

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Баламирзоев Назим Лиодинович  
Должность: Ректор  
Дата подписания: 07.07.2025 14:49:02  
Уникальный программный идентификатор:  
5cf0d6f89e80f49a334f6a4ba58e91f3326b9926

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования**

**«Дагестанский Государственный Технический Университет»**

**Факультет компьютерных технологий, вычислительной техники и энергетики**

**Кафедра Теоретической и общей электротехники**

**Курс лекций**

по дисциплине «Гидравлические машины» для студентов направления подготовки магистров 13.04.02- «Электроэнергетика и электротехника»

**Махачкала 2020**

УДК 621.3

Курс лекций по дисциплине «Гидравлические машины» для студентов направления подготовки магистров 13.04.02- «Электроэнергетика и электротехника»

В данном курсе представлены разделы по гидравлическим машинам и гидроприводу.

Составитель: к.т.н., доцент кафедры Т и ОЭ Юсуфов Ш.А.

Рецензенты:

зав. лаб. Информационных технологий в энергетике ФГБУН  
«Институт проблем геотермии» ДНЦ РАН, д.т.н. Кобзаренко Д.Н.

зав. кафедрой БиМАС, д.т.н., профессор Магомедов Д. А.

Печатается согласно постановлению Ученого Совета Дагестанского государственного технического университета от «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 г.

## Оглавление

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1 ГИДРОМАШИНЫ.....	5
1.1 Общая классификация и основные параметры гидромашин .....	5
1.2 Динамические гидромашины .....	7
1.3 Объемные гидравлические машины .....	18
2 ГИДРОАППАРАТУРА .....	32
2.1 Основные термины, определения и параметры .....	32
2.2 Гидродроссели .....	33
2.3 Гидроклапаны .....	35
2.4 Гидрораспределители.....	41
3 ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД .....	46
3.1 Принцип действия и основные понятия .....	46
3.2 Основные преимущества и недостатки объемных гидроприводов .....	47
3.3 Принципиальные схемы гидроприводов.....	48
3.4 Нерегулируемые и регулируемые объемные гидроприводы (общие положения) .....	49
3.5 Гидроприводы с дроссельным регулированием .....	49
3.6 Гидропривод с объемным (машинным) регулированием.....	51
3.7 Гидропривод с объемно-дроссельным регулированием .....	52
3.8 Способы стабилизации скорости в гидроприводах с дроссельным регулированием .....	53
3.9 Системы синхронизации движения выходных звеньев нескольких гидродвигателей .....	53
4 СЛЕДЯЩИЕ ГИДРОПРИВОДЫ .....	56
4.1 Принцип действия и области применения .....	56
4.2 Следящие гидроприводы с дополнительными каскадами усиления .....	57
4.3 Электрогидравлические следящие приводы с электрическими обратными связями .....	57
5 ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.....	60
5.1 Общие сведения о гидродинамических передачах.....	60
5.2 Устройство и рабочий процесс гидромуфты .....	60
5.3 Устройство и рабочий процесс гидротрансформатора .....	62
Литература.....	65

# ВВЕДЕНИЕ

Знания, полученные при изучении основ гидравлики, могут быть использованы для расчета и проектирования разнообразных гидротехнических сооружений (плотин, каналов, водосливов, трубопроводов для подачи всевозможных жидкостей), гидромашин (насосов, гидротурбин, гидропередаточных устройств), а также других гидравлических устройств, применяемых во многих областях техники. Особенно велико значение гидравлики в машиностроении, где в основном используются гидросистемы двух типов:

- гидросистемы для подачи жидкости;
- гидравлические приводы.

Для *гидросистем, обеспечивающих подачу жидкости* к потребителям, характерно отсутствие устройств, преобразующих энергию жидкости в механическую работу.

К таким гидросистемам относятся: системы водоснабжения и водяного теплоснабжения зданий, системы жидкостного охлаждения и смазывания различных машин, а также системы подачи смазочно-охлаждающих жидкостей металлорежущих станков и другие.

Такие гидросистемы относятся к классу разомкнутых гидросистем, в которых, как правило, движение жидкости обеспечивается за счет работы насоса.

Метод аналитического расчета этих гидросистем базируется на равенстве напора, создаваемого насосом, и потребного напора, необходимого для преодоления потерь энергии в насосной установке. При решении задач графоаналитическим методом следует искать рабочую точку как точку пересечения характеристики насоса с суммарной характеристикой потребного напора трубопровода.

*Гидравлическим приводом* называется совокупность устройств, предназначенных для передачи механической энергии и преобразования движения посредством рабочей жидкости. Гидравлические приводы, как правило, относятся к классу замкнутых гидросистем.

В некоторых литературных источниках используется также термин «гидропередача». Под гидропередачей в большинстве случаев понимают силовую часть гидропривода, состоящую из насоса, гидродвигателя и соединительных трубопроводов с рабочей жидкостью.

Гидравлические приводы широко применяются во всех областях народного хозяйства. Гидроприводы и средства гидроавтоматики позволяют решить целый ряд задач, связанных с механизацией и автоматизацией трудоемких производств. Наибольшее распространение гидроприводы получили в системах управления самолетов и ракет. Здесь их применение оправдано высоким быстродействием, малыми размерами и сравнительно малым весом при высоком значении выходной мощности.

Широко используется гидропривод в сельскохозяйственных, строительных, дорожных, коммунальных машинах и на транспорте. Здесь применение гидропривода обусловлено простотой и удобством управления, возможностью применения стандартных узлов и элементов, бесступенчатым регулированием в большом диапазоне скоростей, независимым расположением узлов привода, надежным предохранением привода от перегрузок, простотой реверсирования и преобразования вида движения исполнительных механизмов.

В станкостроении гидропривод применяется в большинстве автоматических линий и копировальных станках. Применение гидропривода в агрегатных станках и автоматических линиях обусловлено его относительно высокой надежностью, высоким быстродействием, замечательными компоновочными свойствами, широким диапазоном и простотой регулирования скоростей и усилий, простотой логических схем систем управления и т. д.

В последнее время нашел широкое применение гидропривод и в новой области техники – в мощных манипуляторах и роботах, которые позволяют полностью автоматизировать основные и вспомогательные технологические и производственные процессы.

# 1 ГИДРОМАШИНЫ

## 1.1 Общая классификация и основные параметры гидромашин

Основными элементами гидросистем являются гидромашины. *Гидромашина* – это устройство, создающее или использующее поток жидкой среды.

Посредством этого устройства происходит преобразование подводимой механической энергии в энергию потока жидкости или использование энергии потока рабочей жидкости для совершения полезной работы. К гидромашинам относятся насосы и гидродвигатели.

*Насосом* называется гидромашина, преобразующая механическую энергию привода в энергию потока рабочей жидкости. Основными параметрами, характеризующими работу насоса, привод которого осуществляется от источника механической энергии вращательного движения, являются:

- *напор насоса*  $H_n$ , м – приращение полной удельной механической энергии жидкости в насосе;
- *подача насоса*  $Q_n$ , м<sup>3</sup>/с – объем жидкости, подаваемый насосом в напорный трубопровод в единицу времени;
- *частота вращения* вала насоса  $n$ , об/с или с<sup>-1</sup>;
- *угловая скорость*  $\omega$ , рад/с;
- *потребляемая мощность насоса*  $N$ , Вт – мощность, подводимая к валу насоса;
- *полезная мощность насоса*  $N_n$ , Вт – мощность, передаваемая насосом потоку жидкости;
- *коэффициент полезного действия (КПД)* насоса  $\eta_n$  – отношение полезной мощности насоса к потребляемой.

Рассмотрим эти параметры подробнее.

Одним из важнейших параметров насоса является его напор. Он равен разности полных напоров жидкости на выходе насоса и на входе в него, т.е. зависит от нивелирных высот  $z$ , абсолютных давлений  $p$ , скоростей течения жидкости  $v$ , а также коэффициентов Кориолиса  $\alpha$  и плотности жидкости  $\rho$ .

$$H_n = \left( z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_{cp2}^2}{2g} \right) - \left( z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_{cp1}^2}{2g} \right),$$

или

$$H_n = (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_{cp2}^2 - \alpha_1 v_{cp1}^2}{2g}, \quad (1.1)$$

где индексы 1 относятся к параметрам на входе в насос, а 2 – на выходе.

Для существующих конструкций насосов разность высот  $(z_2 - z_1)$  расположения центров тяжести входного и выходного проходных сечений ничтожно мала и ею в расчетах, как правило, пренебрегают. Разность скоростных напоров можно принимать во внимание только в низконапорных насосах при условии, что у них площади входного и выходного отверстий отличаются по размерам.

Для подавляющего большинства насосов основной величиной, определяющей значение напора насоса, является разность пьезометрических высот. Очень часто разность давлений на выходе и входе насоса называют давлением насоса  $p_n = p_2 - p_1$ . Таким образом, с учетом сказанного выше для большинства насосов можно считать

$$H_n = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{p_n}{\rho g}. \quad (1.2)$$

Рассмотрим такой важный параметр насоса, как коэффициент полезного действия. КПД, или полный КПД, насоса определяется отношением полезной и потребляемой мощностей. Потребляемая мощность насоса  $N$ , т.е. мощность на его валу, определяется по формуле

$$N = M_n \cdot \omega, \quad (1.3)$$

где  $M_n$  – момент на валу насоса, Н/м;

$\omega$  – угловая скорость вала насоса, об/с.

Полезная мощность  $N_n$ , т.е. мощность, сообщаемая насосом потоку жидкости, определяется по формуле

$$N_n = H_n \cdot \rho \cdot g \cdot Q_n. \quad (1.4)$$

Тогда полный КПД насоса

$$\eta_n = \frac{N_n}{N} = \frac{N - \Delta N}{N}, \quad (1.5)$$

где  $\Delta N$  – потери мощности в насосе

Различают три основных вида потерь.

1) Гидравлические потери – это потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений внутри гидромашины. Они оцениваются *гидравлическим КПД*  $\eta_z$ . Применительно к насосу гидравлический КПД

$$\eta_z = \frac{H_n}{H_m} = \frac{H_n}{H_n - \sum h}, \quad (1.6)$$

где  $H_m$  – теоретический напор насоса, м;

$\sum h$  – суммарные потери напора на движение жидкости внутри насоса, м.

2) Объемные потери – это потери на утечки и циркуляцию жидкости через зазоры внутри гидромашины из области высокого давления в область низкого. Они оцениваются *объемным КПД*  $\eta_0$ .

$$\eta_0 = \frac{Q_n}{Q_m} = \frac{Q_n}{Q_n + q_{ym}} = 1 - \frac{q_{ym}}{Q_m}, \quad (1.7)$$

где  $Q_m$  – теоретическая подача насоса, м<sup>3</sup>/с;

$q_{ym}$  – суммарная утечка жидкости из области нагнетания в область всасывания, м<sup>3</sup>/с.

3) Механические потери – это потери на механическое трение в подшипниках и уплотнениях гидромашины, оцениваемые *механическим КПД*. Применительно к насосу механический КПД можно определить по формуле

$$\eta_m = \frac{N - N_{mp}}{N} = \frac{N_z}{N}, \quad (1.8)$$

где  $\Delta N_{mp}$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, возникающих в подшипниках и уплотнениях насоса;

$N_z$  – *гидравлическая мощность* – мощность, которую насос создал бы, если бы не было объемных и гидравлических потерь.

Следует иметь в виду, что полный КПД насоса  $\eta_n$  равен произведению трех частных КПД:

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_0 \cdot \eta_m. \quad (1.9)$$

*Гидродвигатель* – это гидромашина, преобразующая энергию потока жидкости в механическую работу. Иными словами, гидродвигатель использует энергию потока жидкости для выполнения некоторой полезной работы.

*Выходным звеном* гидродвигателя называется его элемент, непосредственно совершающий полезную работу. В большинстве случаев это или вращающийся вал, или шток, движущийся возвратно-поступательно.

Основными параметрами, характеризующими работу гидродвигателя, являются:

- *напор*, потребляемый гидродвигателем  $H_{z\partial}$ , м – полная удельная энергия, передаваемая гидродвигателю потоком рабочей жидкости;

- *расход*, потребляемый гидродвигателем  $Q_{z\partial}$ , м<sup>3</sup>/с – объем жидкости, поступающий в гидродвигатель из трубопровода в единицу времени;

- *частота вращения* выходного вала гидродвигателя  $n$ , об/с, или с<sup>-1</sup>;

- *скорость* поступательного движения выходного штока  $v$ , м/с;

- *момент* на выходном валу гидродвигателя  $M_{z\partial}$ , Н·м (для гидродвигателей с вращательным движением выходного звена);

- *нагрузка* (сила) на штоке гидродвигателя  $F$ , Н (для гидродвигателей с возвратно-поступательным движением выходного звена);

- *потребляемая мощность* гидродвигателя  $N$ , Вт – мощность, передаваемая гидродвигателю потоком жидкости, проходящим через него;

- *полезная мощность* гидродвигателя  $N_n$ , Вт – мощность, развиваемая на выходном звене гидродвигателя;

- коэффициент полезного действия (КПД) гидродвигателя  $\eta_{z\partial}$  – отношение полезной мощности гидродвигателя к потребляемой.

Некоторые из отмеченных параметров рассмотрим подробнее.

Одним из важнейших параметров является напор  $H_{z\partial}$ , потребляемый гидродвигателем. Он равен разности полных напоров на входе гидродвигателя и на выходе из него. По аналогии с напором насоса (см. формулу (1.1)) напор, потребляемый гидродвигателем, подсчитывается по формуле

$$H_{z\partial} = (z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2 - \alpha_2 v_2^2}{2g}, \quad (1.10)$$

где индекс 1 относится к параметрам потока на входе, а индекс 2 – на выходе гидродвигателя.

Для подавляющего большинства гидродвигателей основной величиной, определяющей значение напора  $H_{z\partial}$ , потребляемого гидродвигателем, является разность пьезометрических высот. Очень часто разность

давлений на входе и выходе гидродвигателя называют давлением, потребляемым гидродвигателем, или перепадом давления на гидродвигателе  $\Delta p_{20}$ . Тогда с учетом сказанного выше можно принять

$$H_{20} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p_{20}}{\rho g}. \quad (1.11)$$

Иногда при гидравлическом расчете трубопровода, содержащего гидродвигатель, перепад давления  $\Delta p_{20}$  на гидродвигателе называется также потерей давления в гидродвигателе.

Следует иметь в виду, что потребляемой мощностью для гидродвигателя является мощность, подводимая к нему потоком жидкости:

$$N = H_{20} \cdot \rho \cdot g \cdot Q_{20} = \Delta p_{20} \cdot Q_{20}. \quad (1.12)$$

Полезная мощность гидродвигателя (мощность на выходном звене) при вращательном движении выходного звена вычисляется по формуле

$$N_n = M_{20} \cdot \omega, \quad (1.13)$$

где  $M_{20}$  – момент на валу гидродвигателя, а при возвратно-поступательном движении выходного звена – по формуле

$$N_n = F \cdot v, \quad (1.14)$$

где  $F$  – сила сопротивления движению выходного звена, Н;

$v$  – скорость перемещения выходного звена, м/с.

Отметим также, что гидродвигатель может характеризоваться как полным  $\eta_{20}$ , так и частными КПД, которые взаимосвязаны зависимостью (1.9).

Кроме перечисленных выше, одним из основных параметров, позволяющих судить о возможностях гидромашины, является ее внешняя характеристика. Например, под *характеристикой* насоса (в большинстве случаев) понимается графическая зависимость его основных технических показателей (напора, давления, мощности, КПД и т.д.) от подачи при постоянных значениях частоты вращения вала насоса, вязкости и плотности рабочей жидкости.

Все гидромашины по принципу преобразования энергии делятся на два основных типа: динамические и объемные.

*Динамической* называется гидромашина, в которой преобразование энергии происходит за счет динамического взаимодействия жидкости с рабочими органами (лопастями) гидромашины. Это взаимодействие происходит в проточной полости, постоянно сообщаемой с входом и выходом гидромашины.

*Объемной* называется гидромашина, в которой преобразование энергии происходит за счет изменения рабочих камер при вращательном или поступательном движении ее рабочих органов. Причем взаимодействие рабочего органа с жидкостью происходит в герметичной рабочей камере, попеременно сообщаемой с входом и выходом гидромашины.

Динамическую гидромашину можно также назвать «проточной», так как у нее внутренняя проточная полость всегда соединена с входом и выходом, а объемную – «герметичной», потому что у нее имеется герметичная рабочая камера, которая может быть соединена в данный момент времени только или с входом, или с выходом гидромашины. Это значит, что в объемной гидромашине входная область всегда изолирована от выходной. Для рабочего процесса динамической гидромашины характерны большие скорости движения ее рабочих органов и рабочей жидкости, а рабочий процесс объемной гидромашины заключается в силовом взаимодействии рабочей жидкости и вытеснителя гидромашины. Большие скорости движения жидкости и рабочих органов объемной гидромашины при этом в принципе не обязательны, так как основную роль в рабочем процессе играет давление.

## 1.2 Динамические гидромашины

### 1.2.1 Классификация динамических насосов

В динамических насосах силовое взаимодействие между рабочими органами и жидкостью происходит в проточной части, постоянно сообщаемой с входом и выходом, причем это взаимодействие достаточно эффективно при значительных скоростях движения жидкости и рабочего органа (в динамике). По характеру данного взаимодействия динамические насосы подразделяются на лопастные насосы и насосы трения.

У **лопастных насосов** взаимодействие с потоком жидкости обеспечивается за счет лопаток, которые перемещают поток. Эти лопатки закрепляются на рабочем колесе или непосредственно на валу вращения.

Лопастные насосы в зависимости от траектории движения жидкости в проточной части подразделяются на *центробежные* и *осевые*. В центробежных насосах жидкость отбрасывается лопатками от оси вращения рабочего колеса к периферии, а в осевых насосах лопатки перегоняют жидкость в направлении оси вращения.

Следует отметить, что это разделение носит условный характер, так как в реальных насосах перемещение жидкости происходит по промежуточной траектории. В том случае, когда направление перемещения жидкости ближе к радиальному, насосы относят к центробежным, а когда это направление ближе к осевому, их считают осевыми. Кроме того, зачастую в классификацию вводится дополнительный тип лопастных насосов – *полуосевые* (или *диагональные*). Они занимают промежуточное положение между центробежными и осевыми насосами.

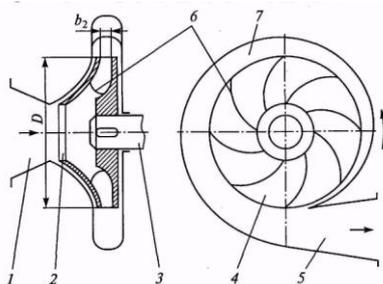
Рабочие процессы во всех лопастных насосах однотипны, и математические зависимости, характеризующие их работу, одинаковы. Наибольшее распространение в машиностроении нашли центробежные насосы, поэтому они будут рассмотрены более подробно.

**У насосов трения** взаимодействие с потоком жидкости обеспечивается за счет трения между рабочим органом и жидкостью или трения между слоями жидкости, т. е. нагнетание рабочей жидкости осуществляется силами трения. Так как в основу работы этих насосов заложен принцип трения, предполагающий значительные потери энергии, то коэффициенты полезного действия насосов невелики и их применение ограничено.

Из насосов трения нашли применение *вихревые*, *дисковые*, *червячные* (шнековые) и *струйные* насосы. Причем струйные насосы (инжекторы) в последнее время особенно широко начали использоваться в топливных системах бензиновых двигателей внутреннего сгорания.

### 1.2.2 Устройство и принцип действия центробежных насосов

Схема центробежного насоса приведена на рисунке 1.1. Основным рабочим органом центробежного насоса является рабочее колесо 4 с лопатками 6. Рабочее колесо обычно состоит из двух дисков, один из которых надет на вал (ведущий), а второй (ведомый) соединен с первым диском лопатками 6 и имеет входное отверстие 2. В некоторых конструкциях второй диск отсутствует (открытое колесо). Лопатки 6 имеют криволинейную, цилиндрическую или более сложную пространственную форму. Рабочее колесо установлено на ведущем валу 3. Корпус насоса состоит из всасывающего патрубка 1 (подвода) и спирального отвода 7, который заканчивается напорным патрубком 5 (диффузором).



1 – всасывающий патрубок; 2 – входное отверстие рабочего колеса; 3 – вал; 4 – рабочее колесо; 5 – напорный патрубок;  
6 – лопатка; 7 – спиральный отвод

Рисунок 1.1 – Схема центробежного насоса

Жидкость подводится к рабочему колесу 4 вдоль оси его вращения через всасывающий патрубок 1. Далее она через отверстие 2 попадает в межлопаточное пространство колеса 4, раскручивается лопатками 6 и отбрасывается в спиральный отвод 7. Спиральный отвод имеет улиткообразную форму и предназначен для улавливания отходящей из рабочего колеса жидкости. По спиральному отводу жидкость направляется к напорному патрубку 5 и затем в напорный трубопровод.

На схеме центробежного насоса показан его наиболее важный геометрический параметр – диаметр  $D$  рабочего колеса, а также ширина  $b_2$  потока жидкости, выходящего с этого колеса.

Рассмотренная схема с консольной установкой рабочего колеса является одной из наиболее простых. В машиностроительных гидравлических системах используются и более сложные конструкции насосов.

Центробежные насосы могут быть выполнены с двухсторонним входом, а также с двумя или несколькими выходами.

На одном приводном валу насоса может быть установлено несколько изолированных друг от друга рабочих колес. Если жидкость проходит через них последовательно, то такие насосы называются многоступенчатыми и служат для получения высокого давления на выходе. Если у каждого из этих колес есть собственный вход и собственный выход, т. е. жидкость проходит через них параллельными потоками, то такие насосы называются многопоточными и служат для получения больших подач.

Кроме того, центробежные насосы различаются по конструкции рабочих колес.

Центробежные насосы могут быть предназначены для особых условий эксплуатации, например, для перекачки нефти и нефтепродуктов, для работы с химически активными жидкостями, для работы при повышенной температуре и т.д. Особенности эксплуатации накладывают дополнительные требования к насосам, и это обычно приводит к усложнению их конструкций.

Рассматриваемые насосы могут выпускаться вместе с приводным двигателем как единое изделие. Та-

кое устройство называется насосным агрегатом. Если насосный агрегат дополнительно снабжен трубопроводами и смонтированным оборудованием, обеспечивающим его работу, то такое устройство называют насосной установкой.

