

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**Кафедра «Строительные, дорожные, подъемно-транспортные машины  
и оборудование»**

**ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОД**

Методические указания к практическим занятиям  
для студентов специальности I-36 11 01 «Подъемно-транспортные,  
строительные, дорожные машины и оборудование»



**Могилев 2011**

УДК 532:62-82

ББК 30.123:34.447

Г 46

Рекомендовано к опубликованию  
учебно-методическим управлением  
ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет»

Одобрено кафедрой СДПТМиО « 27 » 09. 2011 г., протокол № 2

Составители: канд. техн. наук, доц. И.В. Лесковец;  
канд. техн. наук, доц. А.П. Смоляр;  
В.В. Кутузов

Рецензент: канд. техн. наук, доц. В.И. Мрочек

Методические указания предназначены для использования на практических занятиях по дисциплине «Гидравлика, гидромашины и гидропривод» студентами специальности I-36 11 01 – «Строительные, дорожные, подъемно-транспортные машины и оборудование».

Учебное издание  
ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОД

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Технический редактор	А. Т. Червинская
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать                      Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.

Печать трафаретная. Усл.-печ. л.    . Уч.-изд. л.    . Тираж 99 экз. Заказ № \_\_\_\_\_

Издатель и полиграфическое исполнение  
Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«Белорусско-Российский университет»  
ЛИ № 02330/375 от 29.06.2004 г.  
212000, г. Могилев, пр. Мира, 43

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский  
университет», 2011

## Содержание

1 Гидростатика.....	4
2 Гидродинамика .....	8
3 Расчет гидроцилиндров .....	10
4 Расчет гидромоторов.....	12
5 Выбор гидронасоса .....	13
6 Расчет диаметров трубопроводов.....	14
7 Расчет мощности и КПД гидросистемы .....	15
8 Расчет бака .....	17
9 Расчет требуемой поверхности теплоотдачи .....	17
Список литературы .....	18
Приложение А .....	20

## 1 Гидростатика

*Давление* является одной из самых важных величин в гидравлике. Под давлением понимается сила, действующая на единицу площади

$$p = \frac{F}{S},$$

где  $p$  – давление, Па;

$F$  – сила, Н;

$S$  – площадь, м<sup>2</sup>.

Если давление определяется от абсолютного нуля, то оно называется *абсолютным*, если от условного нуля – *избыточным* (рисунок 1.1). За условный нуль принимается атмосферное давление. Если абсолютное давление меньше атмосферного, то возникает разрежение, и избыточное давление в этом случае называют *вакуум*.

Как правило, под давлением в гидроприводе понимается избыточное давление. Поскольку в объемном гидроприводе действуют большие давления, то давление создаваемое весом рабочей жидкости можно не учитывать вследствие его малой величины.

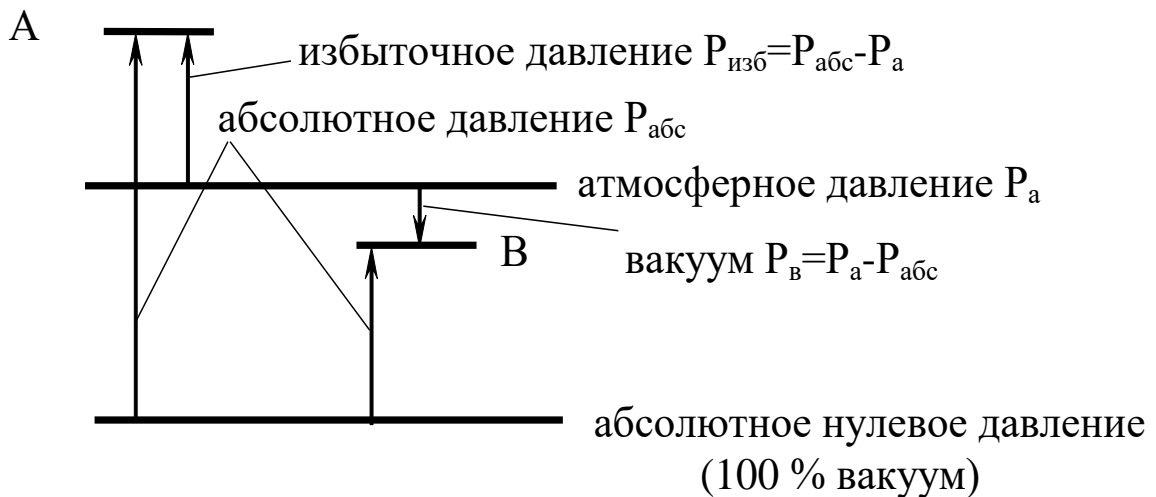


Рисунок 1.1 – Схема для расчета давлений выше А и ниже В атмосферного

*Принцип передачи силы* посредством рабочей жидкости представлен на рисунке 1.2. Если давить на поверхность площадью  $S_1$  силой  $F_1$ , то получим давление

$$p = \frac{F_1}{S_1}.$$

Это давление равномерно распространяется во все стороны независимо от формы сосуда и действует в любой точке жидкости (без учета гидростатического давления). Но тогда

$$F_2 = p_1 \cdot S_2, \quad \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2}, \quad \text{или} \quad \frac{F_2}{F_1} = \frac{S_2}{S_1}.$$

Уравнение показывает, что отношение сил пропорционально отношению площадей поршней.

Если с помощью силы  $F_1$  удастся получить давление, необходимое для преодоления силы  $F_2$ , то большой поршень будет подниматься вверх. Перемещения  $L_1$  и  $L_2$  обоих поршней в этом случае обратно пропорциональны площадям  $S_1$  и  $S_2$

$$\frac{L_1}{L_2} = \frac{S_2}{S_1}.$$

Работа, совершаемая поршнями, будет одинакова, если не учитывать потери на трение:

