

ö ö ö ö

«

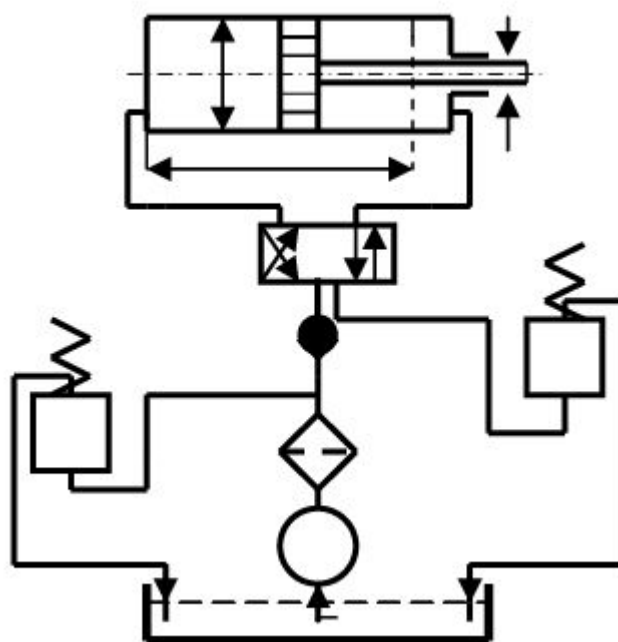
»

«

»

# МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ГИДРАВЛИЧЕСКИМ РАСЧЕТАМ

• •



Методические указания по гидравлическим расчетам составлены на основании программ курсов «Механика жидкости и газа, гидропневмопривод» и «Гидравлика и гидропневмопривод».

,

,

,

,

,

,

,

.

,

,

-

,

,

-

.

,

-

.

## Введение

Студенты т при выполнении В зачастую сталкиваются с необходимостью проведения простых или сложных гидравлических расчетов.

Настоящие методические указания позволяют облегчить гидравлические расчеты, так как содержат методику их проведения и обширный справочный материал, включающий сведения о свойствах жидкостей, характеристиках насосов, гидромоторов, гидроцилиндров, направляющей, регулирующей и предохранительной гидроаппаратуры.

Основной задачей при гидравлических расчетах обычно является выбор насоса и гидродвигателя, выбор направляющей, регулирующей и предохранительной аппаратуры, фильтров, баков и определение типов и параметров трубопроводов.

Исходными данными для расчета обычно являются усилие на штоке гидроцилиндра и скорость перемещения его штока, момент на валу гидромотора и частота вращения его вала.

## 1 Расчет мощности и подачи насоса. Выбор насоса

Мощность, подводимая к гидроцилиндру  $N_{н.ц.}$ , Вт, равна

$$N_{н.ц.} = \frac{P \cdot V_{ш}}{\eta_{общ.ц.}}, \quad (1)$$

где,  $P$  – усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

$V_{ш}$  – скорость перемещения штока, м/с;

$\eta_{общ.ц.}$  – общий к.п.д. гидроцилиндра.

Величина  $\eta_{общ.ц.}$  колеблется в пределах  $0,92 \div 0,94$ .

Мощность, подводимая к гидромотору  $N_{н.м.}$ , Вт, определяется по следующему выражению

$$N_{н.м.} = \frac{M \cdot \omega}{\eta_{общ.м.}}, \quad (2)$$

где,  $M$  – крутящий момент на валу гидромотора, Н·м;

$\omega$  – угловая скорость вращения вала, с<sup>-1</sup>;

$\eta_{общ.м.}$  – общий к.п.д. гидромотора.

Величину к.п.д. можно выбрать по таблице А.1 приложения.

Суммарную мощность, подводимую к гидродвигателям  $N_n$ , Вт, определяют, как сумму мощностей наибольшего количества одновременно работающих двигателей

$$N_n = \sum_{i=1}^n \frac{P_i \cdot V_{ш_i}}{\eta_{общ.ц.}} + \sum_{j=1}^m \frac{M_j \cdot \omega_j}{\eta_{общ.м.}}, \quad (3)$$

где  $n$  – максимальное число работающих одновременно гидроцилиндров;

$m$  – максимальное число работающих одновременно гидромоторов.

При расчете мощности насоса необходимо учесть возможные потери давления и расхода в гидросистеме коэффициентами запаса по усилию и по скорости.

Мощность насоса с учетом потерь давления и расхода  $N_n$ , Вт, определяется по формуле

$$N_n = K_{з.у.} K_{з.с.} N_n, \quad (4)$$

где,  $K_{з.у.}$  – коэффициент запаса по усилию,  $K_{з.у.} = 1,1 \div 1,2$ ;

$K_{з.с.}$  – коэффициент запаса по скорости,  $K_{з.с.} = 1,1 \div 1,3$ .

Подачу насоса  $Q_n$ , м<sup>3</sup>/с, определим по формуле

$$Q_n = \frac{N_n}{P}, \quad (5)$$

где  $P$  – номинальное давление в гидросистеме, Па;

$N_n$  – мощность насоса, Вт.

Зная  $P$  и  $Q_n$  по таблицам приложения А.2, А.3, А.4 выбираем насос. Для насосов (например, шестеренных), где указаны допустимые пределы частоты вращения, следует определить частоту вращения выбранного насоса, которая должна попасть в эти пределы. Частота вращения  $n$ , об/мин, определяется по следующей формуле

$$n = \frac{60 \cdot Q_n}{q_n \cdot \eta_{o.n.}}, \quad (6)$$

где  $q_n$  – рабочий объем насоса, то есть величина подачи насоса за один оборот его вала, м<sup>3</sup>/об;

$\eta_{o.n.}$  – объемный к.п.д. насоса (обычно приводится в таблицах);

Если в результате расчета частота вращения вала оказалась выше или ниже рекомендованных в таблице, то необходимо повторить расчет, изменив рабочий объем в ту или иную сторону.

В гидросистемах легкого и среднего режимов работы целесообразно применить шестеренные насосы, как более простые по устройству, обслуживанию и стоимости, а для весьма тяжелого и тяжелого – роторно-поршневые насосы.

## 2 Выбор гидроаппаратуры

Гидроаппаратура (распределители, дроссели, обратные клапаны, фильтры, предохранительные клапаны и пр.) выбираются по номинальному давлению  $P$  и расходу равному подаче насоса  $Q_n$ , причем обе эти величины должны быть равны или меньше соответствующих табличных значений. В таблицах А.10, А.11, А.12, А.13, А.14, А.15, А.16 приложения приведена техническая характеристика гидроаппаратуры.

## 3 Расчет трубопроводов

По известному расходу  $Q_n$  и средней скорости  $V$  движения жидкости в трубопроводе вычисляем диаметры  $d$  и округляем их до стандартных значений (таблицы Г.1 и Г.2 приложения).

Внутренний диаметр трубы находим используя следующую формулу

$$d = \sqrt{\frac{Q_n}{0,785 \cdot V}}. \quad (7)$$

В зависимости от назначения трубопровода, давления в гидросистеме и условий эксплуатации выбираем скорость  $V$  потока рабочей жидкости. Ниже приведены разработанные практикой рекомендации по выбору скорости  $V$ :

- для всасывающего трубопровода –  $1,0 \div 2,0$  м/с;
- для сливного трубопровода –  $1,5 \div 2,0$  м/с;
- для напорного трубопровода -  $4 \div 10$  м/с.

Кроме того, при выборе скорости  $V$  для напорного трубопровода следует учитывать рекомендации по соотношению рабочего давления  $P$  и скорости  $V$  приведенные в таблице 1.

**Таблица 1 – Соотношение рабочего давления и скорости**

Рабочее давление $P$ , МПа	2,5-5,0	10,0	15,0	20,0	30,0
Скорость потока $V$ , м/с	4,0	5,0	6,0	7,0	10,0

Толщину стенки металлического трубопровода  $\delta$ , м, определяем по следующей формуле

$$\delta = \frac{P \cdot d}{2 \cdot \sigma_p}, \quad (8)$$

где  $\sigma_p$  – допускаемое напряжение на растяжение. Н/м<sup>2</sup>;

$d$  – внутренний диаметр трубопровода, м;

$P$  – рабочее давление, Н/м<sup>2</sup>.

Величина  $\sigma_p$  для стали – от 20 до 140 МН/м<sup>2</sup>  
для меди - 55 МН/м<sup>2</sup>.

## 4 Расчет потерь давления в гидросистеме

При проектировании системы гидропровода необходимо определить величину потерь давления рабочей жидкости, что позволит определить полный к.п.д системы, подобрать гидродвигатели, при необходимости установить пределы работоспособности гидропривода при низких температурах. Гидросистема считается оптимально спроектированной, если потери давления в ней не превышают 6 % от номинального давления насоса.

Для выполнения расчета необходимо составить гидравлическую схему, знать длины и диаметры трубопроводов, подачу насоса и тип рабочей жидкости, для которой по графикам на рисунках 1 и 2 можно определить кинематический коэффициент вязкости для рабочей температуры. В качестве рабочей следует для предварительного расчета выбрать температуру окружающего воздуха помещения, где расположена гидроустановка.