В заключение отметим, что центробежные и другие лопастные насосы по сравнению с объемными насосами обладают рядом преимуществ и недостатков. Так, они имеют практически равномерную подачу и не требовательны к чистоте рабочей жидкости (могут перекачивать весьма загрязненные жидкости). Однако они не могут перекачивать вязкие жидкости и в отличие от объемных насосов не обладают самовсасыванием. Под самовсасыванием понимают способность насоса, работая без жидкости, создавать достаточное разрежение и за счет этого подсасывать жидкость из емкости, расположенной ниже насоса. Поэтому перед началом работы такого насоса его всасывающий трубопровод должен быть заполнен рабочей жидкостью. Кроме того, лопастные насосы имеют нежесткую характеристику, т. е. подача насоса существенно зависит от его напора (и наоборот). Поэтому при изменении сопротивления в трубопроводе меняется напор, а с ним и подача насоса.

### 1.2.3 Основное уравнение центробежного насоса

Для вывода основного уравнения центробежного насоса рассмотрим схему движения жидкости в межлопаточном пространстве (рисунок 1.2), при этом величины, относящиеся к входу на лопатку (точка 1 на рисунке 1.2), будем обозначать с индексом 1, а относящиеся к выходу (точка 2 на рисунке 1.2), – с индексом 2. Например, радиус на входе колеса обозначен символом  $R_1$ , а радиус на выходе  $R_2$  ( $R_2 = D/2$ ).

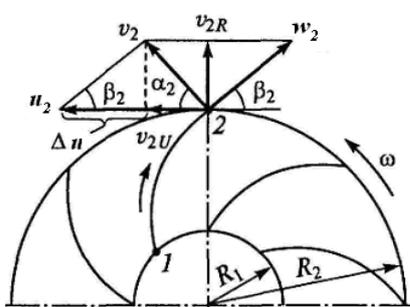


Рисунок 1.2 – Схема движения жидкости

Движение жидкости в межлопаточных каналах вращающегося колеса (от точки 1 к точке 2) является сложным. Его можно рассматривать как результат сложения двух движений: вращения вместе с колесом с угловой скоростью  $\omega$  и перемещения относительно лопатки колеса.

Поэтому в любой точке внутри колеса вектор абсолютной скорости  $v$  является суммой двух векторов: окружной скорости  $u$  относительной скорости  $\omega$ . В качестве примера на рисунке 1.2 показаны векторы скоростей на выходе с рабочего колеса (в точке 2), поэтому они обозначены с индексами 2.

На схеме также указаны углы между векторами скоростей. Причем следует иметь в виду, что угол  $\alpha_2$  между векторами скоростей

$u_2$  и  $v_2$  является величиной, изменяющейся в процессе работы насоса, а угол  $\beta_2$  между векторами скоростей  $w_2$  и  $u_2$  – величина постоянная для данного насоса, так как он одновременно является углом между касательной к лопатке и касательной к окружности колеса. Поэтому угол  $\beta_2$  – одна из важных геометрических характеристик рабочего колеса, а следовательно, и насоса.

Для анализа различных аспектов работы центробежного насоса, кроме указанных скоростей, используют проекцию абсолютной скорости  $v_2$  на направление окружной скорости  $u_2$ . Эта величина обозначена на рисунке 1.2 вектором  $v_{2u}$ . Также используют и проекцию абсолютной скорости  $v_2$  на направление радиуса. Эта величина обозначена на рисунке 1.2 вектором  $v_{2R}$ .

Для вывода основного уравнения центробежного насоса сделаем следующие допущения:

а) число лопаток бесконечно велико, и они имеют бесконечно малую толщину, т. е. в межлопаточном пространстве существует струйное течение, и форма всех струй совершенно одинакова, так как каждая струйка движется между двумя лопатками;

б) в насосе отсутствуют все виды потерь энергии, т. е. его коэффициент полезного действия равен единице ( $\eta = 1$ ).

На основании второго допущения приравняем потребляемую мощность насоса  $N_{номп}$ , равную произведению вращающего момента насоса  $M$  и его угловой скорости  $\omega$ , к полезной мощности  $N_n$ , пропорциональной произведению подачи насоса  $Q$  и его теоретического напора  $H_{T\infty}$  ( $H_{T\infty}$  – теоретический напор идеального насоса с бесконечным числом лопаток):

$$M\omega = H_{T\infty} \cdot \rho \cdot g \cdot Q. \quad (1.15)$$

Второй математической зависимостью, используемой для вывода, является закон сохранения количества движения, записанный для вращательного движения, т.е. изменение импульса момента ( $Mt$  равно изменению момента количества движения рабочей жидкости за время  $t$ ).

Момент количества движения равен произведению вектора количества движения и радиуса. Например, если в точке 2 (рисунок 1.3) находится частица жидкости массой  $m_0$  с абсолютной скоростью  $v_2$ , то ее момент количества движения может быть вычислен по формуле

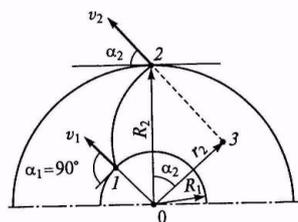


Рисунок 1.3 – Схема для определения моментов количества движения

$$M_{\text{кол}} = m_0 \cdot v_2 \cdot r_2 = m_0 \cdot v_2 \cdot R_2 \cdot \cos \alpha_2,$$

так как из геометрических соотношений следует  $r_2 = R_2 \cdot \cos \alpha_2$  (см. рисунок 1.3).

Изменение момента количества движения найдем с учетом того, что за время  $t$  жидкость массой  $m$  уходит с рабочего колеса со скоростью  $v_2$  и такое же количество жидкости массой  $m$  поступает в межлопаточное пространство колеса, но уже со скоростью  $v_1$ .

Тогда

$$M \cdot t = m \cdot v_2 \cdot R_2 \cdot \cos \alpha_2 - m \cdot v_1 \cdot R_1 \cdot \cos \alpha_1,$$

или

$$M = \frac{m}{t} (R_2 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2 - R_1 \cdot v_1 \cdot \cos \alpha_1).$$

В последней зависимости отношение массы  $m$  к времени  $t$  представляет собой массовую подачу насоса  $Q_m = Q \cdot \rho$ , следовательно:

$$M = Q \cdot \rho \cdot (R_2 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2 - R_1 \cdot v_1 \cdot \cos \alpha_1). \quad (1.16)$$

Эта зависимость справедлива не только для центробежного, но и для других лопастных насосов. Аналогичную зависимость можно получить и для лопастного гидродвигателя (гидротурбины), если учесть, что в нем момент количества движения жидкости уменьшается.

Следует иметь в виду, что у большинства центробежных насосов жидкость подводится к рабочему колесу без предварительной закрутки и вступает в межлопаточные каналы, двигаясь радиально (рисунок 1.3). Это значит, что угол  $\alpha_1$  равен  $90^\circ$ , а  $\cos \alpha_1 = 0$ . Кроме того, из анализа рисунка 1.2 следует, что  $v_u = v \cdot \cos \alpha$ . Тогда зависимость (1.16) упрощается и принимает следующий вид:

$$M = Q \cdot \rho \cdot (v_{u2} \cdot R_2 - v_{u1} \cdot R_1). \quad (1.17)$$

Подставив формулу (1.17) в (1.15) получим зависимость для теоретического напора насоса с бесконечным числом лопаток:

$$H_{T\infty} = \frac{\omega}{g} \cdot (v_{u2} \cdot R_2 - v_{u1} \cdot R_1). \quad (1.18)$$

Последняя зависимость носит название основного уравнения лопастных насосов, или уравнения Эйлера. Оно широко используется для анализа работы как центробежных, так и других лопастных насосов.

При подводе жидкости в насос без предварительной закрутки

$$H_{T\infty} = \frac{\omega \cdot v_{u2} \cdot R_2}{g} = \frac{u_2 \cdot v_{u2}}{g}.$$

#### 1.2.4 Характеристика центробежного насоса

Основное уравнение центробежного насоса может быть использовано для получения его характеристики. *Характеристикой насоса* принято называть графическую зависимость его действительного напора, полезной мощности и КПД от подачи  $H$ ,  $N_n$ ,  $\eta = f(Q)$ , построенную при постоянной частоте вращения  $n$  рабочего колеса. Она во многом определяет эксплуатационные свойства насоса и является важнейшим показателем его работы.

Для построения  $H = f(Q)$  воспользуемся уравнением (1.18). Исключим из правой части скорость  $v_{u2}$ . Учитывая положение векторов на рисунке 1.2, а также геометрическую зависимость между катетами  $\Delta u$ ,  $v_{R2}$  углом  $\beta_2$  прямоугольного треугольника, получим

$$v_{u2} = u_2 - \Delta u = u_2 - v_{R2} \cdot \text{ctg} \beta_2. \quad (1.19)$$

Скорость  $v_{R2}$  нормальна к цилиндрической поверхности  $S_\delta = \pi D b_2$  (см. рисунок 1.1), которая является сечением потока, выходящего из рабочего колеса, и поэтому связана с подачей насоса известной зависимостью:

$$Q = S_\delta \cdot v_{R2} = \pi \cdot D \cdot b_2 \cdot v_{R2}. \quad (1.20)$$

Тогда

$$v_{R2} = \frac{Q}{\pi \cdot D \cdot b_2}.$$

Подставив это выражение для  $v_{R2}$  в формулу (1.19), а затем в (1.18), будем иметь математическую зависимость

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 \cdot v_{u2}}{g} = \frac{u_2}{g} \left( u_2 - \frac{Q \cdot \text{ctg} \beta_2}{\pi \cdot D \cdot b_2} \right).$$

Для определения действительного напора следует отказаться от допущений, при которых было выведено основное уравнение (см. 1.2.3). Прежде всего необходимо учесть, что рабочее колесо имеет конечное число лопаток и каждая лопатка обладает определенной толщиной. Наиболее просто это сделать, введя безразмерный коэффициент влияния числа лопаток  $k_z$ . Тогда значение теоретического напора  $H_T$ , учитывающее влияние лопаток, определится по формуле

$$H_T = k_z \cdot H_{T\infty} = k_z \frac{u_2}{g} \left( u_2 - \frac{Q \cdot \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi \cdot D \cdot b_2} \right). \quad (1.21)$$

Величина  $H_T$  представляет собой напор, который создавался бы при отсутствии потерь напора внутри насоса. Коэффициент влияния числа лопаток  $k_z$  можно считать постоянным для данного насоса, так как он зависит от числа лопаток, соотношения радиусов  $R_1/R_2$  и угла наклона лопаток на выходе  $\beta_2$ .

$$k_z = \frac{1}{1 + \frac{2 \sin \beta_2}{z \left[ 1 - \left( \frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right]}}$$

Зависимость (1.21) приведена на рисунке 1.4 в графической форме при величине  $\beta_2 < 90^\circ$ . Необходимо иметь в виду, что при  $\beta_2 = 90^\circ$  тригонометрическая функция котангенс меняет знак, а при  $\beta_2 > 90^\circ$  можно получить значительно большие напоры (см. штриховые линии на рисунке 1.4). Однако у современных насосов значение  $\beta_2$  находится в диапазоне от 15 до 40°, так как при больших углах возрастают абсолютные скорости движения жидкости, резко увеличиваются гидравлические потери и падает коэффициент полезного действия насоса.

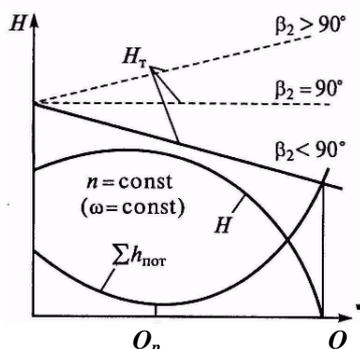


Рисунок 1.4 – Теоретическая и действительная характеристики насоса

Действительный напор насоса  $H$  из-за гидравлических потерь энергии в проточной части меньше теоретического  $H_T$  на суммарную потерю напора  $\sum h_{ном}$ :

$$H = H_T - \sum h_{ном}. \quad (1.22)$$

Зависимость потерь напора от подачи насоса  $\sum h_{ном} = f(Q)$  также приведена на рисунке 1.4. Представленная зависимость имеет минимальное значение при  $Q = Q_p$ . Это так называемый расчетный режим, когда векторы скоростей жидкости в насосе направлены по касательным (или близким к ним траекториям) к обтекаемым поверхностям (лопаткам колеса, спиральному отводу и др.). При отклонении  $Q$  от значения  $Q_p$  условия обтекания ухудшаются, возникают дополнительные вихреобразования и растут потери энергии.

После вычитания из величины  $H_T$  суммы  $\sum h_{ном} = f(Q)$  получим действительную характеристику насоса, которая также представлена на рисунке 1.4. Такой вид имеют характеристики всех лопастных насосов (центробежных, осевых и диагональных). Необходимо указать, что соотношение действительного  $H$  и теоретического  $H_T$  напоров учитывает гидравлические потери в проточной части насоса и представляет собой его гидравлический КПД:

$$\eta_z = \frac{H_T - \sum h_{ном}}{H_T} = \frac{H}{H_T}. \quad (1.23)$$

С учетом (1.23) и (1.2) действительный напор можно определить по формуле

$$H = k_z \cdot \eta_z \cdot H_{T\infty}. \quad (1.24)$$

Для построения зависимости  $\eta_H = f(Q)$  вспомним, что полный коэффициент полезного действия гидромашин  $\eta$  определяется произведением трех частных КПД:

$$\eta = \eta_O \cdot \eta_G \cdot \eta_M,$$

где  $\eta_O$  – объемный КПД, учитывающий потери на утечки жидкости через зазоры;

$\eta_G$  – гидравлический КПД, учитывающий потери на вихреобразование и трение в жидкости (в проточной части насоса);

$\eta_M$  – механический КПД, учитывающий механические потери в подшипниках и уплотнениях.

В центробежных (и в других лопастных) насосах все три вида потерь имеют существенное значение

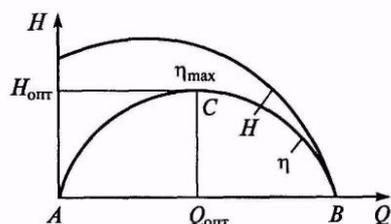


Рисунок 1.5 – Характеристики насоса

и должны учитываться при проведении расчетов.

У большинства современных центробежных насосов частные КПД лежат в пределах от 0,80 до 0,98. При этом необходимо иметь в виду, что увеличение одного частного КПД обычно влечет за собой уменьшение другого. Например, уменьшение зазора в большинстве случаев влечет за собой уменьшение утечек и увеличение значения объемного КПД. Однако это изменение зазора приводит к увеличению механического трения и падению значения механического КПД.

Численные значения полных КПД большинства центробежных насосов лежат в пределах от 0,70 до 0,85, причем значения КПД крупных насосов выше (могут достигать 0,92), а маленьких – ниже (до 0,6).

Следует также отметить, что полный КПД любого лопастного насоса дважды принимает нулевое значение: при  $Q = 0$  (точка *A* на рисунке 1.5) и при  $H = 0$  (точка *B* на рисунке 1.5), так как в обоих случаях полезная мощность насоса, определяемая зависимостью  $N = H \cdot \rho \cdot g \cdot Q$ , равна нулю. Поэтому зависимость КПД насоса от подачи  $\eta = f(Q)$  имеет максимум (точка *C* на рисунке 1.5). Точка *C* определяет оптимальный (номинальный) режим работы насоса, на котором наиболее целесообразно его эксплуатировать. Обычно оптимальный режим совпадает с расчетным.

#### 1.2.5 Основы теории подобия лопастных насосов

Процессы течения жидкости в центробежных и других лопастных насосах описываются достаточно сложными математическими зависимостями. Это весьма затрудняет их использование при проведении расчетов машиностроительных гидросистем и не позволяет получать результаты с достаточной точностью. Поэтому при проектировании гидросистем с лопастными насосами широко используют методы математического моделирования, т. е. расчет конкретного насоса ведут с учетом известных параметров другого насоса, подобного первому. Наиболее сложной проблемой при математическом моделировании является выбор критерия подобия насосов.

Для обеспечения полного гидродинамического подобия двух потоков необходимы три частных подобия: геометрическое, кинематическое и динамическое. Поэтому для обеспечения подобия двух насосов указанные частные подобия должны существовать для потоков, проходящих через эти насосы. Учитывая сложную конфигурацию рассматриваемых потоков, проверку их подобия проводят по наиболее важным параметрам – геометрическим, кинематическим и динамическим.

Как показала практика, геометрическое подобие определяется, в первую очередь, двумя геометрическими параметрами: диаметром рабочего колеса  $D$  и толщиной потока на выходе колеса  $b_2$  (см. рисунок 1.1). Тогда для геометрически подобных насосов I и II должно выполняться равенство

$$\frac{b_{2I}}{b_{2II}} = \frac{D_I}{D_{II}}. \quad (1.25)$$

Кинематическое подобие определяется, главным образом, подобием векторов скоростей на выходе рабочего колеса (точка 2 на рисунке 1.2). Тогда для выполнения кинематического подобия двух насосов I и II необходимо обеспечить пропорциональность трех скоростей  $v_{R2}$ ,  $v_{u2}$  и  $u_2$ :

$$\frac{(v_{R2})_I}{(v_{R2})_{II}} = \frac{(v_{u2})_I}{(v_{u2})_{II}} = \frac{(u_2)_I}{(u_2)_{II}}. \quad (1.26)$$

Для динамического подобия двух потоков необходимо обеспечить равенство чисел Рейнольдса  $Re$ . Но следует учитывать, что лопастные насосы работают при турбулентном течении в области автомодельности (при больших числах  $Re$ ), когда для обеспечения полного подобия потоков достаточно наличия геометрического и кинематического подобия.

Таким образом, для обеспечения полного гидродинамического подобия двух насосов необходимо выполнение равенств (1.25) и (1.26).

Подчеркнем одно важное следствие, вытекающее из подобия насосов. На подобных режимах работы двух насосов соблюдается пропорциональность между полезными напорами, потерями напора, подачами жидкости и утечками через зазоры. Поэтому на подобных режимах работы объемные и гидравлические КПД таких насосов одинаковы, а поскольку, как показывает практика, их механические КПД меняются незначительно, то можно считать одинаковыми и полные КПД насосов.

Использование для оценки подобия насосов достаточно сложных условий (1.25) и (1.26) крайне неудобно при проведении практических расчетов. Поэтому эти условия целесообразно упростить, исключив из них внутренние скорости  $v_{R2}$ ,  $v_{u2}$  и  $u_2$ , характеризующие течение жидкости через насос, а также размер  $b_2$ .

Разумно, чтобы условия подобия были связаны с основными эксплуатационными параметрами насосов: напором  $H$ , подачей  $Q$  и частотой вращения  $n$ , а также с основным геометрическим параметром – диаметром рабочего колеса насоса  $D$ .

Используя для определения расходов двух подобных насосов формулу (1.20), с учетом зависимости (1.25) после математических преобразований получим отношение расходов для двух подобных насосов:

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \left( \frac{n \cdot D^3}{n \cdot D^3} \right)_I. \quad (1.27)$$

Аналогичным образом найдем отношение напоров для двух подобных насосов. Для этого в качестве исходной формулы примем (1.21). При переходе от теоретического напора  $H_T$  к действительному  $H$  используем формулу (1.23). Тогда с учетом формулы (1.26) и равенства гидравлических КПД на подобных режимах после математических преобразований получим

$$\frac{H_I}{H_{II}} = \frac{n_I^2 \cdot D_I^2}{n_{II}^2 \cdot D_{II}^2}. \quad (1.28)$$

Из зависимостей (1.27) и (1.28) можно получить отношение для полезных мощностей подобных насосов, работающих на одной и той же жидкости. Так как полезная мощность насоса определяется по формуле  $N = H \cdot \rho \cdot g \cdot Q$ , то с учетом формул (1.27) и (1.28) получим

$$\frac{N_I}{N_{II}} = \frac{n_I^3 \cdot D_I^5}{n_{II}^3 \cdot D_{II}^5}. \quad (1.29)$$

Формулы (1.27) – (1.29) позволяют по параметрам одного насоса рассчитывать параметры другого подобного насоса.

Следует отметить, что эти формулы справедливы не только для насосов, но могут быть использованы и для расчета лопастных гидродвигателей.

Из зависимостей (1.27), (1.28) может быть получен критерий для оценки подобия лопастных насосов. В качестве такого критерия используется величина, которая получила название *коэффициента быстроходности*:

$$n_s = 3,65 \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (1.30)$$

Коэффициент быстроходности  $n_s$  вычисляют по формуле (1.30) при оптимальном режиме работы насоса, т. е. при максимальном значении КПД. Следует иметь в виду, что он является размерной величиной, но на практике этот коэффициент принято считать условно безразмерным, и его размерность обычно не указывается. При вычислении коэффициента быстроходности  $n_s$  параметры в формулу (1.30) подставляют в следующих единицах измерения:

- частота вращения рабочего колеса  $n$ , об/мин;
- подача насоса  $Q$ , м<sup>3</sup>/с;
- напор насоса  $H$ , м.

Коэффициент быстроходности  $n_s$  зависит от типа насоса и в первую очередь от формы рабочего колеса. Так, для центробежных насосов его значение составляет от 50 до 300, для полусековых (диагональных) насосов – от 250 до 500, а для осевых – от 500 до 1000.

Таким образом, используя коэффициент быстроходности, можно оценить подобие насосов, т. е. если два насоса имеют одинаковые или близкие значения  $n_s$ , то они подобны.

### 1.2.6 Пересчет характеристик лопастных насосов

С помощью зависимостей (1.27) – (1.29) можно построить характеристику любого лопастного насоса, используемого в гидросистеме. Построение характеристики для насоса гидросистемы можно проводить по нескольким точкам в следующем порядке:

а) на оптимальном режиме работы насоса вычисляется его коэффициент быстроходности  $n_s$  и из каталога (или справочника) подбирается подобный насос-прототип с известными зависимостями  $H_I = f(Q)$  и  $\eta_I = f(Q)$ ;

б) строится характеристика насоса-прототипа (линия  $H_I$  на рисунке 1.6), на которой выделяется необходимое число точек для пересчета;

в) подача насоса-прототипа  $Q_I$  для каждой выбранной точки пересчитывается с использованием формулы (1.27) в подачу насоса гидросистемы  $Q_{II}$ ;

г) напор насоса-прототипа  $H_I$  для каждой выбранной точки пересчитывается с использованием формулы (1.28) в напор насоса гидросистемы  $H_{II}$ ;

д) все точки наносят на график и через них проводят полученную кривую зависимости  $H_{II} = f(Q)$  (на рисунке 1.6 показано перестроение точки  $A_I$  в  $A_{II}$ ).

