

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Гидропневмоавтоматика»

**А. В. Михневич, Н. Н. Михневич**

## **ГИДРОПРИВОД И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
к курсовой работе по одноименному курсу  
для студентов машиностроительных специальностей  
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2009

УДК 62.82+681.523(075.8)  
ББК 34.447я73  
М69

*Рекомендовано научно-методическим советом  
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 4 от 28.04.2008 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Технология машиностроения» ГГТУ им. П. О. Сухого  
канд. техн. наук *М. П. Кульгейко*

**Михневич, А. В.**

М69 Гидропривод и гидпропневмоавтоматика : метод. указания к курсовой работе по  
одноим. курсу для студентов машиностр. специальностей днев. и заоч. форм обучения  
/ А. В. Михневич, Н. Н. Михневич. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. – 27 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Приведены методики выполнения расчетов типового гидропривода, исходные данные к различным вариантам заданий на курсовую работу.

Для студентов машиностроительных специальностей дневной и заочной форм обучения.

**УДК 62.82+681.523(075.8)  
ББК 34.447я73**

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2009

## ВВЕДЕНИЕ

Курсовая работа по курсу «Гидропривод и гидропневмоавтоматика» посвящена инженерному расчету типового объемного гидропривода.

Целью курсовой работы является закрепление студентами теоретических знаний, полученных при изучении данной дисциплины.

Курсовая работа выполняется по исходным данным, содержащимся в данных методических указаниях. Индивидуальное задание содержит номер гидросхемы (1-6) и номер варианта исходных данных (1-15), представленных в соответствующих таблицах.

Исходными данными при выполнении курсовой работы являются:

1. Номинальное давление в гидросистеме  $P_{НОМ}$ .
2. Усилие на штоке гидроцилиндра  $F_{ШТ}$  (действует только при движении в одном направлении).
3. Скорость перемещения поршня гидроцилиндра  $v_{п}$ .
4. Крутящий момент рабочего вала гидромотора  $M$ .
5. Частота вращения рабочего вала гидромотора  $n_{М}$ .
6. Скорость передвижения (обдува) гидросистемы  $v_{об}$ .
7. Общая длина соединительных трубопроводов: напорного  $l_{Н}$  и сливного  $l_{сл}$ .
8. Температурный режим работы гидропривода.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать:

- задание на курсовую работу с численными значениями исходных данных и структурной схемой гидропривода;
- описательную часть;
- расчетную часть.

Описательная часть содержит:

1. Введение, в котором излагается назначение объемного гидропривода, его достоинства и недостатки.
2. Описание составленной гидросхемы с кратким описанием назначения и принципа действия насоса, гидродвигателя и других выбранных гидроаппаратов.
3. Технические характеристики выбранных гидроаппаратов.

Расчетная часть должна содержать:

1. Расчет размеров гидроцилиндра или выбор типоразмера гидромотора.
2. Расчет необходимых расходов рабочей жидкости.
3. Расчет параметров насоса и его выбор.
4. Расчет параметров и выбор типоразмеров применяемых гидроаппаратов.
5. Выбор рабочей жидкости.
6. Гидравлический расчет трубопроводов и их выбор:
  - а) расчет диаметров труб;
  - б) выбор типа и марки труб;
  - в) расчет гидравлических потерь в трубопроводах.
7. Расчет мощности и КПД гидропривода.
8. Тепловой расчет гидропривода.

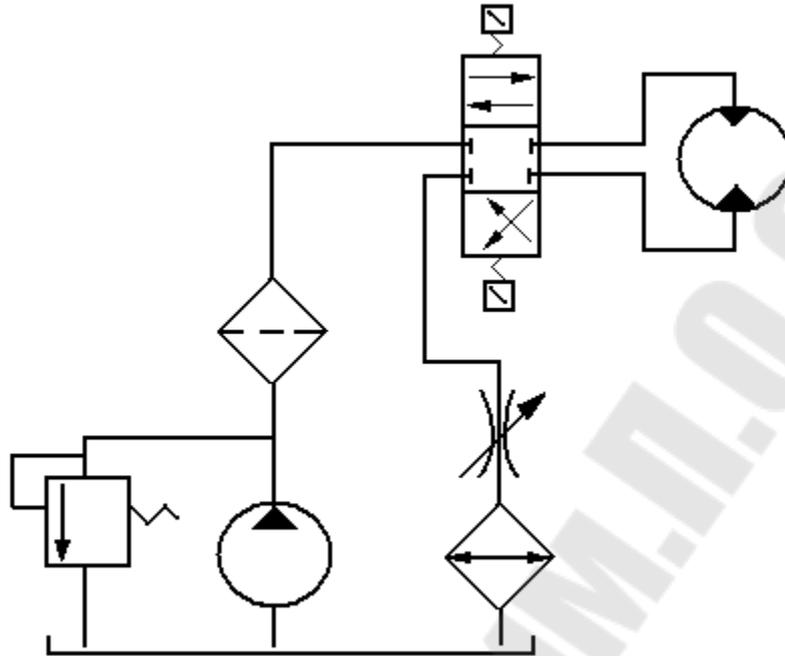
В конце расчетно-пояснительной записки приводится список используемой литературы. Объем записки 20 – 30 страниц формата А4 (297 x 210 мм).

Все расчеты в данной курсовой работе производятся в системе СИ.

Графическая часть курсовой работы должна содержать:

1. Чертеж принципиальной гидравлической схемы гидропривода на листе формата А3 (включается в пояснительную записку).
2. Перечень всех элементов гидропривода с их условным обозначением и с указанием их основных параметров (в виде таблицы в пояснительной записке).
3. Техническую характеристику гидропривода (давление рабочей жидкости; типоразмер насоса и частоту вращения его вала; типоразмер гидромотора и частоту вращения выходного вала; диаметр гидроцилиндра; усилие на штоках гидроцилиндров; крутящие моменты гидромоторов - наносятся на поле чертежа принципиальной гидросхемы).

# 1. ЗАДАНИЯ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ



**Гидросхема 1.**

Табл.1. Исходные данные к гидросхеме 1.