Общая величина потерь давления в гидросистеме  $\sum \Delta P$ , Па, определяет-

ся суммой потерь в ее отдельных элементах и на отдельных участках

$$\Sigma \Delta P = \Sigma \Delta P_l + \Sigma \Delta P_j + \Sigma \Delta P_z, \quad (9)$$

где  $\Sigma \Delta P_l$  – суммарные потери на трение по длине трубопроводов, Па;

$\Sigma \Delta P_j$  – суммарные местные потери давления, то есть потери в коленах, штуцерах, тройниках и т. п., Па;

$\Sigma \Delta P_z$  – суммарные местные потери давления в гидроагрегатах, то есть потери в распределителях, фильтрах и т.п.

Для начала расчета потерь давления на трение по длине следует определить длины и диаметры напорных, всасывающих и сливных трубопроводов.

Диаметры труб были найдены по формуле (7), а длинами мы задались распределив их на три следующие группы:

- всасывающий трубопровод – участок трубы между масляным баком и насосом. Если длина этого участка очень мала или он вообще отсутствует (например, насос располагается в масляном баке), то потери давления по длине равны нулю;

- напорный трубопровод – сумма участков трубы между насосом и распределителем; распределителем и гидродвигателем; гидродвигателем и распределителем;

- сливной трубопровод – участок между распределителем и масляным баком.

Таким образом, для каждой группы трубопроводов будут одинаковыми диаметры и скорости движения жидкости и тогда расчет всех потерь давления будет осуществляться по трем группам.

Расчет потерь давления на трение по длине трубы  $\Delta P$ , Па, проводим по формуле

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2}, \quad (10)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;

$l$  – сумма длин трубопроводов, м;

$d$  – диаметр трубопроводов, м;

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup> (находим по таблице Г.4 приложения);

$V$  – средняя скорость движения жидкости, м/с.

Изменение плотности рабочей жидкости при изменении температуры определяем по формуле

$$\rho_t = \frac{\rho}{1 + \beta_t \cdot \Delta t}, \quad (11)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости при температуре  $t_1$  (табличное значение), кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_t$  – плотность жидкости при температуре  $t_2$ ;

$\beta_t$  – коэффициент температурного расширения, град<sup>-1</sup>;

$\Delta t$  – изменение температуры ( $\Delta t = t_2 - t_1$ ), град.

Коэффициент  $\beta_t$  для воды при температуре 0 °С и давлении 0,1 МПа можно принять равным  $14 \cdot 10^6$  град<sup>-1</sup> при температуре 100 °С и давлении 10 МПа –  $700 \cdot 10^6$  град<sup>-1</sup>. Для минеральных масел при давлениях равных от 0 до 15 МПа и температурах от 0 до 70 °С  $\beta_t = 800 \cdot 10^6$  град<sup>-6</sup>.

Зная среднюю скорость  $V$ , кинематический коэффициент вязкости  $\nu$ , который определяем по графикам на рисунке Е.1 приложения, и диаметр  $d$  трубопроводов, найдем критерий Рейнольдса по формуле

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu}. \quad (12)$$

Если  $Re \leq 2300$ , то коэффициент гидравлического трения определяем по формуле для ламинарного режима

$$\lambda = \frac{75}{Re}. \quad (13)$$

Если  $2300 < Re < 6 \cdot 10^4$ , то коэффициент  $\lambda$  определяем по формуле для турбулентного режима (область гидравлических гладких труб)

$$\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}. \quad (14)$$

Определив потери давления на трение по длине трубы во всасывающих ( $\Delta P_{lvc}$ ), в напорных ( $\Delta P_{ln}$ ) и сливных ( $\Delta P_{lc}$ ) трубопроводах, суммируем их и получаем сумму потерь давления на трение по длине трубы в гидросистеме

$$\Sigma \Delta P_l = \Delta P_{lvc} + \Delta P_{ln} + \Delta P_{lc}. \quad (15)$$

Расчет местных потерь давления проводим по формуле

$$\Delta P_j = \frac{\zeta \cdot \rho \cdot V^2}{2}, \quad (16)$$

где  $\zeta$  – коэффициент местного сопротивления, величину которого можно найти в таблице Г.5 приложения.

При расчете следует разделить все местные потери на три группы, как и потери давления на трение по длине. Первая группа – потери во всасывающем трубопроводе ( $\Delta P_{jvc}$ ). Вторая группа – потери в напорном трубопроводе ( $\Delta P_{jn}$ ). Третья группа – потери в сливном трубопроводе ( $\Delta P_{jc}$ ).

Если при выборе той или иной гидроаппаратуры в соответствующих таблицах приложения приведены потери давления ( $\Delta P_{jA}$ ), то их нет смысла



определять по формуле (16), а следует сложить с прочими местными потерями давления.

Суммарные местные потери давления в гидросистеме могут быть определены по формуле

$$\sum \Delta P_j = \Delta P_{jвс} + \Delta P_{jn} + \Delta P_{jc} + \sum \Delta P_{jA}, \quad (17)$$

где  $\sum \Delta P_{jA}$  – сумма местных потерь давления в аппаратах гидросистемы.

Полные потери давления в гидросистеме найдем, как сумму величин из формул (15) и (17)

$$\sum \Delta P = \sum \Delta P_l + \sum \Delta P_j. \quad (18)$$

## 5 Расчет к.п.д. гидропривода

Величина коэффициента полезного действия гидропривода позволяет установить эффективность спроектированного устройства. Причем для оптимально разработанной гидросистемы общий (полный) к.п.д. должен находиться в пределах от 0,6 до 0,8.

Общий кпд гидропривода определяем произведением гидравлического, механического и объемного к.п.д.

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{о}}, \quad (19)$$

где  $\eta_{\text{г}}$  – гидравлический к.п.д.;

$\eta_{\text{м}}$  – механический к.п.д.;

$\eta_{\text{о}}$  – объемный к.п.д.

$$\eta_{\text{г}} = (P - \sum \Delta P) / P. \quad (20)$$

Механический к.п.д. определяем как произведение механических к.п.д. всех последовательно соединенных агрегатов, в которых происходит потеря энергии на трение (насос, распределитель, двигатель)

$$\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{м.н}} \cdot \eta_{\text{м.р}} \cdot \eta_{\text{м.д}}, \quad (21)$$

где  $\eta_{\text{м.н}}$  – механический кпд насоса, который или задан в таблицах характеристик насосов, или выбирается по таблице А.1 приложения;

$\eta_{\text{м.р}}$  – механический кпд распределителя, выбирается по таблице А.1 приложения;

$\eta_{\text{м.д}}$  – механический кпд двигателя, который или задан в таблицах характеристик, или выбирается по таблице А.1 приложения.

Объемный к.п.д. гидропривода  $\eta_{\text{о}}$  определяем как произведение объем-

ных к.п.д. насоса, распределителя и двигателя.

$$\eta_o = \eta_{o.n} \cdot \eta_{o.p} \cdot \eta_{o.d}, \quad (22)$$

где  $\eta_{o.p}$  – объемный к.п.д. распределителя, выбираем по таблице А.1;

$\eta_{o.d}$  – объемный к.п.д. двигателя (или задан, или по таблице А.1).

## 6 Выбор силовых гидроцилиндров

При проектировании гидропривода силовые гидроцилиндры выбираем по ГОСТ 6540 – 68, или по ОСТ 12.44.099 – 78 (таблицы А.5 и А.6 приложения).

Выбор гидроцилиндров осуществляем по двум параметрам – величине хода поршня, которая выбирается конструктивно в соответствии с кинематической схемой, и внутреннему диаметру, который определяется расчетом.

Если при рабочем ходе поршня жидкость подается в поршневую полость цилиндра, то внутренний диаметр найдем по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot (P - \sum \Delta P) \cdot \eta_{м.ц}}}, \quad (23)$$

где  $P$  – усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

$p$  – рабочее давление, Н/м<sup>2</sup>;

$\sum \Delta p$  – суммарные потери давления, Н/м<sup>2</sup>;

$\eta_{м.ц}$  – механический КПД гидроцилиндра.

Если при рабочем ходе жидкость подается в штоковую полость, то диаметр  $D$ , м, находим по формуле

$$\frac{\pi \cdot (D^2 - d_{ш}^2)}{4} \cdot (P - \sum \Delta P) \cdot \eta_{м.ц} + \bar{P} = 0, \quad (24)$$

где  $d_{ш}$  – диаметр штока, который при рабочем давлении от 1,5 до 5,0 МПа найдем из соотношения  $d_{ш}/D=0,5$ , а при давлении свыше 5 МПа из соотношения  $d_{ш}/D=0,7$ .

После определения величин  $D$  и  $d_{ш}$  выбираем гидроцилиндр (таблицы А.5 и А.6 приложения).