Построение зависимости  $\eta_I = f(Q)$  проводят при допущении, что у подобных насосов на подобных режимах работы потери пропорциональны и, следовательно, КПД одинаковы. Тогда кривую зависимости  $\eta_{II} = f(Q)$  целесообразно строить по точкам, соответствующим тем же режимам, что и в предыдущем построении, в следующем порядке:

а) строится кривая зависимости  $\eta_I = f(Q)$  для насоса-прототипа (линия  $\eta_I$  на рисунке 1.6), на которой выделяются точ-

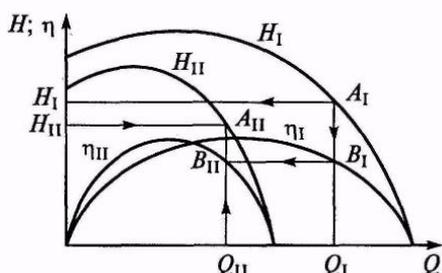


Рисунок 1.6 – Пересчет характеристик

ки на соответствующих режимах (например, точка  $B_1$  соответствует точке  $A_1$ );

б) точки с кривой зависимости  $\eta_I = f(Q)$  переносятся на кривую зависимости  $\eta_{II} = f(Q)$  при подобных режимах работы (например, точка  $B_1$  на рисунке 1.6 переносится в положение точки  $B_{II}$ );

в) через полученные точки проводится новая кривая зависимости  $\eta_{II} = f(Q)$ .

Таким же образом можно пересчитать характеристики насоса с одной частоты вращения  $n_I$  на другую  $n_{II}$ . Но в этом случае зависимости (1.27) – (1.29) упрощаются (так как  $D_I = D_{II}$ ) и принимают вид

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{n_I}{n_{II}}; \quad \frac{H_I}{H_{II}} = \left(\frac{n_I}{n_{II}}\right)^2; \quad \frac{N_I}{N_{II}} = \left(\frac{n_I}{n_{II}}\right)^3.$$

Такой пересчет проводят в том случае, если в паспорте насоса (или каталоге) дана его характеристика при одной частоте вращения, а насос в гидросистеме работает при другой.

### 1.2.7 Насосная установка и ее характеристика

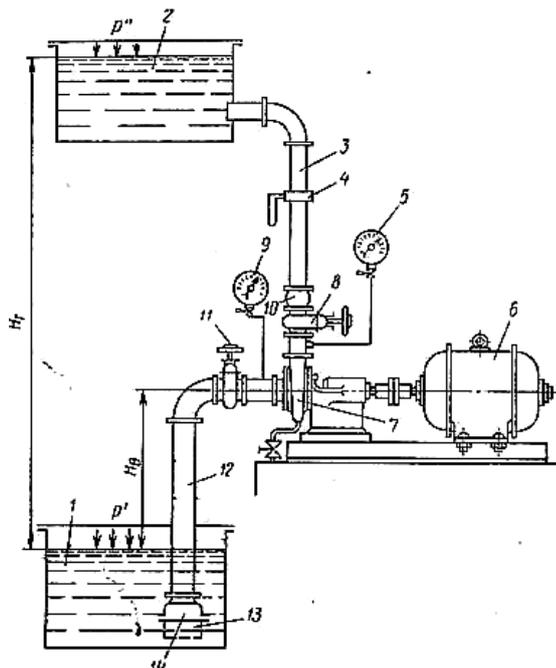


Рисунок 1.7 – Схема насосной установки

На рисунке 1.7 изображена схема насосной установки. К насосу 7, приводимому в движение от электродвигателя 6, жидкость поступает из приемного резервуара 1 по подводящему трубопроводу 12. Насос нагнетает жидкость в напорный резервуар 2 по напорному трубопроводу 3. На напорном трубопроводе имеется регулирующая задвижка 8, при помощи которой изменяется подача насоса. Иногда на напорном трубопроводе устанавливают обратный клапан 10, автоматически перекрывающий напорный трубопровод при остановке насоса и препятствующий, благодаря этому, возникновению обратного тока жидкости из напорного резервуара. Если давление в приемном резервуаре отличается от атмосферного или насос расположен ниже уровня жидкости в приёмном резервуаре, то на подводящем трубопроводе устанавливают монтажную задвижку 11, которую перекрывают при остановке или ремонте насоса.

В начале подводящего трубопровода часто предусматривают приемную сетку 13, предохраняющую насос от попадания твердых тел, и пятовый клапан 14, дающий возможность залить насос и подводящий трубопровод жидкостью перед пуском. Работа насоса контролируется по расходомеру 4, который измеряет подачу насоса, по манометру 5 и вакуумметру или манометру 9, позволяющим определить напор насоса.

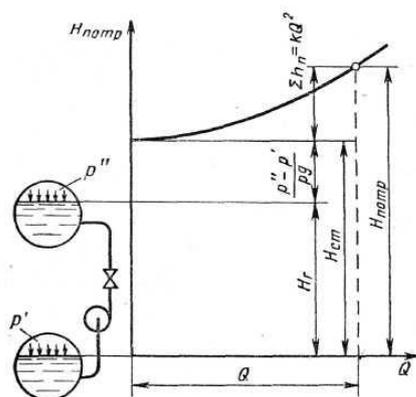


Рисунок 1.8 – Характеристика насосной установки

Уровни свободной поверхности жидкости в приемном и напорном резервуаре обычно называют *приемным* и *напорным* уровнями; разность высот  $H_g$  напорного и приемного уровней – *геометрическим напором насосной установки*.

Для того чтобы перемещать жидкость по трубопроводам

установки из приемного резервуара в напорный, необходимо затрачивать энергию для подъема жидкости на высоту  $H_r$ , для преодоления разности давлений ( $p'' - p'$ ) в резервуарах и для преодоления суммарных гидравлических потерь  $\sum h_n$  всасывающего и напорного трубопроводов. Таким образом, энергия, необходимая для перемещения единицы веса жидкости из приемного резервуара в напорный по трубопроводам установки, или потребный напор установки:

$$H_{номп} = H_r + \frac{p'' - p'}{\rho g} + \sum h_n, \quad (1.31)$$

где  $H_{номп} = H_r + \frac{p'' - p'}{\rho g}$  – статический напор установки.

Характеристикой насосной установки называется зависимость потребного напора от расхода жидкости. Геометрический напор  $H_r$ , давления  $p''$  и  $p'$  и, следовательно, статический напор  $H_{ст}$  от расхода обычно не зависят. При турбулентном режиме гидравлические потери пропорциональны расходу во второй степени:  $\sum h_n = k \cdot Q^2$ , где  $k$  – сопротивление трубопроводов насосной установки.

На рисунке 1.8 справа изображена характеристика насосной установки, слева – схема установки. Уровни, на которых размещены элементы установки, на схеме вычерчены в масштабе оси напоров графика. Уровень в приемном резервуаре совмещен с осью абсцисс. Так как статический напор установки от подачи насоса не зависит, характеристика насосной установки представляет суммарную характеристику подводящего и напорного трубопроводов  $\sum h_t = k \cdot Q^2$ , смещенную вдоль оси напоров на величину  $H_{ст}$ .

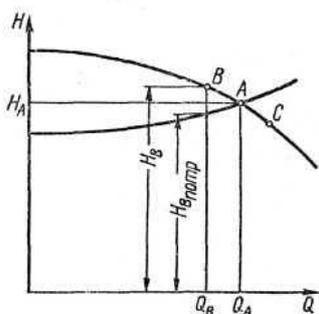


Рисунок 1.9 – Определение режима работы насоса на сеть

### 1.2.8 Работа насоса на сеть

Насос данной насосной установки работает на таком режиме, при котором потребный напор равен напору насоса, т. е. при котором энергия, потребляемая при движении жидкости по трубопроводам установки (потребный напор), равна энергии, сообщаемой жидкости насосом (напор насоса). Для определения режима работы насоса следует на одном и том же графике в одинаковых масштабах построить характеристики насоса и насосной установки (рисунок 1.9). Равенство напора насоса и потребного напора установки получается для режима, определяемого точкой А пересечения характеристик. Точка А называется *рабочей точкой*. Она определяет режим работы насоса в данной насосной установке. Работа насоса в другом режиме (точки В или С) возможна только при изменении характеристики насоса либо характеристики насосной установки. Процесс изменения характеристик с целью обеспечения требуемой подачи называется *регулированием*. Регулирование центробежных насосов может осуществляться или при помощи регули-

рующей задвижки (изменяются характеристики насосной установки), или изменением частоты вращения (изменяется характеристика насоса). Осевые насосы иногда регулируют перепуском части расхода из напорного трубопровода во всасывающий либо изменением угла установки лопаток рабочего колеса, при котором меняется характеристика насоса.

### 1.2.9 Кавитационный расчет лопастных насосов

Ранее в разделе 6.1 [9] была рассмотрена кавитация, возникающая в местных гидравлических сопротивлениях при высоких скоростях движения жидкости. Аналогичное явление может происходить и в лопастных насосах (обычно на входе в насосное колесо). В этом случае из-за выделения паров и растворенных газов нарушается нормальная работа насоса, возникает характерный шум, а также падают его эксплуатационные показатели (напор, подача, мощность и КПД). Во избежание кавитации в гидросистеме после выбора насоса проводят его проверочный (кавитационный) расчет.

Для удобства анализа кавитационных процессов в насосах вводят физический параметр – кавитационный запас. Кавитационным запасом напора насоса принято называть разность между полным напором на входе в насос и напором насыщенных паров рабочей жидкости:

$$\Delta h_{кас} = \frac{p_{ex}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{ex}^2}{2g} - \frac{p_{нп}}{\rho \cdot g}, \quad (1.32)$$

где  $v_{ex}$ , м/с и  $p_{ex}$ , Па – соответственно скорость и давление жидкости на входе в насос;

$p_{нп}$ , Па – давление насыщенных паров жидкости.

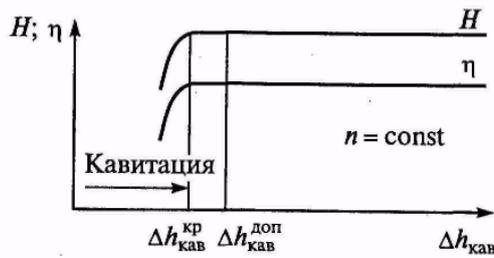


Рисунок 1.10 – Кавитационная характеристика

На рисунке 1.10 представлена зависимость основных эксплуатационных параметров насоса от кавитационного запаса. На приведенном графике видно их резкое падение после появления кавитации. Предельное значение кавитационного запаса, при котором возможна нормальная работа насоса, называют критическим кавитационным запасом  $\Delta h_{кр}$ .

Для гарантированного устранения возможности возникновения кавитации допустимый кавитационный запас  $\Delta h_{доп}$  должен превышать на 10...30 % критический кавитационный запас  $\Delta h_{кр}$ .

Значение критического кавитационного запаса может быть указано в паспорте насоса или получено по результатам кавитационного испытания. Кроме того, оно может быть получено из теории кавитации в лопастных насосах, разработанной С.С. Рудневым. Им установлена следующая связь между критическим кавитационным запасом  $\Delta h_{кр}$ , частотой вращения  $n$  и подачей насоса  $Q$ :

$$C = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{(\Delta h_{кр} / 10)^{3/4}}, \quad (1.33)$$

где  $C$  – кавитационный коэффициент быстроходности (по аналогии с коэффициентом  $n_c$ ).

Численное значение коэффициента  $C$  зависит от конструкции рабочего колеса и меняется в сравнительно узких пределах. Так, для обычных насосов  $C=800...1000$ , для насосов с повышенными кавитационными свойствами (с расширенным входом)  $C \geq 1300$ . Приведенные значения коэффициента  $C$  получаются при подстановке в формулу (1.33) частоты вращения рабочего колеса  $n$  в об/мин, подачи насоса  $Q$  в  $m^3/c$  и кавитационного запаса  $\Delta h_{кр}$  в м.

При проведении кавитационного расчета по формуле (1.32) определяют существующий кавитационный запас на входе в насос. Из справочных данных или с использованием формулы (1.33) находят значение критического кавитационного запаса. Последнее значение позволяет определить допустимый запас напора и сравнить его с существующим кавитационным запасом. В некоторых случаях целесообразно определить максимально допустимую высоту всасывания, при которой кавитации в насосе не будет:

$$H_s = \frac{P'}{\rho g} - \Delta h_{доп} - \frac{P_{н.п.}}{\rho g} - \sum h.$$

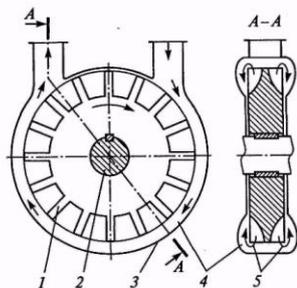
### 1.2.8 Насосы трения

Насосы трения относят, так же как и лопастные, к группе динамических насосов. В этих насосах силовое взаимодействие происходит в проточной части за счет сил трения, причем их проточная часть, как и у всех динамических насосов, постоянно сообщается с входом и выходом. Так как в основу работы этих насосов заложен принцип трения, то эффективность их работы невысока – низкие КПД. Поэтому насосы трения не получили широкого распространения в технике. Из насосов этого типа наиболее часто используются вихревые и струйные насосы.

#### 1.2.8.1 Вихревые насосы

Вихревые насосы принято относить к насосам трения, однако по своему рабочему процессу и свойствам они близки также к центробежным (лопастным) насосам.

Конструктивная схема вихревого насоса приведена на рисунке 1.11. Основной деталью насоса является рабочее колесо 1 с радиальными или наклонными лопатками. Колесо установлено в корпусе 3 и приводится во вращение валом 2. Важным конструктивным элементом является концентрический канал 4, который охватывает колесо по большей части окружности – от входного отверстия до выходного. По меньшей части окружности (от вы-



1 – рабочее колесо; 2 – вал;  
3 – корпус; 4 – концентрический канал; 5 – вихри

Рисунок 1.11 – Конструктивная схема вихревого насоса

ходного отверстия до входного) канал отсутствует, что служит уплотнением между напорной и всасывающей полостями.

При вращении рабочего колеса *1* в межлопаточных полостях и концентрическом канале *4* образуются вихри *5*, что приводит к непрерывному перемещению частиц жидкости из межлопаточных полостей колеса в канал и обратно. За счет этого происходит передача энергии от колеса к жидкости в концентрическом канале. Жидкость в канале как бы увлекается образовавшимися вихрями и перемещается вместе с колесом от полости всасывания к полости нагнетания.

К вихревым насосам могут быть применены те же законы теории подобия, что и для лопастных насосов, в том числе методы пересчета характеристик. Коэффициенты быстроходности для вихревых насосов  $n_s = 5...50$ .

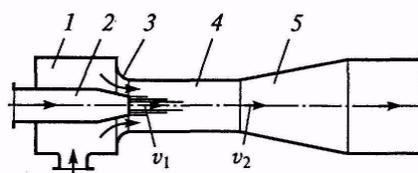
Вихревые насосы по сравнению с центробежными насосами создают значительно большие напоры (в 3–10 раз) при тех же размерах и частоте вращения. Они обладают свойством самовсасывания, но имеют весьма низкие КПД ( $\eta = 0,30...0,45$ ).

### 1.2.8.2 Струйные насосы

Струйные насосы также относятся к динамическим насосам трения. У этих насосов отсутствуют вращающиеся части, а поток перекачиваемой жидкости перемещается за счет трения, возникающего между ним и другим (рабочим) потоком жидкости. Рабочий поток жидкости подводится к насосу извне и должен обладать достаточной энергией

для обеспечения перекачки жидкости с заданными параметрами. Его можно считать условным рабочим органом данного насоса. Рабочий и перекачиваемый потоки могут быть одной и той же или разными жидкостями.

На рисунке 1.12 приведена одна из возможных конструктивных схем струйного насоса. Он состоит из



1 – всасывающая полость; 2, 3 – сопла; 4 – камера смешивания; 5 – диффузор  
Рисунок 1.12 – Схема струйного насоса

полости *1* для подвода перекачиваемой жидкости, сопла *2* для подвода рабочей жидкости, сопла *3* для подвода перекачиваемой жидкости, камеры смешивания *4* и диффузора *5*. Рабочая жидкость под напором подводится к соплу *2*, из которого вытекает с большой скоростью  $v_1$  в камеру смешивания *4*. Перекачиваемая жидкость из полости *1* через сопло *3* также подво-

дится в камеру смешивания. В последней за счет трения струя рабочей жидкости увлекает перекачиваемую жидкость, обеспечивая ее нагнетание. При этом рабочая и перекачиваемая жидкости перемешиваются и образуют общий поток, движущийся со скоростью  $v_2$  ( $v_2 < v_1$ ). Диффузор *5* необходим для преобразования кинетической энергии, которой обладает поток на выходе из камеры смешивания, в пьезометрический напор на выходе насоса, т. е. для повышения давления.

В зависимости от видов рабочих и перекачиваемых жидкостей различают следующие разновидности струйных насосов:

- *эжектор* – оба потока являются жидкостями;
- *элеватор* – для рабочего потока используется жидкость, которая перекачивает пульпу (смесь жидкости с песком, шлаком и т.д.), или жидкость другой температуры (в системах отопления);
- *инжектор* – для рабочего потока используется газ (пар), который перекачивает жидкость.

Как было отмечено, существенным преимуществом струйных насосов является отсутствие подвижных и вращающихся частей. Кроме того, они малочувствительны к загрязненным и агрессивным жидкостям. В качестве их недостатков следует отметить невысокие давления на выходе и крайне низкие КПД ( $\eta = 0,20...0,35$ ). Струйные насосы могут быть использованы одновременно как смесители жидкости.

### 1.2.9 Динамические гидродвигатели (гидротурбины)

В динамическом гидродвигателе силовое взаимодействие между рабочим органом и жидкостью, так же как и в динамическом насосе, происходит в проточной части, постоянно сообщаемой с входом и выходом. В технике нашли широкое применение лопастные гидродвигатели – гидравлические турбины (гидротурбины).

*Гидравлическая турбина* – это гидромашина, обратная лопастному насосу, которая служит для преобразования механической энергии потока жидкости в механическую энергию на валу. Гидравлическая турбина по конструкции принципиально не отличается от лопастного насоса, но направление движения жидкости через турбину противоположно направлению ее движения через насос. Например, если к выходному патрубку лопастного насоса подвести поток жидкости под напором, то жидкость будет вытекать через входной патрубок, а

вал насоса – вращаться. Следовательно, насос будет работать в режиме гидродвигателя. Таким образом, эти гидромашины являются обратимыми.

Из известных лопастных турбин на практике наибольшее применение получили осевые, радиально-осевые и диагональные гидротурбины.

У *осевых* гидравлических турбин поток жидкости перед контактом с лопатками рабочего колеса движется параллельно оси вращения турбины (при этом не следует учитывать возможную закрутку этого потока). Гидротурбины данного типа могут быть с жестко закрепленными лопатками или с поворотными лопатками. Первые называются пропеллерными, вторые – поворотными-лопастными.

У *радиально-осевых* турбин поток жидкости перед контактом с лопатками движется перпендикулярно оси вращения (имеет радиальное направление), а выходит из турбины параллельно оси. Они выполняются обычно с жестко закрепленными лопатками.

*Диагональные* гидравлические турбины занимают промежуточное положение между первыми двумя типами турбин. Их лопасти устанавливаются под углом 45...60° к оси вращения, а жидкость перед контактом с ними движется под углом к оси вращения турбины.

Гидравлические турбины получили широкое применение на гидроэлектростанциях, а также при бурении скважин. Кроме того, гидравлические турбины являются составной частью гидродинамических передач.

### 1.3 Объемные гидравлические машины

#### 1.3.1 Основные сведения об объемных насосах

В объемных насосах взаимодействие рабочего органа с жидкостью происходит в замкнутых объемах (*рабочих камер*), которые попеременно сообщаются с полостями всасывания и нагнетания. При работе насоса такая камера из-за увеличения ее объема сначала заполняется жидкостью из полости всасывания, затем отсоединяется от полости всасывания и соединяется с полостью нагнетания, где вследствие уменьшения ее объема происходит вытеснение жидкости. Далее она вновь соединяется с полостью всасывания. Этот процесс повторяется многократно. Рабочий орган, обеспечивающий заполнение камеры жидкостью, а потом ее вытеснение, называют *вытеснителем*.

У объемного насоса может быть одна или несколько рабочих камер  $V_k$ . Общее число рабочих камер  $z$  определяет рабочий объем насоса  $V_0$ . Под *рабочим объемом*  $V_0$  понимают максимальное количество жидкости, которое насос может подать за один цикл работы. Циклом работы для большинства объемных насосов является один оборот его вала. Следует иметь в виду, что у некоторых насосов каждая рабочая камера за один оборот вала может совершить две или более подачи жидкости. Число таких подач называется кратностью работы насоса  $k$ . Таким образом, для большинства объемных насосов рабочий объем может быть определен по формуле

$$V_0 = V_k \cdot z \cdot k . \quad (1.34)$$

Рабочий объем  $V_0$  является важнейшим параметром насоса. Он во многом определяет его габариты и эксплуатационные показатели: подачу жидкости, полезную и потребляемую мощности. Необходимо отметить, что на практике применяются также насосы с переменными рабочими объемами. Такие насосы принято называть регулируемыми, а изменения рабочего объема насоса в процессе его работы – регулированием насоса.

Как было отмечено выше, рабочая камера соединяется с полостями всасывания и нагнетания попеременно. Это обуславливает свойства, характерные для объемных насосов и отличающие их от динамических насосов.

Первым из этих свойств является *герметичность*. Так как практически у всех объемных насосов рабочая камера в любой момент времени соединена или с полостью всасывания, или с полостью нагнетания, то эти полости всегда изолированы друг от друга. Поэтому всасывающий и напорный трубопроводы также разделены.

Герметичность позволяет обеспечить значительное разрежение во всасывающей полости насоса. Это приводит к подъему жидкости во всасывающем трубопроводе перед началом нагнетания. Отмеченное свойство называют *самовсасыванием*.

Объемные насосы отличаются также *жесткостью характеристики*, т. е. увеличение давления насоса, вызванное сопротивлением в напорном трубопроводе, приводит к весьма небольшому уменьшению его подачи.

Следует также отметить, что эти насосы не требуют высоких скоростей для получения больших давлений и могут перекачивать жидкости существенно большей вязкости, чем динамические насосы.

Кроме указанных достоинств объемных насосов необходимо отметить также их существенный недостаток – *неравномерность подачи*. Эти насосы нагнетают жидкость отдельными объемами (порциями). Число таких порций за один оборот вала зависит от конструкции насоса – числа рабочих камер и кратности их работы, но всегда подача объемного насоса носит в той или иной степени пульсирующий характер.

По характеру движения рабочего органа все объемные насосы разделяются на две группы: возвратно-поступательные (поршневые) и роторные.

*Возвратно-поступательные* насосы имеют два отличия, которые во многом определяют их свойства и параметры. Первым из них является неподвижность рабочей камеры относительно корпуса насоса. Второе отличие – наличие впускного и выпускного клапанов, которые служат для соединения рабочей камеры с полостями всасывания и нагнетания.

*Роторные* насосы имеют подвижные рабочие камеры, и у них отсутствуют клапаны. Соединение этих камер с полостями всасывания и нагнетания обеспечивается за счет их переноса от одной полости к другой и обратно.