$$F_1 \cdot L_1 = F_2 \cdot L_2.$$

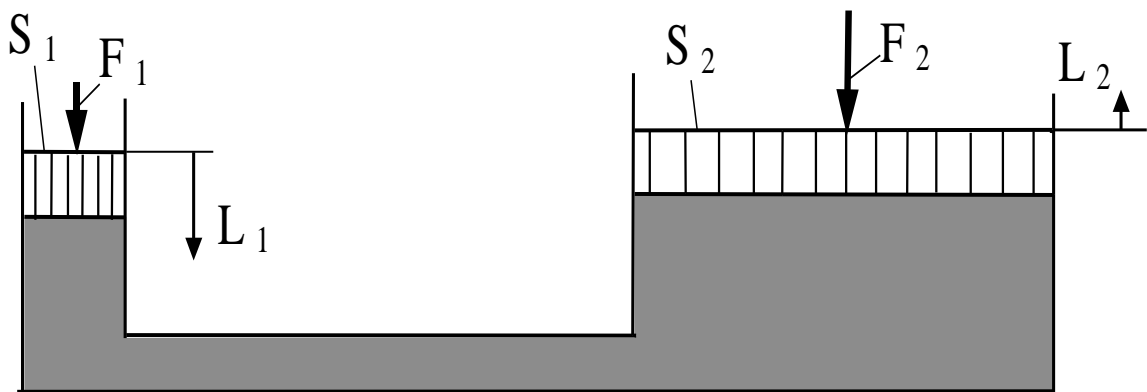


Рисунок 1.2 – Схема передачи силы

*Принцип передачи давления* в объемном гидроприводе представлен на рисунке 1.3.

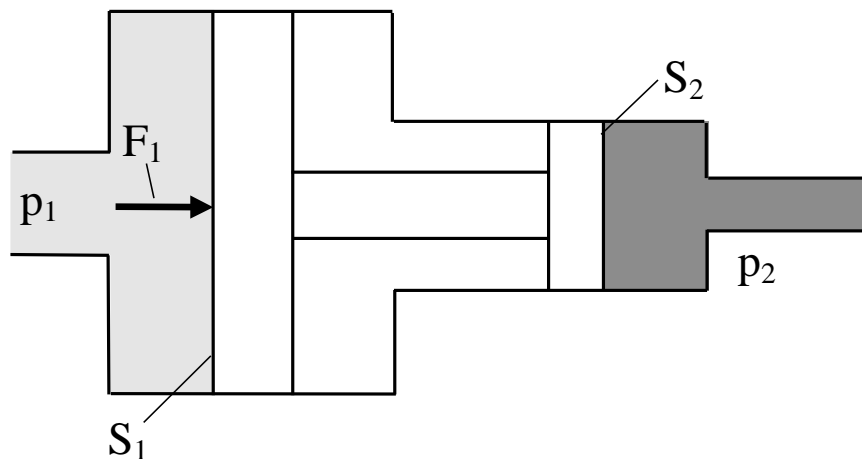


Рисунок 1.3 – Схема передачи давления

Если на поверхность поршня  $S_1$  действует давление  $p_1$ , то большой поршень будет воспринимать силу

$$F_1 = p_1 \cdot S_1.$$

Эта сила действует и на малый поршень, площадь которого равна  $S_2$ . В результате возникает давление  $p_2$ . Без учета потерь на трение получим

$$p_2 = \frac{F_1}{S_2}, \text{ или } \frac{p_1}{p_2} = \frac{S_2}{S_1}.$$

Отсюда следует, что при передаче давления отношение величин давления обратно пропорционально отношению площадей поршней.

**Задача 1.** Определить давление в гидросистеме и вес груза  $G$ , лежащего на поршне 2, если к поршню 1 приложена сила  $F$ . Диаметры поршней:  $D$  и  $d$ . Разностью высот пренебречь (исходные данные представлены в таблице 1.1, а расчетная схема – на рисунке 1.4).

Таблица 1.1 – Исходные данные к задаче 1

Вариант	Значение параметра		
	$F$ , кН	$D$ , м	$d$ , м
1	1	0,3	0,08
2	1,5	0,4	0,07
3	2	0,5	0,09
4	2,5	0,7	0,1
5	1	0,4	0,07
6	1,5	0,3	0,08
7	2	0,7	0,1
8	2,5	0,5	0,09
9	1,5	0,45	0,06
10	2,5	0,8	0,09

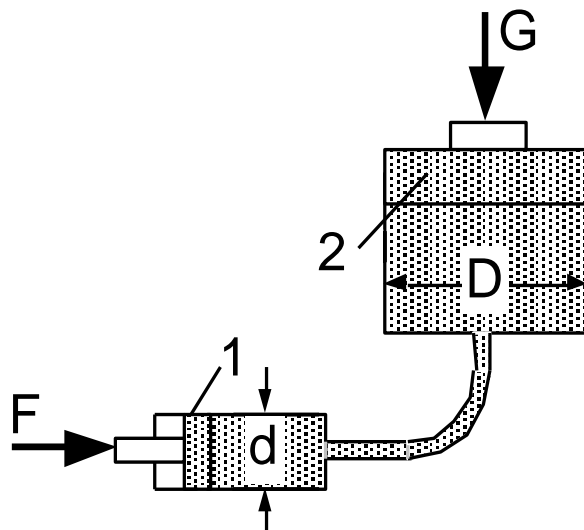


Рисунок 1.4 – Схема к задаче 1

**Задача 2.** Диаметры двух поршней, находящихся в равновесии, –  $D_1$  и  $D_2$ . Большой поршень  $D_2$  переместили на расстояние  $X$ . Определить, на какое расстояние  $Y$  переместится поршень  $D_1$ , приняв допущение об абсолютной несжимаемости жидкости. Какой груз  $F_1$  может поднять поршень  $D_1$ , если сила, действующая на поршень  $D_2$ , равна  $F_2$  (рисунок 1.5 и таблица 1.2)?

**Задача 3.** Определить силу  $F$  на штоке золотника, если показание вакуумметра  $P_{\text{вак}}$ , избыточное давление  $P_1 = 1$  МПа, высота  $H = 3$  м, диаметры поршней  $D = 20$  мм и  $d = 15$  мм, плотность  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup> (рисунок 1.6).