## 7 Расчет гидроцилиндра на продольный изгиб

Если длина цилиндра с выдвинутым штоком больше десяти диаметров  $D$  и гидроцилиндр нагружен сжимающей силой, то его следует рассчитать на продольный изгиб.

Разрушающая сила сжатия  $F_{сж}$ , Н, определяется по формуле

$$F_{сжс} = K \cdot \frac{\pi \cdot E \cdot I}{L^2}, \quad (25)$$

где  $K$  – коэффициент, зависящей от способа заделки концов гидроцилиндра ( $K=1$  при шарнирной заделки и  $K=2$  при жестком закреплении одного конца);

$E$  – модуль упругости материала, Па, (для стали  $E=22 \cdot 10^{10}$  Па);

$I$  – момент инерции сечения цилиндра,  $\text{м}^4$ ;

$L$  – длина цилиндра с выдвинутым штоком, м.

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D_{\text{в}}^4 - D^4), \quad (26)$$

где  $D_{\text{в}}$  – внешний диаметр цилиндра, м.

## 8 Расчет и выбор гидромотора

В зависимости от назначения гидропривода в нем применяются гидромоторы низкомомментные, имеющие большую частоту вращения и небольшой крутящий момент на выходном валу, либо высокомоментные гидромоторы, которые имеют низкую частоту вращения вала, но большой крутящий момент. В качестве низкомомментных применяют шестеренные и роторно-поршневые аксиальные гидромоторы. В качестве высокомоментных – радиальные роторно-поршневые гидромоторы.

Все типы гидромоторов позволяют регулировать частоту вращения выходного вала за счет изменения расхода рабочей жидкости, подаваемой в систему насосом. Максимальная частота вращения вала гидромотора обычно определяется по паспортным данным, а минимальную частоту вращения можно выбрать из следующих рекомендаций:

- 1) роторно-поршневые аксиальные – 50 об/мин;
- 2) шестеренные – 100 об/мин;
- 3) роторно-поршневые радиальные – 60 об/мин.

Крутящий момент на валу гидромотора  $M$ , Н·м, равен

$$M = 0,159 \cdot q_m \cdot (P - \Sigma \Delta P) \cdot \eta_{м.м}, \quad (27)$$

где  $q_m$  – рабочий объем гидромотора,  $\text{м}^3/\text{об}$ ;

$P$  – рабочее давление, Н/м<sup>2</sup>;

$\Sigma \Delta P$  – полные потери давления в гидросистеме, Н/м<sup>2</sup>;

$\eta_{м.м}$  – механический КПД гидромотора.

Из формулы (27) можно определить величину  $q_m$ , а затем по величине  $q_m$  и  $P$  выбираем гидромотор по таблицам А.7, А.8, А.9 приложения.

По известной подаче  $Q_n$  насоса и рабочему объему  $q_m$  гидромотора определяем частоту вращения вала гидромотора  $n_m$ , об/мин.

$$n_m = \frac{60}{Q_n} \cdot \eta_{o.m.} \quad (28)$$

Расчетная величина гидромотора  $n_m$  сравнивается с табличной и должна быть выше ее номинального значения.

## 9 Определение объема масляного бака

Выбор емкости масляного бака осуществляется конструктивно в зависимости от назначения и режима работы гидропривода.

Практикой выработаны рекомендации выбора объема бака в зависимости от назначения машины и ее температурного режима.

Для ориентировочного расчета можно принять емкость бака  $V_6$  по формуле

$$V_6 = 2 \cdot 60 \cdot Q_n \quad (29)$$

Объем  $V_6$  округляем до стандартного значения (см. таблицу Г.1 приложения).

## 10 Тепловой расчет гидросистемы

Тепловой расчет гидросистемы выполняется для выяснения условий работы гидропривода, уточнения объема масляного бака, а также выяснения необходимости применения теплообменников.

Минимальная температура рабочей жидкости равна температуре воздуха окружающей среды. Максимальная температура определяется в результате теплового расчета.

Повышение температуры рабочей жидкости, прежде всего, связано с внутренним трением. Все потери мощности в гидросистеме в конечном счете превращаются в тепло, которое аккумулируется в жидкости.

Количество тепла, получаемое гидросистемой в единицу времени  $Q_T$ , Дж/с, соответствует потерянной в гидроприводе мощности и может быть определено по формуле

$$Q_T = (1 - \eta_{общ.}) \cdot N_n \cdot K_n \quad (30)$$

где  $N_n$  – мощность, подводимая к насосу, Вт;

$\eta_{общ.}$  – общий к.п.д. гидропривода;

$K_n$  – коэффициент продолжительности работы гидропривода под нагрузкой (для ориентировочного расчета можно принять  $K_n=0,7$ ).

Максимальная температура рабочей жидкости, которая достигается че-

рез один час после начала работы и не зависит от времени  $t_{ж}$ , °С, определяется по следующей формуле

$$t_{жс} = t_{в.макс} + \frac{Q_T}{K \cdot F}, \quad (31)$$

где  $t_{в.макс}$  – максимальная температура окружающего воздуха, °С;

$K$  – коэффициент теплоотдачи поверхностей гидроагрегатов ( $K=0,04$  кДж/(м<sup>2</sup>·°С));

$F$  – суммарная площадь теплоизлучающих поверхностей гидропривода, м<sup>2</sup>.

Суммарную площадь теплоизлучающих поверхностей гидропривода  $F$ , м<sup>2</sup>, можно найти по следующей эмпирической формуле

$$F = 0,14 \cdot \sqrt[3]{V_{\phi}^2}. \quad (32)$$

Зная минимальную температуру той климатической зоны, для которой проектируется машина, и определив максимальную температуру  $t_{жс}$ , можно установить диапазон температуры рабочей жидкости в гидросистеме.

Если в результате теплового расчета окажется, что максимальная установившееся температура превышает 70 °С, то необходимо увеличить объем масляного бака или предусмотреть в гидросистеме теплообменное устройство.

## **Список использованных источников**

- 1 Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972.
- 2 Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982.
- 3 Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1971.
- 4 Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974.
- 5 Вильнер Л.М. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. – Минск: Высшая школа, 1976.
- 6 Гидро и пневмопривод и его элементы. Рынок продукции: каталог/под ред. В.К. Свешникова и А.Б. Чистякова. - М.: Машиностроение, 1992.
- 7 Фрумкис И.В. Гидравлическое оборудование тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин. – М.: Колос, 1971.

## Приложение А (обязательное)

### Технические характеристики гидромашин и гидроустройств

Таблица А.1 – Значения коэффициентов полезного действия

Тип гидромашины, гидроустройства	Механический кпд $\eta_m$	Объемный кпд $\eta_o$	Общий кпд $\eta$
1 Роторно – пластинчатые насосы	0,70÷0,90	0,60÷0,95	0,60÷0,85
2 Роторно - поршневые радиальные насосы	0,80÷0,95	0,85÷0,98	0,76÷0,93
3 Роторно - поршневые аксиальные насосы	0,82÷0,90	0,88÷0,98	0,82÷0,96
4 Шестеренные насосы	0,70÷0,85	0,75÷0,92	0,54÷0,80
5 Роторно - пластинчатые гидромоторы	0,70÷0,90	0,60÷0,95	0,50÷0,85
6 Роторно – поршневые радиальные гидромоторы	0,85÷0,95	0,95÷0,98	0,90÷0,94
7 Роторно – поршневые аксиальные гидромоторы	0,82÷0,90	0,97÷0,98	0,80÷0,87
8 Шестеренные гидромоторы	0,70÷0,85	0,95÷0,96	0,87÷0,90
9 Гидрораспределители золотниковые	1	0,97÷0,99	0,92÷0,98
10 Гидроцилиндры	0,85÷0,97	0,98÷0,99	0,92÷0,94

Таблица А.2 – Шестеренные нерегулируемые насосы

Тип	Номинальное (максимальное) давление, МПа	Рабочий объем, см <sup>3</sup>	Номинальная частота вращения, об/мин
НШ4 – 4; НШ6 - 4	20 (25)	4,0;6,3	2400
НШ 6Т-1	2,5 (4,0)	6,3	2000
НШ 6Е-3; НШ10-3	16 (21)	6,3;10,0	2400
НШ 50-У3	16 (21)	49,1	1920
НШ 32У-2	14 (17,5)	31,7	1920
НШ ...А-3	16 (21)	32;48,8;69,7;98,8	1920
НШ 250-3	16 (21)	250	1500
НШ 32-4;НШ50-4	20 (25)	31,5;48,8	2400
НШ71-4;НШ 100-4	20 (25)	69,7;98,8	1920
НШ 250 – 4	20 (25)	250	1500
НМШ25;НМШ50; НМШ 125	1,6 (2,5)	25;50;125	1500
НМШ 25 Р	0,25 (1)	25	1200
НМШ 80 – 1	1 (1,2)	80	2400
НШ 32У – 3	16 (21)	32	2400