### 1.3.2 Возвратно-поступательные (поршневые) насосы

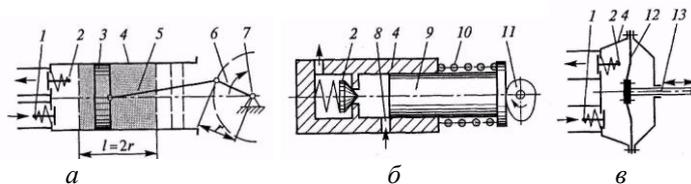
В возвратно-поступательных насосах силовое взаимодействие рабочего органа с жидкостью происходит в неподвижных рабочих камерах, которые попеременно сообщаются с полостями всасывания и нагнетания за счет впускного и выпускного клапанов.

В качестве рабочего органа (вытеснителя) в возвратно-поступательных насосах используются поршень, плунжер или гибкая диафрагма. Поэтому такие насосы подразделяются на *поршневые*, *плунжерные* и *диафрагменные*.

Возвратно-поступательные насосы также подразделяются по способу привода на *прямодействующие* и *вальные*. Привод прямодействующего насоса осуществляется за счет возвратно-поступательного воздействия непосредственно на вытеснитель. Примером такого насоса является простейший насос с ручным приводом. Вальный насос приводится в действие за счет вращения ведущего вала, которое преобразуется в возвратно-поступательное движение при помощи кулачкового или кривошипно-шатунного механизма.

Рассмотрим устройство и принцип работы поршневого насоса с вальным приводом. На рисунке 1.13а приведена конструктивная схема поршневого насоса с кривошипно-шатунным механизмом. Приводной вал 7 через кривошип 6 радиусом  $r$  и шатун 5 приводит в движение поршень 3 площадью  $S_f$ , который движется возвратно-поступательно в корпусе (цилиндре) 4. Насос имеет два подпружиненных клапана: впускной 1 и выпускной 2. Рабочей камерой данного насоса является пространство слева от поршня, ограниченное корпусом 4 и крайними положениями поршня 3; оно на рисунке затемнено. При движении поршня 3 вправо жидкость через впускной клапан 1 заполняет рабочую камеру, т. е. обеспечивается всасывание. При движении поршня 3 влево жидкость нагнетается в напорный трубопровод через клапан 2.

Рассматриваемый насос имеет одну рабочую камеру ( $z = 1$ ), и за один оборот вала поршень 3 совершает один рабочий ход, т.е. это насос однократного действия ( $k = 1$ ). Из анализа рисунка 1.13а следует, что рабочий ход поршня 3 равен двум радиусам кривошипа 6. Тогда



1 – впускной клапан; 2 – выпускной клапан; 3 – поршень; 4 – корпус (цилиндр); 5 – шатун; 6 – кривошип; 7 – вал; 8 – впускная проточка; 9 – плунжер; 10 – пружина; 11 – кулачок; 12 – диафрагма; 13 – шток  
а – поршневой; б – плунжерный; в – диафрагменный

Рисунок 1.13 – Насосы возвратно-поступательного движения

в соответствии с (1.34) рабочий объем насоса равен объему рабочей камеры и может быть вычислен по формуле

$$V_0 = V_k = S_f \cdot 2r.$$

Насосы с поршнем в качестве вытеснителя являются самыми распространенными из возвратно-поступательных насосов. Они могут создавать значительные давления (до 30...40 МПа). Однако выпускаются также насосы, рассчитанные на значительно меньшие давления (до 1...5 МПа). Скоростные параметры этих насосов (число рабочих циклов в единицу времени) во многом определяются конструкцией клапанов, так как они являются наиболее инерционными элементами. Насосы с подпружиненными клапанами допускают до 100...300 рабочих циклов в минуту. Насосы с клапанами специальной конструкции позволяют получить до 300...500 циклов в минуту.

В поршневых насосах существуют все три вида потерь, т. е. объемные, гидравлические и механические потери. Объемные КПД  $\eta_o$  большинства поршневых насосов составляют от 0,85 до 0,98. Гидравлические

КПД  $\eta_r$ , определяемые потерями напора в клапанах, находятся в пределах от 0,8 до 0,9, а механические КПД  $\eta_m=0,94...0,96$ . Полный КПД  $\eta_n$  (см. формулу (1.24)) для большинства поршневых насосов составляет от 0,75 до 0,92.

Значительно реже применяются насосы с плунжером в качестве вытеснителя. У этих насосов существенно больше поверхность контакта между корпусом и вытеснителем, что позволяет значительно лучше уплотнить рабочую камеру. Плунжерные насосы обычно изготавливаются с высокой точностью, поэтому они являются весьма дорогими, но позволяют получать очень большие давления – до 150...200 МПа. Основной областью использования плунжерных насосов являются системы топливоподачи дизелей.

На рисунке 1.13б приведена конструктивная схема такого насоса с кулачковым приводом. Ведущий вал приводит во вращение кулачок 11, который воздействует на плунжер 9, совершающий возвратно-поступательные движения в корпусе (цилиндре) 4, причем движение плунжера влево обеспечивается кулачком 11, а обратный ход – пружиной 10. Данный насос имеет только один клапан – выпускной 2.

Отсутствие впускного клапана является особенностью насосов, используемых на дизелях. Их топливные системы обычно имеют вспомогательные насосы, и заполнение рабочей камеры плунжерного насоса обеспечивается через проточку 8 вспомогательным насосом.

Диафрагменные насосы в отличие от насосов, рассмотренных выше, достаточно просты в изготовлении и поэтому являются дешевыми. На рисунке 1.13в приведена схема прямодействующего диафрагменного насоса. В корпусе 4 насоса закреплена гибкая диафрагма 12, прикрепленная также к штоку 13. Насос имеет два подпружиненных клапана: впускной 1 и выпускной 2. Рабочей камерой насоса является объем внутри корпуса 4, расположенный слева от диафрагмы 12. Рабочий процесс диафрагменного насоса не отличается от рабочего процесса поршневого насоса.

Диафрагменные насосы не могут создавать высокое давление, так как оно ограничивается прочностью диафрагмы. Его максимальные значения в большинстве случаев не превышают 0,1...0,3 МПа. Диафрагменные насосы нашли применение в топливных системах карбюраторных двигателей.

Очень существенным недостатком возвратно-поступательных насосов с вытеснителем любой конструкции является неравномерность их подачи  $Q$  во времени  $t$ . Это вызвано чередованием тактов всасывания и нагнетания. График подачи  $Q$ , представленный на рисунке 1.14а, наглядно демонстрирует эту неравномерность. Для ее снижения используют два способа.

Первым из этих способов является применение многокамерных насосов. В этом случае нагнетание осуществляется несколькими вытеснителями по очереди или одновременно. На рисунке 1.14б представлен график подачи трехпоршневого насоса, на котором тонкими линиями показаны подачи отдельных рабочих камер, а толстой – суммарная подача насоса. Конструкции многокамерных насосов весьма разнообразны, но в большинстве случаев это насосы с несколькими рабочими камерами в одном корпусе. При увеличении

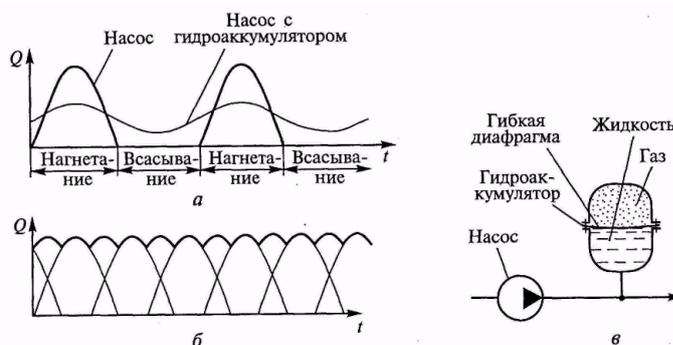


Рисунок 1.14 – График подачи однопоршневого (а) и трехпоршневого (б) насосов и схема поршневого насоса с гидроаккумулятором (в)

числа рабочих камер с целью уменьшения неравномерности подачи предпочтение следует отдавать насосам с нечетным числом камер.

Вторым способом снижения неравномерности подачи жидкости является установка на выходе насосов гидравлических аккумуляторов. На рисунке 1.14в приведена схема насоса с гидравлическим аккумулятором, который представляет собой замкнутую емкость, разделенную гибкой диафрагмой на две полости. При ходе нагнетания часть подаваемой насосом жидкости заполняет нижнюю полость гидроаккумулятора, а газ (воздух) в верхней полости сжимается. При ходе всасывания давление в трубопроводе снижается и жидкость из гидроаккумулятора вытесняется сжатым газом. График подачи  $Q$  во времени  $t$  такого устройства приведен на рисунке 1.14а. Следует отметить, что вместо термина гидроаккумулятор в литературе используется также термин воздушный колпак.

### 1.3.3 Общие свойства и классификация роторных насосов

В роторных насосах взаимодействие рабочего органа с жидкостью происходит в подвижных рабочих камерах, которые попеременно соединяются с полостями всасывания и нагнетания. Это дает возможность

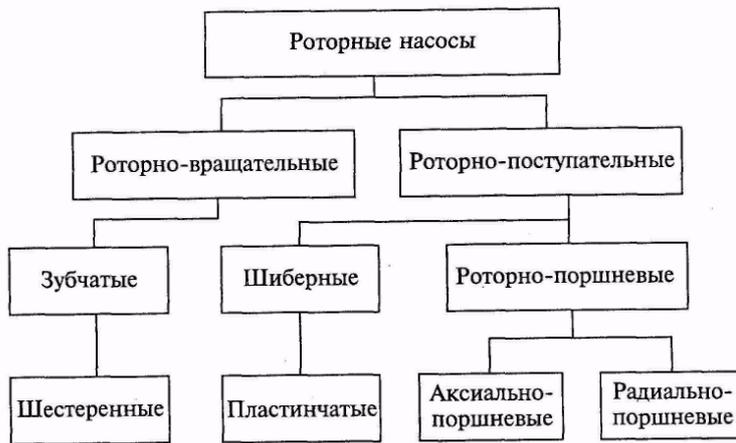


Рисунок 1.15 – Классификация роторных насосов

исключить из конструкций насосов клапаны.

Отсутствие клапанов позволяет иметь у роторных насосов значительно большую *быстроходность*, т.е. число рабочих циклов в единицу времени. Кроме того, это обеспечивает роторным насосам и второе отличие от поршневых насосов – *обратимость*, т.е. практически любой роторный насос может быть использован в качестве гидродвигателя.

Важной конструктивной особенностью роторных насосов является многокамерность. Это обеспечивает им большую *равномерность подачи* по сравнению с возвратно-поступательными насосами. Однако их подача не может быть абсолютно равномерной, и ее пульсация всегда имеет место. Эта пульсация всегда меньше для насосов с нечетным числом рабочих камер.

Роторные насосы обладают и существенным недостатком, который вытекает из их конструктивных особенностей. Дело в том, что жидкость, которую перекачивает роторный насос, должна одновременно обеспечивать смазывание его поверхностей. Поэтому она должна быть чистой и неагрессивной по отношению к материалу насоса, а также обладать смазывающими способностями.

Отсутствие клапанов в роторных насосах повлекло за собой значительное уменьшение гидравлических потерь, что позволяет пренебрегать ими и принимать гидравлический КПД, равным единице ( $\eta_r = 1$ ). Таким образом, в соответствии с (1.24) полный КПД  $\eta_n$  роторного насоса равен произведению объемного  $\eta_o$  и механического  $\eta_m$  КПД ( $\eta_n = \eta_o \cdot \eta_m$ ).

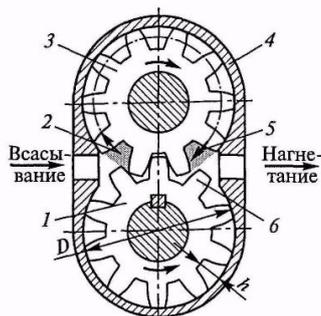
Роторные насосы имеют чрезвычайно большое разнообразие конструкций. Классификацию этих насосов определяет ГОСТ 17398–72, который включает всевозможные конструктивные исполнения. В данном курсе приводится упрощенный вариант классификации роторных насосов, в которую включены наиболее используемые в машиностроении насосы (рисунок 1.15).

Как следует из анализа схемы (см. рисунок 1.15), все роторные насосы делятся на две большие группы. В первую группу входят насосы, использующие только вращательное движение. Во вторую группу включены насосы с вращательным и возвратно-поступательным движением.

Из роторно-вращательных насосов наибольшее распространение получили *шестеренные* насосы, которые применяются практически во всех отраслях машиностроения. Из роторно-поступательных достаточно широко используются *пластинчатые* и *роторно-поршневые* насосы.

### 1.3.4 Шестеренные насосы

Шестеренный насос – это зубчатый насос с рабочими органами в виде шестерен, обеспечивающих герметическое замыкание рабочих камер и передачу вращающего момента с ведущего вала на ведомый. Шестеренные насосы могут быть с внешним и внутренним зацеплением.



1 – ведущая шестерня; 2, 5 – впадины (рабочие камеры); 3 – ведомая шестерня; 4 – корпус; 6 – зуб

Рисунок 1.16 – Шестеренный насос

Наиболее простым по конструкции и самым распространенным является шестеренный насос с внешним зацеплением (рисунок 1.16). Он состоит из корпуса 4 и двух эвольвентных зубчатых колес (шестерен) 1 и 3, находящихся в зацеплении. В представленной конструкции ведущей является шестерня 1, а ведомой – 3.

При выходе зубьев из зацепления во всасывающей полости рабочий объем увеличивается, и жидкость заполняет впадины между зубьями (в том числе затемненную впадину 2). Затем впадины с жидкостью перемещаются по дугам окружности от полости всасывания в полость нагнетания (показано

штрихпунктирной линией). В полости нагнетания зубья входят в зацепление, рабочий объем уменьшается и жидкость вытесняется в полость нагнетания. Следует иметь в виду, что впадины несколько больше зубьев, поэтому часть жидкости возвращается обратно в полость всасывания.

Таким образом, рабочей камерой шестеренного насоса является впадина между зубьями, точнее, та часть ее объема, которую занимает зуб при вытеснении жидкости. Для приближенного определения рабочего объема насоса  $V_0$  принимают объемы зубьев и впадин равными. Тогда можно считать, что рабочий объем насоса равен суммарному объему всех впадин и зубьев одной шестерни и может быть определен по формуле

$$V_0 = \pi \cdot D \cdot b \cdot h, \quad (1.35)$$

где  $D$  – диаметр начальной окружности шестерни;  
 $b$  – ширина шестерни;  
 $h$  – высота зубьев (глубина впадин).

Для анализа влияния параметров зацепления на рабочий объем насоса целесообразно связать его с модулем зацепления. Так как высота зуба равна двум модулям ( $h = 2m$ ), а диаметр начальной окружности шестерни – произведению модуля и числа зубьев ( $D = mz$ ), то (1.35) преобразуется в формулу

$$V_0 = 2\pi \cdot b \cdot z \cdot m^2.$$

Формула позволяет сделать вывод, что рабочий объем  $V_0$  увеличивается пропорционально числу зубьев  $z$  в первой степени и квадрату модуля  $m$ . Таким образом, для увеличения подачи насоса целесообразнее увеличивать модуль зацепления  $m$  за счет снижения числа зубьев  $z$ . На практике обычно применяют насосы с числом зубьев  $z$  от 8 до 18.

Шестеренные насосы с внешним зацеплением получили широкое распространение в машиностроении, так как они просты в изготовлении и надежны в эксплуатации. Эти насосы выпускаются для гидросистем как с высокими давлениями (до 15...20 МПа), так и с более низкими (1...10 МПа). Первые находят применение в гидросистемах тракторов, дорожно-строительных и сельскохозяйственных машин, а вторые используются в станочных гидроприводах и гидросистемах поршневых двигателей. Частоты вращения большинства шестеренных насосов с внешним зацеплением находятся в диапазоне от 1000 до 2500 об/мин. Полные КПД этих насосов обычно составляют от 0,75 до 0,85, а объемные КПД – от 0,85 до 0,95.

Кроме шестеренных насосов с внешним зацеплением, бывают также шестеренные насосы с внутренним зацеплением, когда шестерня меньших размеров располагается внутри более крупного зубчатого колеса. Такие насосы компактнее, но из-за более сложной конструкции по сравнению с насосами с внешним зацеплением они не нашли широкого применения.

### 1.3.5 Пластинчатые насосы

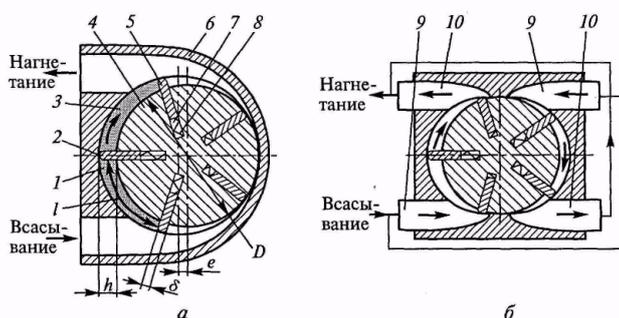
Пластинчатый насос – это роторно-поступательный насос с рабочими органами (вытеснителями) в виде плоских пластин. Пластинчатые насосы могут быть однократного, двукратного или многократного действия.

На рисунке 1.17а приведена конструктивная схема пластинчатого насоса однократного действия. В пазах вращающегося ротора 4, ось которого смещена относительно оси неподвижного статора 6 на величину эксцентриситета  $e$ , установлены несколько пластин 5 с пружинами 8 (или без них). Вращаясь вместе с ротором, эти пластины одновременно совершают возвратно-поступательное движение в пазах 7 ротора. Рабочими камерами являются объемы 1 и 3, ограниченные соседними пластинами, а также поверхностями ротора 4 и статора 6. При вращении ротора рабочая камера 1, соединенная с полостью всасывания, увеличивается в объеме и происходит ее заполнение. Затем камера переносится в зону нагнетания. При дальнейшем перемещении ее объем уменьшается и происходит вытеснение жидкости (из рабочей камеры 3).

Для расчета рабочего объема пластинчатого насоса  $V_0$  может быть использована формула (1.34), при этом следует определять в ее крайнем левом положении, т.е. когда она изолирована от полостей всасывания и нагнетания. В этом случае

$$V_K = h \cdot l \cdot b, \quad (1.35)$$

где  $h$  – высота рабочей камеры ( $h = 2e$ );  
 $l$  – средняя длина части окружности, ограниченной двумя пластинами;  
 $b$  – ширина пластины.



1, 3 – рабочие камеры; 2 – точка контакта; 4 – ротор;  
 5 – пластина; 6 – статор (корпус); 7 – паз; 8 – пружина;

Длина  $l$  может быть приближенно определена по диаметру ротора  $D$  с учетом толщины пластины  $b$  и числа пластин  $z$ , т.е.  $l = (\pi \cdot D - \delta \cdot z) / z$ . Тогда с учетом формул (1.34) и (1.36) получим приближенную зависимость для вычисления рабочего объема пластинчатого насоса:

$$V_0 = 2e \cdot (\pi \cdot D - \delta \cdot z) \cdot b \cdot k. \quad (1.37)$$

Из анализа последней формулы следует, что для увеличения рабочего объема пластинчатого насоса  $V_0$  при сохранении его габаритов, т.е. размеров  $D$  и  $b$ , необходимо увеличивать эксцентриситет  $e$ .

Кроме того, рабочий объем пластинчатого насоса может быть увеличен за счет кратности его работы  $k$ , что достаточно широко применяется на практике. На рисунке 1.17б приведена конструктивная схема пластинчатого насоса двукратного действия. Внутренняя поверхность такого насоса имеет специальный профиль, что позволяет каждой пластине за один оборот вала дважды производить подачу жидкости. У пластинчатого насоса двукратного действия имеются две области всасывания 9, которые объединены одним трубопроводом, и две области нагнетания 10, также объединенные общим трубопроводом. На практике применяются насосы и с большей кратностью, но их конструкции сложнее, поэтому использование таких насосов ограничено.

Для пластинчатых насосов важным является обеспечение герметичности в месте контакта пластины и корпуса (точка 2 на рисунке 1.17а). В насосах с высокими скоростями это может быть получено за счет центробежных сил. В конструкции, показанной на рисунке 1.17а, герметичность обеспечивают пружины 8. В некоторых насосах это достигается за счет давления, создаваемого в пазах 7.

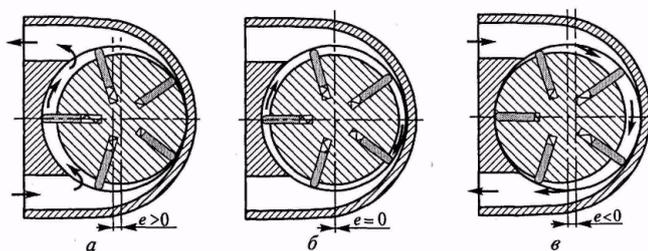


Рисунок 1.18 – Схема регулирования прямой (а), нулевой (б) и обратной (в) подач пластинчатого насоса

Выше отмечалось, что насосы могут быть регулируемы, т.е. иметь переменный рабочий объем. Конструкция пластинчатого насоса однократного действия позволяет изменять его рабочий объем в процессе работы. Для этого достаточно сделать вал ротора подвижным относительно корпуса. Тогда при смещении ротора 4 влево можно не только уменьшить величину  $e$ , а следовательно, подачу насоса, но и изменить направление потока жидкости (при  $e < 0$ ), не меняя направления вращения вала. Для иллюстрации этого на рисунке 1.18 показаны три характерных положения ротора регулируемого пластинчатого насоса. Следует отметить, что пластинчатые насосы двукратного и многократного действия не могут быть регулируемы.

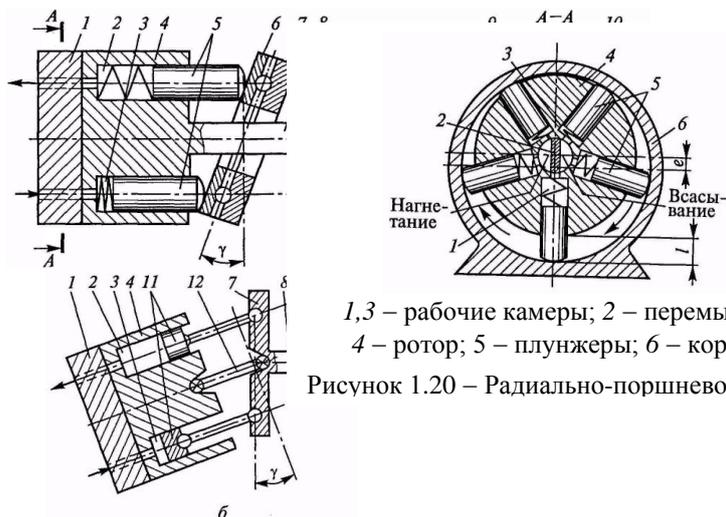
Пластинчатые насосы компактны, просты в производстве и надежны в эксплуатации. Поэтому они нашли применение в технике, в первую очередь в станкостроении. Максимальные давления, создаваемые ими, составляют от 7 до 14 МПа. Частоты вращения пластинчатых насосов обычно находятся в диапазоне от 1000 до 1500 об/мин. Полные КПД для большинства насосов составляют от 0,60 до 0,85, а объемные КПД – от 0,70 до 0,92. Выпускаются также регулируемые пластинчатые насосы.