Вариант	$P_{\text{ном}},$ МПа	$l_{\text{н}},$ м	$l_{\text{сл}},$ м	$M,$ Н·м	$n,$ об/мин	$t_{\text{в}},$ °C	$t_{\text{м}}^{\text{max}},$ °C	$v_{\text{об}},$ м/с
1	10	10	12	22	2600	20	70	1,2
2	3	12	13	25	750	20	70	1,2
3	10	13	10	29	1300	20	65	1,2
4	3	20	11	23	600	20	80	1,2
5	7	15	17	30	500	20	75	0,5
6	8	16	14	80	1120	25	65	0,5
7	6	18	13	100	1120	25	65	0,5
8	10	17	8	110	1800	25	75	0,5
9	7	11	7	180	500	30	75	1
10	6	12	15	200	1100	30	70	1
11	7	14	18	150	950	30	80	0,75
12	10	19	11	200	1000	30	80	0,75
13	3,2	20	14	22	1120	25	65	0,8
14	4,8	16	11	110	500	20	75	0,8
15	5,6	22	20	50	700	25	70	0,9

## Гидросхема 2.

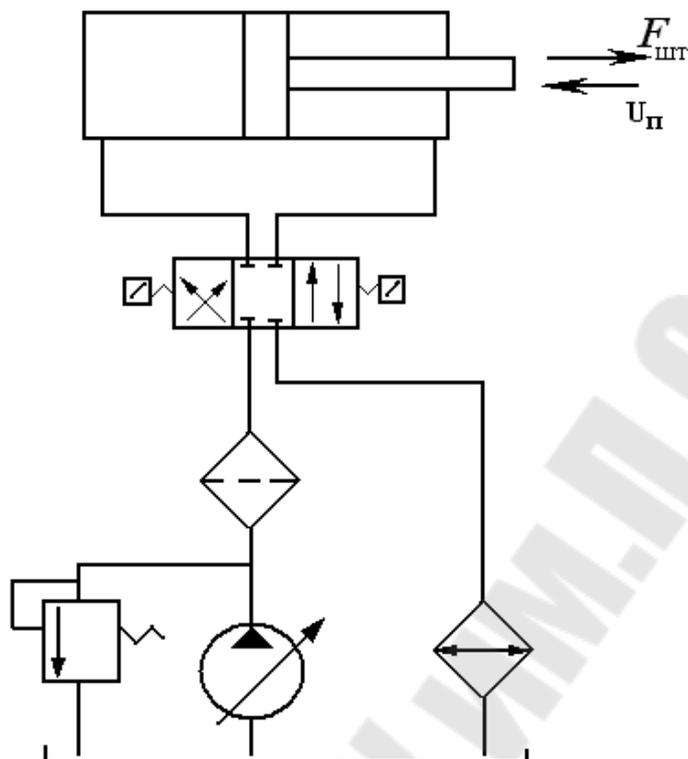


Табл.2. Исходные данные к гидросхеме 2.

Вариант	$P_{ном},$ МПа	$l_n,$ м	$l_{сл},$ м	$M,$ Н·м	$n,$ об/мин	$t_B,$ °C	$t_M^{max},$ °C	$v_{об},$ м/с
1	8	15	11	3	0,3	20	80	1,2
2	8	28	25	4	0,25	20	75	1,2
3	8	21	25	2	0,33	20	70	1,2
4	6,3	17	11	2,5	0,2	20	70	1,2
5	10	16	12	7	0,15	25	65	0,5
6	10	19	14	6	0,3	25	80	0,5
7	10	20	13	4	0,35	25	75	0,5
8	6,3	10	15	3	0,4	25	70	0,5
9	6,3	11	14	20	0,3	25	65	1
10	10	12	15	3	0,12	30	70	1
11	8	13	16	4,5	0,22	30	72	0,75
12	7	14	11	6	0,24	30	65	0,75
13	6	16	12	4	0,22	20	70	0,7
14	5	18	10	6	0,26	25	75	0,8
15	4	20	16	5	0,25	25	75	0,8

### Гидросхема 3.

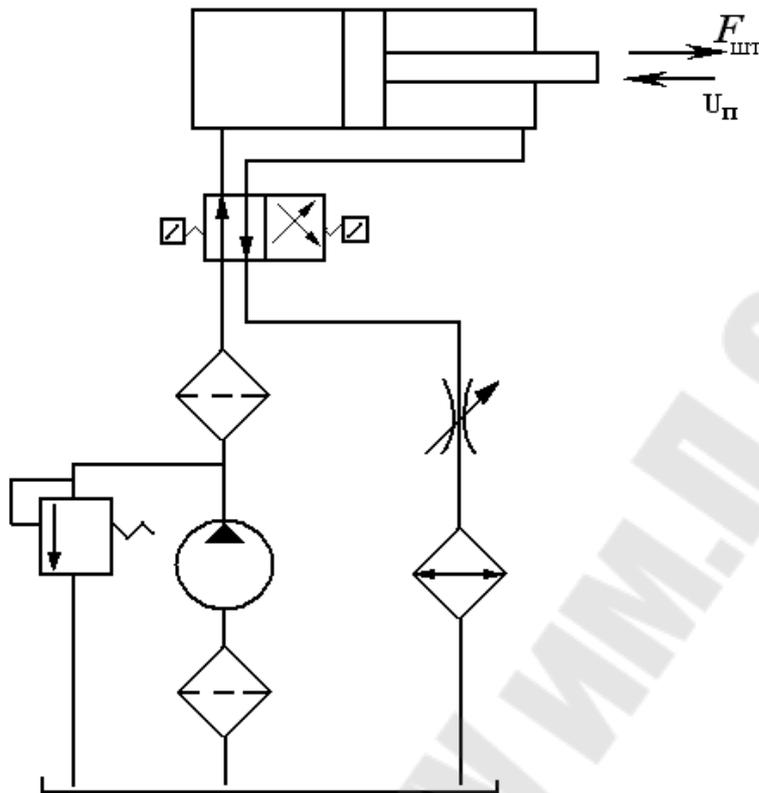


Табл.3. Исходные данные к гидросхеме 3.