Таблица А.3 – Ручные насосы

Тип	Номинальное (максимальное) давление, МПа	Рабочий объем, см <sup>3</sup>	Примечание
182.5004010 – 11	25 (32)	8	Одностороннего действия
18.5004010 –11	20 (25)	10	
182.5004005	25 (32)	8	Два потока
18.5004005	20 (25)	10	

Таблица А.4 – Аксиально-поршневые насосы с наклонным блоком

Тип	Номи- нальное (макси- мальное) давление, МПа	Рабочий объем, см <sup>3</sup>	Число оборотов, об/мин	Примечание
1	2	3	4	5
210	20 (35)	11,6	2400	Нерегулируемые
210	20 (35)	28,1	1920	Нерегулируемые
207	20 (32)	94,8	1500	Регулируемые (нереве- сивный или реверсивный)



Продолжение таблицы А.4

1	2	3	4	5
313	16 (25)	28	1920	Регулируемый нереверсивный с регулятором давления
224	20 (32)	54,8 54,8	1500	Регулируемый нереверсивный с регулятором мощности и двумя секциями
333	20 (32)	56 56	1500	Регулируемый нереверсивный с регулятором мощности, двумя секциями и дополнительным нерегулируемым насосом рабочим объемом 11,6 см³
311	20 (35)	112;224	1200	Регулируемый (реверсивный или нереверсивный)
321	20 (35)	112 +112	1200	Регулируемый нереверсивный с регулятором мощности и двумя секциями
310	20,35	56;112	1500	Нерегулируемый

Таблица А.5 – Гидроцилиндры поршневые двустороннего действия

Тип	Соотноше- ние площа- дей поршня	Номинальное (максимальное) давление МПа	Диаметр поршня, мм	Ход поршня, мм	Максимальная скорость, м/с	Примечание
1	2	3	4	5	6	7
181.5003010 – 01	1,25	25 (32)	45	320	0,2	С тормозным устрой- ством и гидрозамком на проушинах
182.5003010 – 01	1,25	25 (32)	45	320	0,2	С тормозным устрой- ством и гидрозамком на проушинах
Ц 40•160 – 11	1,33	16 (20)	40	160	0,5	На проушинах
Ц 40•200 – 11	1,33	16 (20)	40	200	0,5	На проушинах
Ц 40• 250 – 11	1,33	16 (20)	40	250	0,5	На проушинах
ГА – 93000	1,64	16 (20)	40	63	0,5	На проушинах
ГА – 93000 – 02	1,64	16 (20)	40	160	0,5	На проушинах
ГА – 80000	1,64	16 (20)	40	360	0,5	На проушинах
Ц 63• 800160.001	1,44	16 (20)	63	800	0,5	На проушинах
Ц 55 – 1010001	1,49	14 (17,5)	55	200	0,3	На валах
ГС 70• 290.20.001	1,33	16 (20)	70	290	1	На проушинах
ГС 70•400.20.001	1,33	16 (20)	70	395	1	На проушинах
Ц 75 – 11110.01А	1,33	14 (17,5)	75	200	0,3	На валах
151.40.040 – 3А	1,33	10	80	280	0,3	На проушинах
Ц 90 – 12120.01А	1,03	14 (17,5)	90	200	0,3	На вилках
ЦС – 90М	1,13	14 (17,5)	90	200	0,3	На вилках
ГС 90• 900.20.001	1,25	16 (20)	90	9800	1	На проушинах
18.26.270	1,57	16 (20)	100	800	1	На проушинах
Ц 100•250	1,2	16 (20)	100	250	0,5	На проушинах

Продолжение таблицы А.5

1	2	3	4	5	6	7
Ц 110А – 1414001	1,13	14 (18)	110	400	0,3	На проушинах
Ц 125.250.160.001-1	1,19	16 (20)	125	250	1	На проушинах
700А.34.29.000	1,19	14 (18)	125	400	0,3	На проушинах
1000.160.001	1,69	16 (20)	125	1000	1	Цапфенный
140•1250 –33	1,49	16 (20)	140	1250	1	Цапфенный
С 140.710.160.001	1,33	14 (17,5)	140	710	0,5	На проушинах
С 160• 1250 – 33	1,33	16 (20)	160	1250	1	Цапфенный
С 160•1400 – 33	1,33	16 (20)	160	1400	1	Цапфенный
ГЦС 32.180.16.000	1,45	16 (20)	32	180	0,5	На проушинах
ГЦ 40.180.16.000	1,57	16 (20)	40	180	0,5	На проушинах
ГЦС 63.200.16.000	1,23	16 (20)	63	200	0,5	Фланцевый
ГЦ 80.320.16.000	1,33	16 (20)	80	250... 630	0,5	На проушинах
ГЦ 63.500.16.000	1,83	16 (20)	63	500	0,5	Цапфенный
ГЦ 80.250.16.000	1,33	16 (20)	80	250	0,5	На проушинах
ГЦ 80.400.16.000	1,33	16 (20)	80	400	0,5	На проушинах
Ц 75•110 – 2	1,87	14 (17,5)	75	110	0,3	На проушинах
Ц 75•200 – 2	1,87	14 (17,5)	75	200	0,3	На вилках
Ц 100•200 - 3	1,87	16 (20)	100	200	1	На вилках
ГЦ 80.630.16.000	1,33	16 (20)	80	630	0,5	На проушинах
ГС 75•410.20.001	1,28	16 (20)	75	410	1	На проушинах
У 4560	1,6	10 (14)	80	250.. 400	0.3	На проушинах
У4564.2	1,6	10 (14)	80	400	0.3	На проушинах
У 4564.2	1,6	16 (20)	80	160...1000	0.5	На проушинах
У 4564.2	1,6	16 (20)	100	250...1000	0.5	На проушинах
У 4564.2	1,6	10 (14)	80	200...1000	0.3	Цапфенный
У 4564.2	1,6	16 (20)	80	160...1000	0,5	Цапфенный

Продолжение таблицы А.5

1	2	3	4	5	6	7
У 4564.2	1,6	16 (20)	100	800;1000	0,5	Цапфенный
У 4564.2	1,6	10 (14)	80	400	0,3	Приваркой задней крышки
У 4564.2	1,6	16 (20)	80	160...800	0,5	Приваркой задней крышки
У 4564.2	1,6	16 (20)	100	800	0,5	Приваркой задней крышки
У 4564.2	1,6	16 (20)	125	630	0,5	На проушинах

Таблица А.6 – Гидроцилиндры плунжерные одностороннего действия

Тип	Соотношение площадей поршня	Номинальное (максимальное) давление, МПа	Ход поршня мм	Максимальная скорость, м/с	Примечание
ГА – 66010А – 01	16 (20)	20	63	0,5	На проушинах
Ц 50.360.160.001АП	16 (20)	50	360	0,5	Цапфенный
ЖВС 6.04.160	6,3 (10)	25	180	0,3	На проушинах
54 – 9 – 145	14 (16)	25	240	0,3	На проушинах
34 – 9 – 5	14 (16)	25	240	0,3	На проушинах
ГА – 81000	14 (16)	32	340	0,3	На проушинах
Н.020.25.000 (Н.20.10.000 – 01)	14 (16)	40	250	0,3	На проушинах
Н.020.26.000 (Н.20. 11.000 – 01)	14 (16)	40	360	0,3	На проушинах
ППТ 05.100	14 (21)	60;75;95	1355	0,3	Фланцевый телескопический с тремя ступенями
771 – 86031А	10 (14)	60;75	850	0,3	Фланцевый телескопический с тремя ступенями

Таблица А.7 – Гидромоторы шестеренные

Тип	Номинальное давление, МПа	Рабочий объем, см <sup>3</sup>	Частота вращения, об/мин	Примечание
ГПР - Ф	16	160	60...600	Нерегулируемые
ГПР - Ф	16	200	60...486	Нерегулируемые
ГПР - Ф	16	250	56...378	Нерегулируемые
ГПР - Ф	16	320	45...300	Нерегулируемые
ГПР - Ф	16	400	45...240	Нерегулируемые
ГПР - Ф	16	500	35...190	Нерегулируемые
ГПР - Ф	16	630	25...150	Нерегулируемые
МГП 80	14	80	10...810	Нерегулируемые
МГП 100	14	100	10...650	Нерегулируемые
МГП 125	14	125	10...520	Нерегулируемые
МГП 160	14	160	10...400	Нерегулируемые
МГП 200	11	200	10...325	Нерегулируемые
МГП 315	7	315	10...210	Нерегулируемые
ГМШ 10 – М	10	10	75...4800	Нерегулируемые
ГМШ 32 – 3... ГМШ 100 – 3	16	32;50; 100	500...1920	Нерегулируемые
ГМШ 504 – 2	14	49,1	500...1920	Нерегулируемые
ГМШ 50 У - 3	16	50	270...2400	Нерегулируемые

