\text{МАКС}},$ об/мин	$p_{\text{НОМ}},$ МПа	$q,$ см <sup>3</sup> /об	$\eta_{\text{ГМ}}$	$\eta$
Г16-11М	6,2	150	960	2500	6,3	11,2	0,65	0,50
Г15-21Р	9,6	40	960	2400	6,3	11,2	0,90	0,88
Г16-12М	12,3	150	960	2500	6,3	18	0,71	0,63
Г15-22Р	17,0	30	960	2100	6,3	20	0,91	0,89
УНМА 4/320	19,0	900	1500	4000	32	4	0,89	0,79
МРФ 16/100	22,0	4	480	1200	10	16	0,88	0,85
Г16-13М	24,5	100	960	2200	6,3	36	0,74	0,69
УНМА 6.3/320	31,0	900	1500	4000	32	6,3	0,97	0,83
Г15-23Р	34,0	20	960	1800	6,3	40	0,92	0,90
МГ12/32	36	50	2400	6000	20	12	0,91	0,96
МРФ 32/100	44,0	3	378	960	10	32	0,89	0,87
МНА 16/200	47,5	75	1500	3000	20	16	0,94	0,87
Г16-14М	49,0	100	960	1800	6,3	63	0,81	0,73
УНМА 11.2/320	55,0	900	1500	4000	32	11,2	0,95	0,85
МНА 16/250	59,5	75	1500	3000	25	16	0,94	0,85
Г15-24Р	68,0	20	960	1500	6,3	80	0,92	0,90
УНМА 16/320	76,2	25	1500	3800	32	16	0,95	0,90
МГ28/32	83	25	1920	4800	20	28	0,96	0,91
Г16-15АН	98,0	100	960	1800	6,3	125	0,82	0,76
МРФ 80/100	115	1	300	750	10	80	0,92	0,90
МНА 40/200	120	75	1500	1920	20	40	0,95	0,89
Г15-25Р	136	20	960	1300	6,3	160	0,92	0,90
МНА 40/250	150	75	1500	1920	25	40	0,95	0,87
УНМА 32/320	155	25	1500	3000	32	32	0,95	0,89
МРФ 125/100	179	1	240	750	10	125	0,92	0,90
МНА 63/200	189	75	1500	1920	20	63	0,95	0,89
Г16-16АМ	196	100	960	1500	6,3	250	0,86	0,77
МНА 63/250	237	75	1500	1920	25	63	0,95	0,87
МР 0.16/10	240	8	240	378	10	160	0,95	0,86
МН56/32	262	10	2000	3500	32	56	0,92	0,9
УНМА 63/320	304	25	1500	2400	32	63	0,95	0,90
МРФ 100/250	373	12	750	960	25	100	0,95	0,90
МНА 125/200	375	75	1500	1920	20	125	0,95	0,90
МН 250/100М	378	10	1500	1500	10	250	0,95	0,92
МР 0.25/10	380	8	240	378	10	250	0,95	0,89
МНА 125/250	470	75	1500	1920	25	125	0,95	0,88
МГ112/32	524	10	2000	3500	32	112	0,92	0,9
МРФ 160/250	597	10	480	600	25	160	0,95	0,90

Продолжение табл. 1

Тип мотора	$M_{\text{НОМ}}$ , Н·м	$n_{\text{МИН}}$ , об/мин	$n_{\text{НОМ}}$ , об/мин	$n_{\text{МАКС}}$ , об/мин	$p_{\text{НОМ}}$ , МПа	$q$ , см <sup>3</sup> /об	$\eta_{\text{ГМ}}$	$\eta$
УНМА 125/320	600	25	1500	2100	32	125	0,96	0,90
МРФ 250/250	933	8	480	600	25	250	0,95	0,90
МГ250/32	1150	10	1500	2100	25	250	0,96	0,91
УНМА 250/320	1200	25	1500	1800	32	250	0,96	0,90
УНМА 450/200	1350	25	1000	1500	20	450	0,96	0,91
МРФ 400/250	1492	5	300	450	25	400	0,95	0,90
МРФ 630/250	2350	5	300	378	25	630	0,95	0,90
МРФ 1000/250	3731	4	240	300	25	1000	0,95	0,90
МРФ 1600/250	5969	3,2	192	240	25	1600	0,95	0,90
МРФ 2500/250	9327	2,5	150	220	25	2500	0,95	0,90

Таблица 2

## НАСОСЫ НЕРЕГУЛИРУЕМЫЕ

Тип насоса	$Q_{\text{НОМ}}$ , л/мин	$p_{\text{НОМ}}$ , МПа	$q$ , см <sup>3</sup> /об	$n$ , об/мин	$\eta_0$	$\eta$
БГ12-41Б	3,3	10	3,2	1500	0,69	0,40
НР-Ф 2.5/50М	3,5	50	2,5	1500	0,93	0,84
НА-4/32М2	5,25	32	4	1500	0,84	0,76
БГ12-21АМ	5,4	12,5	5	1500	0,72	0,55
УНМА 4/320	5,4	32	4	1500	0,91	0,82
Н-400У	5,5	20	4	1500	0,91	0,82
50НР4	5,5	50	4	1500	0,92	0,91
НР-Ф 4/50М	5,6	50	4	1500	0,93	0,84
Г12-31АМ	5,8	6,3	8	960	0,75	0,58
БГ12-41А	6,0	10	5	1500	0,80	0,53
НА-6.3/32М2	8,3	32	6,3	1500	0,84	0,77
50НР6.3	8,6	50	6,3	1500	0,92	0,91
УНМА 6.3/320	8,7	32	6,3	1500	0,93	0,85
НР-Ф 6.3/50М	8,8	50	6,3	1500	0,93	0,84
БГ12-21М	9,0	12,5	8	1500	0,75	0,60
Г12-31М	9,7	6,3	12,5	960	0,81	0,65
БГ12-41	10,4	10	8	1500	0,87	0,65
Г11-22А	12,3	2,5	11,2	1450	0,76	0,54
Г12-32АМ	12,7	6,3	16	960	0,83	0,70
НА-10/32М2	13,5	32	10	1500	0,86	0,78
НР-Ф10/50М	14,0	50	10	1500	0,94	0,85
БГ12-22М	14,6	12,5	12,5	1500	0,78	0,66
УНМА 11.2/320	15,7	32	11,2	1500	0,94	0,86
БГ12-42	16,7	10	12,5	1500	0,89	0,71