Вариант	$P_{ном}$ , МПа	$l_H$ , м	$l_{сл}$ , м	$M$ , Н·м	$n$ , об/мин	$t_B$ , °C	$t_M^{max}$ , °C	$v_{об}$ , м/с
1	10	20	18	5	0,3	20	70	1,2
2	8	31	33	8	0,4	20	70	1,2
3	8	40	42	7	0,35	20	70	1,2
4	8	50	55	11	0,2	25	75	1,2
5	6,3	60	62	12	0,4	25	75	0,5
6	6,3	30	34	14	0,5	25	75	0,5
7	10	25	25	16	0,3	30	65	0,5
8	10	22	20	18	0,25	30	65	0,5
9	6,3	25	23	10	0,35	30	65	1
10	8	35	38	16	0,45	30	70	1
11	7	32	35	20	0,5	35	70	0,75
12	6	20	24	4	0,3	25	70	0,75
13	4,8	18	16	10	0,2	20	70	0,6
14	3,2	20	18	10	0,2	20	70	0,6
15	5,0	22	20	16	0,3	25	75	0,7

### Гидросхема 4.

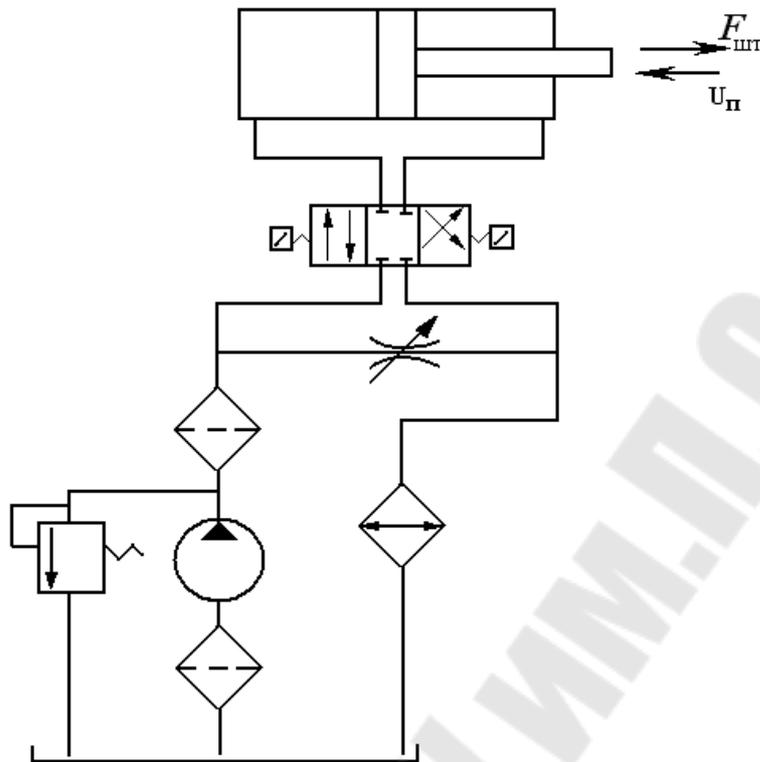


Табл.4. Исходные данные к гидросхеме 4.

Вариант	$P_{ном},$ МПа	$l_H,$ м	$l_{сл},$ м	$M,$ Н·м	$n,$ об/мин	$t_B,$ °C	$t_M^{max},$ °C	$v_{об},$ м/с
1	10	25	23	8	0,25	20	65	1,2
2	10	30	35	12	0,3	20	65	1,2
3	10	35	32	16	0,35	20	65	1,2
4	8	40	38	14	0,2	25	70	1,2
5	8	28	26	3	0,25	25	70	0,5
6	8	30	26	4	0,35	25	70	0,5
7	8	45	43	5	0,4	30	75	0,5
8	6	12	10	6	0,25	30	75	0,5
9	6	14	12	7	0,3	30	75	1
10	6,3	18	15	11	0,2	20	70	1
11	6,3	35	30	10	0,35	25	70	0,75
12	6,3	40	35	15	0,3	30	65	0,75
13	5,6	25	20	10	0,2	20	70	0,5
14	5,6	30	25	12	0,25	25	75	0,6
15	4,8	40	30	14	0,3	25	80	0,7

### Гидросхема 5.

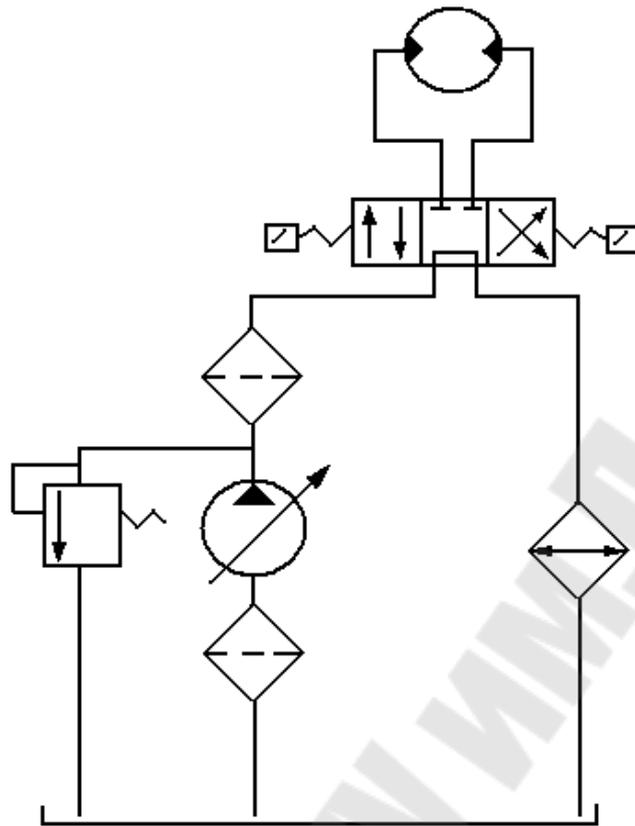


Табл.5. Исходные данные к гидросхеме 5.