Таблица 1.2 – Исходные данные к задаче 2

Вариант	Значение параметра			
	$D_1$ , м	$D_2$ , м	$X$ , м	$F_2$ , кН
1	0,04	0,2	0,02	15
2	0,05	0,25	0,01	17
3	0,045	0,3	0,03	19
4	0,055	0,35	0,04	20
5	0,065	0,4	0,05	22
6	0,06	0,45	0,025	25
7	0,04	0,5	0,035	30
8	0,05	0,55	0,045	35
9	0,06	0,6	0,055	40
10	0,7	0,65	0,015	45

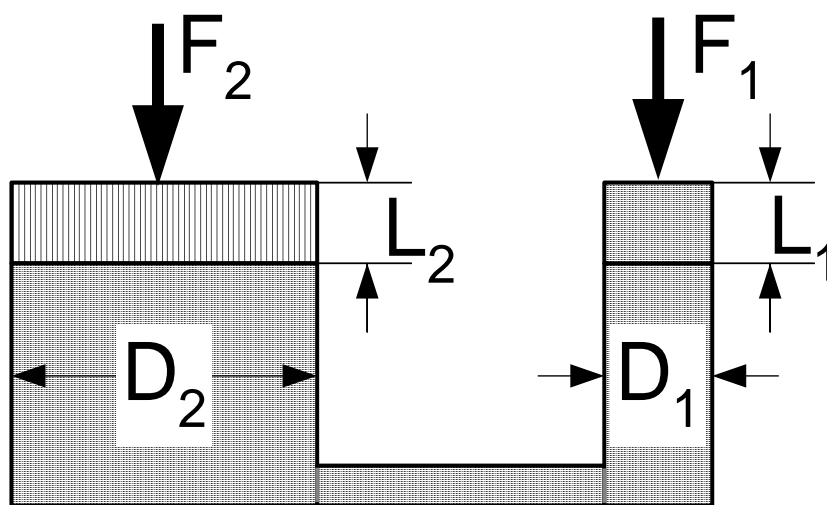


Рисунок 1.5 – Схема к задаче 2

Таблица 1.3 – Исходные данные к задаче 3

Вариант	Значение параметра				
	$P_{\text{вак}}$ , кПа	$P_1$ , МПа	$H$ , м	$D$ , м	$d$ , м
1	60	1	3	0,02	0,015
2	50	1,5	2,5	0,03	0,02
3	65	1,5	1,5	0,04	0,03
4	70	2	3,5	0,045	0,025
5	55	2,5	3,5	0,02	0,015
6	60	2,5	1,5	0,025	0,02
7	75	2	2,5	0,03	0,015
8	40	1	2	0,02	0,01
9	30	3	4	0,025	0,02
10	25	1,3	3	0,02	0,015

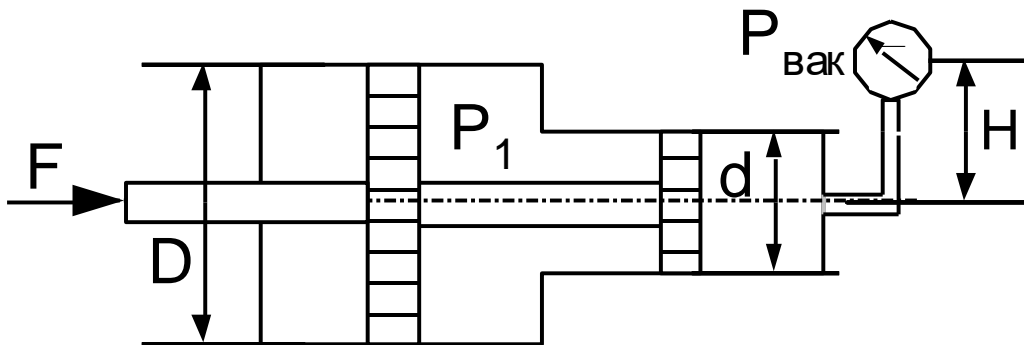


Рисунок 1.6 – Схема к задаче 3

## 2 Гидродинамика

Гидравлические потери в трубопроводах состояются из потерь на гидравлическое трение  $\Delta P_T$  и потерь в местных сопротивлениях трубопроводов  $\Delta P_M$ .

**Потери давления на трение в трубопроводах.** Величина потерь давления на трение для каждого трубопровода определяется по формуле

$$\Delta P_m = \rho \cdot \lambda \cdot l \cdot v^2 / (2 \cdot d),$$

где  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;

$\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;

$l$ ,  $d$  – длина и диаметр трубопровода на расчетном участке;

$v$  – средняя скорость движения рабочей жидкости на расчетном участке.

Для вычисления коэффициента трения  $\lambda$  необходимо определить



режим движения жидкости по числу Рейнольдса:

$$R_e = v \cdot d / \nu,$$

где  $\nu$  - кинематическая вязкость рабочей жидкости.

При ламинарном движении ( $R_e < 2300$ ) коэффициент гидравлического трения

$$\lambda = 75 / R_e.$$

При турбулентном движении ( $R_e > 2300$ ) для гидравлических гладких труб  $\lambda$  определяется по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{R_e}}.$$

Для гидравлических шероховатых труб можно использовать формулу Альшуля

$$\lambda = 0,11 \sqrt[4]{k_s / d + 68 / R_e},$$

где  $k_s$  – эквивалентная абсолютная шероховатость,  $k_s = 0,76\Delta$ ;

$\Delta$  – абсолютная шероховатость.

Для новых стальных труб  $\Delta = 0,05 \cdot 10^{-3}$  м; для труб, находящихся в эксплуатации,  $\Delta = 0,1 \cdot 10^{-3}$  м.

Трубы из цветных металлов считаются гладкими.

**Потери давления в местных сопротивлениях трубопроводов.**

Потери давления рассчитываются по формуле

$$\Delta P_m = 0,5 \cdot \zeta \cdot \rho \cdot v^2 \cdot n,$$

где  $\zeta$  – коэффициент местного сопротивления, определяемый по справочным таблицам;

$n$  – количество однотипных сопротивлений на участке.

Вид и количество местных сопротивлений определяются в соответствии с гидросхемой и особенностями конструкции машины.

**Задача 1.** Определить потери давления на трение по длине трубопровода диаметром  $d$ , если известна скорость течения жидкости  $v$  по трубопроводу, ее плотность  $\rho = 870$  кг/м<sup>3</sup> и кинематическая вязкость  $\nu = 0,000028$  м<sup>2</sup>/с, а также длина трубопровода  $l$  (исходные данные представлены в таблице 2.1).

**Задача 2.** Определить потери давления в местных сопротивлениях трубопровода, если по нему протекает жидкость плотностью  $\rho$  со скоростью  $v$ . Сопротивления трубопровода характеризуются коэффициентом местного сопротивления  $\zeta$ , количество однотипных сопротивлений  $n$  (варианты заданий представлены в таблице 2.2).