Продолжение табл. 2

Тип насоса	$Q_{\text{ном}}$ , л/мин	$P_{\text{ном}}$ , МПа	$q$ , см <sup>3</sup> /об	$n$ , об/мин	$\eta_0$	$\eta$
Н-401У	17,6	32	12,5	1500	0,91	0,85
Г11-22	18,0	2,5	16	1450	0,78	0,56
50НР14	19,3	50	14	1500	0,92	0,91
БГ12-22М	19,4	12,5	16	1500	0,81	0,70
Г12-32М	21,1	6,3	25	960	0,88	0,78
МНА 16/250	21,8	25	16	1500	0,91	0,85
НА-16/32М2	22,0	32	16	1500	0,86	0,79
50НР16	22,0	50	16	1500	0,92	0,91
НШ10-3	22,08	16	10	2400	0,92	0,82
МНА 16/200	22,3	20	16	1500	0,93	0,87
УНМА 16/32	22,5	32	16	1500	0,95	0,90
НР-Ф16/50М	22,6	50	16	1500	0,94	0,85
БГ12-23АМ	25,3	12,5	20	1500	0,85	0,75
Г11-23А	26,0	2,5	22,4	1450	0,80	0,64
Г12-33АМ	27,9	6,3	32	960	0,91	0,81
БГ12-23М	33,0	12,5	25	1500	0,88	0,80
Н403У	34,1	32	25	1500	0,91	0,85
НР-Ф25/50М	35,2	50	25	1500	0,94	0,85
Г12-33М	35,7	6,3	40	960	0,93	0,85
Г11-23	38,0	2,5	32	1450	0,82	0,68
НШ32-4	42,6	20	31,5	1450	0,94	0,89
50НР32	44,1	50	32	1500	0,92	0,91
НА-32/32М2	45,0	32	32	1500	0,88	0,80
УНМА 32/32	45,1	32	32	1500	0,95	0,90
Г11-24А	50,0	2,5	40	1450	0,88	0,72
Г12-24АМ	53,8	6,3	63	960	0,89	0,80
МНА 40/250	55,0	25	40	1500	0,92	0,87
НШ32А-3	55,6	16	31,5	1920	0,92	0,83
БГ12-24АМ	56,0	12,5	45	1500	0,83	0,76
НШ32У-2	56,0	14	31,7	1920	0,92	0,82
МНА 40/200	56,4	20	40	1500	0,94	0,89
НШ32У-3	56,5	16	32	1920	0,92	0,82
Г12-24М	70,0	6,3	80	960	0,91	0,82
Г11-24	72,0	2,5	56	1450	0,89	0,74
БГ12-24М	73,9	12,5	56	1500	0,88	0,77
НШ71-4	76,3	20	69,7	1150	0,95	0,9
НШ50-4	82,5	20	48,8	1800	0,94	0,89
50НР63	83,2	50	63	1500	0,92	0,91
МНА 63/250	87,0	25	63	1500	0,92	0,87
НШ50А-3	86,2	16	48,8	1920	0,92	0,82

Продолжение табл. 2

Тип насоса	$Q_{\text{ном}}$ , л/мин	$p_{\text{ном}}$ , МПа	$q$ , см <sup>3</sup> /об	$n$ , об/мин	$\eta_0$	$\eta$
НШ50У-3	86,7	16	49,1	1920	0,92	0,87
МНА 63/200	89,0	20	63	1500	0,94	0,89
УНМА 63/32	89,8	32	63	1500	0,95	0,90
НШ71А-3	98,3	16	69,7	1500	0,94	0,85
БГ12-25АМ	102,0	12,5	80	1500	0,90	0,85
Г11-25А	104,0	2,5	80	1450	0,91	0,76
НШ100-4	108	20	98,8	1150	0,95	0,9
Г12-25АМ	110,4	6,3	125	960	0,92	0,85
Г11-25	133,0	2,5	100	1450	0,92	0,77
НШ100А-3	139,3	16	98,8	1500	0,94	0,85
Г12-25М	142,8	6,3	160	960	0,93	0,85
50НР125	165,0	50	125	1500	0,92	0,91
МНА 125/250	174,0	25	125	1500	0,93	0,88
МНА 125/200	178,0	20	125	1500	0,95	0,90
УНМА 125/320	178,0	32	125	1500	0,95	0,90
Г12-26АМ	204,2	6,3	224	960	0,95	0,87
НШ250-4	211	20	250	960	0,94	0,9
МН 250/100М	242,0	10	250	1000	0,97	0,92
50НР250	330,0	50	250	1500	0,92	0,91
НШ400-4	338	20	400	960	0,94	0,9
НШ250-3	352,5	16	250	1500	0,94	0,85
УНМА 250/320	357,0	32	250	1500	0,95	0,90
УНМА 450/200	414,0	20	450	1000	0,92	0,85
50НР500	440	50	500	960	0,92	0,91