Вариант	$P_{\text{ном}}$ , МПа	$l_{\text{н}}$ , м	$l_{\text{сл}}$ , м	$M$ , Н·м	$n$ , об/мин	$t_{\text{в}}$ , °C	$t_{\text{м}}^{\text{max}}$ , °C	$v_{\text{об}}$ , м/с
1	10	15	13	30	1500	20	75	1,2
2	10	19	16	25	1800	20	80	1,2
3	8	22	19	35	1120	20	70	1,2
4	8	31	28	40	1180	25	65	1,2
5	8	42	35	100	1100	25	75	0,5
6	10	50	40	110	1200	25	75	0,5
7	10	35	30	125	1100	30	65	0,5
8	6,3	40	38	130	450	30	60	0,5
9	6,3	42	40	150	400	30	60	0,5
10	8	30	32	120	1400	25	70	1
11	8	34	32	150	1100	30	70	1
12	10	28	30	180	900	35	70	0,75
13	5,6	20	20	100	1100	20	70	0,8
14	5,0	23	21	80	1000	25	60	0,8
15	3,2	28	25	60	1500	25	65	0,9

**Гидросхема 6.**

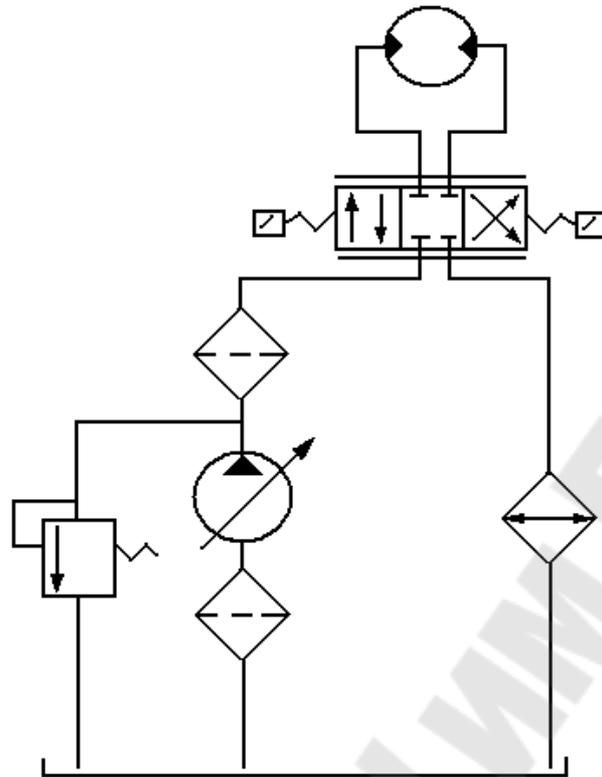


Табл.6. Исходные данные к гидросхеме 6.

Вариант	$P_{\text{ном}},$ МПа	$l_{\text{н}},$ м	$l_{\text{сл}},$ м	$M,$ Н·м	$n,$ об/мин	$t_{\text{в}},$ °C	$t_{\text{м}}^{\text{max}},$ °C	$v_{\text{об}},$ м/с
1	10	28	26	25	2800	20	70	1,2
2	10	31	30	24	3000	20	65	1,2
3	10	35	33	22	2120	20	65	1,2
4	8	25	22	30	1000	25	65	1,0
5	10	20	17	40	1800	25	70	0,0
6	8	8	7	45	1200	25	70	0,0
7	10	9	10	50	2240	30	75	0,8
8	10	10	12	55	2000	30	75	0,8
9	8	18	15	60	1500	30	75	0,8
10	8	16	14	65	1100	25	70	0,5
11	6,3	25	27	30	500	30	80	0,5
12	6,3	24	20	45	1250	35	65	0,5
13	5,6	28	26	50	1100	20	65	0,6
14	4,8	30	28	55	1200	25	70	0,7
15	4,0	36	32	60	1500	20	75	0,8

## 2. Расчет объемного гидропривода

### 1. Предварительный расчет

#### Гидродвигатель.

Условием предварительного выбора гидродвигателей является обеспечение рабочими органами машины усилий и скоростей рабочего органа: вращающего момента  $M$  и частоты вращения  $n_m$  – для гидромотора; усилия  $F_{шт}$  и скорости перемещения поршня  $v_p$  – для гидроцилиндра.

Основными параметрами гидродвигателей являются:

- гидромотора – рабочий объем  $V_M$  ;
- гидроцилиндра – диаметры цилиндра  $D$  и штока  $d_{шт}$  и ход поршня  $S$  ;

а также перепад давлений на гидродвигателе ( $\Delta P_M$  – на гидромоторе,  $\Delta P_{ц}$  – на гидроцилиндре).

Перепад давлений на гидродвигателе ( $\Delta P_M$  или  $\Delta P_{ц}$ ) для предварительного расчета принимается на 10-15% меньше заданного номинального давления  $P_{ном}$ .

Рабочий объем гидромотора :

$$V_M = \frac{2 \pi M}{\Delta P_M \cdot \eta_{ГМ.М}} , \quad (1)$$

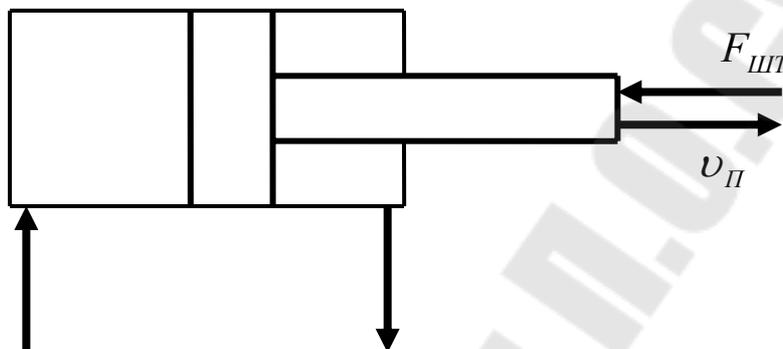
где  $\eta_{ГМ.М}$  – гидромеханический КПД гидромотора.