Таблица 2.1 – Исходные данные к задаче 1

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\nu$ , м/с	1,4	1,6	2	2,2	4	4,3	5	5,4	6	8
d, м	8	10	12	16	20	25	32	40	50	63
l, м	1,2	1,8	2,5	4	6	5	3	4,5	5,5	6,5
Материал трубы	Новый стальной	Новый стальной	Новый стальной	Медь	Медь	Медь	Эксплуатировавшийся стальной	Эксплуатировавшийся стальной	Эксплуатировавшийся стальной	Медь

Таблица 2.2 – Исходные данные к задаче 2

Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\nu$ , м/с	1,4	1,6	2	2,2	4	4,3	5	5,4	6	8
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	870	800	850	900	920	890	860	820	880	840
n, шт	2	3	4	4	3	4	2	3	4	2
$\zeta$ , шт	0,1	0,15	1	0,7	0,9	1,5	0,2	0,5	1,2	0,3

### 3 Расчет гидроцилиндров

Диаметр гидроцилиндра с односторонним штоком D определяется в зависимости от схемы его нагружения. Для предварительных расчетов можно использовать формулы:

– при выталкивании штока, когда рабочая жидкость подается в поршневую полость гидроцилиндра,

$$D = 2 \sqrt{\frac{F_{\text{выт}}}{\pi \cdot \eta_{\text{мц}} \cdot \left( P_{\text{п}} - \frac{P_{\text{ш}}}{\psi} \right)}}, \quad (3.1)$$

– при втягивании штока, когда рабочая жидкость подается в штоковую полость гидроцилиндра,

$$D = 2 \sqrt{\frac{F_{\text{вт}}}{\pi \cdot \eta_{\text{мц}} \cdot \left( \frac{P_{\text{ш}}}{\psi} - P_{\text{п}} \right)}}, \quad (3.2)$$

где  $F_{\text{выт}}$ ,  $F_{\text{вт}}$  – заданные усилия при выталкивании и втягивании штока соответственно;

$P_{\text{п}}$  – давление в поршневой полости;

$P_{\text{ш}}$  – давление в штоковой полости;

$\eta_{\text{мц}}$  – механический КПД гидроцилиндра;

$\psi$  – коэффициент мультипликации,

$$\psi = \frac{S_{\text{пор}}}{S_{\text{шт}}} = \frac{D^2}{D^2 - d^2},$$

где  $d$  – диаметр штока;

$S_{\text{пор}}$ ,  $S_{\text{шт}}$  – площадь рабочих поверхностей поршня с поршневой и штоковой сторон гидроцилиндра соответственно.

При предварительных расчетах значения перепада давления в штоковой и поршневой полостях гидроцилиндра  $P_{\text{п}} - \frac{P_{\text{ш}}}{\psi}$  и  $\frac{P_{\text{ш}}}{\psi} - P_{\text{п}}$  можно

обозначить как  $\Delta P$ . Перепад давления  $\Delta P$  для предварительных расчетов принимают на 10–20 % меньшим выбранного номинального давления:

$$\Delta P_{\text{ц(м)}} = (0,8 \dots 0,9) \cdot P_{\text{ном}}.$$

При выборе коэффициента мультипликации рекомендуется принимать значение по ОСТ 22-1417-79, равное 1,25 или 1,6.

Если гидроцилиндр совершает рабочий ход при выталкивании штока, используется формула (3.1), в противном случае – (3.2).

В случае, когда рабочий ход совершается в обе стороны и заданы оба усилия  $F_{\text{выт}}$  и  $F_{\text{вт}}$ , при выборе гидроцилиндра принимается наибольшее значение диаметра, полученное по формулам (3.1) и (3.2).

Принятое значение диаметра во всех случаях округляется в большую сторону, до ближайшего стандартного.

Максимальный расход, необходимый для обеспечения заданной скорости движения штока:

– при выталкивании штока

$$Q = \frac{\pi D^2 \cdot v \cdot z}{4 \cdot \eta_{\text{оц}}},$$

– при втягивании штока

$$Q = \frac{\pi D^2 \cdot v \cdot z}{4 \cdot \psi \cdot \eta_{\text{оц}}},$$

где  $\eta_{\text{оц}}$  – объемный КПД гидроцилиндра;

$v$  – заданная скорость штока;

$z$  – число параллельно установленных и одновременно работающих гидроцилиндров.

**Задача 1.** Подобрать гидроцилиндр и определить требуемый для обеспечения заданной скорости движения поршня гидроцилиндра расход жидкости по следующим исходным данным: усилие, реализуемое гидроцилиндром при выталкивании штока  $F_{\text{выт}}$ , усилие, реализуемое гидроцилиндром при втягивании штока  $F_{\text{вт}}$ , коэффициент мультипликации гидроцилиндра  $\psi$ , скорость выталкивания штока  $v$ , номинальное давление в гидросистеме  $P_{\text{ном}}$ , количество параллельно установленных гидроцилиндров  $z$ , механический КПД гидроцилиндра  $\eta_{\text{мц}} = 0,98$ , объемный КПД гид-

роцилиндра  $\eta_{\text{оц}} = 0,95$  (исходные данные представлены в таблице 3.1).

Таблица 3.1 – Исходные данные к задаче 1

Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_{\text{выт}}, \text{кН}$	100	80	140	200	60	110	220	150	180	120
$F_{\text{вт}}, \text{кН}$	80	60	120	180	40	90	200	130	160	100
$P_{\text{ном}}, \text{МПа}$	16	12	25	20	10	12	32	25	20	16
$\psi$	1,6	1,25	1,25	1,6	1,6	1,25	1,25	1,6	1,6	1,25
$\nu, \text{м/с}$	0,02	0,03	0,032	0,016	0,012	0,022	0,024	0,03	0,028	0,034
$Z, \text{шт}$	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2

#### 4 Расчет гидромоторов

Типоразмер гидромотора по заданному крутящему моменту и частоте вращения выбирается по справочной литературе.

Требуемый рабочий объем гидромотора проверяется по формуле

$$q_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{\Delta P \cdot \eta_{\text{мм}}},$$

где  $M$  - заданный крутящий момент на валу гидромотора;

$\Delta P$  - перепад давления на гидромоторе;

$\eta_{\text{мм}}$  - механический КПД гидромотора.

Для обеспечения заданной скорости вращения гидромотора необходим расход

$$Q_m = q_m \cdot n_m / \eta_{\text{ом}},$$

где  $n_m$  – частота вращения гидромотора;

$\eta_{\text{ом}}$  – объемный КПД гидромотора.

Если невозможно подобрать гидромотор по заданным условиям, то необходимо использовать редукторы или другие промежуточные механические передачи.