Таблица 3

## ДРОССЕЛИ

Тип дросселя	Расход жидкости $Q$ , л/мин		Рабочее давление $p$ , МПа		Перепад давления $\Delta p$ , МПа, при $Q_{\text{ном}}$
	ном.	макс.	ном.	макс.	
Г77-31В	1,6	2,5	10	12	0,25
Г77-31Б	3,2	4,0	10	12	0,15
Г77-31А	5,0	6,3	10	12	0,15
В4/320	6,3	25	32	35	0,20
В4/500	6,3	25	50	55	0,20
Г77-11	8	10	5	6,3	0,25
Г77-31	8	10	10	12	0,20
Г77-32А	12,5	16	10	12	0,21

Продолжение табл. 3

Тип дросселя	Расход жидкости $Q$ , л/мин		Рабочее давление $p$ , МПа		Перепад давления $\Delta p$ , МПа, при $Q_{\text{ном}}$
	ном.	макс.	ном.	макс.	
Г77-32	20	25	10	12	0,25
ПГ77-12	20	22	20	22	0,30
Г77-31В	1,6	2,5	10	12	0,25
Г77-33	40	50	10	12	0,32
ДР-20	63	100	32	35	0,20
МДВ-16	63	160	32	35	0,25
Г77-34	80	100	10	12	0,45
ПГ77-14	80	82	20	22	0,30
ДР-32	160	250	32	35	0,30
МДВ-25	160	320	32	35	0,38
МДВ-32	320	630	32	35	0,44

Таблица 4

## ДРОССЕЛИ С ОБРАТНЫМ КЛАПАНОМ

Тип дросселя с обратным клапаном	Расход жидкости $Q$ , л/мин		Рабочее давление $p$ , МПа		Перепад давления $\Delta p$ , МПа, при $Q_{\text{ном}}$	
	ном.	макс.	ном.	макс.	на дрос.	на обр. кл.
ДК-12	25	40	32	35	0,30	0,30
КВМК-10	32	50	32	35	0,30	0,10
ДК-20	63	100	32	35	0,40	0,40
КВМК-16	63	120	32	35	0,13	0,10
ДКМ 10/3	63	160	32	35	0,22	0,26
МДКВ-16	63	160	32	35	0,25	0,30
КВМК-25	160	250	32	35	0,20	0,15
ДК-32	160	250	32	35	0,40	0,40
МДКВ-25	160	320	32	35	0,38	0,30
КВМК-32	250	400	32	35	0,30	0,15
МДКВ-32	320	630	32	35	0,44	0,40

Таблица 5

## ОБРАТНЫЕ КЛАПАНЫ

Тип обратного клапана	Расход жидкости $Q$ , л/мин		Рабочее давление $p$ , МПа		Потери давления $\Delta p$ , МПа, при $Q_{\text{ном}}$
	ном.	макс.	ном.	макс.	
Г51-31	16	25	20	22	0,25
ПГ51-22	20	32	20	22	0,30
Г51-32	32	50	20	22	0,25

Продолжение табл. 5

Тип обратного клапана	Расход жидкости $Q$ , л/мин		Рабочее давление $p$ , МПа		Потери давления $\Delta p$ , МПа, при $Q_{\text{ном}}$
	40	100	20	22	
МКО 10/20	40	100	20	22	0,20
МКО 10/32	40	100	32	35	0,20
Г51-33	63	100	20	22	0,25
КОМ 10/3	63	130	32	35	0,30
ПГ51-24	80	100	20	22	0,30
Г51-34	125	160	20	22	0,25
МКО 20/20	160	250	20	22	0,30
МКО 20/32	160	250	32	35	0,30
Г51-35	250	280	20	22	0,25
МКО 32/20	400	600	20	22	0,33
МКО 32/32	400	600	32	35	0,33
Г51-36	500	550	20	22	0,25
Г51-37	800	900	20	22	0,25

Таблица 6

## РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Тип распределителя	Расход жидкости $Q$ , л/мин		Рабочее давление $p$ , МПа	Потеря давления за один проход $\Delta p_{\text{ном}}$ , МПа
	ном.	макс.		
Г71-31	8	12,5	20	0,15
П6	12,5	20	32	0,30
В6	16	25	32	0,25
В10	20	70	32	0,20
1Р6	25	50	32	0,20
1Р10	40	80	32	0,15
В16	125	205	32	0,25
В20	160	300	32	0,15
В32	400	680	32	0,20
Р503	800	1250	32	0,15
Р803	2000	3200	32	0,20