Таблица А.8 – Гидромоторы аксиально-поршневые с наклонным блоком

Тип	Номинальное давление, МПа	Рабочий объем, см <sup>3</sup>	Частота вращения, об/мин	Примечание
210	20	11,6	50...6000	Нерегулируемые
210	20	28,1	50...5000	Нерегулируемые
310	25	224	50...2000	Нерегулируемые
310	20	56	50...3750	Нерегулируемые
310	20	112	50...3000	Нерегулируемые
303	20	112	50...4000	Регулируемые

Таблица А.9 – Гидромоторы радиально-поршневые

Тип	Номинальное давление, МПа	Рабочий объем, см <sup>3</sup>	Частота вращения, об/мин	Примечание
МР	21	1126	1...280	Нерегулируемые
МР	21	1809	1...220	Нерегулируемые

Таблица А.10 – Гидрораспределители

Тип	Диаметр условного прохода, мм	Номинальное давление, МПа	Номинальный расход, л/мин	Тип управления	Число золотников	Способ разгрузки	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8
Р	20	16	100	Ручное	1...4	Через золотник	Золотниковый секционный с защитой от перегрузки
Р	32	16	250	Ручное	1...4	Через золотник	Золотниковый секционный с защитой от перегрузки
РС	25	20	160	Ручное	1...6	Через золотник	Золотниковый секционный с защитой от перегрузки
ГГЗ	32	32	360	Гидравлическое	3	Через золотник	Золотниковый моноблочный с защитой от перегрузки

Продолжение таблицы А.10

1	2	3	4	5	6	7	8
ГГ4	32	32	360	Гидравлическое	4	Через золотник	Золотниковый моноблочный с защитой от пере- грузки
26.1401	25	14	180	Ручное	3	Через клапан	Клапанный- золотниковый моноблочный
КЭ 1,6–2,5– 16	1,6	16	2,5	Электрическое			Клапанный
Р 50	12	16	50	Ручное	1...6	Через клапан	Клапанный- золотниковый секционный трех позиционный
РЭГ 50-3	12	16	50	Электрогидрав- лическое	1...6	Через клапан	Клапанный- золотниковый секционный и трехпозицион- ный напряжение 24 В
Р 50	12	16	50	Гидравлическое	1...6	Через клапан	Клапанный- золотниковый секционный и трехпозицион- ный напряжение 24В

Продолжение таблицы А.10

1	2	3	4	5	6	7	8
Р 80	16	16	80	ручное	2 или 3	Через клапан	Золотниковый моноблочный с защитой от перегрузки
Р 80	16	16	80	электрогидравлическое	2	Через клапан	Золотниковый моноблочный с защитой от перегрузки трехпозиционный напряжение 24В
Р 160	25	16	160	ручное	3	Через клапан	Золотниковый моноблочный с защитой от перегрузки четырехпозиционный
Р 500	40	16	500	ручное	1	Через золотник	Золотниковый моноблочный с защитой от перегрузки четырехпозиционный
Р 12	6	16	12,5	ручное	1	Через золотник	Золотниковый моноблочный с защитой от перегрузки четырехпозиционный
Р 80	16	16	80	ручное	3	Через клапан	Золотниковый моноблочный с защитой от перегрузки четырехпозиционный
У 7510	8	25	25	электрическое	1...7	Через клапан	Золотниковый секционный напряжение 12 или 24 В



Таблица А.11 – Обратные клапаны

Тип	Диаметр условного прохода, мм	Номинальное давление, МПа	Номинальный расход, л/мин
К 1	20	32	100
ВМ 4.02.900	10	16	36
530	25	40	320
531	20	40	200
4121	10	25	16
4121	16	25	80

Таблица А.12 – Клапаны давления прямого действия

Тип	Диаметр условного прохода, мм	Номинальное давление, МПа	Номинальный расход, л/мин	Примечание
КР 16.16.000	16	10	63	Простой
КР 300	32	16	300	Простой
КП 16.16.000	16	16	63	С обратным клапаном
КП 16.2.5.000	16	2,5	63	С обратным клапаном
ГА – 76070	3,2	10	0,63	Простой
77.72А.013 – 1Б	4	8	16	Простой
47 – 15 – 130		0,2	90	Простой
46 – 15 – 139		0,25	130	Простой
46 – 15 – 129		1,1	90	Простой
46 – 15 – 138		0,5	130	Простой
520	25	10... 32	250	Простой
521	20	10... 32	160	Простой
520; 521	16	10... 32	100	Простой
520	20	10... 32	160	Простой

Таблица А.13 – Редукционные клапаны

Тип	Диаметр условного прохода, мм	Давление на-стройки МПа	Номинальный расход, л/мин	Примечание
60	8	0,65...2,5	16	С ручным управлением

Таблица А.14 – Предохранительные клапаны непрямого действия

Тип	Диаметр условного прохода, мм	Давление настройки МПа	Номинальный расход, л/мин	Примечание
ГК 2	20	1... 40	360	Без электрозагрузки
НГ 16 – 50 – 16	16	16	50	С электрозагрузкой
КЭ 500 – 3	40	16	50	С электрозагрузкой
510	20	1... 50	250	Без электрозагрузки
510	32	1... 50	400	С электрозагрузкой
940	20	2... 32	160	С электрозагрузкой

Таблица А.15 – Дроссели

Тип	Диапазон расхода, л/мин	Диаметр условного прохода, мм	Номинальное давление, МПа	Примечание
ДОК 16.000	40... 63	16	10	Путевой с обратным клапаном
629	12,5... 320	32	32	С ручным управлением с обратным клапаном

Таблица А.16 – Фильтры

Тип	Фильтрующий элемент	Номинальное давление, МПа	Номинальная толщина фильтра, мкм	Пропускная способность, л/мин	Примечание
1.1	Бумага	0,63	25	100; 250	Сливной с перепускным клапаном и электрической индикацией засорения
1.1	Бумага	0,63	25	100; 250	Сливной с перепускным клапаном
1.1	Бумага	1,6	25	63; 100	Напорный с перепускным клапаном
1.1	Бумага	20	10	63; 100	Напорный с перепускным клапаном с визуальной индикацией засорения
ФВН 10-63	Бумага	0,06	10	63	Всасывающий с визуальной индикацией засорения

## Приложение Б (справочное)

### Характеристики направляющей, регулирующей аппаратуры

Таблица Б.1 – Теплообменники

Тип	Номинальный расход, л/мин	Максимальная рассеиваемая мощность при $\Delta t=35^{\circ}\text{C}$ , кВт	Примечание
КМ6 – СК	320	18,8	Воздушный
КМ6 – СК	450	38,7	Воздушный

Таблица Б.2 – Гидроаккумуляторы

Тип	Номинальное давление, МПа	Вместимость, $\text{дм}^3$	Примечание
150.37.044 – 1	10	0,16	Пружинный
АП60.000 – 01	10	6,3	Поршневой
80 – 4609010	10	0,118	Пружинный
80 – 4609070	10	0,118	Пружинный
АПГ 1.16.000	10	1,0	Мембранный

Таблица Б.3 – Манометры

Тип	Диапазон измерения, МПа	Точность, %	Примечание
1	2	3	4
МТП–1... МТП–4	0,1... 40	1,5; 2,5; 4,0	
МТ	0,1... 40	4,0	
МПЗ-У; МП4-У; ВПЗ-У; МВПЗ-УО; МВП4-У	-0,1... 160	1,0; 1,5; 2,5	В-вакууметр
МПЗА-У; МВПЗА-У	0,1... 0,6; 0,06... 2,4	1,5; 2,5	В-вакууметр
МП4А-У; МВП4А-У	-0,1... 2,4	1,5; 2,5	В-вакууметр
ВП4-СМ-Т	-0,1... -0,5	1,5; 2,5	Мановакууметр
МДФ1-100	0... 1	1,5	Манометр дифференциальный
МДП4-СМ-Т	-0,1... 0,9	1,5	Манометр дифференциальный
ВЭ-16-Рб	-0,1... 160	1,5	
МПЭ-МИ	0,1... 60	1,0; 1,5	Малогабаритный

Продолжение таблицы Б.3

1	2	3	4
МП; МП2	0,6...16	1,5; 2,5	
МП3	0,06...60	1,5	
МТП (МВТП)-160А	-0,1...60	1,5	В-вакуумметр
В-3ВУ	0,06...2,4 -0,1	1,5; 2,5	В-вакуумметр
МТП-100/1-ВУМ	0...1	2,5	
ОБМ-100 БФ	0,1...6	2,5	

Таблица Б.4 - Расходомеры

Тип	Диапазон измерения, л/мин	Точность измерения, %	Примечание
ШЖУ-25-16	38...50	0,5; 0,25	Счетчики жидкости
ШЖУ-40Ц-60	33...280	0,5	Счетчики жидкости
ВЖУ-100-0,6			Расходомер со счетчиком