**Задача 1.** Подобрать гидромотор и определить требуемый расход жидкости для обеспечения заданной частоты вращения вала гидромотора по следующим исходным данным: крутящий момент, который должен преодолевать гидромотор  $M$ , требуемая частота вращения выходного вала гидромотора  $n$ , номинальное давление в гидросистеме  $P_{\text{ном}}$ , количество параллельно установленных гидромоторов  $z$ , механический КПД гидромотора  $\eta_{\text{мм}}$ , объемный КПД гидромотора  $\eta_{\text{ом}}$  (исходные данные представлены в таблице 4.1).

Таблица 4.1 – Исходные данные к задаче 1

Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
М, Н·м	100	65	25	200	60	110	650	320	2000	3200
n, с <sup>-1</sup>	25	20	40	24	30	16	18	16	2	1,8
P <sub>ном</sub> , МПа	16	12	25	20	10	12	32	25	20	25
η <sub>мм</sub>	0,8	0,9	0,92	0,8	0,8	0,8	0,92	0,92	0,89	0,89
η <sub>ом</sub>	0,92	0,92	0,96	0,92	0,92	0,92	0,96	0,96	0,95	0,95
z, шт.	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2

## 5 Выбор гидронасоса

По максимальному расходу в гидросистеме рассчитывается рабочий объем насоса. Под максимальным расходом понимается расход одновременно работающих гидродвигателей в контуре, в большинстве случаев он будет определяться одним или несколькими гидродвигателями, управляемыми одним золотником распределителя.

$$q_n = \frac{Q_{\text{MAX}}}{n_n \cdot K_Q},$$

где  $n_n$  – частота вращения вала насоса (как правило, совпадает с частотой вращения вала двигателя внутреннего сгорания);

$K_Q$  – коэффициент подачи насоса, численно равный его объемному КПД.

Из стандартного ряда принимается гидронасос, рабочий объем которого имеет ближайшее большее значение.

Действительная подача, по которой будут вестись дальнейшие расчеты, определяется по формуле

$$Q_n = q_n \cdot n_n \cdot K_Q.$$

**Задача 1.** Подобрать гидронасос по параметрам гидросистемы, включающей гидродвигатели, рассчитанные в задачах разделов 3 и 4, если известна частота вращения приводного вала гидронасоса  $n_n$  и его коэффициент подачи  $K_Q$ . Подбрав гидронасос, необходимо определить действительную скорость движения поршня гидроцилиндра и частоту вращения выходного вала гидромотора (параметры гидродвигателей см. в разделах 3 и 4) (исходные данные представлены в таблице 5.1).

Таблица 5.1 – Исходные данные к задаче 5.1

Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n, c^{-1}$	25	20	22	24	30	25	24	25	2	1,8
$K_Q$	0,92	0,92	0,96	0,92	0,92	0,92	0,96	0,96	0,95	0,95
$P_{ном}, МПа$	16	12	25	20	10	12	32	25	20	25

## 6 Расчет диаметров трубопроводов

Для расчета трубопроводов гидросистема разбивается на отдельные участки, исходя из того, что по расчетному участку должен проходить одинаковый расход и участок должен иметь на всем протяжении одинаковый режим работы и одинаковый внутренний диаметр.

Минимальный внутренний диаметр определяется по формуле

$$d = \sqrt{4Q_n / (\pi \cdot [v])},$$

где  $Q_n$  – расход жидкости на участке;

$[v]$  – допускаемая средняя скорость рабочей жидкости на участке (таблица 6.1).

Таблица 6.1 – Допускаемая средняя скорость потока жидкости

Климат	Всасывающий трубопровод	Сливной трубопровод	Напорный трубопровод при $P_{ном}, МПа$			
			10	16	25	32
У – умеренный	1,4	2,25	4,25	5,35	6,8	8,5
ХЛ – холодный	0,85	1,4	2,7	3,5	4,25	5,35

Полученное значение расчетного диаметра трубы округляется в большую сторону до ближайшего стандартного.

Расчетный расход жидкости для всасывающего и напорного участков трубопроводов определяется подачей насоса. Расчетный расход жидкости в сливной магистрали гидроцилиндров будет меньше подачи насоса в  $\psi$  раз при выталкивании штока и больше в  $\psi$  раз при его втягивании. Расчетный расход жидкости в сливной магистрали гидромотора не изменяется по сравнению с напорной магистралью.

Для сокращения номенклатуры трубопроводов допускается увеличение их диаметра, особенно для трубопроводов малой протяженности, до диаметра ближайшей группы.

**Задача 1.** Подобрать диаметры трубопроводов для гидросхем, представленных на рисунке 6.1, если известна подача насоса, определенная в 5 пункте. Результаты расчетов оформить в виде таблицы 6.1.

а)

б)