### 1.3.6 Роторно-поршневые насосы

Роторно-поршневой насос – это роторный насос с вытеснителями в виде поршней или плунжеров. Роторно-поршневые насосы подразделяются на аксиально-поршневые, у которых возвратно-поступательное движение поршней параллельно оси вращения насоса, и радиально-поршневые, у которых возвратно-поступательное движение поршней происходит в радиальном направлении.

**Аксиально-поршневые** насосы выполняются с наклонным диском (шайбой) и с наклонным блоком относительно оси вращения насоса.

На рисунке 1.19а представлена конструктивная схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском и плунжерами в качестве вытеснителей. Основным элементом насоса является блок 4 с плунжерами 5, который приводится в движение валом 8 и вращается относительно корпуса (корпус на рисунке 1.19а не показан).



1,3 – рабочие камеры; 2 – перемычка;  
4 – ротор; 5 – плунжеры; 6 – корпус

Рисунок 1.20 – Радиально-поршневой насос

1 – торцевой распределитель; 2, 3 – рабочие камеры; 4 – блок;  
5 – плунжеры; 6 – упорный подшипник; 7 – диск; 8 – вал;  
9 – впускное окно; 10 – выпускное окно; 11 – поршни;  
12 – дополнительный вал

Рисунок 1.19 – Аксиально-поршневые насосы с наклонным диском (а) и наклонным блоком (б)

Плунжеры опираются на упорный подшипник 6 диска 7, наклоненный под углом  $\gamma$ . Важным элементом насоса является неподвижный торцевой распределитель 1 с окнами 9 и 10. Рабочие камеры 2 и 3 насоса представляют собой замкнутые объемы внутри блока 4. При работе насоса плунжеры 5 вращаются вместе с блоком 4 и одновременно

скользят вместе с подшипником 6 по наклонному диску 7. За счет диска 7 и пружин внутри рабочих камер обеспечивается возвратно-поступательное движение плунжеров 5 относительно блока 4. При этом рабочие камеры меняют свой объем от минимального (позиция 3) до максимального (позиция 2) и обратно. Для подвода и отвода жид-кости служит неподвижный распределитель 1 с дугообразными окнами 9 и 10. Он устроен таким образом, что при увеличении объема рабочей камеры она соединяется со всасывающим трубопроводом через окно 9, а при уменьшении – с напорным трубопроводом через окно 10.

Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком 4 (рисунок 1.19б) несколько отличается по конструкции от предыдущего насоса. Главное отличие заключается в том, что у него относительно оси вращения (вала 8) наклонен не диск 7, а блок 4. Из-за наклона блока 4 относительно ведущего вала 8 у большинства насосов такой конструкции имеется дополнительный вал 12 с шарнирами для передачи вращающего момента от диска 7 на блок 4. В приведенной конструкции вытеснителями являются поршни 11, которые нагнетают жидкость из рабочих камер 2 и 3 через торцевой распределитель 1.

Принципы работы насосов с наклонным блоком и наклонным диском не отличаются друг от друга, но в показанной на рисунке 1.19б конструкции поршни 11 совершают возвратно-поступательное движение за счет кинематической связи между ними и диском 7. Это отличие не является принципиальным. Такие конструкции вытеснителей используются и в насосах с наклонными дисками.

Объем рабочей камеры  $V_K$  для обеих разновидностей этих насосов равен произведению площади поршня (плунжера)  $S_{II}$  и его рабочего хода  $l$   $V_K = S_{II} \cdot l$ . Однако рабочий ход  $l$  для этих насосов будет вычисляться по разным зависимостям. Для их определения на рисунке 1.19 построены треугольники, показывающие связь рабочего хода  $l$  с диаметром  $D$ . Из геометрических соотношений следует, что для насоса с наклонным диском  $l = D \cdot \operatorname{tg} \gamma$ , а для насоса с наклонным блоком  $l = D \cdot \sin \gamma$ . Тогда с учетом (1.34) получим формулы для вычисления рабочих объемов аксиально-поршневого насоса с наклонным диском  $V_{0д}$  и наклонным блоком  $V_{0б}$ :

$$V_{0д} = S_{II} \cdot z \cdot D \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (1.38)$$

и

$$V_{0б} = S_{II} \cdot z \cdot D \cdot \sin \gamma. \quad (1.39)$$

Аксиально-поршневые насосы могут быть регулируемы. Регулирование обеспечивается за счет изменения угла наклона  $\gamma$  диска 7 (у насоса с наклонным диском, см. рисунок 1.19а) или угла наклона  $\gamma$  блока 4 (у насоса с наклонным блоком, см. рисунок 1.19б). В обоих случаях это приводит к изменению хода вытеснителя и рабочего объема насоса (см. формулы (1.38) и (1.39)).

Аксиально-поршневые насосы отличаются от ранее рассмотренных насосов сложностью изготовления и, как следствие, большей стоимостью, но имеют существенно лучшие эксплуатационные характеристики.

Они создают давления до 30..40 МПа, могут работать в широком диапазоне частот вращения от 500 до 4000 об/мин и более). Полные КПД этих насосов достигают 0,90..0,92, а объемные КПД – 0,95..0,98. Аксиально-поршневые насосы применяются в авиации, машинах для строительных и дорожных работ, а также в сельскохозяйственном машиностроении и станкостроении.

**В радиально-поршневых** насосах вытеснителями также являются поршни или плунжеры, но расположенные радиально. На рисунке 1.20 представлена конструктивная схема радиально-поршневого насоса однократного действия. Основным элементом насоса является ротор 4 с плунжерами 5, который вращается относительно корпуса б насоса. Ротор 4 установлен в корпусе б со смещением оси (с эксцентриситетом  $e$ ). Полости всасывания и нагнетания располагаются в центре насоса и разделены перемычкой 2.

При работе насоса плунжеры 5 вращаются вместе с ротором 4 и одновременно скользят по корпусу б. За счет этого и пружин внутри рабочих камер обеспечивается возвратно-поступательное движение плунжеров 5 относительно ротора 4. Когда рабочая камера перемещается из верхнего положения 3 в нижнее 1, ее объем увеличивается. При этом перемещении она через отверстие в роторе 4 соединена с полостью всасывания, поэтому обеспечивается ее заполнение рабочей жидкостью – всасывание. При обратном перемещении – из нижнего положения 1 в верхнее 3 – объем камеры уменьшается и происходит вытеснение жидкости в полость нагнетания.

Объем рабочей камеры  $V_K$  найдем как произведение площади плунжера  $S_{II}$  и его рабочего хода  $l$ :  $V_K = S_{II} \cdot l$ . Из анализа рисунка 1.20 следует, что  $l = 2e$ . Тогда с учетом (1.34) получим формулу для рабочего объема насоса:

$$V_0 = 2S_{II} \cdot e \cdot k \cdot z. \quad (1.40)$$

В формулу (1.40) включена кратность работы  $k$ , так как радиально-поршневые насосы могут быть двух- и многократного действия. Это обеспечивается за счет создания на внутренней поверхности корпуса специального профиля (как у пластинчатого насоса двукратного действия, см. рисунок 1.17б), благодаря которому каждый плунжер совершает два или более рабочих ходов за один оборот ротора.

Следует также отметить, что эти насосы однократного действия могут быть регулируемы. В регулируемом насосе изменение рабочего объема обеспечивается за счет смещения ротора 4 относительно корпуса б, т. е. за счет изменения величины  $e$ .

Радиально-поршневые насосы применяются существенно реже, чем аксиально-поршневые. Их главное отличие от других роторных насосов заключается в том, что они выпускаются с большими рабочими объемами.

### 1.3.7 Характеристика и способы регулирования объемных насосов

Объемные насосы работают в гидросистемах, включающих помимо самого насоса ряд дополнительных устройств, обеспечивающих его работу с необходимыми параметрами и характеристикой. Характеристикой насоса называют графическую зависимость давления на выходе насоса от его подачи, полученную при постоянной частоте вращения его вала.

Для построения характеристики насоса (рисунок 1.21а) прежде всего необходимо найти его теоретическую (идеальную) подачу, которая при рабочем объеме  $V_0$  и данной частоте вращения вала  $n$  определяется по формуле

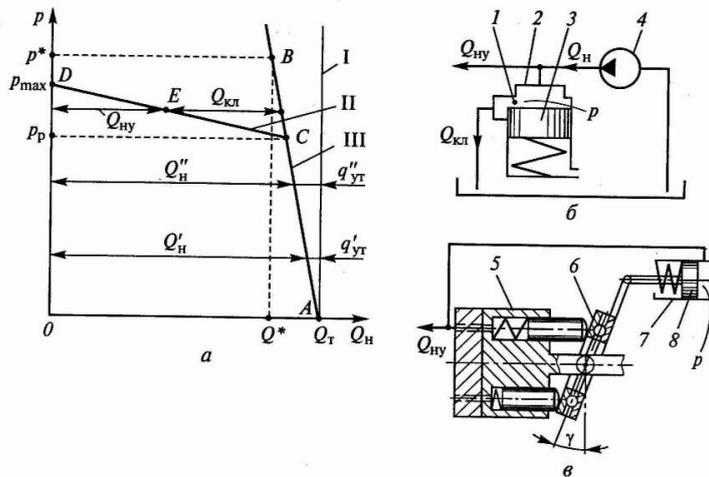
$$Q_T = V_0 n. \quad (1.41)$$

Такая подача насоса существует при нулевом давлении на выходе насоса (точка А). Из формулы (1.40) следует, что теоретическая подача не зависит от давления насоса, поэтому характеристика идеального объемного насоса представляет собой прямую вертикальную линию I.

Действительная подача насоса меньше теоретической на величину объемных потерь, которые вызваны утечками жидкости через зазоры из полостей с высокими давлениями. Такие утечки существуют в любом самом технически совершенном насосе. Так как зазоры имеют, как правило, малые поперечные размеры, то режим течения в них ламинарный, т. е. величина расхода утечек пропорциональна перепаду давления в первой степени ( $q_{ут} \sim p$ ). Поэтому действительная характеристика насоса представляет собой прямую линию III с наклоном в сторону снижения подачи. Утечки  $q_{ут}$  растут пропорционально давлению ( $q_{ут}'' > q_{ут}'$ ), а подача насоса с ростом давления уменьшается ( $Q_n'' < Q_n'$ ).

Действительная характеристика насоса (линия III) может быть построена при известном объемном КПД  $\eta_o$ . Например, известен объемный КПД  $\eta_o$  насоса при давлении  $p = p^*$ . Тогда с использованием формулы (1.7) следует вычислить подачу насоса, соответствующую этому давлению,  $Q^* = Q_T \cdot \eta_o$  и на график нанести точку с координатами  $Q^*$  и  $p^*$  (точка B). Соединив точки A и B прямой линией III, получим действительную характеристику объемного насоса.

При такой характеристике (линия III) подача насоса незначительно зависит от давления. Однако в ряде



1 – щель; 2 – переливной клапан; 3 – плунжер;  
4 – нерегулируемый насос; 5 – регулируемый насос;  
6 – наклонный диск; 7 – регулятор; 8 – поршень

Рисунок 1.21 – Насосная установка: а – характеристика; б – схема с переливным клапаном; в – схема с регулятором подачи

гидросистем требуется переменная подача. Для этого линию III «переламывают» в какой-то точке C, получая новую линию II. На участке CD можно существенно изменять подачу при небольшом изменении давления. Линию II иногда называют регуляторной ветвью характеристики. Характеристика ACD может быть получена с помощью дополнительных устройств и поэтому является характеристикой не насоса, а насосной установки. На практике она обеспечивается двумя способами: с помощью переливного клапана или с помощью регулятора подачи.

На рисунке 1.21б представлена схема насосной установки, включающей насос 4 и переливной клапан 2, основным элементом которого является подпружиненный плунжер 3. При небольших давлениях на выходе насоса  $p$  плунжер 3 под действием пружины занимает крайнее верхнее положение и перекрывает регулируемую щель 7, поэтому вся жидкость от насоса идет в гидросистему ( $Q_{ну} < Q_n'$ ). Этому режиму работы соответствует линия AC на рисунке 1.21а.

При некотором давлении  $p_p$ , которое называют давлением настройки клапана, клапан 2 начнет открываться (точка C на рисунке 1.21а), т. е. часть подаваемой насосом жидкости будет направляться через щель 7 клапана 2 в бак, а подача насосной установки уменьшится на величину расхода через клапан  $Q_{кл}$ :  $Q_{ну} = Q_n - Q_{кл}$  (точка E на рисунке 1.21а). При увеличении давления щель 1 и расход через клапан  $Q_{кл}$  будут увеличиваться, а подача  $Q_{ну}$  насосной установки – уменьшаться. Наконец, при давлении  $p = p_{max}$  плунжер 3 полностью сместится вниз и вся подаваемая насосом жидкость будет перепускаться в бак через щель 1 ( $Q_{ну} = Q_{кл}$ ), а подача насосной установки станет равной нулю ( $Q_{ну} = 0$ , точка D на рисунке 1.21а).

Второй способ изменения подачи применим только для регулируемых насосов, т. е. для насосов с переменным рабочим объемом. На рисунке 1.21в представлена схема насосной установки, которая включает в себя аксиально-поршневой регулируемый насос 5 с наклонным диском 6 и регулятор подачи 7. Основным элементом регулятора является подпружиненный поршень 8, который кинематически связан с наклонным диском 6. При небольших давлениях насоса  $p$  поршень 8 под действием пружины занимает крайнее правое

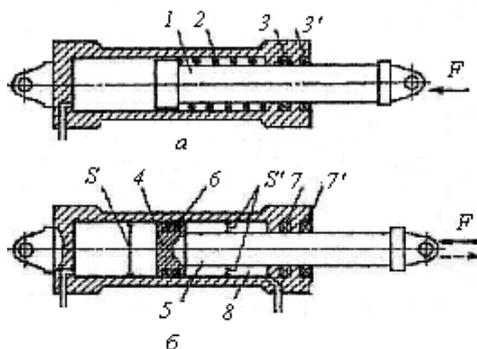
положение, диск  $b$  наклонен под углом  $\gamma_{max}$  и подача насоса максимальна. Этому режиму работы соответствует линия  $AC$  на рисунке 1.21а. При некотором давлении  $p_p$ , которое называют давлением настройки регулятора (точка  $C$  на рисунке 1.21а), поршень  $8$  начнет сдвигаться влево. При давлении  $p_p < p < p_{max}$  он займет какое-то промежуточное положение, диск насоса будет установлен под углом  $0 < \gamma < \gamma_{max}$ , а подача будет  $0 < Q < Q_{max}$ . Этому режиму соответствует одна из точек линии  $CD$  (например, точка  $E$  на рисунке 1.21а). При дальнейшем увеличении давления поршень  $8$  будет смещаться еще левее и при  $p = p_{max}$  займет крайнее левое положение. В этом случае угол наклона диска  $\gamma$  и подача насоса  $Q$  станут равными нулю (точка  $D$  на рисунке 1.21а).

Оба рассмотренных способа регулирования подачи используются в технике. Насосная установка с регулятором подачи имеет высокий КПД, так как во всем рабочем диапазоне подаваемая насосом жидкость целиком поступает в гидросистему, но требует регулируемых насосов, которые сложны в изготовлении и, следовательно, дороги. Насосная установка с клапаном менее экономична в эксплуатации, так как при ее использовании часть подаваемой насосом жидкости перепускается в бак через клапан, не совершая полезной работы. Однако она более проста, поэтому широко применяется.

В заключение следует отметить, что кроме формул (1.40) и (1.41) при расчете гидросистем использует-ся также зависимость, связывающая давление насоса  $p$  с вращающим моментом  $M$  на его валу:

$$M = \frac{1}{2\pi} \cdot V_0 \cdot p \cdot \frac{1}{\eta_m}, \quad (1.42)$$

где  $\eta_m$  – механический КПД насоса.



1 – плунжер; 2 – пружина; 3 – основное уплотнение;  
3' – грязезащитное уплотнение; 4 – поршень; 5 – шток;  
6 – внутреннее уплотнение; 7 – наружное уплотнение

Рисунок 1.22 – Схема гидроцилиндра одностороннего действия с возвратной пружиной (а) и двухстороннего действия (б)

(гидромоторы).

Рассмотрим их устройство, принцип действия и основные параметры.

### 1.3.8.1 Гидроцилиндры силовые

Силовым гидравлическим цилиндром называется объемный гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена.

Такие гидроцилиндры широко применяются в качестве исполнительных механизмов различных машин во всех отраслях техники, особенно в строительных, подъемно-транспортных, дорожных машинах, а также в технологическом оборудовании (металлорежущих станках, кузнечно-прессовых машинах) и на транспорте.

По конструкции и принципу действия гидроцилиндры очень разнообразны и классифицируются в соответствии с ГОСТ 17752–81.

По направлению действия рабочей жидкости все гидроцилиндры подразделяют на две группы: одностороннего и двухстороннего действия. На рабочий орган гидроцилиндра одностороннего действия жидкость может оказывать давление только с одной стороны, как в схеме на рисунке 1.22а. В этих цилиндрах движение поршня в одну сторону обеспечивается за счет жидкости, подводимой в полость, а обратное перемещение – другим способом – за счет пружины или веса груза при вертикальном движении поршня. Перемещение рабочего органа гидроцилиндра двухстороннего действия в обоих направлениях обеспечивается за счет рабочей жидкости (рисунок 1.22б). В таких гидроцилиндрах жидкость подводится как в левую полость, так и в правую. Причем разность полной  $S$  и кольцевой  $S'$  площадей поршня в этом случае приводит к тому, что при движении поршня слева направо развивается большее усилие, а при обратном ходе – большая скорость перемещения поршня.

### 1.3.8 Объемные гидравлические двигатели

Гидравлическим двигателем называется гидромашина, в которой энергия потока жидкости преобразуется в механическую работу выходного звена. По характеру движения выходного звена объемные гидродвигатели разделяются на гидродвигатели:

- возвратно-поступательного движения (силовые гидроцилиндры);
- возвратно-вращательного (поворотного) движения (моментные гидроцилиндры);
- вращательного движения

Для получения одинаковых сил и скоростей при прямом и обратных ходах применяются гидроцилиндры с двусторонним штоком (см. рисунок 1.23) с одним внутренним 1 и двумя наружными 2 и 3 уплотнениями. В этом случае конструкция с закрепленным штоком (рисунок 1.23а) в полтора раза короче, чем конструкция с закрепленным цилиндром (рисунок 1.23б).

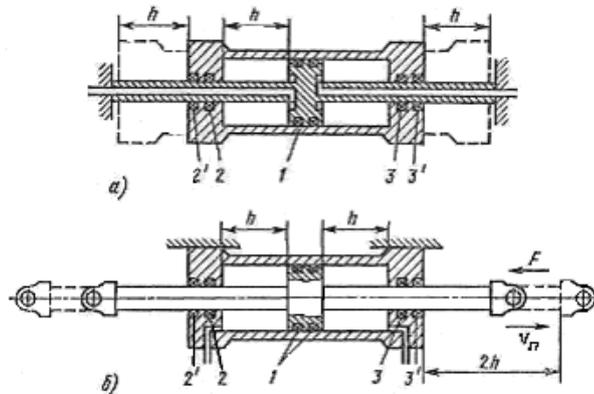


Рисунок 1.23 – Гидроцилиндр с двусторонним штоком:  
а) с закрепленным поршнем; б) с закрепленным цилиндром и золотником управления

Гидроцилиндры подразделяются также по конструкции рабочего органа. Наибольшее распространение получили гидроцилиндры с рабочим органом в виде поршня или плунжера, причем поршневые гидроцилиндры могут быть выполнены с односторонним (см. рисунок 1.22б) или двусторонним штоком (см. рисунок 1.23), а плунжерные гидроцилиндры могут быть только одностороннего действия и с односторонним штоком (см. рисунок 1.22 а).

По характеру хода выходного звена гидроцилиндры делятся на одноступенчатые и телескопические (многоступенчатые). Одноступенчатые гидроцилиндры показаны на рисунках 1.22, 1.23. Телескопические гидроцилиндры представляют собой несколько вставленных друг в друга поршней. В качестве примера на рисунке 1.24 приведена схема двухступенчатого телескопического гидроцилиндра одностороннего действия. В таком гидроцилиндре поршни выдвигаются последовательно друг за другом. При этом сначала выдвигается поршень 2 с малой скоростью  $v_1 = Q/S_1$  при меньшем давлении  $p_1 = F/S_1$ . Затем после полного выдвижения поршня 2 начинает перемещаться поршень 3, площадь которого  $S_2$ .

При этом увеличивается скорость до величины  $v_2 = Q/S_2$  и давление  $p_2 = F/S_2$ . Обратный ход осуществляется либо за счет силы  $F$ , либо подачей жидкости через линию 4 в полости 6 и 7 через рукав 5. Применяют телескопические гидроцилиндры в тех случаях, когда желаемый ход превышает установочную длину.

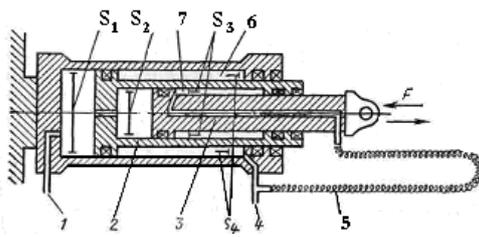


Рисунок 1.24 – Телескопический гидроцилиндр

По характеру изменения скорости выходного звена гидроцилиндры разделяются на одно- и многоскоростные. На рисунке 1.25 показана схема трехскоростного гидроцилиндра с двумя уровнями развиваемой силы. Такие гидроцилиндры распространены в прессовом оборудовании. Быстрый ход сближения со скоростью  $v_1 = Q/S_1$  ( $S_1$  – площадь внутреннего цилиндра 4) осуществляется заполнением полости через подвод 1 при линиях 2 и 3, соединенных с областью слива. Рабочий ход с малой скоростью  $v_2 = Q/(S_1 + S_2)$  на коротком пути осуществляется при питании полостей 4 и 6 через подводы 1 и 2. При этом цилиндр, используемый при максимальной рабочей площади, развивает максимальную силу

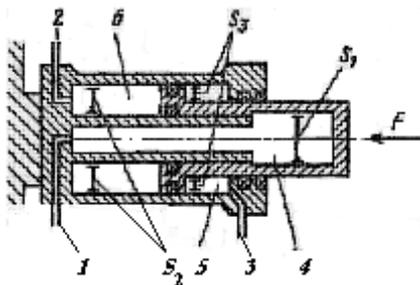


Рисунок 1.25 – Трехскоростной гидроцилиндр

$F = p (S_1 + S_2)$  при наименьшем давлении  $p$ . Быстрый возвратный ход со скоростью  $v_3 = Q / S_3$  производится при заполнении полости 5 через линию 3, линии 1 и 2 при этом соединены с областью слива.