Таблица 7

## КЛАПАНЫ

Тип клапана	Расход жидкости $Q$ , л/мин		Диапазон настройки клапана $p$ , МПа		
	ном.	макс.	ном.	мин.	макс.
АГ54-32М	32	50	1,0	0,3	1,2
Г54-32М	32	50	2,5	0,4	2,8
БГ54-32М	32	50	6,3	1,2	7,0
ВГ54-32М	32	50	10	2,3	11,2
ДГ54-32М	32	50	20	4,3	23,0
10-10	40	56	10	0,3	12,5
10-20	40	56	20	1,0	25
10-32	40	56	32	1,6	40
МКПВ 10/3	80	160	6,3	0,3	7,0
МКПВ 10/3...1	80	160	10	0,5	12,5
МКПВ 10/3...2	80	160	20	2,0	25
МКПВ 10/3...3	80	160	32	5,0	35
20-10	100	140	10	0,3	12,5
20-20	100	140	20	1,0	25
20-32	100	140	32	1,6	40
АГ54-34М	125	170	1,0	0,6	1,2
Г54-34М	125	170	2,5	0,7	2,8
БГ54-34М	125	170	6,3	1,3	7,0
ВГ54-34М	125	170	10	2,2	11,2
ДГ54-34М	125	170	20	4,5	23,0
МКПВ 20/3	160	400	6,3	0,3	7,0
МКВП 20/3...1	160	400	10	0,5	12,5
МКПВ 20/3...2	160	400	20	2,0	25
МКПВ 20/3...3	160	400	32	5,0	35
АГ54-35М	200	300	1,0	0,6	1,2
Г54-35М	200	300	2,5	0,6	2,8
БГ54-35М	200	300	6,3	1,0	7,0
ВГ54-35М	200	300	10	2,2	11,2
ДГ54-35М	200	300	20	4,3	23
32-10	250	350	10	0,3	12,5
32-20	250	350	20	1,0	25
32-32	250	350	32	1,6	40
МКПВ 32/3	320	630	6,3	0,3	7
МКПВ 32/3...1	320	630	10	0,5	12,5
МКПВ 32/3...2	320	630	20	2,0	25
МКПВ 32/3...3	320	630	32	5,0	35

Таблица 8

ФИЛЬТРЫ  $Q_{\phi}$ 

Тип фильтра	Тонкость фильтрации $\Delta$ , мкм	Рабочее давление $p$ , МПа	Номинальный расход $Q_{\phi}$ , л/мин	Потери давления $\Delta p$ , МПа, при $Q_{\text{НОМ}}$
Ф10-10-5	5	6,3	8	0,06
8-5К	5	20	12,5	0,12
12-5К	5	20	25	0,16
20-5К	5	20	63	0,12
25-5К	5	20	100	0,16
1ФГМ32-05	5	32	15,5	0,08
2ФГМ32-05	5	32	25	0,08
ФГСН32-05	5	32	40	0,35
3ФГМ32-05	5	32	63	0,08
ФГС32-05	5	32	63	0,35
4ФГМ32-05	5	32	100	0,15
1Ф12-10	10	6,3	3,2	0,09
Ф10Н-16-10	10	6,3	16	0,06
2Ф12-10	10	6,3	25	0,06
Ф10-16-10	10	6,3	25	0,06
ФВ	10	6,3	100	0,05
12-10К	10	20	25	0,09
20-10К	10	20	63	0,12
32-10К	10	20	160	0,16
40-10К	10	20	320	0,16
1ФГМ32Н-10	10	32	16	0,08
2ФГМ32Н-10	10	32	32	0,08
1ФГМ32-10	10	32	40	0,08
3ФГМ32Н-10	10	32	63	0,08
2ФГМ32-10	10	32	80	0,08
ФГСН32-10	10	32	100	0,35
4ФГМ32Н-10	10	32	125	0,1
ФГС32-10	10	32	160	0,35
3ФГМ32-10	10	32	200	0,08
4ФГМ32-10	10	32	320	0,1
ФС3.2-25	25	0,63	3,2	0,1
ФС25-25	25	0,63	25	0,1
ФС50-25	25	0,63	50	0,1
ФС100-25	25	0,63	100	0,1
ФС200-25	25	0,63	200	0,1
ФС400-25	25	0,63	400	0,1
1Ф12-25	25	6,3	6,3	0,09
Ф10Н-16-25	25	6,3	16	0,06
Ф10-16-25	25	6,3	25	0,06

Продолжение табл. 8

Тип фильтра	Тонкость фильтрации $\Delta$ , мкм	Рабочее давление $p$ , МПа	Номинальный расход $Q_{\phi}$ , л/мин	Потери давле- ния $\Delta p$ , МПа, при $Q_{\text{ном}}$
2Ф12-25	25	6,3	40	0,06
12-25К	25	20	25	0,09
20-25К	25	20	63	0,12
32-25К	25	20	160	0,16
40-25К	25	20	320	0,16
1ФГМ32Н-25	25	32	32	0,08
1ФГМ32-25	25	32	40	0,08
2ФГМ32Н-25	25	32	63	0,08
2ФГМ32-25	25	32	80	0,08
3ФГМ32Н-25	25	32	100	0,08
3ФГМ32-25	25	32	200	0,08
4ФГМ32Н-25	25	32	200	0,1
4ФГМ32-25	25	32	320	0,1
ФС3.2-40	40	0,63	3,2	0,1
0.04С42-51	40	0,63	4	0,1
0.04С42-52	40	0,63	8	0,1
0.04С42-53	40	0,63	16	0,1
ФС25-40	40	0,63	25	0,1
0.04С42-54	40	0,63	32	0,05
ФС50-40	40	0,63	50	0,1
ФС100-40	40	0,63	100	0,1
ФС200-40	40	0,63	200	0,1
ФС400-40	40	0,63	400	0,1
1Ф12-40	40	6,3	15.5	0,09
2Ф12-40	40	6,3	63	0,06
Ф10-20-40	40	6,3	63	0,1
12-40К	40	20	25	0,09
20-40К	40	20	63	0,12
32-40К	40	20	160	0,16
40-40К	40	20	320	0,16
1ФГМ32-40	40	32	50	0,08
2ФГМ32-40	40	32	100	0,08
3ФГМ32-40	40	32	250	0,08
4ФГМ32-40	40	32	400	0,12
0.08С42-51	80	0,63	8	0,05
0.08С42-52	80	0,63	16	0,05
0.08С42-53	80	0,63	32	0,05
0.08С42-54	80	0,63	63	0,05
10-80	80	6,3	10	0,1
16-80	80	6,3	16	0,1