Таблица Б.5 – Рукава высокого давления

Тип	Диаметр условного прохода, мм	Длина, м	Рабочее давление, МПа	Примечание
1	2	3	4	5
11-10-Н036.82.010 (11-10-Н036.82.290)	10	0,2...2,2	21,5	
T16.55.042	10	2,0	21,5	Составной
11-25Н036.88.020 (11-25Н036.88.040)	25	0,82(0,92)	32	
11-25Н036.88.320 (11-25Н036.88.370 и 11-25Н036.88.460)	25	0,83(1,23 и 2,13)	32	
11-25Н036.88.750	25	2,6	32	
Н.036.88.890	25	1,43	32	
Н.036.72.000	16		16 (20)	
Н.036.69.000	16		16 (22)	
РВДЗ	16	0,45...2,25	20	
РВД	25,32	0,43...2,28	25	
Н.036.83.100...160	12	0,33...1,8	21	
Н.036.85.010...140	16	0,25...2,2	16,5	

Продолжение таблицы Б.3

1	2	3	4	5
Н.036.67.000	6		16 (22)	
Н.036.50.000	12		14 (17,5)	Разрывная муфта
Н.036.52.000	16		14 (17,5)	Разрывная муфта
РВД	8	0,45...2,25	25	
РВД	10	0,45...2,25	21,5	
РВД	12	0,45...2,25	21	
РВД	20	0,45...2,25	15	
РВДZ	8	0,45...2,25	30	
РВДZ	10	0,45...2,25	28	
РВДZ	12	0,45...2,25	25	
РВДZ	20	0,45...2,25	16	
РВД	16	0,45...2,25	34	
РВД	20	0,45...2,25	16	
РВД	20	0,45...2,25	30	

## Приложение В (справочное)

### Техническая характеристика пневматических устройств

Таблица В.1 – Пневмоцилиндры двустороннего действия

Тип	Номи- нальное давле- ние, МПа	Диа- метр, мм	Ход, мм	Макси- мальное усилие, Н	Примечание
1	2	3	4	5	6
1012 – 80; 1022 – 80	1	80	32;40; 50;60; 80; 100;125; 160; 200;220;250	4300	Крепление на удлинен- ных стяжках
1012 – 100 1022 – 100	1	100	32;40; 50;60; 80; 100;125; 160; 200;220;250	6750	Крепление на удлинен- ных стяжках
1012 – 125 1022 – 125	1	125	32;40; 50;60; 80; 100;125; 160; 200;220;250	10600	Крепление на удлинен- ных стяжках
1012 – 160 1022 – 160	1	160	32;40; 50;60; 80; 100;125; 160; 200;220;250	18100	Крепление на удлинен- ных стяжках
11... –80	1	80	32;40; 50;60; 80; 100;125; 160; 200;220;250	4300	Крепление на лапах
11... –100	1	100	32;40; 50;60; 80; 100;125; 160; 200;220;250	6750	Крепление на лапах
11... –125	1	125	32;40; 50;60; 80; 100;125; 160; 200;220;250	10600	Крепление на лапах
11... –160	1	160	32;40; 50;60; 80; 100;125; 160; 200;220;250	18100	Крепление на лапах
12... –100	1	100	32;40; 50;60; 80; 100;125; 160; 200;220;250	6750	Крепление на переднем фланце
12... –125	1	125	32;40; 50;60; 80; 100;125; 160; 200;220;250	10600	Крепление на переднем фланце

Продолжение таблицы В.1

1	2	3	4	5	6
12... –160	1	160	32;40; 50;60; 80; 100;125; 160; 200;220;250	18100	Крепление на переднем флан- це
13... – 100	1	100	32;40; 50;60; 80; 100;125; 160; 200;220;250	6750	Крепление на заднем фланце
13... -125	1	125	32;40; 50;60; 80; 100;125; 160; 200;220;250	10600	Крепление на заднем фланце

Таблица В.2–Пневмораспределители с ручным (ножным) управлением

Тип	Номинальное давление, МПа	Условный про- ход, мм	Количество ли- ний/ число пози- ций
ПКБ141204	0,25...1,0	12	3/2
ПКБ141604	0,25...1,0	16	3/2
ПКБ142004	0,25...1,0	20	3/2
ПКБ142504	0,25...1,0	25	3/2

Таблица В.3 – Пневматические армированные трубопроводы

Тип	Внутренний диаметр, мм	Наружный диаметр, мм
РНД	6; 8; 10; 12; 15; 20; 25	14; 15,5; 17,5; 21,25; 29; 35



**Приложение Г**  
**(обязательное)**  
**Стандартные характеристики гидроприводов**

Таблица Г.1 – Величины основных параметров гидроприводов

Параметр	Величина
Номинальное давление, МПа	0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250
Номинальный расход жидкости, л/мин	1; 1,6; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500
Условные проходы, мм	1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250
Номинальная вместимость гидробаков, гидро- и пневмоаккумуляторов и пр., л	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

Таблица Г.2 – Основные размеры стальных бесшовных холоднодеформируемых труб по ГОСТ 8734 – 75\*

Наружный диаметр <sup>*</sup> , мм	Толщина стенки <sup>**</sup> , мм
1	2
5	0,3 – 1,5
6	0,3 – 2
7 – 9	0,3 – 2,5
10 – 12	0,3 – 3,5
13 – 15	0,3 – 4
16 – 19	0,3 – 5
20	0,3 – 6
21 – 23	0,4 – 6
24	0,4 – 6,5
25 – 28	0,4 – 7
30 – 36	0,4 – 8
38; 40	0,4 – 9
42	1 – 9
45; 48	1 – 10
50 – 76	1 – 12
80 – 95	1,2 – 12
100 – 108	1,5 – 18

Продолжение таблицы Г.2

1	2
110 – 130	1,5 – 22
140	1,6 – 22
150	1,8 – 22
160	2 – 22
170; 180	2 – 24
190	2,8 – 24
200 – 220	3 – 24
240; 250	4,5 – 24

\* 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; 65; 68; 70; 73; 75; 76; 80; 83; 85; 89; 90; 95; 100; 102; 108; 110; 120; 130; 200; 210; 230 мм.

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

Таблица Г.3 – Основные размеры медных труб по ГОСТ 617 – 90

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм
1	2
3	0,5; 0,6; 0,8
4	0,5; 0,6; 0,8; 1
5	0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2
6;8;10	0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,5; 2
12	0,8; 1; 1,2; 1,5; 2
13;14	1; 1,5; 2; 2,5; 3
16	0,8; 1; 1,2; 1,5; 2; 3,5
18	1; 1,5; 2; 3; 3,5; 4
20	1; 1,2; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5
22	1; 1,2; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6
24	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 7
26	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 5; 6; 7
28	1; 1,2; 1,5; 2; 3; 5
30	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 5
32	1; 1,2; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 4,5; 5
34	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 6
35	1; 1,2; 1,5; 2,5; 5
36	1,2; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 7
38	1; 1,5; 2,5; 3; 4
40	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5
42	1; 1,2; 1,5; 2; 2,5

Продолжение таблицы Г.3

1	2
45	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 5
48	1,5; 2; 3; 4; 5
50	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5
53	1,5; 2; 3; 3,5; 4
55	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5
58	2,5; 3,5; 4; 4,5; 6
60	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 5
63	1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 7
65	2; 2,5; 3; 3,5; 5; 7; 10
70;75	1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 5
80	1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8
85	1,5; 2; 2,5; 3,5; 4; 4,5; 5; 7; 10
90	1,5; 2,5; 3,5; 4,5; 5
95	1,5; 2; 2,5; 3; 5
100	1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 5; 6; 7; 8; 10