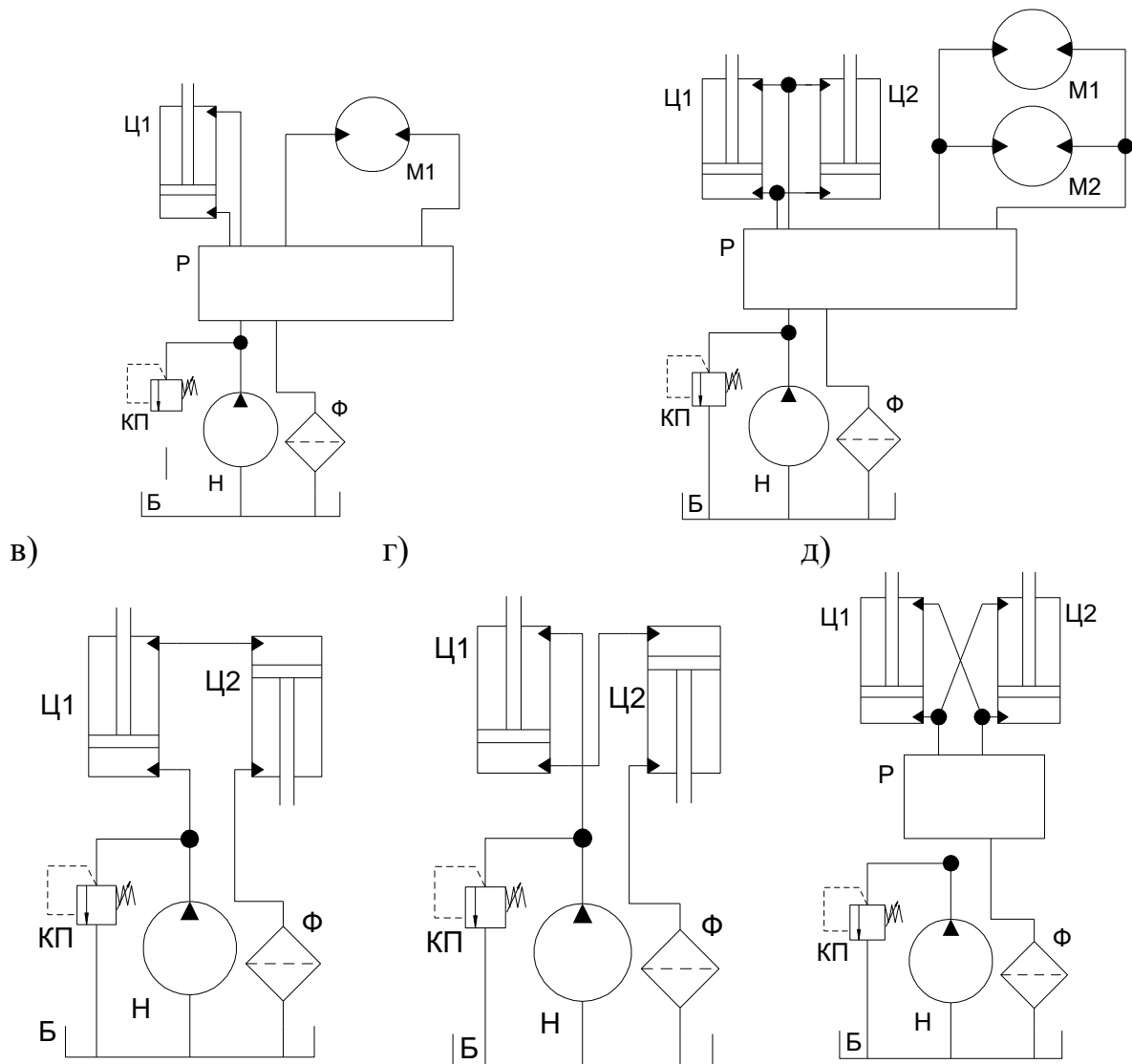


Рисунок 6.1 – Схемы к задаче 6.1

Таблица 6.1 – Результаты расчета диаметров трубопроводов

Обозначение участка	Назначение участка	Допускаемая скорость $[v]$ , м/с	Максимальный расход $Q$ , $\text{м}^3/\text{с} \cdot 10^3$		Диаметр $d$ , мм		Длина участка $l$ , м
			Выражение	Значение	Расчетный	Принятый	
1	2	3	4	5	6	7	8

## 7 Расчет мощности и КПД гидросистемы

Полная мощность гидропривода  $N$  равна мощности, потребляемой насосом:

$$N = \frac{P_{\text{ном}} \cdot Q_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}},$$

где  $Q_{\text{н}}$  – действительная подача насоса;

$\eta_{\text{н}}$  – полный КПД насоса.

Полезная мощность определяется по усилиям и скоростям одновременно работающих гидродвигателей. Для гидроцилиндров

$$N_{\text{ц}}^{\text{пол}} = F \cdot v \cdot z,$$

где  $F$  – усилие, развиваемое гидроцилиндром.

Для гидромоторов

$$N_{\text{м}}^{\text{пол}} = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot n_{\text{м}}.$$

Общий КПД гидросистемы

$$\eta = \frac{N_{\text{пол}}}{N}.$$

Для объемного гидропривода СДМ значения общего КПД должны удовлетворять требованию  $\eta \geq 0,6 - 0,8$ .

**Задача 1** Определить КПД гидросистемы, представленной на рисунке 7.1, приняв расчетные данные, определенные в пунктах 3, 4 и 5.

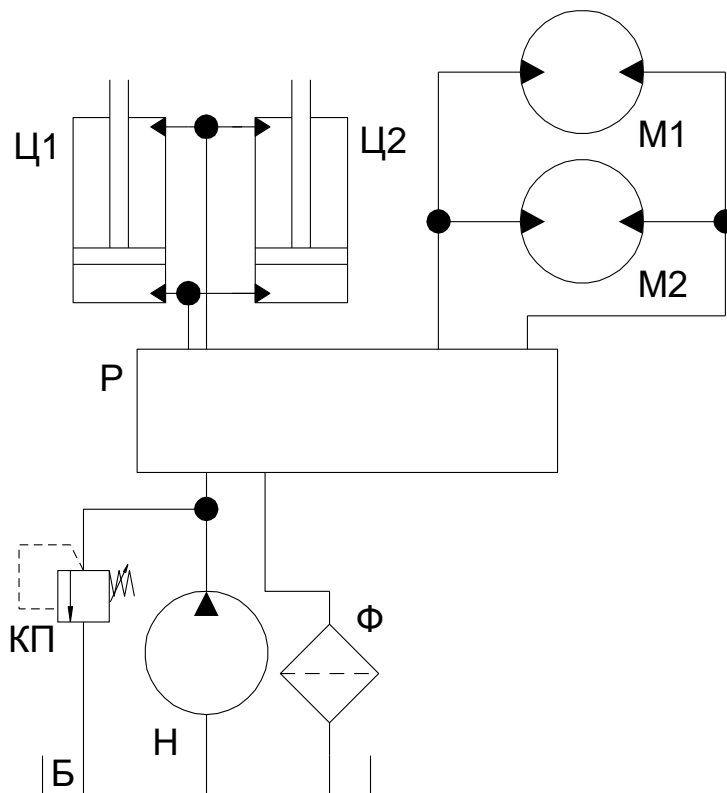


Рисунок 7.1 – Схема к задаче 1



## 8 Расчет бака

Объем масла в баке определяется по эмпирической зависимости:

$$V_m = (0,3 - 1) \cdot V_n^1,$$

где  $V_n^1$  – минутная подача насоса.

Вместимость бака в соответствии с ГОСТ 16770-86 принимается стандартной. При выборе вместимости бака следует иметь в виду, что масло должно заполнять бак только на 0,8 – 0,85 его высоты.

Площадь охлаждения бака

$$S_6 = a \sqrt[3]{V_6^2},$$

где  $V_6$  – вместимость бака;

$a$  – коэффициент, зависящий от формы бака.