Продолжение табл. 8

Тип фильтра	Тонкость фильтрации $\Delta$ , мкм	Рабочее давление $p$ , МПа	Номинальный расход $Q_{\phi}$ , л/мин	Потери давления $\Delta p$ , МПа, при $Q_{\text{ном}}$
25-80	80	6,3	25	0,1
40-80	80	6,3	40	0,1
16-125	125	6,3	16	0,1
25-125	125	6,3	25	0,1
40-125	125	6,3	40	0,1
63-125	125	6,3	63	0,1
0.16C42-51	160	0,63	16	0,1
0.16C42-52	160	0,63	32	0,1
0.16C42-53	160	0,63	63	0,1
0.16C42-54	160	0,63	100	0,1

Таблица 9

МАСЛООХЛАДИТЕЛИ  $T_{\text{мо}}$ 

Тип масло-охлаждителя	Количество отводимого тепла $T_{\text{мо}}$ , кДж/ч	Расход жидкости $Q$ , л/мин		Потери давления $\Delta p$ , МПа, при $Q_{\text{ном}}$
		ном.	макс.	
ТВ 1500	6000	35	40	0,1
ТВ 2900	11600	70	80	0,1
ТВ 4000	16000	100	110	0,1
МО 0.63	20000	25	32	0,05
МО 1.6	50000	63	80	0,05
МО 2.5	100000	100	125	0,05
МО 4.0	125000	160	200	0,05
МО 6.3	200000	250	320	0,05
МО 1.0	300000	400	630	0,05

Таблица 10

## НАСОСЫ РЕГУЛИРУЕМОЙ ПОДАЧИ

Тип насоса	$Q_{\text{ном}}$ , л/мин	$p_{\text{ном}}$ , МПа	$q$ , см <sup>3</sup> /об	$n_{\text{ном}}$ , об/мин	$\eta_0$	$\eta$
УНАД 11.2/320	15,6	32	11,2	1500	0,91	0,83
50НРР14 *)	18,5	50	14	1500	0,92	0,90
НА16/200	22	20	16	1500	0,93	0,87
УНА1-16/320	22,8	32	16	1500	0,95	0,90
Г12-53АМ *)	23	6,3	20	1500	0,85	0,73
НПЛР 20/16	24	16	20	1450	0,82	0,70
НА 18/200	25	20	18	1500	0,93	0,87
207.12 *)	26,4	20	11,6	2400	0,95	0,91
50НРР32 *)	42,2	50	32	1500	0,92	0,90

Продолжение табл. 10

Тип насоса	$Q_{\text{НОМ}}$ , л/мин	$p_{\text{НОМ}}$ , МПа	$q$ , см <sup>3</sup> /об	$n_{\text{НОМ}}$ , об/мин	$\eta_0$	$\eta$
1РНА 32/320	45,5	32	32	1500	0,95	0,86
УНА2-32/320	45,6	32	32	1500	0,95	0,90
207.16 *	51,3	20	28,1	1920	0,95	0,91
Г12-54АМ *	53	6,3	45	1500	0,86	0,74
Г12-54АМ-2.5 *	55	2,5	45	1500	0,91	0,70
НА 40/200	56,5	20	40	1500	0,94	0,88
НПЛР 50/16	63,5	16	50	1450	0,87	0,70
207.20 *	78,1	20	54,8	1500	0,95	0,91
НГМ56/32 *	80	32	56	1500	0,95	0,9
50НРР63 *	83,2	50	63	1500	0,92	0,91
НА 63/200	89	20	63	1500	0,95	0,89
1РНА 63/320	89	32	63	1500	0,95	0,87
УНА3-63/320	90	32	63	1500	0,95	0,90
Г12-55АМ *	95	6,3	80	1500	0,88	0,80
2Г12-55АМ-4 *	97	4	80	1500	0,90	0,67
НПЛР 80/16	97	16	80	1450	0,83	0,74
2Г15-14	100	6.3	71	1500	0,985	0,86
НА 71/200	100	20	71	1500	0,95	0,89
Г13-35М	100	16	71	1500	0,95	0,88
207.25 *	122	20	107	1200	0,95	0,91
1РНА 90/320	128	32	90	1500	0,95	0,87
НПЛР 125/16	152	16	125	1450	0,84	0,72
МГП112/32М	159,6	32	112	1500	0,95	0,9
50НРР125 *	165	50	125	1500	0,92	0,91
УНА4-125/320	178	32	125	1500	0,95	0,90
НА 125/200	178	20	125	1500	0,96	0,90
1РНА 125/320	178	32	125	1500	0,95	0,87
2Г15-15	200	6.3	140	1450	0,985	0,86
НА 140/200	200	20	140	1500	0,96	0,90
Г13-36М	200	16	140	1500	0,96	0,89
207.32 *	205,2	20	225	960	0,95	0,91
50НРР250 *	330	50	250	1500	0,92	0,91
1РНА 250/320	356	32	250	1500	0,95	0,88
УНА5-250/320	357	32	250	1500	0,95	0,90
УНА6-450/200	428	20	450	1000	0,95	0,90
50НРР500 *	440	50	500	1000	0,92	0,91

Примечание: Насосы, отмеченные \* нереверсивные.