Таблица Г.4 – Плотность жидкостей при температуре 20 °С

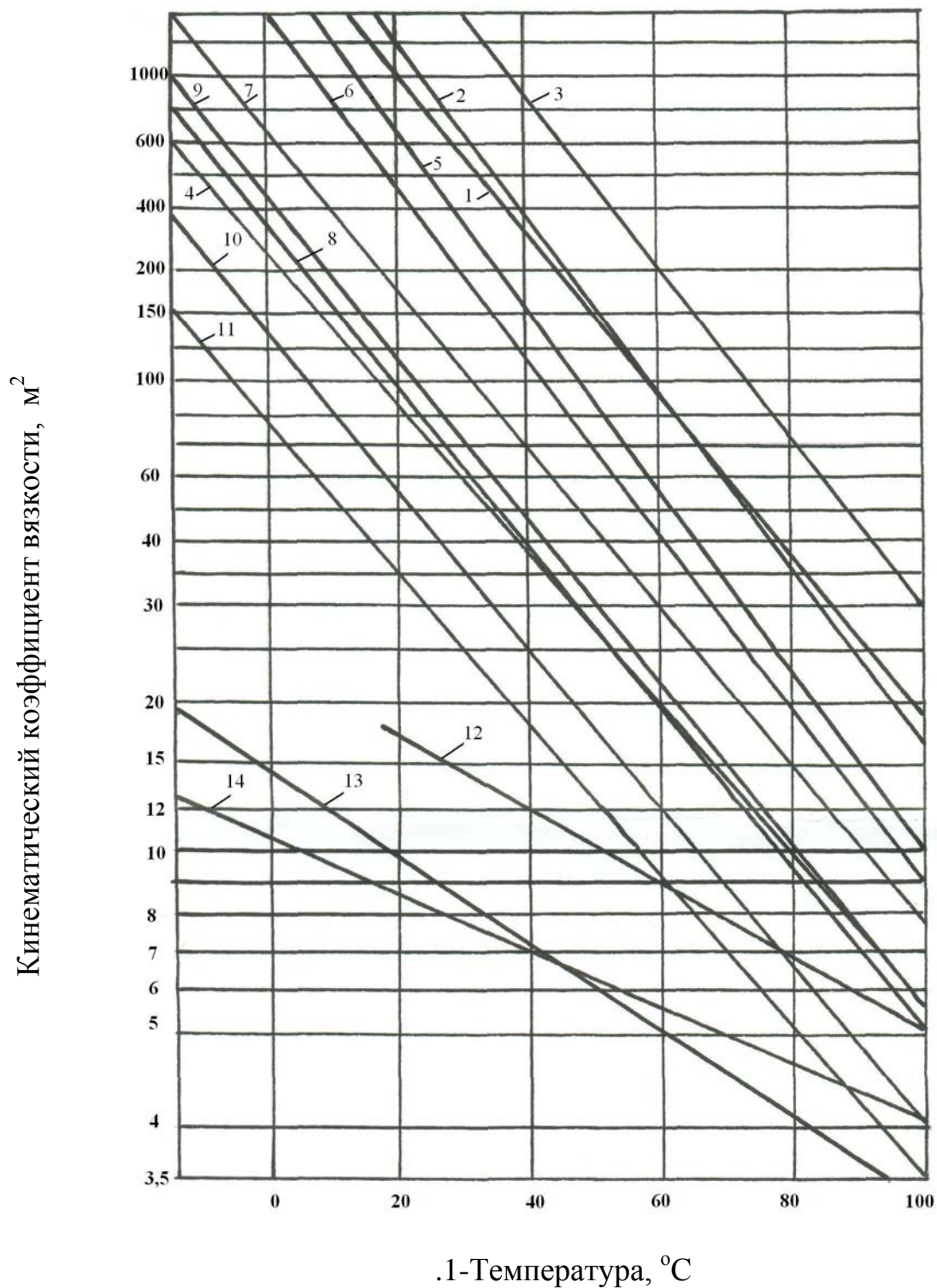
Масло	Плотность, кг/м <sup>3</sup>
Индустриальное 12	876 – 891
Индустриальное 20	881 – 901
Индустриальное 30	886 – 916
Веретенное АУ	886 – 896
АМГ – 10	851 – 870

Таблица Г.5 – Значения коэффициентов местных сопротивлений

Тип сопротивления	Значение коэффициентов
Распределитель золотниковый	3 – 5
Клапан предохранительный или обратный	2 – 3
Дроссель	2 – 2,2
Фильтр	2 – 3
Внезапное расширение	0,8 - 0,9
Внезапное сужение	0,5 – 0,7
Штуцер, переходник	0,1 – 0,15
Прямое колено	1,3 - 1,5
Тройник	1 – 2,5

## Приложение Д (справочное)

### График зависимости кинематического коэффициента вязкости от температуры



1-глицерин; 2-касторовое масло; 3-цилиндровое 24; 4-ВНИИ НП-401;  
 5-индустриальное 50; 6- индустриальное 45; 7-индустриальное 30; 8-индустриальное 20;  
 9-турбинное; 10-веретенное АУ, индустриальное 12; 11-трансформаторное; 12-АМГ-10;  
 13-полисилоксановая жидкость; 14 жидкость ЖРМ-1.