Во многих случаях гидроцилиндры работают в тяжелых условиях при внезапно изменяющихся на-

грузках и климатических условиях. Для защиты от попадания влаги и грязи предусматривают двойные наружные уплотнения (например, 2 и 3) с грязьесъемными кольцами 2' и 3' (см. рисунок 1.23), а иногда и резиновые сильфоны (8, на рисунке 1.26), целиком закрывающие шток при выдвигении. Для защиты от ударов поршня о крышку цилиндра в конце хода устанавливают концевые тормозные устройства (рисунок 1.26). В крышках гидроцилиндра выполнены гнезда 1 и 2, а на поршне – соответствующие им цилиндрические выступы 6 и 7', образующие с гнездами малые зазоры. В конце хода кольцевой объем 5 будет выдавливаться через дроссель 3 и кольцевую щель, сопротивление которых велико, и скорость поршня уменьшится. Для быстрого заполнения цилиндра в начале хода в обход дросселя 3 и щели предусмотрены обратные клапаны 4.

- Основными параметрами гидроцилиндров являются:
- диаметр поршня (внутренний диаметр цилиндра)  $D$ ;
  - диаметр штока  $D_{ш}$ ;

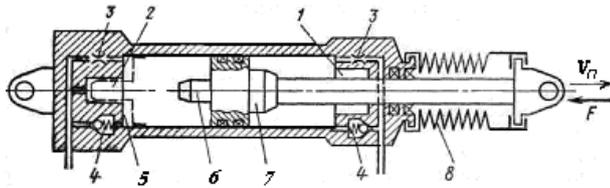


Рисунок 1.26 – Гидроцилиндр с концевыми дроссельными тормозами и защищенным штоком

- ход поршня  $L_{ш}$ ;
- рабочая площадь поршня  $S$ ;
- усилие, развиваемое поршнем  $F$ ;
- скорость перемещения поршня  $v_n$ .

При расчете гидроцилиндров используются две основные формулы.

Рассмотрим их на примере расчета гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком (рисунок 1.27). Первая из них связывает силу  $F$  на штоке и перепад давлений на гидроцилиндре  $\Delta p = p_1 - p_2$ . С упрощением она выглядит следующим образом:

$$F = \Delta p \cdot S \cdot \eta_m, \quad (1.43)$$

где  $S$  – рабочая площадь, на которую действует подводимое давление.

При движении жидкости слева направо на расчетной схеме (см. рисунок 1.27) этой площадью является площадь поршня ( $S = S_n$ ), а при обратном движении – площадь поршня за вычетом площади штока ( $S = S_n - S_{ш}$ ).

Вторая формула связывает расход и скорость движения поршня:

$$Q = v_n \cdot S_n \cdot \frac{1}{\eta_0}$$

или

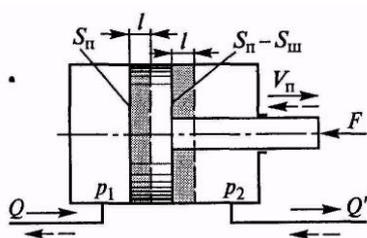


Рисунок 1.27 – Схема для расчета перепада давлений на гидроцилиндре

$$Q' = v_n \cdot (S_n - S_{ин}) \cdot \frac{1}{\eta_0}. \quad (1.44)$$

Формула записана в двух вариантах, так как расходы до гидроцилиндра и после него различны. Для пояснения этого представим, что поршень на расчетной схеме (см. рисунок 1.27) переместился из начального положения вправо на расстояние  $l$ . В таком случае в левую полость гидроцилиндра поступил объем жидкости  $V = S_n \cdot l$ , а из правой полости вытеснился меньший объем  $V' = (S_n - S_{ин}) \cdot l$ . Из соотношения объемов  $V$  и  $V'$  следует, что расходы до и после гидроцилиндра связаны зависимостью

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{S_n}{S_n - S_{ин}}. \quad (1.45)$$

Для гидроцилиндра с двухсторонним штоком (см. рисунок 1.23в)  $Q = Q'$ .

Полный КПД гидроцилиндров зависит от перепада давлений жидкости, ее текучести, типа уплотнений и определяется, в первую очередь, механическим КПД, который для большинства конструкций составляет от 0,85 до 0,95. Гидравлические потери в цилиндрах практически отсутствуют, и гидравлический КПД  $\eta_r = 1$ . Объемные потери в рассматриваемых устройствах могут иметь место в зазоре между поршнем и цилиндром. Однако при уплотнении этого места резиновыми кольцами или манжетами они малы. Значение объемного КПД для современных конструкций обычно составляет  $\eta_0 = 0,98 \dots 0,99$ .

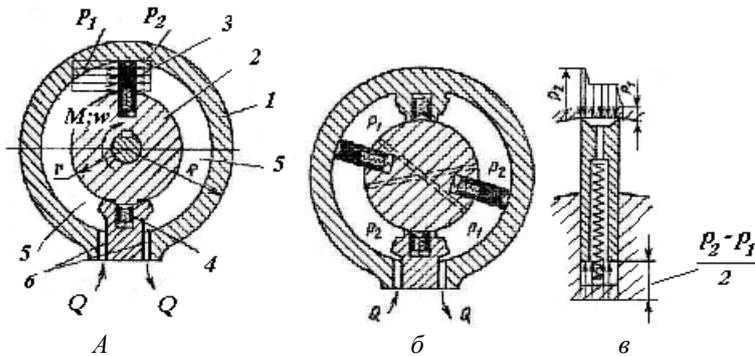
### 1.3.8.2 Гидроцилиндры моментные

Гидродвигатели, преобразующие энергию жидкости в механическую энергию возвратно-поворотного движения выходного звена, называются моментными гидроцилиндрами.

На рисунке 1.28 приведены схемы основных конструктивных форм моментных гидроцилиндров двух типов: однопластинчатого (рисунок 1.28а) и двухпластинчатого (рисунок 1.28б). Моментные гидроцилиндры практически безынерционные поворотные гидродвигатели, обеспечивающие большие крутящие моменты силового звена (вала).

Например, трехпластинчатые цилиндры при давлении до 200 МПа обеспечивают крутящие моменты до 40 тс·м [1]. Угол поворота вала зависит от числа пластин. Наибольшие углы поворота (от 270 до 280°) обеспечивают однопластинчатые цилиндры. С увеличением числа пластин угол поворота уменьшается, а крутящий момент увеличивается. Так как с увеличением числа пластин сокращается возможный угол поворота вала, то цилиндры с числом пластин более трех применяются редко. Основным недостатком моментных гидроцилиндров заключается в трудности обеспечения герметичности рабочих полостей (камер), т.е. уплотнение зазоров между торцами пластин и внутренней поверхностью цилиндра.

Основными параметрами моментных гидроцилиндров являются: крутящий момент  $M$ , развиваемый цилиндром; угол поворота и угловая скорость  $\omega$  поворота вала.



1 – корпус; 2 – ротор (вал); 3 – подвижная пластина; 4 –уплотнение;  
5, 5' – рабочие полости; 6 – каналы  
а – однопластинчатый; б – двухпластинчатый;  
в – гидростатически разгруженная пластина  
Рисунок 1.28 – Моментные гидроцилиндры

Величины крутящего момента и угловой скорости поворота без учета трения пластин и вала и утечек жидкости в цилиндре равны

$$M = \Delta p_0 \cdot b \cdot (D^2 - D_0^2) \cdot z / 8, \quad (1.46)$$

$$\omega = 8 \cdot Q / b \cdot (D^2 - D_0^2) \cdot z, \quad (1.47)$$

где  $b$  – ширина пластин, м;

$z$  – число пластин;

$D$  – внутренний диаметр цилиндра, м;

$D_0$  – диаметр ротора, м,

$\Delta p_0$  – разность давлений жидкости перед и за пластиной, другими словами – падение (перепад) давлений в гидроцилиндре как в полезном местном сопротивлении, Па.

Максимально возможная величина крутящего момента, развиваемого цилиндром, равна

$$M_{max} = M \cdot \eta_m, \quad (1.48)$$

где  $\eta_m$  – механический КПД моментного гидроцилиндра.

Величина  $\eta_m$  зависит от материала и состояния поверхностей трения (торцов пластин, поверхности вала и цилиндра), вида уплотнений зазоров и др.

Фактическая скорость поворота вала несколько ниже расчетной из-за утечек жидкости через зазоры и равна

$$\omega_\phi = \omega \cdot \eta_o, \quad (1.49)$$

где  $\eta_o$  – объемный КПД моментного гидроцилиндра.

Величина  $\eta_o$  зависит от перепада давлений жидкости, ее текучести и типа уплотнений. В технических расчетах значения  $\eta_m, \eta_o$  можно принимать такими же, как и для силовых гидроцилиндров.

### 1.3.8.3 Гидромоторы

Гидромотором называется объемный гидравлический двигатель с вращательным движением выходного звена. Наибольшее распространение получили роторные гидромоторы (шестеренные, пластинчатые и роторно-поршневые). Их конструкции принципиально не отличаются от конструкций одноименных роторных насосов. Поэтому при рассмотрении могут быть использованы схемы, представленные на рисунках 1.13–1.17. Однако необходимо учитывать, что мощность к гидромотору подводится с потоком жидкости, преобразуется в нем и затем реализуется в виде вращающего момента на его выходном валу.

Наиболее широко используются роторно-поршневые гидромоторы. При этом аксиально-поршневые гидромоторы применяются в случае необходимости получения на выходе высоких частот вращения, а радиально-поршневые – для получения низких частот вращения и больших вращающих моментов.

Основной характеристикой роторных гидромоторов, как и насосов, является их рабочий объем  $V_0$ . Эта величина имеет тот же физический смысл и определяется так же, как и у насосов. Следует отметить, что гидромоторы, как и насосы, могут быть с переменным рабочим объемом, т. е. регулируемые.

Полные КПД роторных гидромоторов определяются произведением объемного и механического КПД, так как гидравлические потери в них малы и гидравлический КПД можно считать равным единице ( $\eta_r = 1$ ). Численные значения КПД роторных гидромоторов практически не отличаются от соответствующих КПД однотипных насосов и поэтому могут быть приняты такими же.

При расчете гидромоторов используются две основные формулы. Они несколько отличаются от аналогичных формул для роторных насосов из-за противоположного направления потока мощности. Первая из этих формул связывает момент на валу гидромотора с перепадом давлений  $\Delta p = p_1 - p_2$ :

$$M = \frac{1}{2\pi} V_0 \cdot \Delta p \cdot \eta_M, \quad (1.50)$$

а вторая – расход жидкости  $Q$ , проходящей через гидромотор, с частотой вращения его вала  $n$ :

$$Q = V_0 \cdot \frac{1}{n} \cdot \eta_o. \quad (1.51)$$

В заключение следует отметить, что выпускаются также роторные гидромашины, которые могут работать как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора. Такие гидромашины принято называть мотор-насосами.

### 1.3.9 Обозначение гидромашин на гидравлических схемах

Обозначение гидромашин на гидравлических схемах определяет ГОСТ 2.782–68. В большинстве гидравлических схем используется система символов, в которой любая роторная гидромашинка обозначается окружностью (рисунок 1.29). Внутри окружности изображается одно или несколько «жирных» окончаний стрелки (треугольников). Острие этого окончания указывает направление движения жидкости. У насосов оно всегда направлено наружу, а у гидромоторов – внутрь. Символ регулируемых гидромашин перечеркивается тонкой стрелкой. Для обозначения мотор-насосов используют комбинации обозначений насосов и гидромоторов.

Гидромашинка	Насос	Гидромотор	Мотор-насос
Нерегулируемая, неревверсивная			
Ревверсивная			
Регулируемая			
Регулируемая, реверсивная			

Рисунок 1.29 – Условные обозначения роторных гидромашин

Многообразие конструкций гидравлических цилиндров приводит к большому числу символов для их изображения. Однако это существенно не затрудняет чтение схем, так как в основе символа любого гидроцилиндра лежит его предельно упрощенное конструктивное изображение.

## 2 ГИДРОАППАРАТУРА

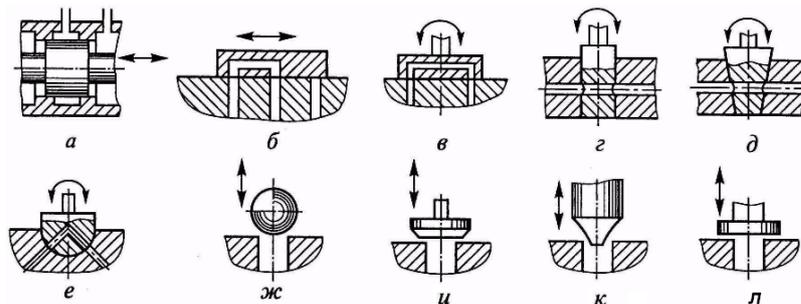
### 1.2 2.1 Основные термины, определения и параметры

Гидроаппаратами называются устройства, предназначенные для изменения или поддержания заданных параметров потока рабочей жидкости (давления, расхода) либо изменения направления движения. По характеру выполнения своих функций все гидроаппараты делятся на регулирующие и направляющие.

*Регулирующий* – это гидроаппарат, в котором изменение соответствующего параметра потока рабочей жидкости происходит путем частичного изменения проходного сечения в нем.

*Направляющий* – это гидроаппарат, который изменяет направление потока рабочей жидкости путем полного открытия или полного перекрытия проходного сечения в нем.

Под *проходным сечением* гидроаппарата понимается сечение потока, площадь которого определяет расход рабочей жидкости, проходящей через гидроаппарат.



а – золотник цилиндрический; б – золотник плоский; в – кран плоский; г – кран цилиндрический; д – кран конический; е – кран сферический; ж – клапан шариковый; и – клапан конусный; к – клапан игольчатый; л – клапан плоский (тарельчатый)

Рисунок 2.1 – Запорно-регулирующие элементы гидроаппаратов

Основным элементом гидроаппаратов является *запорно-регулирующий элемент* – деталь (или группа деталей), при перемещении которой частично или полностью перекрывается проходное сечение гидроаппарата. По конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты делятся:

– на *золотниковые*, в которых запорно-регулирующим элементом является цилиндрический (рисунок 2.1а) или плоский (рисунок 2.1б) золотник;

– на *крановые*, в которых запорно-регулирующим элементом является плоский (рисунок 2.1в), цилиндрический (рисунок 2.1г), конический (рисунок 2.1д) или сферический (рисунок 2.1е) кран;

– на *клапанные*, в которых запорно-регулирующим элементом является шариковый (рисунок 2.1ж), конусный (рисунок 2.1и), игольчатый (рисунок 2.1к) или плоский (рисунок 2.1л) клапан.

Гидроаппараты бывают регулируемые и настраиваемые.

*Регулируемый* – это гидроаппарат, характеристики которого (проходное сечение, поджатие пружины и др.) могут быть изменены по сигналу извне во время работы гидросистемы.

*Настраиваемый* – это гидроаппарат, характеристики которого могут быть изменены только в условиях неработающей гидросистемы. Для этого, как правило, требуется разборка гидроаппарата.

На принципиальных и полуконструктивных схемах гидроаппаратов (ГОСТ 24242 – 80) их присоединительные отверстия обозначают буквами латинского алфавита: Р – отверстие для подвода рабочей жидкости под давлением; А и В – отверстия для присоединения к другим гидравлическим устройствам; Т – отверстие для отвода рабочей жидкости в бак; Х и У – отверстия для потоков управления; L – отверстие для дренажного отвода жидкости.

К основным параметрам гидроаппаратов относятся:

– *условный проход*  $D_y$  – это диаметр такого условного отверстия, площадь которого равна максимальному значению площади проходного сечения гидроаппарата;

– *номинальное давление*  $p_{ном}$  – это наибольшее давление рабочей жидкости в подводимом потоке, при котором гидроаппарат должен работать в течение установленного ресурса (срока службы) с сохранением своих параметров в пределах установленных норм;

– *номинальный расход*  $Q_{ном}$  – это расход жидкости с определенной вязкостью, проходящей через гидроаппарат, при котором он выполняет свое назначение с сохранением параметров в пределах установленных норм;

– *характеристика гидроаппарата* – это зависимость (обычно графическая), определяющая работу гидроаппарата.

Выбор конкретного гидроаппарата для гидросистемы делают по размеру условного прохода  $D_y$ , проверяя при этом соответствие расчетных значений максимального рабочего расхода жидкости через гидроаппарат и максимального рабочего давления паспортным данным гидроаппарата. Все гидроаппараты, используемые в объемных гидроприводах, можно разделить на три основных класса: гидравлические дроссели

(гидродроссели), гидравлические клапаны (гидроклапаны) и гидравлические распределители (гидрораспределители).

## 2.2 Гидродроссели

Гидродроссель – это устройство, устанавливающее определенную связь между перепадом давления до и после дросселя и пропускаемым расходом.

Гидродроссель представляет собой регулирующий гидроаппарат. Особенностью его является то, что поток жидкости, проходящий через гидродроссель, не влияет на размер его проходного сечения.

Под *характеристикой гидродросселя* понимается зависимость потерь давления  $\Delta p_{др}$  в гидродросселе (перепада давления на гидродросселе) от расхода рабочей жидкости  $Q$ , проходящей через него. По виду этой зависимости различают линейные и квадратичные дроссели.

*Линейные гидродроссели* имеют линейную характеристику  $\Delta p_{др} = KQ$ . Такой вид зависимости достигается за счет ламинарного течения жидкости внутри дросселя. Поэтому основной расчетной зависимостью для линейных дросселей является закон Пуазейля.

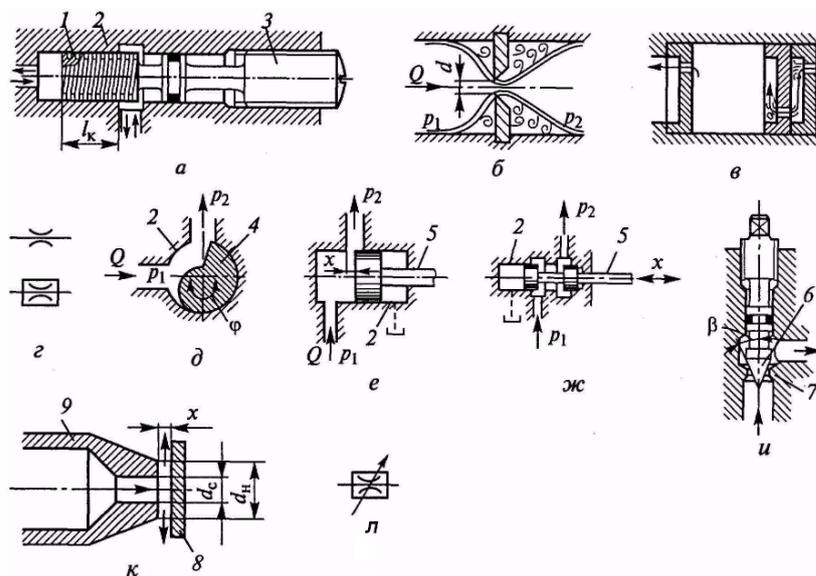
На рисунке 2.2а приведена конструктивная схема линейного регулируемого гидродросселя. Ламинарный режим течения обеспечивается в винтовой канавке прямоугольного сечения, нарезанной на поверхности цилиндрического плунжера 1, установленного в корпусе 2. Регулирование сопротивления гидродросселя осуществляется путем изменения рабочей длины  $l_k$  дросселирующего канала за счет вращения винтовой головки 3.

Основным недостатком линейного гидродросселя является зависимость его характеристики от вязкости рабочей жидкости, а следовательно, и от температуры. Из-за этой температурной нестабильности характеристики линейные гидродроссели в системах управления объемными гидроприводами применяются редко.

*Квадратичные гидродроссели* имеют квадратичную характеристику. Характеристика этих гидродросселей мало зависит от температуры рабочей жидкости, поэтому они получили наибольшее распространение в объемных гидроприводах.

Простейшим квадратичным настраиваемым гидродросселем является жиклер (рисунок 2.2б). Движение жидкости через жиклер подчиняется законам истечения жидкости через затопленное отверстие в тонкой стенке. Расчетной формулой для такого гидродросселя является формула:

$$Q = \mu \cdot S_o \sqrt{\frac{2\Delta p_{оп}}{\rho}}$$



1 – плунжер; 2 – корпус; 3 – винтовая головка; 4 – кран;  
5 – золотник; 6 – запорно-регулирующий элемент; 7 – седло;  
8 – заслонка; 9 – сопло

а – линейный регулируемый; б – жиклер; в – пакетный; г – условные обозначения настраиваемых дросселей; д – крановый;  
е – золотниковый с незгруженным запорно-регулирующим элементом; ж – золотниковый с разгруженным запорно-регулирующим элементом; и – клапанный, или игольчатый; к – «сопло-заслонка»;  
л – условное обозначение регулируемого дросселя

## Рисунок 2.2 – Гидродроссели

Из этой формулы получается аналитическое выражение для характеристики жиклера:

$$\Delta p_{op} = \frac{\rho}{2\mu^2/S_0^2} Q^2, \quad (2.1)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода (для минеральных масел в области квадратичного сопротивления можно принимать  $\mu = 0,65$ );

$S_0$  – площадь отверстия жиклера (в частности для круглого отверстия  $S_0 = \pi d^2/4$ ).

Из формулы (2.1) очевидно, что если такой гидродроссель по условиям работы гидросистемы должен обеспечить достаточно большой перепад давления при относительно малых расходах, то при этом в гидродросселе необходимо иметь отверстие очень малой площади. Однако тогда высока вероятность его засорения, а значит, самопроизвольного изменения характеристики гидродросселя, т.е. надежность работы такого гидродросселя будет низкой.

На практике при решении подобной задачи используются *пакетные гидродроссели* (рисунок 2.2в). Такой гидродроссель состоит из набора шайб, отверстия в которых смещены друг относительно друга.

Расчетная формула в этом случае имеет вид

$$\Delta p_{op} = \frac{n\rho}{2\mu^2 k^2 S_0^2} Q^2, \quad (2.2)$$

где  $n$  – число шайб в пакете;

$\mu$  – коэффициент расхода дросселирующей шайбы со смещенным отверстием (в расчете можно принимать  $\mu = 0,78$ );

$k$  – коэффициент взаимовлияния дросселирующих отверстий в соседних шайбах (при расчетах принимается  $k = 1,25$ );

$S_0$  – площадь отверстия в шайбе (диаметр отверстия в шайбе рекомендуется выбирать из диапазона от 0,5 до 1,5 мм).