Для баков цилиндрической формы  $a = 5,5$ ; для кубических баков  $a = 6$ ; для баков в виде параллелепипеда  $a = 6,6$ .

**Задача 1.** Подобрать объем гидравлического бака, приняв расчетные данные, определенные в пунктах 3, 4 и 5.

## 9 Расчет требуемой поверхности теплоотдачи

Потери мощности, переходящей в тепло, зависят от режима работы гидропривода дорожной машины и определяются по формуле

$$G = (N - N_{\text{пол}}) \cdot k_n \cdot k_d,$$

где  $G$  – тепловой поток, выделяемый гидроприводом;

$k_n$  – коэффициент продолжительности работы под нагрузкой;

$k_d$  – коэффициент использования номинального давления;

$N, N_{\text{пол}}$  – полная и полезная мощности гидропривода.

Значения коэффициентов  $k_n, k_d$ , характеризующих режим работы гидропривода, приведены в таблице 9.1.

Расчетный температурный перепад

$$\Delta T = T_{\text{доп}}^{\text{ж}} - T_{\text{max}}^{\text{в}},$$

где  $T_{\text{доп}}^{\text{ж}}$  – максимальная допускаемая температура рабочей жидкости, зависящая от типа рабочей жидкости и типа насоса;

$T_{\text{max}}^{\text{в}}$  – максимальная температура окружающего воздуха.

Необходимая площадь поверхности теплообмена

$$S_{\text{тр}} = \frac{G}{k \cdot \Delta T},$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи.

Таблица 9.1 – Показатели режимов работы гидропривода

Режим работы	Коэффициент использования номинального давления $k_d$	Коэффициент продолжительности работы под нагрузкой $k_n$	Тип машины
Легкий	До 0,4	0,1 – 0,3	Снегоочистители, трубоукладчики, автогрейдеры легкие, рыхлители
Средний	0,4 – 0,7	0,2 – 0,4	Бульдозеры легкие, скреперы прицепные, автогрейдеры тяжелые, грейдер-элеваторы
Тяжелый	0,7 – 0,9	0,3 – 0,6	Бульдозеры тяжелые, автоскреперы, погрузчики
Весьма тяжелый	0,9 – 1,2	0,4 – 0,8	Экскаваторы одноковшовые, катки и др. машины с гидроприводом непрерывного действия

**Задача 1.** Определить требуемую теплоотдающую поверхность гидросистемы по расчетным данным пунктах 3, 4, 5 и 7, учитывая, что в гидросистеме установлен гидравлический бак, рассчитанный в пункте 8, известны допускаемая рабочая температура рабочей жидкости  $T_{\text{доп}}^{\text{ж}}$  и максимальная температура окружающего воздуха  $T_{\text{max}}^{\text{в}}$ , а также коэффициенты, характеризующие режим работы гидропривода: коэффициент продолжительности работы под нагрузкой  $k_n$  и коэффициент использования номинального давления  $k_d$  (исходные данные представлены в таблице 9.1).

Таблица 9.1 – Исходные данные к задаче 1

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{доп}}^{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	40	70	55	50	60	65	45	75	80	35
$T_{\text{max}}^{\text{в}}, ^\circ\text{C}$	25	40	18	20	30	35	16	22	-10	0
$k_n$	0,3	0,2	0,1	0,4	0,6	0,5	0,8	0,7	0,65	0,75
$k_d$	0,3	0,4	0,2	0,7	0,6	1,2	1,1	0,9	0,8	0,5
$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$	15	14	10	12	8	9	15	13	14	12

## Список литературы

1 **Берестов, Е. И.** Гидропривод строительных и дорожных машин: учеб. пособие / Е. И. Берестов. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2007. – 214 с.: ил.

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

3 **Юшкин, В. В.** Основы расчета объемного гидропривода/ В. В. Юшкин. – Минск.: Выш. шк., 1982. – 93с.: ил.

4 **Вильнер, Я.М.**Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам /Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов – Минск: Выш. шк., 1985. – 382 с.: ил.

5 **Щемелев, А. М.** Проектирование гидропривода машин для земляных работ: учеб. Пособие / А.М. Щемелев. – Могилев: ММИ, 1995. – 322 с.: ил.

## Приложение А (справочное)

Таблица А.1 – Параметры гидроцилиндров общего назначения для рабочего давления 16–32 МПа

Диаметр поршня	Диаметр штока		КПД	
	$\psi = 1,25$	$\psi = 1,6$	механический	объемный
40	18	25	Не менее 0,98	0,95
50	22	32		
63	28	40		
80	36	50		
100	45	63		
110	50	70		
125	56	80		
140	63	90		
160	70	100		
180	80	110		
200	90	125		

Ход поршня выбирают из следующего ряда номинальных значений:

80, 100, 110, 125, 160, 180, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600.

Таблица А.2 – Параметры гидромоторов

Тип гидромотора	Рабочий объем, см <sup>3</sup>	Давление, МПа		Частота вращения, с <sup>-1</sup>			Крутящий момент, Нм	КПД	
		Номинальное	Максимальное	Минимальная	Номинальная	Максимальная		Объемный	Полный
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<b>Гидромоторы шестеренные</b>									
ГМШ 10	12,5	10	12,5	12,5	63	80	13,53	0,92	0,78
ГМШ 32-2	32	16	17,5	8,3	25	32	69,79	0,92	0,8
ГМШ 50УЗ	49,1	14	16	8,3	25	32	93	0,92	0,78
ГМШ 50-3	50	16	17,5	8,3	25	32	108,11	0,92	0,8
ГМШ 100-3	100	16	17,5	8,3	25	32	213,85	0,92	0,78
<b>Гидромоторы аксиально-поршневые серии 210</b>									
210	11,6	16	32	1	40	83,3	28,1	0,965	0,92
210.12..В	11,6	20	32	1	40	83,3	35,6	0,95	0,92
210.16	28,1	16	32	1	32	66,6	68	0,965	0,92
21.16..В	28,1	20	32	1	32	66,6	86,2	0,95	0,92
210.20	54,8	20	32	1	25	50,5	168	0,95	0,92
210.25	107	20	32	1	20	41,6	328	0,95	0,92
210.32	225	20	32	1	16	33,3	690	0,95	0,92