Таблица 11

**ДОПУСТИМЫЙ ДИАПАЗОН ВЯЗКОСТИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ  
И НЕОБХОДИМАЯ ТОНКОСТЬ ФИЛЬТРАЦИИ ДЛЯ ГИДРОМАШИН**

Тип гидромашин	Рабочий диапазон вязкости $\nu_p$ , сСт	Максимально допустимая вязкость при пуске $\nu_{п}$ , сСт	Рекомендуемая тонкость фильтрации $\Delta$ , мкм
<u>Насосы шестеренные</u> Г11, НШ	17–400	5000	40
<u>Насосы пластинчатые</u> Г12-2, Г12-3, БГ-12-2, БГ-12-4 Г12-5 НПЛР	17–400 17–213 25–160	3000 800 800	25 25 10
<u>Гидромотор пластинчатый</u> Г16-1	17–213	–	40
<u>Насос радиально-поршневой</u> 50НР НП-Ф НР-2	21–265 17–213 17–500	2000 2000 2000	40 25 40
<u>Насос эксцентриковый</u> Н-4...У	17–213	2000	25
<u>Мотор радиально-поршневой</u> МР	20–250	–	25
<u>Насос аксиально-поршневой</u> 207,210 Г13-3 2Г15-1	8–500 15–250 12–250	1500 1500 1500	25 25 16
<u>Насос-мотор аксиально-поршневой</u> УНА, УНМА МН 250/100М МНА	20–250 10–280 20–50	1500 1500 1500	10 25 25
<u>Мотор аксиально-поршневой</u> Г15-2	10–220	–	25

**СТАЛЬНЫЕ БЕСШОВНЫЕ ХОЛОДНОДЕФОРМИРОВАННЫЕ ТРУБЫ**  
(по ГОСТ 8734–75)

Наружный диаметр*	Толщина стенки**	Наружный диаметр*	Толщина стенки**	Наружный диаметр*	Толщина стенки**
5	0,3–1,5	25–28	0,4–7,0	140	1,6–22
6	0,3–2,0	30–36	0,4–8,0	150	1,8–22
7–9	0,3–2,5	38; 40	0,4–9,0	160	2,0–22
10–12	0,3–3,5	42	1,0–9,0	170	2,0–24
13–15	0,3–4,0	45; 48	1,0–10	180	2,0–24
16–19	0,3–5,0	50–76	1,0–12	190	2,8–24
20	0,3–6,0	80–95	1,2–12	200–220	3,0–24
21–23	0,4–6,0	100–108	1,5–18	240; 250	4,5–24
24	0,4–6,5	110–130	1,5–22		

\* В указанных пределах брать из ряда: 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 21; 22; 23; 25; 26; 27; 28; 30; 32; 34; 35; 36; 38; 40; 50; 51; 53; 54; 56; 57; 60; 63; 63; 65; 68; 70; 73; 75; 76; 80; 83; 85; 89; 90; 95; 100; 102; 108; 110; 120; 130; 200; 210; 220 мм.

\*\* В указанных пределах брать из ряда: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24 мм.

**Пример обозначения трубы**

Труба с наружным диаметром 70 мм, толщиной стенки 2,0 мм, длиной, кратной 1250 мм, с поставкой без нормирования механических свойств и химического состава, с указанием величины гидравлического давления (по группе Д):

**Труба**  $\frac{70 \times 2 \times 1250 \text{ ГОСТ } 8734-75}{\text{Д ГОСТ } 8733-74}$  .

## РУКАВА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ С МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ОПЛЕТКАМИ

**DIN EN 853 1 SN**

Номинальный Ø, мм	Внутренний Ø, мм	Наружный Ø, мм	Рабочее давление, бар	Разрывное давление, бар
5	4,8	11,8	250	1000
6	6,4	13,4	225	900
8	7,9	15,0	215	850
10	9,5	17,4	180	720
12	12,7	20,6	160	640
16	15,9	23,7	130	520
19	19,0	27,7	105	420
25	25,4	35,6	90	350
31	31,8	43,5	65	250
38	38,1	50,6	50	200
51	50,8	64,0	40	160

**DIN EN 853 2 SN**

Номинальный Ø, мм	Внутренний Ø, мм	Наружный Ø, мм	Рабочее дав- ление, бар	Разрывное давление, бар
5	4,8	13,4	415	1650
6	6,4	15,0	400	1600
8	7,9	16,6	350	1400
10	9,5	19,0	330	1320
12	12,7	22,2	275	1100
16	15,9	25,4	250	1000
19	19,0	29,3	215	850
25	25,4	38,1	165	650
31	31,8	48,3	140	500
38	38,1	54,6	100	360
51	50,8	67,3	90	320

**DIN EN 856 4SP**

Номинальный Ø, мм	Внутренний Ø, мм	Наружный Ø, мм	Рабочее давление, бар	Разрывное давление, бар
10	9,5	21,4	460	2100
12	12,7	24,7	425	1900
16	15,9	28,3	400	1600

## DIN EN 856 4SH

Номинальный Ø, мм	Внутренний Ø, мм	Наружный Ø, мм	Рабочее давление, бар	Разрывное давление, бар
19	19,0	32,1	420	1750
25	25,4	38,3	385	1750
31	31,8	45,2	350	1400
38	38,1	53,3	300	1250
51	50,8	68,0	250	1000

1 SN – одноплеточный;

4 SP – четырехнавивочный;

2 SN – двухплеточный.

Евростандарт соответствует ГОСТ 25452–90 и ГОСТ 6286–73.