Для предварительного расчета гидромеханический КПД гидромотора  $\eta_{ГМ.М}$  принять равным 0,9.

Выбор гидромотора производится исходя из номинального давления в системе, вращающего момента и необходимой частоты вращения выходного вала по значению параметра  $V_M$  по справочникам или каталогам.

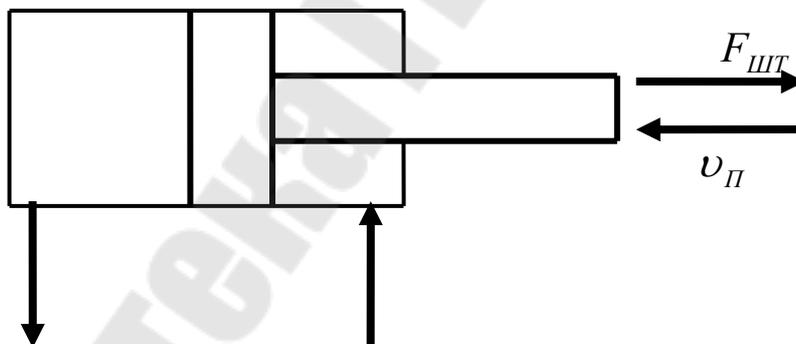
Диаметр гидроцилиндра определяется в зависимости от схемы его включения в гидроприводе, т.е. от схемы поступления рабочей жидкости в полости гидроцилиндра:

- В поршневую (шток выдвигается):



$$D = 2 \sqrt{\frac{F_{шт}}{\pi \Delta P_{ц} \eta_{ГМ.ц}}}, \quad (2)$$

- В штоковую (шток вдвигается):



$$D = 2 \sqrt{\frac{F_{шт} \varphi}{\pi \Delta P_{ц} \eta_{ГМ.ц}}}. \quad (3)$$

Гидромеханический КПД гидроцилиндра  $\eta_{ГМ.ц}$  для предварительного расчета принять равным 0,96.

$$\varphi = \frac{D^2}{D^2 - d_{ш}^2} - \text{коэффициент мультипликации, определяет исполнение гидроцилиндра и выбирается из ряда [1,25; 1,33; 1,6; 2,0].}$$

В данной курсовой работе  $\varphi$  принять равным 1,33 или 1,6, т.е. выбрать гидроцилиндр с нормальным диаметром штока.

Расчетные значения диаметра гидроцилиндра  $D$  округляют до ближайшего большего значения по ГОСТ 12447-80.

Диаметр штока гидроцилиндра  $d_{ш}$  находят из соотношения:

$$d_{ш} = D \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}}, \quad (4)$$

и уточняют по ГОСТ 12447-80.

Ход штока  $S$  определяется кинематической схемой машины, но он должен соответствовать значению, установленному стандартом для выбранных  $D$  и  $d_{ш}$  гидроцилиндра унифицированной конструкции.

Расход рабочей жидкости определяется заданной максимальной скоростью выходного звена:

- для гидромотора:

$$Q_M = \frac{V_M n_M}{\eta_{V.M}}, \quad (5)$$

где  $\eta_{V.M}$  - объемный КПД гидромотора; принимается по его технической характеристике;

- для гидроцилиндра в зависимости от схемы его включения:
  - с поршневой рабочей полостью:

$$Q_{ц} = \frac{\pi D^2}{4} v_n, \quad (6)$$

- со штоковой рабочей полостью:

$$Q_{ц} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{ш}^2) v_{п} . \quad (7)$$

## 1.2. Насос.

Для правильного выбора типоразмера насоса необходимо обеспечение максимальных нагрузок и скоростей гидродвигателей.

Основными параметрами насоса являются:

- рабочий объем  $V_H$  ;
- номинальное давление  $P_{H,НОМ}$  ;
- частота вращения приводного вала  $n_H$  .

Производными параметрами являются: подача рабочей жидкости  $Q_H$  , а также диапазон регулирования подачи (для регулируемого насоса  $K_{РЕГ}$  ).

В качестве номинального давления  $P_{H,НОМ}$  , развиваемого насосом, для предварительного расчета используют заданное номинальное давление в гидросистеме  $P_{НОМ}$  .

Номинальной подачей насоса является расход рабочей жидкости гидродвигателя:

$$Q_H = Q_M \quad \text{или} \quad Q_H = Q_{ц} . \quad (8)$$

Требуемый рабочий объем насоса:

$$V_H = \frac{Q_H}{n_H \eta_{vH}} , \quad (9)$$

где  $\eta_{vH}$  – объемный КПД насоса; для предварительного расчета принять равным:

- 0,96 – для поршневых насосов;
- 0,90 – для шестерных насосов;
- 0,85 – для пластичных насосов.

$n_H$  – частота вращения вала насоса, об/с.

Частота вращения вала насоса  $n_H$  определяется частотой вращения вала приводного двигателя и выбирается из ряда:

[ 950; 1450; 1950; 2450; 2950 ] об/мин.

После определения рабочего объема  $V_H$  выбирают типоразмер насоса из номенклатуры серийно выпускаемых гидромашин таким образом, чтобы требуемая частота вращения вала насоса  $n_H$  была близка к номинальной для выбранного типа насоса, номинальное давление насоса было не менее заданного номинального давления в гидросистеме, а рабочий объем насоса – не меньше требуемого  $V_H$ .

### **1.3 Гидроаппараты и кондиционеры.**

Основными требованиями при выборе параметров гидроаппаратов и кондиционеров рабочей жидкости являются обеспечение надежной работы гидроприводов в течение установленного ресурса и соответствие режимов работы гидрооборудования в конкретной гидросистеме его параметрам, указанным в технических характеристиках.

Основными параметрами гидроаппаратов (гидрораспределителей и гидродросселей), по которым производится их выбор для проектируемого гидропривода, являются: номинальное давление  $P_{НОМ}$  и номинальный расход  $Q_{НОМ}$ . При выборе гидрораспределителя необходимо учитывать схему распределения жидкости, а также указанный на гидросхеме тип управления гидрораспределителем. Гидродроссели рекомендуется выбирать регулируемые золотниковые.