Окончание таблицы А.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Гидромоторы аксиально-поршневые серии 207									
207.20	0...54.8	20	32	1	25	50,3	168	0,95	0,92
207.25	0..107	20	32	1	20	41,6	328	0,95	0,92
207.32	0..225	20	32	1	16	33,3	690	0,95	0,92
Гидромоторы аксиально-поршневые серии 310									
310.20	56	20	32	0,63	25	50	169,4	0,955	0,91
310.25	112	20	32	1	20	32	338,8	0,955	0,91
310.32	224	20	32	1,25	16	32	677,7	0,955	0,91
Гидромоторы аксиально-поршневые серии 313									
313.20	16.1..56	20	32	0,63	25	50	169,4	0,955	0,91
313.25	32.2..112	20	32	1	20	40	338,8	0,955	0,91
313.32	73.6..224	20	32	1,25	16	32	677,7	0,955	0,91
Высокомоментные гидромоторы									
MP-450	452	25	32	0,25	2,3	6,66	1343	0,94	0,85
MP-700	707	25	32	0,17	2	5,66	2124	0,94	0,85
MP-1100	1126	25	32	0,17	1,66	4,66	3384	0,94	0,85
MP-1800	1809	25	32	0,17	1,33	3,66	5436	0,94	0,85
MP-2800	2780	25	32	0,17	1	2,83	8354	0,94	0,85
MP-4500	4503	25	32	0,17	0,66	2	13532	0,94	0,85
MP-7000	6995	25	32	0,17	0,5	1,33	21020	0,94	0,85

Таблица А.3 – Параметры гидронасосов

Обозначение насоса	Рабочий объем, см <sup>3</sup>	Давление, МПа		Частота вращения, с <sup>-1</sup>			КПД	
		Номинальное	Максимальное	Минимальная	Номинальная	Максимальная	Объемный	Полный
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Гидронасосы шестеренные								
НШ 6ЕЗ	6,3	16	20	16	40	50	0,85	0,78
НШ 10-3	10	16	20	16	40	50	0,92	0,82
НШ 32У2	31,7	14	17,5	16	32	40	0,92	0,82
НШ 32У3	32	16	20	16	32	40	0,92	0,82
НШ 50У2	49,1	14	17,5	16	32	40	0,92	0,82
НШ 50А3	48,8	16	20	16	32	40	0,92	0,82
НШ 71А3	69,7	16	20	16	25	32	0,94	0,85
НШ 100А3	98,8	16	20	16	25	32	0,94	0,85
НШ 250-3	250	16	20	16	25	32	0,94	0,85
Гидронасосы аксиально-поршневые серии 210								
210	11,6	16	32	6,3	40	83,3	0,965	0,92
210.12..В	11,6	20	32	6,3	40	83,3	0,95	0,92
210.16	28,1	16	32	6,3	32	66,6	0,965	0,92
21.16..В	28,1	20	32	6,3	32	66,6	0,95	0,92
210.20	54,8	20	32	6,3	25	50,5	0,95	0,92
210.25	107	20	32	6,3	20	41,6	0,95	0,92
210.32	225	20	32	6,3	16	33,3	0,95	0,92

Окончание таблицы А.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
---	---	---	---	---	---	---	---	---

Гидронасосы аксиально-поршневые серии 207								
207,20	0..54,8	20	32	6,3	25	52,5	0,95	0,91
207,25	0..107	20	32	6,3	20	41,6	0,95	0,91
207,32	0..225	20	32	6,3	16	33,3	0,95	0,91
223,20	54,8+54,8	20	32	6,3	25	48,3	0,95	0,85
223,25	107+107	20	32	6,3	20	37,6	0,95	0,85
Гидронасосы аксиально-поршневые серии 310								
310,20	56	20	32	3,2	25	60	0,96	0,91
310,25	112	20	32	4	20	40	0,96	0,91
310,32	224	20	32	5	16	32	0,96	0,91
Гидронасосы аксиально-поршневые трехсотой серии								
313,20	0..56	20	32	3,2	25	50	0,96	0,91
313,25	0..112	20	32	4	20	40	0,96	0,91
313,32	0..224	20	32	5	16	32	0,96	0,91
323,20	56+56	20	32	3,2	25	50	0,96	0,86
333,20	112+112	20	32	3,2	25	50	0,96	0,86

Таблица А.4 – Номинальный ряд значений условного прохода трубопровода в соответствии с ГОСТ 28338-89

Условный проход трубопровода, d <sub>y</sub> , мм						
1	2	3	4	5	6	7
2,5	12	50	160	450	4200	2600
3	15	63	175	500	1400	2800
4	16	65	200	600	1600	3000
5	20	80	250	700	1800	3200
6	25	100	300	800	2000	3400
8	32	125	350	900	2200	3600
10	40	150	400	1000	2400	3800
						4000

Таблица А.5 – Значения диаметров трубопроводов

Условный проход, d <sub>y</sub> , мм	Номинальное давление в гидросистеме, Р <sub>ном</sub> , МПа							
	до 6,3		до 10		до 20		до 32	
	d <sub>н</sub> , мм	d <sub>вн</sub> , мм	d <sub>н</sub> , мм	d <sub>вн</sub> , мм	d <sub>н</sub> , мм	d <sub>вн</sub> , мм	d <sub>н</sub> , мм	d <sub>вн</sub> , мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9
6	8	6	10	6	14	7	14	7
8	10	8	14	8	18	9	18	9
10	12	10	18	12	22	12	22	12
12	14	12	20	13	25	15	25	15
16	18	15	22	15	28	16	28	16
20	22	19	28	21	34	22	34	22
25	28	24	34	26	42	28	42	26
32	38	33	42	34	50	36	50	34
Окончание таблицы А.5								
1	2	3	4	5	6	7	8	9
40	45	39	50	42	60	44	60	40

50	57	50	60	50	76	56	76	52
63	68	60	76	64	89	67	89	61
80	89	79	102	86	114	86	114	78
100	108	98	114	98	140	108	140	96

Таблица А.6 – Значения номинальных вместимостей гидравлических баков в соответствии с ГОСТ 12448-80

Номинальное значение вместимости бака, $V_{\text{ном}}$ , $\text{дм}^3$					
-	1,0	10,0	100	1000	10000
-	-	-	125	1250	12500
-	1,6	16,0	160	1600	16000
-	-	-	200	2000	20000
-	2,5	25,0	250	2500	25000
-	-	-	320	3200	-
0,4	4,0	40,0	400	4000	-
-	-	-	500	5000	-
0,63	6,3	63,0	630	6300	-
-	-	-	800	8000	-