Пример условного обозначения: Рукав 16×28-160-у ГОСТ 25452–90. Рукав внутренним диаметром 15,9 мм, наружным диаметром 28,3 мм, на разрывное давление 160 МПа, для умеренного климата (у).

Пример условного обозначения: 1Л-12-16-у ГОСТ 6286–73. Рукав групп А, Б или В, тип I, внутренним диаметром 12,00 мм, на рабочее давление 16 МПа, для умеренного климата (у).

Рабочее давление: для типа I групп А, Б, В от 4,0 до 30,0 МПа, для типа 2 групп А, Б, В от 8,0 до 41 МПа. Внутренний диаметр от 4,0 мм до 38 мм (гр. А, Б, В). Рукава изготавливаются с одной (тип I) и двумя (тип II) металлоплетками из латунированной и смешанной проволоки.

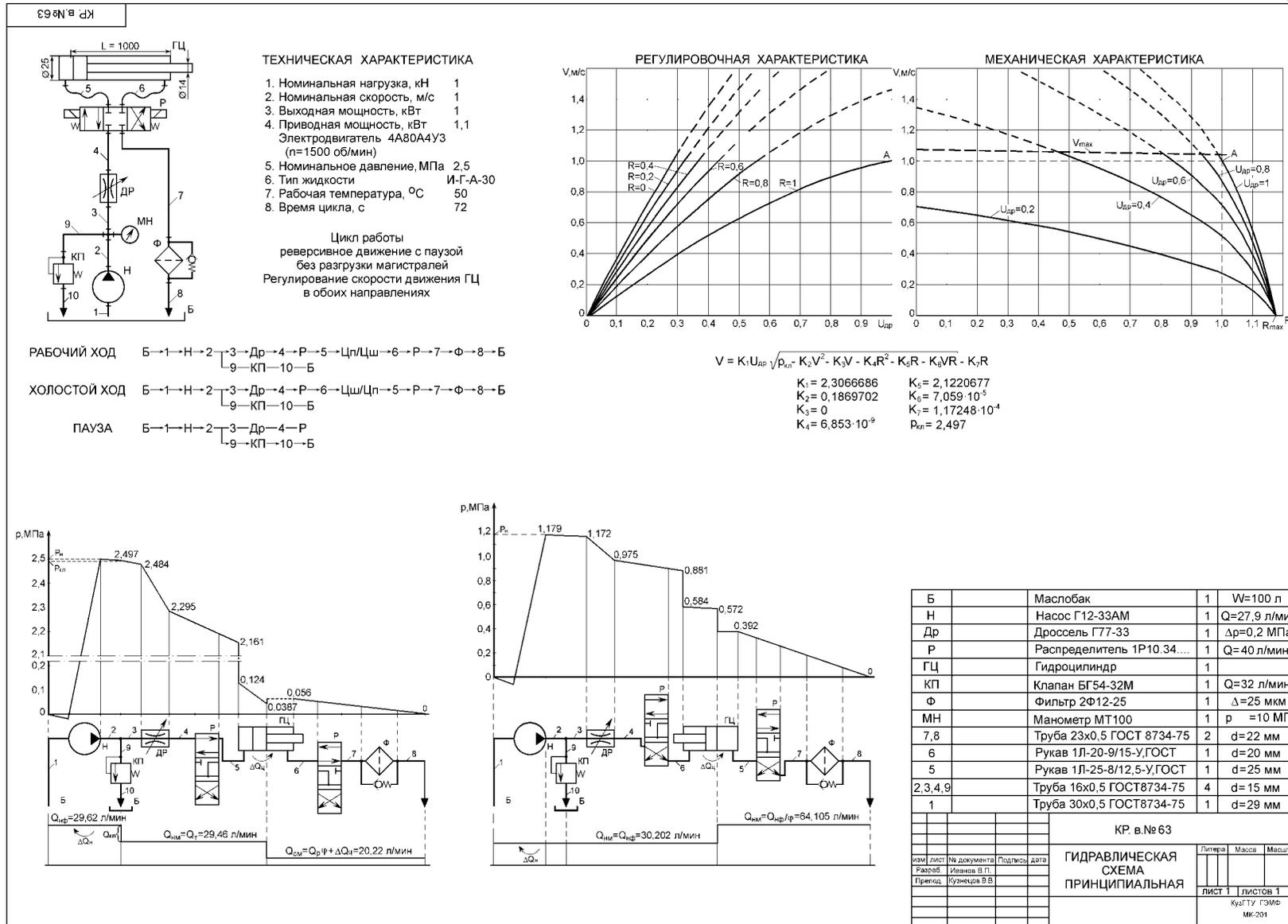
## Приложение 5

## ТРЕХФАЗНЫЕ АСИНХРОННЫЕ КОРОТКОЗАМКНУТЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Тип двигателя	Мощность, кВт	Отношение вращающего момента к номинальному		
		максимального	начального пускового	минимального
<i>Синхронная частота вращения 1500 об/мин</i>				
4AA50A4Y3	0,06	2,2	2,0	1,2
4AA50B4Y3	0,09		2,0	1,2
4AA56A4Y3	0,12		2,0	1,2
4AA56B4Y3	0,18		2,0	1,2
4AA63A4Y3	0,25		2,0	1,2
4AA63B4Y3	0,37		2,0	1,2
4A71A4Y3	0,55		2,0	1,6
4A71B4Y3	0,75		2,0	1,6
4A80A4Y3	1,1		2,0	1,6
4A80B4Y3	1,5		2,0	1,6
4A90L4Y3	2,2		2,0	1,6
4A100S4Y3	3,0		2,0	1,6
4A100L4Y3	4,0		2,0	1,6
4A112M4Y3	5,5		2,0	1,6
4A132S4Y3	7,5		2,0	1,6
4A132M4Y3	11,0		2,0	1,6
4A160S4Y3	15,0		1,4	1,0
4A160M4Y3	18,5		1,4	1,0
4A180S4Y3	22,0		1,4	1,0
4A180M4Y3	30,0		1,4	1,0
4A200M4Y3	37,0		1,4	1,0
4A200L4Y3	45,0		1,4	1,0
4A225M4Y3	55,0		1,2	1,0
4A250S4Y3	75,0		1,2	1,0
4A250M4Y3	90,0		1,2	1,0
4A280S4Y3	110,0		1,2	1,0
4A280M4Y3	132,0		1,2	1,0
5AM315S4e	160,0	1,2	1,0	
5AM315M4e	200,0	2,0	1,2	1,0
<i>Синхронная частота вращения 1000 об/мин</i>				
4AA63A6Y3	0,18	2,2	2,0	1,2
4AA63B6Y3	0,25		2,0	1,2
4A71A6Y3	0,37		2,0	1,6

Продолжение прил. 5

Тип двигателя	Мощность, кВт	Отношение вращающего момента к номинальному			
		максимального	начального пускового	минимального	
4A71B6Y3	0,55	2,2	2,0	1,6	
4A80A6Y3	0,75		2,0	1,6	
4A80B6Y3	1,1		2,0	1,6	
4A90L6Y3	1,5		2,0	1,6	
4A100LY3	2,2		2,0	1,6	
4A112MA6Y3	3,0		2,0	1,6	
4A112MB6Y3	4,0		2,0	1,6	
4A132SY3	5,5		2,0	1,6	
4A132M6Y3	7,5		2,0	1,6	
4A160S6Y3	1,0		2,0	1,2	1,0
4A160M6Y3	15,0	1,2		1,0	
4A180M6Y3	18,5	1,2		1,0	
4A200M6Y3	22,0	1,2		1,0	
4A200L6Y3	30,0	1,2		1,0	
4A225M6Y3	37,0	1,2		1,0	
4A250SY3	45,0	1,2		1,0	
4A250M6Y3	55,0	1,2		1,0	
4A280S6Y3	75,0	1,9		1,2	1,0
4A280M6Y3	90,0			1,2	1,0