При выборе фильтра необходимо учитывать место его установки на гидросхеме. Тонкость фильтрации рабочей жидкости определяется техническими требованиями по эксплуатации насосов, гидромоторов и другого оборудования, применяемого в приводе. Типоразмер фильтра выбирают исходя из его пропускной способности, а также номинального давления. В данной курсовой работе рекомендуется использовать пластинчатые фильтры марки ФП-7 с тонкостью фильтрации не более 25 мкм.

Вместимость гидробака  $W$  должна соответствовать его основному функциональному назначению: размещению объема рабочей жидкости, необходимого для заполнения гидросистемы, и принимается в 1,5...2 раза больше суммарного внутреннего объема всех элементов гидропривода, но не менее  $0,3 \cdot Q_{НОМ}$  и не более 1,2...2 минутной подачи насоса  $Q_{НОМ}$  (л). Окончательно вместимость гидробака принимается по ближайшему большему значению из ряда по ГОСТ 12448-80.

#### 1.4 Расчет и выбор трубопроводов.

Типоразмер любого трубопровода характеризуется условным проходом  $d_y$ , примерно равным внутреннему диаметру трубы  $d$ . Предварительный выбор условного прохода трубопровода осуществляется по допустимой скорости потока рабочей жидкости  $v_d$  с учетом условного прохода гидрооборудования, соединяемого трубопроводом.

Необходимо учитывать рекомендации, регламентирующие скорости  $v_d$  потоков рабочей жидкости в трубопроводах в зависимости от номинального давления  $P_{\text{НОМ}}$ :

$P_{\text{НОМ}}$ ; МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
$v_d$ , м/с не более	2	3,2	4	5	6,3	10

Для сливных гидролиний:  $v_d = 2$  м/с;

Для всасывающих трубопроводов:  $v_d = 1,6$  м/с.

Исходя из заданного расхода жидкости  $Q$  и рекомендуемой допустимой скорости  $v_d$  внутренний диаметр (условный проход) трубопровода определяется по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_d}} \quad (10)$$

Полученное значение  $d$  округляют до ближайшего большего по ГОСТ 8732-78 или ГОСТ 8734-75.

Затем по принятому диаметру определяется истинная средняя скорость в трубопроводе (напорном и сливном):

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (11)$$

Минимально допустимая толщина стенки трубопровода  $\delta$  (мм) определяется по рабочему давлению  $P_{НОМ}$  :

$$\delta = \frac{d \cdot K}{2 \left( \frac{\sigma}{P_{НОМ}} - 1 \right)}. \quad (12)$$

Здесь:  $d$  в мм;  $P_{НОМ}$  в МПа;  $\sigma$  – допустимое напряжение материала трубы на разрыв, МПа.

Для	стали 20	$\sigma = 140$ МПа;
	стали 35	$\sigma = 170$ МПа;
	стали 45	$\sigma = 190$ МПа.

$K$  – коэффициент запаса прочности; обычно принимается равным 3.

Если расчетная толщина стенок получилась малой, то, учитывая возможность внешних механических повреждений, ее следует выбрать не менее: 0,8 мм для труб из цветных металлов;  
0,5 мм для стальных труб.

Окончательно толщина стенок выбирается по действующим стандартам на выпускаемые промышленностью трубы; как ближайшее по отношению к расчетному значению.

### **1.5. Выбор рабочей жидкости.**

Выбор рабочей жидкости (минерального масла) определяется температурными условиями, режимом работы гидропривода и его номинальным давлением, которым должно соответствовать важнейшее свойство масла – вязкость. Завышение или занижение вязкости масла приводит к ухудшению эксплуатационных свойств гидропривода. Применение масла с завышенной вязкостью приводит к увеличению гидравлических сопротивлений, повышению потребляемой гидроприводом мощности, уменьшает КПД гидропривода, ухудшает фильтрацию, вызывает нежелательный нагрев масла. При занижении вязкости повышается интенсивность износа трущихся пар, ускоряется окисление масла, увеличиваются утечки и перетечки, что также снижает КПД гидропривода.

Для гидроприводов с легким режимом работы и меньшим номинальным давлением следует применять масла с меньшей вязкостью, чем для гидроприводов с тяжелым режимом работы и большим номинальным давлением.

Для гидроприводов со средним режимом работы рекомендуемая вязкость рабочей жидкости (минерального масла) при 50<sup>0</sup>С:

- при давлении до 7 МПа -  $(0,2..0,3)10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  (20..30 сСт);
- при давлении 7 ..20 МПа –  $(0,3..0,4)10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  (30..40 сСт);
- при давлении более 25 МПа –  $(0,4..0,5)10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  (40..50 сСт).

В данной курсовой работе рекомендуется выбирать индустриальные масла соответствующей вязкости.

## **2. Проверочный расчет.**

Проверочный расчет необходим для уточнения основных параметров и характеристик объемного гидропривода и проверки соответствия параметров выбранного гидрооборудования, требуемого для выполнения поставленной задачи.

Исходными данными для проверочного расчета являются: параметры и технические характеристики выбранного оборудования, а также результаты предварительного расчета.

В качестве расчетных случаев выбирают варианты расчета исходя из анализа условий и режимов эксплуатации машин, в том числе работы объемного гидропривода с максимальной нагрузкой и максимальной скоростью, а также работы гидропривода в циклическом режиме.

### **2.1. Расход.**

Максимальный (номинальный) расход рабочей жидкости:

$$Q = V_H n_H \eta_{VH}, \quad (13)$$

где  $V_H$  и  $n_H$  – рабочий объем и частота вращения вала насоса, определенные предварительным расчетом;

$\eta_H$  – объемный КПД насоса при расчетных значениях частоты вращения, вязкости рабочей жидкости и давления насоса.