**Приложение Е**  
**(справочное)**  
**Условные обозначения на гидравлических схемах**

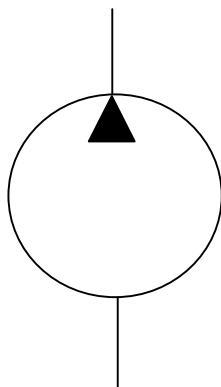


Рисунок Е.1 – Насос нерегулируемый

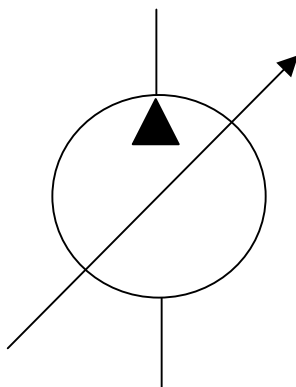


Рисунок Е.2 – Насос регулируемый

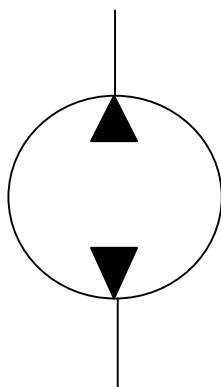


Рисунок Е.3 – Насос реверсивный

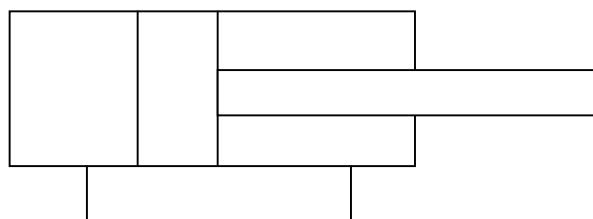


Рисунок Е.4 – Гидроцилиндр поршневой

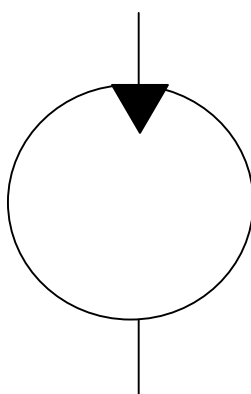


Рисунок Е.5 – Гидромотор

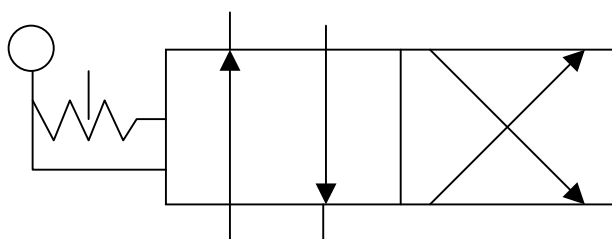


Рисунок Е.6 – Гидрораспределитель секционный с ручным управлением

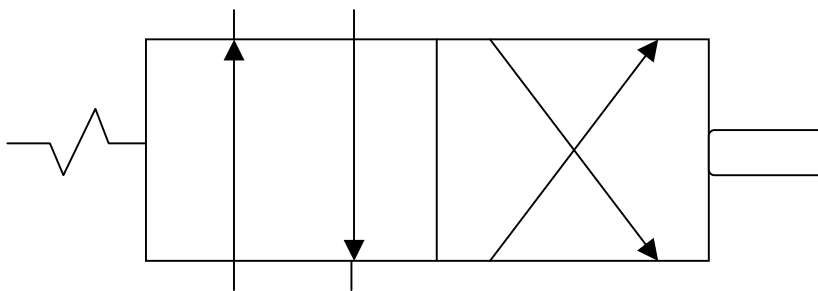


Рисунок Е.7 – Гидрораспределитель с механическим управлением

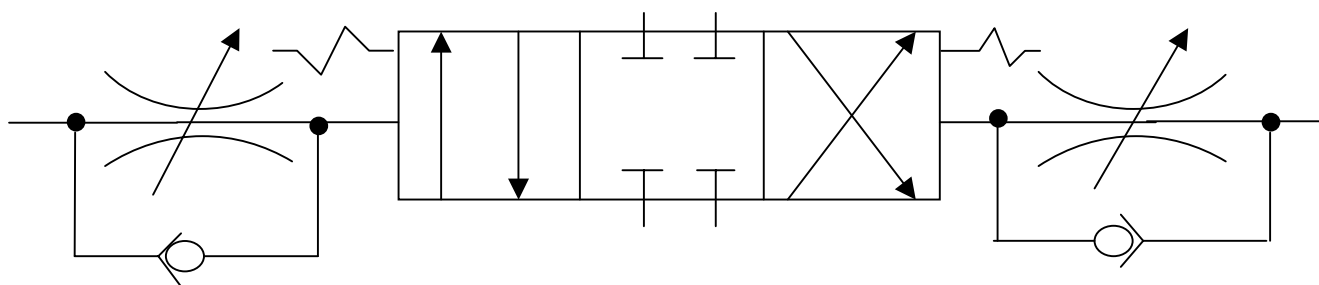


Рисунок Е.8 – Гидрораспределитель с гидравлическим управлением

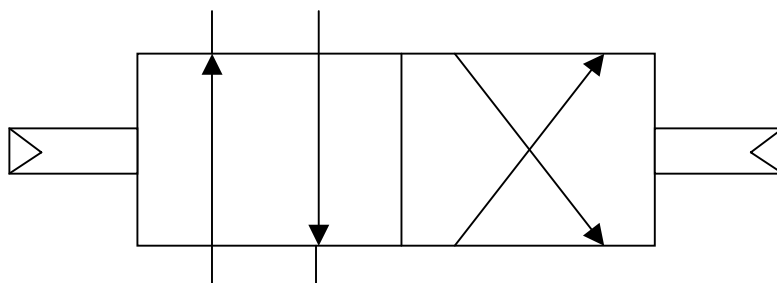


Рисунок Е.9 – Гидрораспределитель с пневматическим управлением

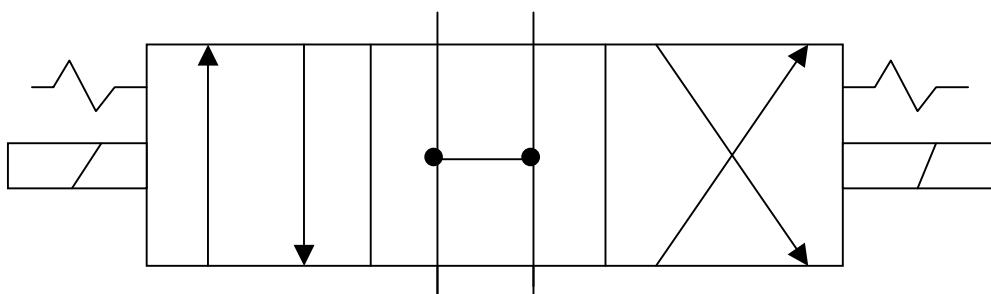


Рисунок Е.10 – Гидрораспределитель с электрическим управлением

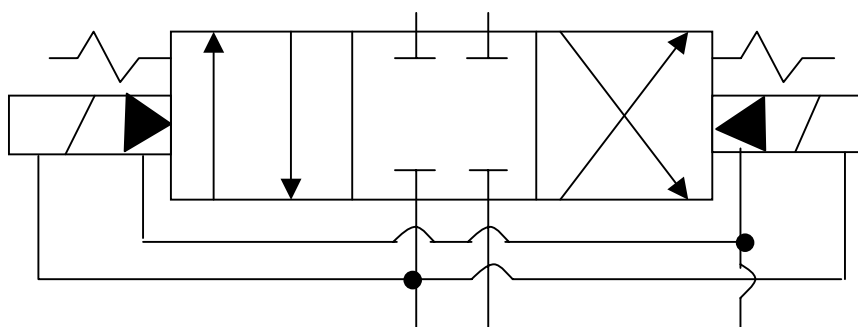


Рисунок Е.11 – Гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением

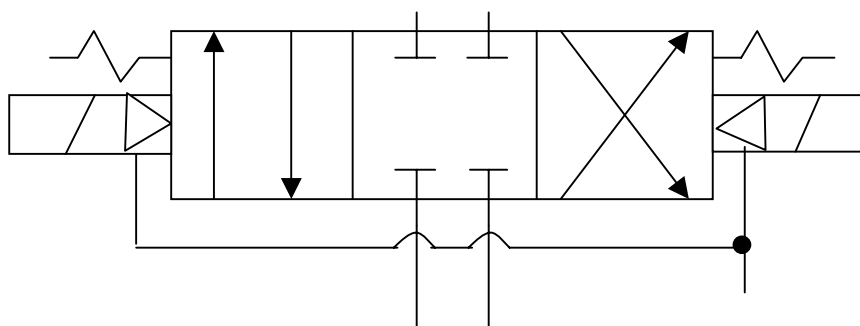


Рисунок Е.12 – Гидрораспределитель с электропневматическим управлением

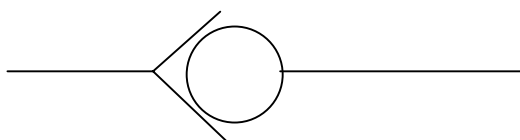


Рисунок Е.13 – Гидроклапан обратный

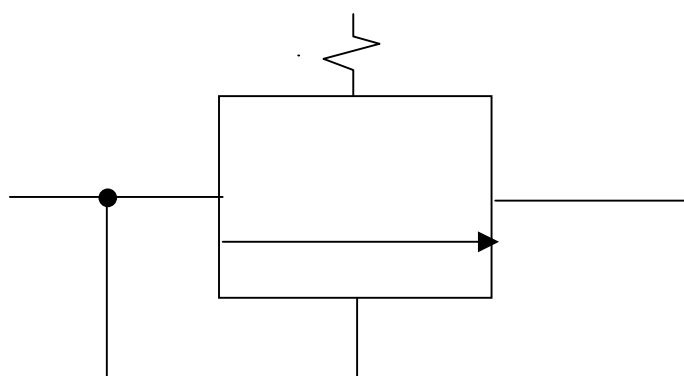


Рисунок Е.14 – Гидроклапан предохранительный прямого действия



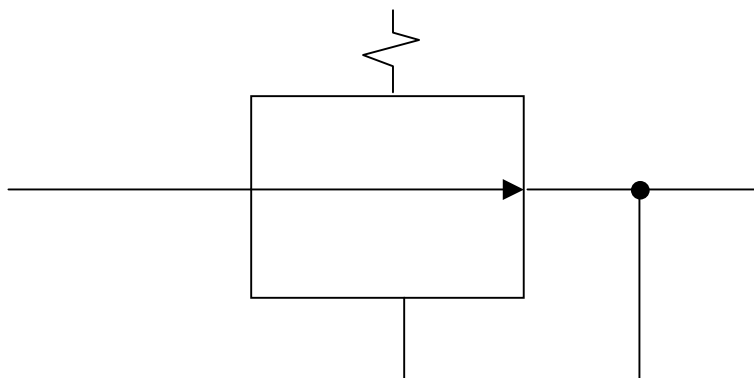


Рисунок Е.15 – Гидроклапан редукционный непрямого действия

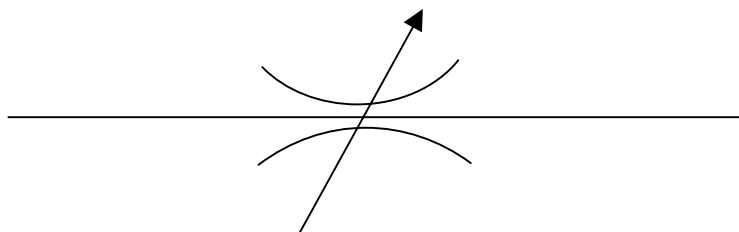


Рисунок Е.16 – Гидродроссель регулируемый

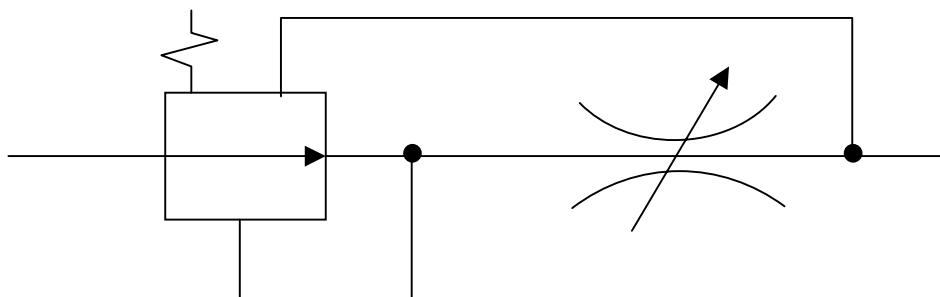


Рисунок Е.17 – Регулятор расхода двухлинейный

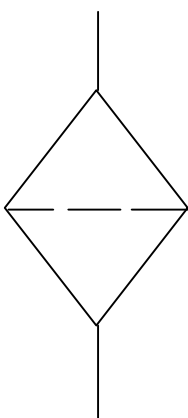


Рисунок Е.18 – Фильтр

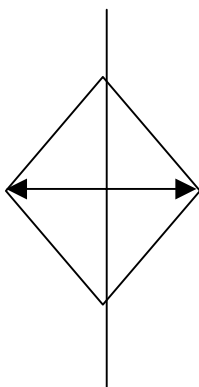


Рисунок Е.19 - Теплообменник

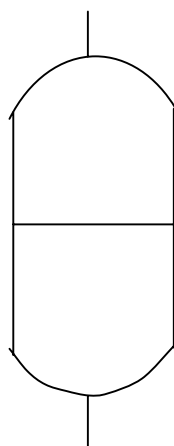


Рисунок Е.20 – Гидроаккумулятор

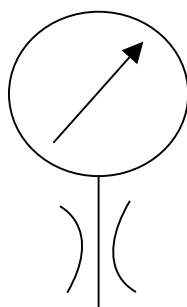


Рисунок Е.21 – Манометр

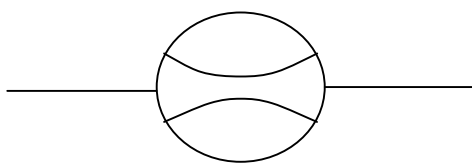


Рисунок Е.22 - Расходомер