5AM315S6e	110	1,8	1,2	1,0	
5AM315MA6e	132	1,6	1,2	1,0	
5AM315MB6e	160	2,0	1,2	1,0	



Пример оформления графической части

## Оглавление

Предисловие. . . . .	3
1. Общие положения. . . . .	5
2. Требования к курсовой работе. . . . .	5
3. Содержание курсовой работы. . . . .	5
3.1. Содержание текстовой части пояснительной записки. . . . .	6
3.2. Содержание графической части. . . . .	6
4. Исходные данные по второму разделу. . . . .	7
5. Разработка и правила оформления чертежей гидросхемы. . . . .	14
6. Выбор гидродвигателя. . . . .	17
6.1. Выбор параметров гидроцилиндров (ГЦ). . . . .	17
6.2. Выбор гидромотора (ГМ). . . . .	19
7. Выбор насоса. . . . .	20
8. Определение максимальных расходов и давлений по участкам гидросистемы. . . . .	21
9. Выбор рабочей жидкости. . . . .	22
10. Выбор дросселя. . . . .	23
11. Выбор обратного клапана. . . . .	24
12. Выбор гидрораспределителя. . . . .	24
13. Выбор переливного (предохранительного) клапана. . . . .	25
14. Выбор гидромагистралей. . . . .	25
15. Выбор фильтров и схемы фильтрации. . . . .	27
16. Расчет потерь в гидросистеме. . . . .	27
17. Определение давлений и расходов в линиях гидросистемы. . . . .	30
17.1. Расходы и давления в гидросистеме при рабочем режиме работы. . . . .	31
17.2. Расходы и давления в гидросистеме при холостом режиме работы. . . . .	36
17.3. Давление в гидросистеме во время паузы в движении гидродвигателя. . . . .	39
18. Расчет характеристик гидросистемы. . . . .	40
18.1. Характеристики гидросистемы при дроссельном способе регулирования скорости. . . . .	40
18.2. Характеристики гидросистемы при объемном способе регулирования скорости. . . . .	42
18.3. Построение графиков характеристик гидросистемы. . . . .	42
19. Расчет времени цикла, мощности и КПД. . . . .	44
20. Тепловой расчет гидросистемы. . . . .	45
Список литературы. . . . .	47
Приложения. . . . .	48

Владимир Всеволодович Кузнецов  
Кирилл Алексеевич Ананьев

## **ГИДРАВЛИКА**

### **ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ**

**Учебное пособие**

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 19.03.2020. Формат 60×84/16.  
Бумага офсетная. Уч.-изд. л. 4,5. Тираж 100 экз. Заказ  
Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева.  
650000, Кемерово, ул. Весенняя, 28.  
Издательский центр УИП Кузбасского государственного технического  
университета имени Т. Ф. Горбачева. 650000, Кемерово, ул. Д. Бедного, 4 а.