Варианты условных обозначений настраиваемого (нерегулируемого) гидродросселя в схемах гидросистем приведены на рисунке 2.2г.

**Регулируемые гидродроссели** в зависимости от вида запорно-регулирующего элемента разделяются на крановые, золотниковые, клапанные (игольчатые), а также дроссели типа «сопло–заслонка». Рассмотрим конструктивные особенности этих типов гидродросселей.

У *кранового гидродросселя* (рисунок 2.2д) изменение площади проходного сечения обеспечивается за счет поворота в корпусе 2 на некоторый угол  $\phi$  запорно-регулирующего элемента (крана) 4 вокруг оси, нормальной плоскости рисунка. Недостатком конструкции такого гидродросселя является то, что его запорно-регулирующий элемент не разгружен от давления в потоке жидкости. Это при значительном рабочем давлении является причиной возрастания момента, необходимого для управления краном. Поэтому крановые гидродроссели используются в низконапорных гидросистемах.

У *золотникового гидродросселя* (рисунок 2.2е, ж) изменение площади проходного сечения обеспечивается за счет некоторого осевого смещения  $x$  запорно-регулирующего элемента (золотника) 5 в отверстии корпуса 2. На рисунке даны два варианта конструкции золотникового гидродросселя. В золотниковом гидродросселе, показанном на рисунке 2.2е, запорно-регулирующий элемент 5 не разгружен от давления. Поэтому усилие управления им зависит от давления в потоке жидкости, что является недостатком. На практике такие конструкции используются только в гидросистемах с низким рабочим давлением.

В золотниковом гидродросселе, конструкция которого приведена на рисунке 2.2ж, жидкость под давлением поступает между двумя поясками золотника. Возникающие при этом силы давления, действующие на золотник в осевом направлении, взаимно уравновешиваются. Усилие управления при этом должно преодолевать только силу трения между золотником 5 и гильзой (корпусом) 2. Торцевые полости в корпусе этого гидродросселя, как правило, сообщаются с гидробаком дренажными гидролиниями.

В *клапанном, или игольчатом, гидродросселе* (рисунок 2.2и) изменение площади проходного сечения происходит за счет вертикального перемещения запорно-регулирующего элемента 6 с углом конуса  $\beta$  относительно седла 7 (элемент 6 приближается к седлу или удаляется от него). Недостатком гидродросселя является то, что его запорно-регулирующий элемент не разгружен от давления в потоке жидкости, а значит усилие, необходимое для управления, зависит от этого давления.

В гидродросселе типа «сопло–заслонка» (рисунок 2.2к) изменение площади проходного сечения происходит за счет перемещения запорно-регулирующего элемента 8 (плоская заслонка) относительно сопла 9 (элемент 8 приближается к соплу или удаляется от него). Следствием этого является изменение расстояния  $x$  от заслонки до торца сопла, а следовательно, изменение сопротивления гидродросселя потоку жидкости, вытекающему из него. Следует обратить внимание на то, что в этом гидродросселе усилие, необходимое для управления заслонкой, пропорционально потере давления на гидродросселе. Эта зависимость может использоваться при проектирова-

нии систем автоматического управления объемным гидроприводом.

Одним из основных условий получения стабильной характеристики гидродресселя «сопло–заслонка» является выбор наружного диаметра  $d_n$  торца сопла из диапазона  $(1,2... 1,3) d_c$ , где  $d_c$  – диаметр отверстия сопла.

Условное обозначение регулируемого гидродресселя на схемах гидросистем приведено на рисунке 2.2л.

## 2.3 Гидроклапаны

Гидроклапан – это гидроаппарат, в котором проходное сечение (положение запорно-регулирующего элемента) изменяется под воздействием потока рабочей жидкости.

По характеру воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент клапана различают гидроклапаны давления прямого и непрямого действия.

В *гидроклапане давления прямого действия* проходное сечение изменяется в результате непосредственного воздействия контролируемого потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент клапана.

*Гидроклапаны давления непрямого действия* представляют собой совокупность, как правило, двух клапанов: основного и вспомогательного, причем величина открытия рабочего проходного сечения основного клапана изменяется в результате воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент вспомогательного клапана.

Гидроклапаны могут быть *направляющими и регулирующими*.

### 2.3.1 Направляющие гидроклапаны

Из всего многообразия направляющих гидроклапанов наибольшее распространение получили обратные гидроклапаны и гидрозамки.

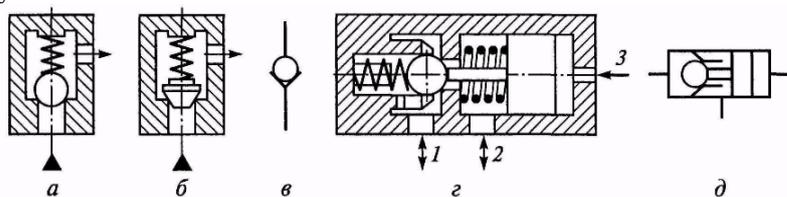
*Обратным* называется направляющий гидроклапан, предназначенный для пропускания жидкости только в одном направлении. Они широко используются в насосостроении, в системах подпитки, а также в гидрелиниях, где требуется однонаправленное движение потока. Обратные клапаны могут изготавливаться как в отдельном исполнении, так и встроенными в узлы и агрегаты.

Обратный клапан должен обеспечивать минимальное сопротивление движению жидкости в разрешенном направлении и герметичность в обратном направлении.

На рисунке 2.3а,б показаны обратные клапаны с разными запорно-регулирующими элементами: соответственно шариковым и конусным. При движении жидкости в направлении, указанном стрелками, запорно-регулирующий элемент отжимается от седла и поток с минимальными потерями проходит через клапан. При обратном направлении движения жидкости запорно-регулирующий элемент клапана прижимается жидкостью к седлу и движение жидкости в этом направлении прекращается.

Пружина, прижимающая клапан к седлу, является вспомогательным элементом и служит лишь для удержания запорно-регулирующего элемента вблизи седла для надежного перекрытия потока при изменении его направления. Для уменьшения потерь давления на клапане предварительное поджатие и жесткость пружины выбирают минимальными.

При повышенных требованиях к герметичности клапанов их запорно-регулирующие элементы или седла снабжаются эластичными уплотнениями. Условное обозначение обратного клапана приведено на рисунке 2.3в.



1, 2 – гидролинии подвода и отвода жидкости;

3 – гидролиния управления

а – обратный шариковый; б – обратный конусный; в – условное обозначение обратного клапана; г – односторонний гидрозамок;

д – его условное обозначение

Рисунок 2.3 – Направляющие гидроклапаны

Разновидностью обратного клапана является *управляемый обратный клапан*, или *гидрозамок*, – направляющий гидроклапан, предназначенный для пропускания потока жидкости в одном направлении при отсутствии управляющего воздействия и в обоих направлениях при его наличии.

Схема одностороннего гидрозамка приведена на рисунке 2.3г. Он содержит элементы обратного клапана (седло и запорно-регулирующий элемент с пружиной), а также поршень с толкателем. Если давление в гидролинии 3 отсутствует, то при движении жидкости из гидролинии 2 в гидролинию 1 запорно-регулирующий элемент отжимается от седла, а поршень с толкателем перемещаются вправо. Если направление потока изменяется, то клапан закрывается, и движение жидкости прекращается. Если в гидролинию 3 подать давление управления, то поршень толкателем отожмет запорно-регулирующий элемент клапана от седла,

и жидкость будет проходить через клапан в обоих направлениях.

Условное обозначение такого гидрозамка приведено на рисунке 2.3д.

Гидрозамки могут быть односторонними и двусторонними. В последних жидкость пропускается в каком-либо направлении только при наличии управляющего сигнала.

### 2.3.2 Регулирующие гидроклапаны

К регулирующим гидроклапанам, применяемым в гидроприводе, относятся напорные и редукционные. Кроме того, в системах гидроавтоматики применяются регулирующие гидроклапаны специального назначения, такие как гидроклапаны выдержки времени, делители потока, гидроклапаны разности давлений и т.п. Рассмотрим их подробнее.

Для ограничения и поддержки давления в гидролиниях путем непрерывного или эпизодического слива рабочей жидкости служат *напорные клапаны*. В зависимости от функционального назначения их принято делить на предохранительные и переливные клапаны, несмотря на идентичность конструкций.

*Предохранительными клапанами* называются напорные гидроклапаны, предназначенные для предохранения объемного гидропривода от давления, превышающего установленное, путем слива жидкости в моменты увеличения этого давления.

Напорные клапаны называются *переливными*, если они предназначены для поддержания заданного давления путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы.

Схема простейшего напорного клапана прямого действия приведена на рисунке 2.4а. В корпусе 2 имеются два отверстия: сквозное – для подсоединения клапана к гидролинии, в которой требуется обеспечить ограничение давления, и отверстие для подсоединения к сливной гидролинии. В корпусе размещены запорно-регулирующий элемент 1, пружина 4, опора 5 и регулировочный винт 3.

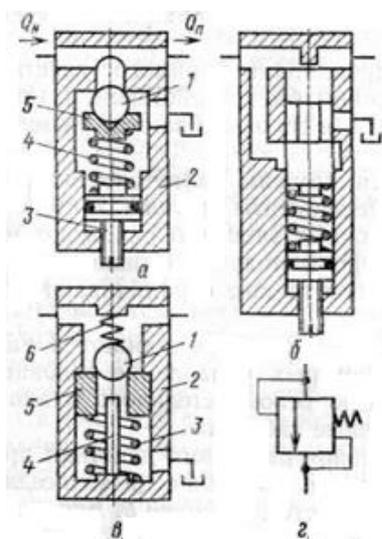


Рисунок 2.4 – Напорные гидроклапаны прямого действия

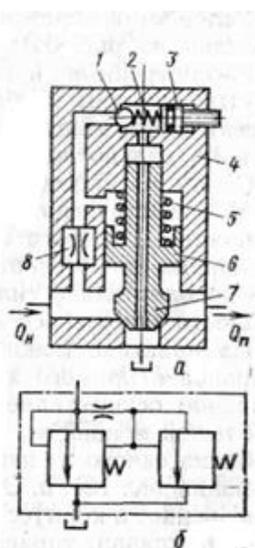


Рисунок 2.5 – Напорный гидроклапан непрямого действия

В качестве запорно-регулирующего элемента 1 служит шарик, который под действием усилия пружины 4 садится в гнездо и закрывает рабочее окно клапана. При повышении давления в защищаемой клапаном гидролинии на шарик будет действовать усилие, развиваемое пружиной, шарик отойдет от седла и пропустит часть жидкости на слив, ограничивая подводимое давление. С увеличением расхода через клапан на слив  $Q_{сл}$  будет увеличиваться отжим шарика и, следовательно, сжатие пружины. Поэтому с увеличением расхода  $Q_{сл}$  будет увеличиваться и давление в защищаемой гидролинии. Характер изменения давления перед напорным клапаном в зависимости от расхода  $Q_{п}$ , потребляемого нагрузкой, показан сплошной линией на рисунке 2.6.

Несмотря на простоту такие напорные клапаны имеют ряд недостатков. Один из них – неустойчивая работа клапана при малых расходах на слив. В этом случае шарик, не имеющий специальных направляющих, совершает колебания в направлении, перпендикулярном к оси гнезда, и разбивает гнездо. Поэтому такие напорные клапаны применяются в качестве предохранительных в системах низкого давления, так как в этом случае клапан работает эпизодически.

В качестве переливных клапанов по этой причине применяются, как правило, клапаны с золотниковым распределителем или так называемые плунжерные клапаны, схема одного из которых приведена на рисунке 2.4б.

В обоих случаях давление в напорной гидролинии устанавливается с помощью регулировочных вин-

тов, обеспечивающих требуемый натяг пружин.

Недостаточный контакт запорно-регулирующего элемента с седлом при давлениях, близких к давлению настройки клапана, схема которого приведена на рисунке 2.4а, отсутствует в напорных клапанах с индикаторным стержнем.

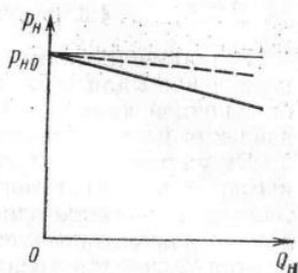


Рисунок 2.6 – Характер изменения давления в напорной гидролинии в зависимости от потребляемого нагрузкой расхода для напорных гидроклапанов

На рисунке 2.4в приведена одна из возможных схем напорного клапана с индикаторным стержнем, на основе которой разрабатываются клапаны на давления до 50 МПа. Он состоит из запорно-регулирующего элемента (шарика) 1, поджимающей его пружины 6, поршня 5 с центральным отверстием, силовой пружины 3 и индикаторного стержня 4, закрепленного в корпусе 2.

При повышении давления в напорной гидролинии шарик 1 вместе с поршнем 5 начнет опускаться, преодолевая усилие пружины 3. При этом контакт шарика и седла будет увеличиваться. Отрыв шарика от седла произойдет тогда, когда шарик, опускаясь, сядет на торец индикаторного стержня и четко откроет проходное рабочее окно клапана.

Условное изображение напорного клапана прямого действия показано на рисунке 2.4г.

Рассмотренные напорные гидроклапаны прямого действия просты, надежны и обладают высоким быстродействием. Однако с увеличением мощности их размеры, в основном за счет размеров пружин, сильно возрастают.

Одним из способов уменьшения пружин является снижение усилий, действующих на подвижные элементы клапана со стороны жидкости. Для этого иногда подвижные элементы снабжают миниатюрным дифференциальным гидроцилиндром. Однако внесенные дополнительно силы контактного трения ограничивают возможности этого способа.

На практике мощные напорные клапаны выполняют в виде клапанов непрямого действия, в которых управление основным клапаном осуществляется с помощью вспомогательного клапана небольшой мощности, имеющего малые габариты.

Схема одного из напорных клапанов непрямого действия приведена на рисунке 2.5а. Основной клапан 7, который садится в седло, размещенное в корпусе 4, выполнен вместе с поршнем 6. Вспомогательный клапан, управляющий основным, содержит запорно-регулирующий элемент 1, силовую пружину 2, регулировочный винт 3 и постоянный дроссель 8. Рабочее окно управляющего клапана и постоянный дроссель соединены гидролинией, которая образует междроссельную камеру. К ней подсоединена рабочая камера поршня 6 клапана. Пружина 5 служит для обеспечения прижима клапана 7 к седлу в момент пуска гидросистемы. В рабочем диапазоне изменения давления в напорной гидролинии на работу клапана она практически не влияет.

При давлении в напорной гидролинии, меньшем давления настройки напорного клапана, запорно-регулирующий элемент 1 усилием пружины 2 закрывает рабочее окно вспомогательного клапана. При этом давление в рабочей камере поршня 6 равно давлению с его противоположной стороны. Поскольку эффективная площадь штока поршня 6 и площадь клапана 7 выбираются равными, то суммарное усилие на клапан, создаваемое давлением жидкости, будет равно нулю. Поэтому рабочее окно основного клапана под действием пружины 5 будет закрыто.

При возрастании в напорной гидролинии давления выше значения, на которое настроена пружина 2, запорно-регулирующий элемент 1 отождется от седла. Появление расхода через вспомогательный клапан благодаря падению давления на постоянном дросселе 8 приведет к уменьшению давления в рабочей полости поршня 6, который под действием давления в линии нагнетания сместится и откроет рабочее окно основного клапана. Давление в напорной линии упадет, давление в рабочей полости поршня 6 уменьшится, и он снова прикроет рабочее окно основного клапана. Величина давления в напорной гидролинии клапана непрямого действия определяется величиной сжатия пружины 2, которое осуществляется регулировочным винтом 3. Благодаря малым расходам через вспомогательный клапан усилие пружины 2 при изменении расхода  $Q_H$  изменяется незначительно, поэтому и напорное давление изменяется незначительно.

На рисунке 2.6 штриховой линией показан характер изменения давления в напорной гидролинии в зависимости от расхода  $Q_H$ , потребляемого нагрузкой, для напорного клапана непрямого действия. Крутизна изменения этой зависимости значительно меньше, чем у клапана прямого действия.

На рисунке 2.5б показано условное изображение напорного клапана непрямого действия. Допускается

и упрощенное изображение (см. рисунок 2.4z).

Редукционными клапанами называются гидроклапаны, предназначенные для уменьшения давления в гидролинии, отводимой от основной линии, и поддержания этого давления или перепада давлений на постоянном уровне.

Редукционные гидроклапаны используются в случаях, когда к гидролинии, давление в которой выше, чем нужно потребителю, подключается один или несколько потребителей, рассчитанных на разное давление питания. Редукционные клапаны применяются также для уменьшения и стабилизации давления питания в предварительных каскадах усиления гидравлических усилителей, а также для обеспечения постоянного перепада давления на регулируемых дросселях регуляторов потока.

Схема редукционного клапана прямого действия приведена на рисунке 2.7a. Его запорно-регулирующим элементом служит одноцелевой золотник 1. В корпусе 2 клапана расположены также пружина 3 с опорами и регулировочный винт 4, обеспечивающий необходимую степень сжатия пружины 3.

Давление напора  $p_H$ , подводимое к рабочей

полости золотника 1, не оказывает на него силового воздействия в осевом направлении, так как эффективные площади буртов золотника равны. Основными осевыми силами, действующими на золотник клапана, являются: сила пружины; сила, обусловленная давлением на

выходе клапана, и сила, обусловленная давлением в сливной гидролинии. Очевидно, что положение золотника 1, благодаря пружине 3, будет определяться величиной разности редуцируемого давления  $p_{ред}$  и давления слива  $p_{сл}$ . С увеличением этой разности золотник будет прикрывать рабочее окно клапана, уменьшая подачу жидкости на выходе клапана, что приведет к уменьшению разности перепада давления на клапане до величины, на которую настроен редукционный клапан. Если же вследствие увеличения расхода на выходе редукционного клапана давление  $p_{ред}$  уменьшится, то под действием усилия пружины 3 золотник 1 приоткроет рабочее окно клапана, и редуцируемое давление восстановится.

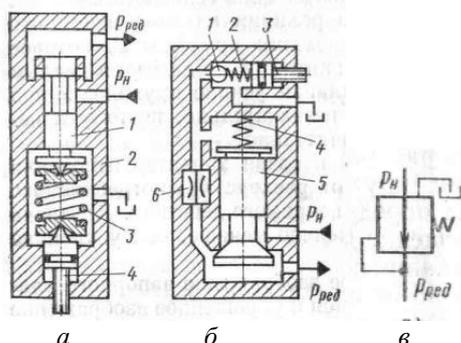


Рисунок 2.7 – Схемы редукционных клапанов

Поскольку редуцируемое давление или разность ( $p_{ред} - p_{сл}$ ) постоянно сравнивается с усилием пружины, зависящим от положения запорно-регулирующего элемента клапана, а это положение зависит от расхода на выходе редукционного клапана, то с увеличением этого расхода будет уменьшаться и давление  $p_{ред}$ . Эта особенность характеристики уже рассматривалась применительно к напорным клапанам (см. рисунок 2.6).

Так же как и в напорных клапанах, уменьшение зависимости давления от потребляемого расхода имеет место при использовании редукционных клапанов непрямого действия.

Одна из распространенных схем редукционного гидроклапана непрямого действия приведена на рисунке 2.7б.

Основной клапан 5 управляется с помощью вспомогательного, состоящего из запорно-регулирующего элемента 1, пружины 2, регулировочного винта 3 и постоянного дросселя 6. Междроссельная камера, образованная постоянным дросселем 6 и рабочим окном вспомогательного

клапана, соединена гидролинией с рабочей камерой клапана 5, в которой расположена пружина 4, открывающая рабочее окно клапана 5 при давлениях на выходе редукционного клапана ниже заданных.

Если расход, потребляемый нагрузкой на выходе редукционного клапана, уменьшится, то в некоторый момент времени давление  $p_{ред}$  сначала увеличится, что приведет к увеличению давления в междроссельной камере вспомогательного клапана. При этом запорно-регулирующий элемент 1 отождется от седла и пропустит часть расхода на слив. В результате появления этого расхода, благодаря наличию постоянного дросселя 6, давление в междроссельной камере вспомогательного клапана уменьшится и клапан 5 под действием превышающего давления  $p_{ред}$  переместится в сторону уменьшения проходного сечения его рабочего окна, в данном случае – вверх. Приток энергии, поступающей из напорной гидролинии в полость редуцируемого давления, уменьшится, и давление  $p_{ред}$  достигнет значения, заданного настройкой вспомогательного клапана.

Условное изображение редукционного клапана показано на рисунке 2.7в.

### 2.3.3 Гидроклапаны специального назначения

В системах гидроавтоматики часто используются гидроклапаны последовательности, которые относятся к направляющим гидроаппаратам и предназначены для пропускания потока рабочей жидкости при достижении в нем заданной величины давления. Обычно такие клапаны содержат цилиндрический золотниковый направляющий гидрораспределитель и возвратную пружину. Схема одного из клапанов последовательности приведена на рисунке 2.8a.

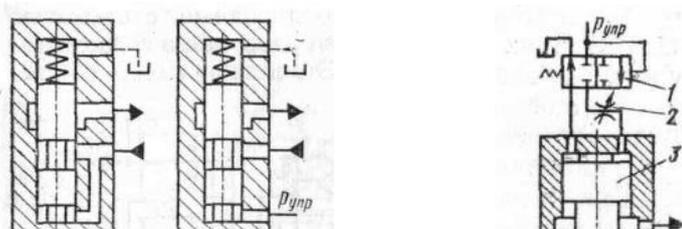


Рисунок 2.8 – Гидроклапаны последовательности

Рисунок 2.9 – Схема гидроклапана выдержки времени

Если давление в подводящей гидролинии мало, то пружина отжимает золотник вниз, перекрывая рабочее окно распределителя. С увеличением давления в подводящей гидролинии, которое подводится и к торцу золотника, золотник, преодолевая силу пружины, смещается вверх и открывает рабочее окно распределителя. Жесткость и натяг пружины, а также диаметр золотника определяют давление, при котором смещение золотника обеспечивает пропускание потока жидкости через рабочее окно от подводящей к отводящей гидролинии.

Гидроклапаны последовательности могут снабжаться обратным клапаном между отводящей и подводящей гидролиниями для сброса давления в отводящей гидролинии при снятии его в подводящей линии. Они могут иметь также дроссель в гидролинии, соединяющей торцовую полость золотника и подводящую гидролинию, для уменьшения скорости перемещения золотника и предотвращения резких забросов давления.

Условное изображение гидроклапана последовательности приведено на рисунке 2.8б.

Управление гидроклапаном последовательности может осуществляться не только потоком в подводящей гидролинии, но и потоком от отдельной гидролинии, например, дистанционно. Схема такого клапана приведена на рисунке 2.8в, а его условное изображение – на рисунке 2.8г.