Перепад давлений на гидродвигателе при максимальной расчетной нагрузке:

- для гидромотора:

$$\Delta P_M = \frac{2\pi M}{V_M \eta_{ГМ·М}}; \quad (14)$$

- для гидроцилиндра в зависимости от схемы его включения:
  - поршневая рабочая полость:

$$\Delta P_{ц} = \frac{4F_{шт}}{\pi D^2 \eta_{ГМ.ц}} ; \quad (15)$$

- штоковая рабочая полость:

$$\Delta P_{ц} = \frac{4F_{шт}\varphi}{\pi D^2 \eta_{ГМ.ц}} . \quad (16)$$

Здесь:  $\eta_{ГМ.м.}$  – гидромеханический КПД гидромотора; принимается по его технической характеристике при расчетных значениях перепада давлений, вязкости рабочей жидкости, частоты вращения гидромотора;

$\eta_{ГМ.ц}$  – гидромеханический КПД гидроцилиндра:

$$\eta_{ГМ.ц} = 0,96 .$$

Расход выходящий:

- из гидромотора:

$$Q_{сл} = Q_H \eta_{VM} , \quad (17)$$

где  $\eta_{VM}$  - объемный КПД гидромотора; принимается по его технической характеристике:

- из гидроцилиндра:
  - с поршневой рабочей полостью:

$$Q_{сл} = \frac{Q_H}{\varphi} ; \quad (18)$$

- со штоковой рабочей полостью:

$$Q_{сл} = Q_H \varphi . \quad (19)$$

## 2.2. Потери давления.

- В гидролиниях.

При постоянных значениях вязкости и скорости потока рабочей жидкости потери давления зависят от внутреннего диаметра трубопровода, его длины, а также от числа и конструкции применяемых соединений.

Потери давления в гидролиниях состоят из потерь на трение в трубопроводах и потерь на местных гидравлических сопротивлениях (тройники, повороты, присоединения к гидроаппаратам и т.д.).

Потери давления в гидролиниях зависят от режима течения жидкости, определяемого числом Рейнольдса:

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (20)$$

где  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Потери давления на трение при движении жидкости в трубопроводах определяется по формуле:

$$\Delta P_{TP} = \frac{\lambda l \rho v^2}{2d}, \quad (21)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости;

$v$  – средняя скорость жидкости в трубопроводе.

При ламинарном режиме течения рабочей жидкости в жестких трубопроводах ( $Re < 2300$ ):

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (22)$$

При турбулентном течении жидкости в гидравлически гладких трубах ( $2300 < Re < 10^5$ ):

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0.25}}. \quad (23)$$

Соединительные трубопроводы объемных гидроприводов считаются гидравлически гладкими.

Потери давления на местных сопротивлениях определяются по формуле:

$$\Delta P_{MC} = \frac{\zeta \rho v^2}{2}, \quad (24)$$

где  $\zeta$  – коэффициент местного сопротивления; зависит от типа, геометрических размеров и режима движения жидкости.

Значения коэффициентов  $\zeta$  наиболее часто встречающихся в гидросистемах местных сопротивлений приведены в [1].

- В гидроаппаратах.

Гидрораспределители, гидродроссели, гидроклапаны, фильтры, теплообменники и др. элементы гидропривода являются сложными гидравлическими сопротивлениями и не поддаются аналитическому расчету. Обычно гидравлические характеристики гидрооборудования определяют экспериментально и указывают в технической документации.

Суммарные гидравлические потери в гидроприводе состоят из потерь давления в трубопроводах, на местных гидравлических сопротивлениях и в гидроаппаратах.

$$\Delta P_{IP} = \sum \Delta P_{TP} + \sum \Delta P_{MC} + \sum \Delta P_{ГА}. \quad (25)$$

С учетом суммарных гидравлических потерь в гидросистеме и перепада давлений на гидродвигателе  $\Delta P_M$  или  $\Delta P_{Ц}$ , (см.п.2.1) определяют требуемое давление насоса:

$$P_H = \Delta P_{M(Ц)} + \Delta P_{IP} \quad (26)$$

Следует отметить, что потери давления во всех линиях, соединенных параллельно, рассматривают отдельно для каждой из них и при определенном давлении, создаваемого насосом, учитываются только наибольшие из этих потерь.

Если полученное давление  $P_H$  не превышает номинального  $P_{НОМ}$ , то параметры  $P_H$ ,  $Q_H$ , и  $\Delta P_{IP}$  считаются окончательными для данного расчетного случая.

При потребном давлении насоса, большем максимально допустимого для выбранного насоса, следует применять другой насос, рассчитанный на более высокое давление  $P_H > P_{НОМ}$ , но не превышающего максимально допустимое давление для выбранного насоса.

### **2.3. Усилия и скорости рабочих органов.**

Параметры выбранного насоса считаются приемлемыми, если они обеспечивают достижение заданных усилий и скоростей гидродвигателей при расчетных значениях потерь в гидросистеме.

Фактические максимальные усилия на рабочих органах:

- для гидромоторов.

$$M_M = \frac{V_M}{2\pi} (P_H - \Delta P_{ПР}) \eta_{ГМ.М}; \quad (27)$$

- для гидроцилиндров.

- с поршневой рабочей полостью:

$$F_{ШТ} = \frac{\pi}{4} \left[ (P_H - \Delta P_H) D^2 - \Delta P_{СЛ} (D^2 - d_{Ш}^2) \right] \eta_{ГМ.Ц}; \quad (28)$$

- со штоковой рабочей полостью:

$$F_{ШТ} = \frac{\pi}{4} \left[ (P_H - \Delta P_H) (D^2 - d_{Ш}^2) - \Delta P_{СЛ} D^2 \right] \eta_{ГМ.Ц}, \quad (29)$$

где  $\Delta P_H$  и  $\Delta P_{СЛ}$  – потери давления, соответственно, в напорной и сливной магистралях гидропривода.

Фактические максимальные скорости рабочих органов гидродвигателей:

- для гидромоторов:

$$n = \frac{n_H V_H \eta_{VH} \eta_{VM}}{V_M}; \quad (30)$$

- для гидроцилиндров:

- с поршневой рабочей полостью:

$$v_n = \frac{4n_H V_H \eta_{VH}}{\pi D^2} ; \quad (31)$$

- со штоковой рабочей полостью:

$$v_n = n_H V_H \eta_{VH} \frac{4 \left( 1 + \frac{D^2 - d_{ш}^2}{D^2} \right)}{\pi D^2} . \quad (32)$$

#### **2.4. Мощность и КПД гидропривода.**

Полезную мощность привода определяют по фактическим максимальным нагрузкам и скоростям гидродвигателей:

- для привода с гидромотором:

$$N_{пол} = 2\pi M_M n_M ; \quad (33)$$

- для привода с гидроцилиндром:

$$N_{пол} = F_{шт} v_n . \quad (34)$$

Затрачиваемая мощность привода насоса определяется по фактическим параметрам насоса  $Q_H$  и  $P_H$ :

$$N_{пр} = \frac{Q_H P_H}{\eta_{общ.н}} , \quad (35)$$

где  $\eta_{общ.н}$  – общий КПД насоса при расчетных значениях давления, расхода, вязкости рабочей жидкости и частоты вращения приводного вала; принимается по его технической характеристике.

Общий КПД гидропривода:

$$\eta_{общ.пр} = \frac{N_{пол}}{N_{пр}} . \quad (36)$$

## 2.5. Тепловой расчет гидропривода.

Вся энергия, затраченная на преодоление различного рода сопротивлений в гидроприводе, в конечном итоге превращается в теплоту, поглощаемую маслом, что вызывает его нагрев и нежелательное уменьшение вязкости.

Потери мощности в гидроприводе, переходящие в тепло:

$$\Delta N = N_{\text{пр}} - N_{\text{пол}} = N_{\text{пр}} (1 - \eta_{\text{общ.пр.}}) \quad (37)$$

Количество тепла  $N_{\text{пр}}$ , выделяемое в гидроприводе в единицу времени, эквивалентно теряемой в гидроприводе мощности:

$$E_{\text{пр}} = \Delta T. \quad (38)$$

Приближенно считается, что полученная маслом теплота отводится в окружающую среду в основном через поверхность стенок гидробака. Если площадь стенок гидробака оказывается недостаточной, то устанавливается маслоохладитель (кондиционер).

Если масло охлаждается и в гидробаке, и в кондиционере, то уравнение теплового баланса теплоотдачи записывается в виде:

$$E_{\text{пр}} = K_{\text{ТБ}} F_{\text{Б}} (t_{\text{М}} - t_{\text{В}}) + K_{\text{ТК}} F_{\text{К}} (t_{\text{М}} - t_{\text{В}}), \quad (39)$$

где  $F_{\text{Б}}$  - охлаждаемая поверхность гидробака;

$F_{\text{К}}$  - площадь поверхности охлаждения кондиционера;

$K_{\text{ТБ}}$  - коэффициент теплопередачи от масла в гидробаке к окружающему воздуху;

$K_{\text{ТК}}$  - коэффициент теплопередачи от масла в кондиционере к окружающему воздуху;

$t_{\text{М}}$  - установившаяся максимальная рабочая температура масла (дана в задании к курсовой работе);

$t_{\text{В}}$  - температура окружающего воздуха.

Площадь поверхности охлаждения гидробака  $F_{\text{Б}}$  ( $\text{м}^2$ ) связана с его объемом (емкостью)  $W$  (л) следующим соотношением:

$$F_{\text{Б}} = 0,65 \sqrt[3]{W^2}. \quad (40)$$

Коэффициент теплопередачи от масла в гидробаке к воздуху  $K_{ТБ}$  зависит от скорости обдува  $v_{об}$  и разности температур  $(t_M - t_B)$ . Зависимость  $K_{ТБ}$  от  $(t_M - t_B)$  приведена в [3]. Скорость обдува  $v_{об}$  дана в задании к курсовой работе.

Коэффициент теплопередачи в кондиционере  $K_{ТК}$  зависит от многих факторов (конструкция кондиционера, форма трубок, скорость и характер движения масла и воздуха), большую часть которых учесть невозможно. Поэтому для ориентировочных расчетов  $K_{ТК}$  принимается равным  $35 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$ .

Из выражения (39) требуемая для поддержания заданного теплового режима гидропривода площадь поверхности кондиционера  $F_K$  равна:

$$F = \frac{E_{\text{ПР}} - K_{\text{ТБ}} F_B (t_M - t_B)}{K_{\text{ТК}} (t_M - t_B)} \quad (41)$$

Если в результате расчета по формуле (41)  $F_K \leq 0$  (т.е. установка кондиционера не требуется), то рассчитать установившуюся температуру масла в гидросистеме:

$$t_M = t_B + \frac{E_{\text{ПР}}}{K_{\text{ТБ}} F_B} \quad (42)$$

## ЛИТЕРАТУРА

1. Свешников В.К., Усов А.А. «Станочные гидроприводы». Справочник. М., Машиностроение, 2004.
2. Васильченко В.А. «Гидравлическое оборудование мобильных машин». Справочник. М., Машиностроение, 1983.
3. Вильнер Я.М. и др. «Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам» под ред. Некрасова В.В. Минск, Высшая школа, 1985.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	3
I. Задания к курсовой работе.....	5
II. Расчет объемного гидропривода.....	11
1. Предварительный расчет.....	11
2. Проверочный расчет.....	18
Литература .....	26

**Михневич Анатолий Васильевич**  
**Михневич Наталья Николаевна**

## **ГИДРОПРИВОД И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА**

**Методические указания  
к курсовой работе по одноименному курсу  
для студентов машиностроительных специальностей  
дневной и заочной форм обучения**

Подписано в печать 08.12.09.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Цифровая печать. Усл. печ. л. 1,63. Уч.-изд. л. 1,33.

Изд. № 76.

E-mail: [ic@gstu.gomel.by](mailto:ic@gstu.gomel.by)

<http://www.gstu.gomel.by>

Отпечатано на цифровом дуплекаторе  
с макета оригинала авторского для внутреннего использования.

Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого».

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.