Для пуска или остановки потока рабочей жидкости в одной или нескольких гидролиниях через заданный промежуток времени после подачи управляющего сигнала или для осуществления выдержки времени между двумя следующими одно за другим движениями исполнительных гидродвигателей или каких-либо гидроагрегатов служат *гидроклапаны выдержки времени*.

Обычно работа гидроклапанов выдержки времени основана на получении заданного интервала времени в результате движения поршня гидроцилиндра на конечном участке пути. Этот интервал времени может регулироваться как изменением скорости движения поршня, так и пути его движения.

Схема простейшего гидроклапана выдержки времени, предназначенного как для пуска, так и для остановки потока жидкости в одной из отводящих гидролиний (рисунок 2.9), позволяет получить представление о работе гидроклапанов выдержки времени.

В корпусе 4 расположен поршень 3, который служит одновременно золотником направляющего гидрораспределителя, осуществляющего пуск или остановку жидкости в отводящих и подводящей гидролиниях. Золотник (поршень) 3 в одну сторону, в данном случае – вверх, перемещается под действием силы пружины 5.

Жидкость, вытесняемая из управляющей полости поршня, вытекает в сливную гидролинию через рабочее окно вспомогательного направляющего гидрораспределителя 1.

При подаче сигнала управления в виде давления  $p_{упр}$  на вспомогательный распределитель 1 его золотник, преодолевая силу пружины, смещается в другое крайнее положение и соединяет рабочую полость поршня 3 с давлением управления. При этом поток жидкости проходит через регулируемый дроссель 2, который и определяет скорость перемещения поршня 3. Через заданный промежуток времени поршень 3 приходит в другое крайнее положение, и основной поток направляется в нижнюю отводящую гидролинию.

При снятии сигнала  $p_{упр}$  распределитель 1 устанавливается в исходное положение, рабочая полость поршня 3 соединяется со сливом и поршень (он же распределитель) под действием пружины 5 возвращается в исходное положение. После этого гидроклапан выдержки времени снова готов к работе.

Время срабатывания простых по конструкции гидроклапанов выдержки времени не превышает обычно 300 с. Минимальное значение этого времени составляет 0,5...1 с. Время выдержки обычно задается регулируемым дросселем. Для обеспечения определенного соотношения или равенства скоростей, например, двух гидродвигателей, расположенных на значительном расстоянии друг от друга, если к абсолютной величине этих скоростей не предъявляется жестких требований, применяются гидроклапаны соотношения расходов, предназначенные для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в двух или более параллельных потоках.

К гидроклапанам соотношения расходов относятся *делители потока*, которые предназначены для раз-

деления одного потока жидкости на два или более потоков и поддержания расходов в разделенных потоках в определенном соотношении.

На рисунке 2.10а и б приведены две схемы делителей потоков, которые отличаются числом дросселирующих элементов, участвующих в разделении и поддержании требуемого соотношения разделенных потоков.

На рисунке 2.10а приведена схема делителя потоков с клапанными запорно-регулирующими элементами. Он состоит из блока подвижных сопл 2, способного перемещаться в осевом направлении относительно корпуса 3, и двух упоров-заслонок 1 и 4. Положение блока сопл 2 определяется перепадом давления на его торцах. В случае увеличения давления на одном из торцов блока сопл, что соответствует уменьшению расхода, проходящего через сопло, принадлежащее этому

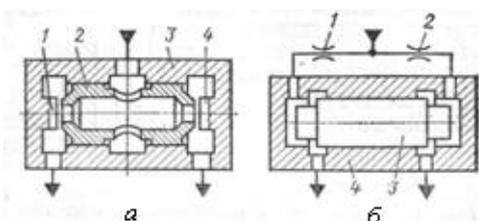


Рисунок 2.10 – Схемы делителей потоков

торцу, блок сопл сместится в сторону и уменьшит противоположный зазор между соплом и заслонкой, что приведет к уменьшению расхода в другой гидролинии. Из-за квадратичной зависимости между расходами и перепадами давления в зазорах регулируемых дросселей, а также нелинейной зависимости коэффициентов расхода в этих дросселях точность деления потока в таком делителе невысокая. Поэтому область его применения распространяется на случаи, когда к точности соотношения разделяемых потоков не предъявляются высокие требования.

Для разделения потоков на два неравных потока необходимо диаметры соответствующих сопл выполнить в отношении, которое требуется от соотношения разделяемых

потоков.

В тех случаях, когда к разделяемым потокам предъявляются высокие требования по точности соотношения, применяют делители потока, схема одного из которых приведена на рисунке 2.10б. Он состоит из двухщелевого золотникового распределителя 3 и двух постоянных дросселей 1 и 2, которые монтируются обычно в корпусе 4. При изменении одного из разделяемых потоков в торцевой полости золотникового распределителя 3 изменяется и давление в этой полости. Золотник 3 при этом перемещается в сторону торца с меньшим давлением, выравнивая эти давления с высокой точностью, достигающей 2...3 %. Равенство расходов в разделяемых гидролиниях объясняется равенством перепадов давлений на постоянных дросселях 1 и 2. Ошибка в соотношении разделяемых потоков объясняется наличием контактного трения в золотнике 3 и отличием реальных характеристик постоянных дросселей.

Для получения постоянного соотношения двух неравных потоков необходимо установить постоянные дроссели с разным гидравлическим сопротивлением в отношении, равном требуемому соотношению разделяемых потоков.

Для поддержания постоянного соотношения давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости применяют *гидроклапаны соотношения давлений*. Схема одного из них приведена на рисунке 2.11а. Он представляет собой однощелевой золотниковый цилиндрический распределитель 2 с разной эффективной площадью сечения золотника. Последнее достигается разными способами, в том числе и установкой дополнительного плунжера-толкателя 1, как показано на схеме, что является с точки зрения технологичности наиболее совершенным способом. С помощью каналов, выполненных в корпусе 3, торцовые камеры распределителя соединяются с гидролинией, подводящей и отводящей поток. Изменение давления в одной из этих гидролиний приводит к перемещению золотника распределителя 2, и соотношение перепадов давлений восстанавливается. Соотношение перепадов давлений определяется отношением эффективных площадей золотника, которое обратно пропорционально соотношению перепадов давлений.

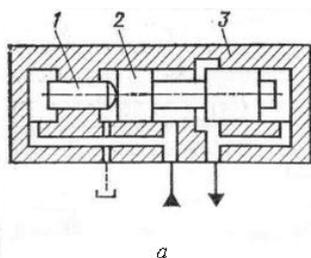


Рисунок 2.11 – Гидроклапан соотношения давлений

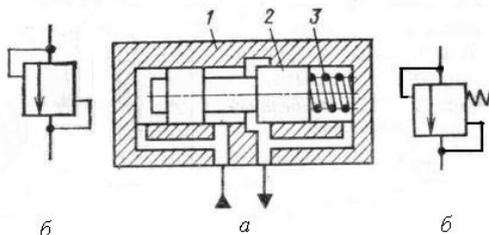


Рисунок 2.12. – Гидроклапан разности давлений

Условное изображение гидроклапана соотношения давлений приведено на рисунке 2.11б.

Когда требуется в двух гидролиниях поддерживать постоянную разность давлений, применяют *гидроклапаны разности давлений*. Схема гидроклапана разности давлений, предназначенного для поддержания постоянной заданной разности давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости, приведена

на рисунке 2.12а. В его корпусе 1 размещены одноцелевой цилиндрический золотниковый дросселирующий гидрораспределитель 2 и силовая пружина 3. Торцовые полости золотника соединены каналами с гидролиниями, по которым проходят подводимый и отводимый потоки рабочей жидкости. Разность перепадов давлений на торцах золотника, следовательно, и в отводящей и подводящей гидролиниях определяется отношением силы сжатия пружины 3 и эффективной площади сечения цилиндрического золотника. Поэтому для обеспечения требуемой разности давлений в подводящей и отводящей гидролиниях необходимо изменить натяг пружины 5. Обычно такие гидроклапаны снабжаются регулировочным винтом (на схеме не показан).

Условное изображение гидроклапана разности давлений показано на рисунке 2.12б.

## 2.4 Гидрораспределители

### 2.4.1 Направляющие гидрораспределители

Гидрораспределитель – это гидроаппарат, обеспечивающий изменение направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия.

Гидрораспределители бывают направляющими и дросселирующими.

*Направляющим* называется гидрораспределитель, обеспечивающий перекрытие или изменение направления потока жидкости за счет полного открытия или полного перекрытия соответствующих проходных сечений.

Гидрораспределители подразделяются:

- по конструкции запорно-регулирующего элемента: золотниковые, крановые и клапанные;
- по числу внешних гидролиний: двухлинейные, трехлинейные и т.д.;
- по числу характерных позиций запорно-регулирующего элемента: двухпозиционные, трехпозиционные и т.д.;
- по виду управления: на распределители с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим и комбинированным управлением;
- по числу запорно-регулирующих элементов: на одноступенчатые, двухступенчатые и т.д.

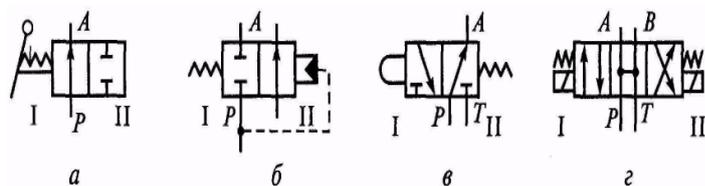
В условном обозначении гидрораспределителя (рисунок 2.13) указывают число его позиций (I, II), внешние гидролинии (A, B, P, T), подводимые к распределителю, их соединение, а также способ управления.

Число позиций изображают соответствующим числом квадратов (прямоугольников). Проходы изображают прямыми линиями со стрелками, показывающими направление потоков рабочей жидкости в каждой позиции, а места соединений проходов выделяют точками; закрытый проход изображают тупиковой линией с поперечной черточкой. Внешние гидролинии подводят только к исходной позиции. Способ управления распределителем указывают знаками, примыкающими к торцам обозначения распределителя.

Чтобы представить действие гидрораспределителя в некоторой рабочей позиции, необходимо мысленно передвинуть соответствующий этой позиции квадрат обозначения на место квадрата исходной позиции, оставляя линии связи в прежнем положении. Тогда истинные направления потока рабочей жидкости укажут стрелки, имеющиеся в этом квадрате.

Условные обозначения едины для золотниковых, крановых и клапанных гидрораспределителей, т.е. условное обозначение не отражает конструкцию их запорно-регулирующих элементов.

Кроме графических обозначений гидрораспределителей приводят также их цифровые обозначения в



а – двухлинейный двухпозиционный (2/2) с ручным управлением; б – двухлинейный двухпозиционный (2/2) с гидравлическим управлением; в – трехлинейный двухпозиционный (3/2) с управлением от кулачка; з – четырехлинейный трехпозиционный (4/3) с электромагнитным управлением

Рисунок 2.13 – Условные обозначения направляющих гидрораспределителей

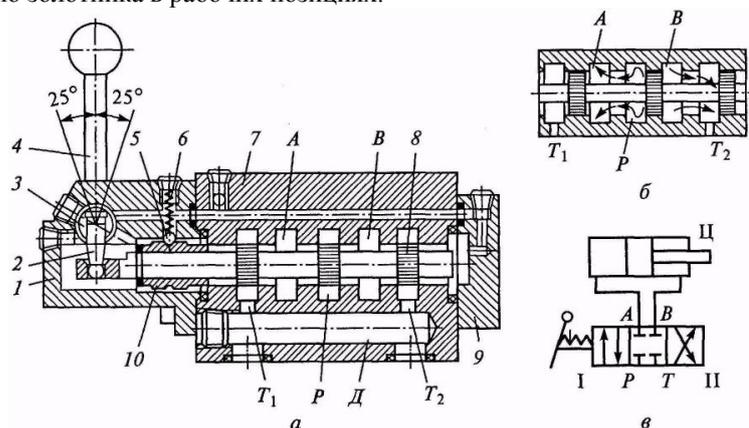
виде дроби: в числителе указывают число подведенных к гидрораспределителю внешних гидролиний, в знаменателе – число его рабочих (характерных) позиций. Например, четырехлинейный трехпозиционный гидрораспределитель обозначают дробью 4/3 (см. рисунок 2.13з).

Запорно-регулирующие элементы (золотник, кран, клапан) в направляющих гидрораспределителях всегда занимают фиксированные позиции по принципу «полностью открыто» или «полностью закрыто».

Поэтому направляющий гидрораспределитель практически не влияет на давление и расход потока рабочей жидкости, проходящей через него.

На рисунке 2.14а показана конструктивная схема золотникового гидрораспределителя 4/3 типа ПГ74-24М с ручным управлением. Распределитель состоит из корпуса 7, цилиндрического золотника 8, рукоятки 4 с осью 3 и пальцем 2, крышек 1 и 9 и уплотнений.

В центральном отверстии корпуса 9 выполнены пять кольцевых расточек, образующих полости  $T_1$ ,  $A$ ,  $P$ ,  $B$  и  $T_2$ , которые сообщаются каналами с входными отверстиями. Полости  $T_1$  и  $T_2$  (сливные) соединены каналом  $D$ . Золотник 8, располагающийся в центральном отверстии корпуса 7, имеет три цилиндрических пояска, которые перекрывают соответствующие цилиндрические расточки корпуса. Каналами, выполненными в корпусе 7 и крышках 1 и 9, торцовые полости распределителя соединены с дренажной гидролинией. Шарик 5 пружиной 6 прижимается к втулке 10, обеспечивая фиксацию золотника в рабочих позициях.



1, 9 – крышки корпуса; 2 – палец; 3 – ось; 4 – рукоятка; 5 – шарик;  
6 – пружина; 7 – корпус; 8 – золотник; 10 – втулка  
а – в исходной (нейтральной) позиции; б – при сдвиге золотника  
вправо; в – условное обозначение гидрораспределителя  
с подключенным гидроцилиндром

Рисунок 2.14 – Направляющий золотниковый гидрораспределитель 4/3 типа ПГ74-24М с ручным управлением

Принцип работы распределителя следующий. В исходной позиции (ей соответствует средний квадрат условного обозначения, показанного на рисунке 2.14в) все проходные сечения в гидрораспределителе перекрыты. При смещении золотника, например, вправо (рисунок 2.14б) в позицию I (при этом левый квадрат на рисунке 2.14в как бы передвигается на место среднего), напорная полость  $P$  распределителя соединяется с полостью  $A$  и поток жидкости под давлением поступает на выход распределителя и далее, например, в левую полость гидроцилиндра  $Ц$  (см. рисунок 2.14в). При этом полость  $B$  распределителя, а значит и правая полость гидроцилиндра  $Ц$ , через золотник соединяется с полостью  $T_2$ , т.е. со сливом. При смещении золотника из нейтральной

позиции влево, т.е. при переключении гидрораспределителя в позицию

II (см. рисунок 2.14в), направление потока жидкости изменяется: полость  $P$  (см. рисунок 2.14а) соединяется с полостью  $B$ , а полость  $A$  – с полостью  $T_1$ .

Основным недостатком гидрораспределителя с цилиндрическим золотником является наличие утечек жидкости через диаметральный зазор между корпусом (гильзой) и золотником.

#### 2.4.2 Дросселирующие гидрораспределители

*Дросселирующим* называется гидрораспределитель, обеспечивающий изменение как направления движения жидкости в нескольких гидролиниях одновременно, так и расхода в них в соответствии с внешним управляющим воздействием.

В отличие от направляющего гидрораспределителя запорно-регулирующий элемент дросселирующего гидрораспределителя может занимать бесконечное множество промежуточных рабочих положений. При этом он одновременно работает и как запорно-регулирующий элемент регулируемого гидродросселя, создавая сопротивление прохождению потока рабочей жидкости. Обычно площадь проходного сечения в дросселирующем гидрораспределителе зависит от величины управляющего сигнала.

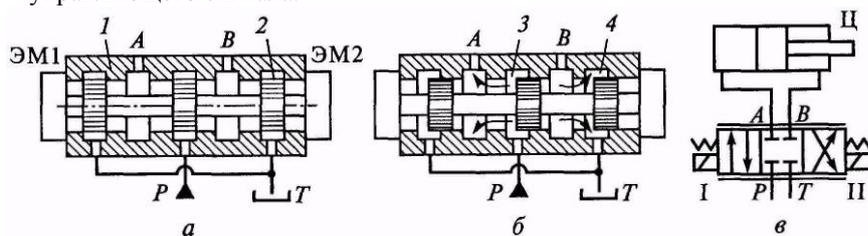
Таким образом, дросселирующий гидрораспределитель является комбинацией направляющего гидрораспределителя и регулируемых гидродросселей с совмещенным управлением.

На рисунке 2.15а показана конструктивная схема дросселирующего золотникового гидрораспределителя 4/3 с цилиндрическим золотником 2, положение которого относительно корпуса 1 может изменяться в зависимости от мощности электрического сигнала управления, поступающего на два электромагнита ЭМ1 и

ЭМ2. В корпусе 1 распределителя имеются пять цилиндрических расточек с острыми кромками. Эти расточки внутренними каналами соединены по схеме: центральная – с напорной гидролинией *P*, две крайние – со сливом *T*. Две рабочие расточки *A* и *B* предназначены для подключения к распределителю потребителя жидкости, например гидроцилиндра. Золотник 2 имеет три цилиндрических пояска и расположен внутри корпуса 1 с радиальным зазором от 4 до 10 мкм. Рабочие проходные сечения (дросселирующие щели) в распределителе возникают (при осевом перемещении золотника) между кромками цилиндрических расточек корпуса 1 и кромками цилиндрических поясков золотника 2.

При отсутствии сигнала на электромагнитах золотник 2 распределителя находится в исходной (нейтральной) позиции. При этом все проходные сечения в распределителе перекрыты.

При подаче управляющего сигнала на один из электромагнитов, например ЭМ1, золотник перемещается вправо в позицию I (рисунок 2.15б, в), и рабочая жидкость поступает из гидролинии *P* в гидролинию *A* через дросселирующую щель 3, расход рабочей жидкости через которую зависит от мощности поданного управляющего сигнала.



1 – корпус; 2 – золотник; 3, 4 – дросселирующие щели  
 а – в исходной (нейтральной) позиции; б – в позиции I; в – условное обозначение гидрораспределителя с подключенным гидроцилиндром

Рисунок 2.15 – Дросселирующий гидрораспределитель

От гидрораспределителя жидкость направляется в левую полость гидроцилиндра *Ц*, а жидкость, вытесняемая из правой полости гидроцилиндра *Ц*, поступает по гидролинии *B* в гидрораспределитель. Здесь она проходит через вторую дросселирующую щель 4 и поступает через гидролинию на слив *T*.

Аналогично работает гидрораспределитель и при условии подачи управляющего сигнала на электромагнит ЭМ2. Отличие заключается только в том, что золотник при этом смещается влево.

Обычно в системах управления один из управляющих сигналов, поступающих на электромагнит ЭМ1 или ЭМ2, принимается положительным, а другой – отрицательным. Таким образом, гидрораспределитель, в зависимости от знака управляющего сигнала, обеспечивает необходимое направление движения поршня гидроцилиндра, а в зависимости от мощности управляющего сигнала – требуемую скорость его перемещения.

Основные правила построения условных обозначений направляющих гидрораспределителей, изложенные в 2.4.1, распространяются и на дросселирующие гидрораспределители. Признаком дросселирующего гидрораспределителя в его условном обозначении является наличие двух дополнительных параллельных линий – над обозначением и под ним (см. рисунок 2.15в). При этом квадраты в обозначении соответствуют характерным позициям гидрораспределителя.

Основными преимуществами золотниковых гидрораспределителей являются их компактность и разгруженность от осевых сил, что значительно уменьшает усилие, необходимое для управления золотником.

Существенным недостатком дросселирующих гидрораспределителей является возможность загрязнения зазоров между золотником и корпусом. Поэтому в системах автоматического управления для устранения отмеченного явления золотникам сообщают поворотные или возвратно-поступательные колебания высокой частоты (более 50 Гц) и небольшой амплитуды (от 10 до 100 мкм). Обеспечивается это с помощью механических вибраторов или электромеханических средств.

Кроме золотниковых, к дросселирующим гидрораспределителям относятся струйные и гидрораспределители типа «сопло–заслонка». Их устройство и принцип работы подробно рассмотрены в [3].

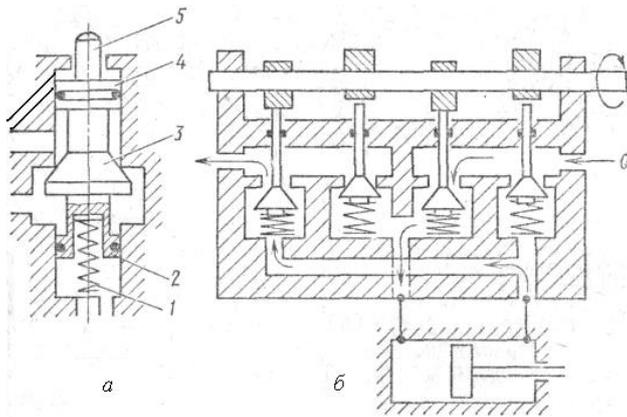
#### 2.4.3 Клапанные и крановые распределители

Цилиндрические и плоские золотниковые распределители удобны как для позиционного переключения, так и для регулирования работы гидродвигателей. Их главным недостатком являются утечки, которые не позволяют удерживать гидродвигатель под нагрузкой в неподвижном состоянии. В таких случаях для позиционного переключения предпочтительны клапанные распределители (см. рисунок 2.16), имеющие увеличенные по сравнению с золотниками размеры и массу, но позволяющие герметически перекрывать гидролинии. В закрытом положении клапан удерживает пружина 1 (см. рисунок 2.16а), а открытие производится надавливанием на головку 5. Чтобы силы, требуемые для открытия и удерживания клапана в закрытом положении были малы, запирающий элемент 3 помещен между разгрузочными поршнями 2 и 4 с

уплотняющими кольцами.

Схема клапанной коробки, обслуживающей гидроцилиндр, с управлением работой клапанов при помощи кулачкового вала показана на рисунке 2.16б.

В менее ответственных случаях и при ограничении размеров для позиционного переключения используют малогабаритный крановый гидрораспределитель (рисунок 2.17). Он имеет пробку 3, тщательно подогнанную по цилиндрической или конической поверхности к отверстию в корпусе 6, имеющем каналы 5 подвода, 7 отвода и 1 и 4 питания гидродвигателя. В пробке на двух уровнях выполнены отверстия 2. Между плоскими срезами пробки находятся уплотняющие перемычки 8. При повороте на угол  $45^\circ$  соединение гидрролиний (как показано на схеме) изменяется и может, в частности, осуществляться реверс гидродвигателя. При размещении мест присоединения гидрролиний учтена необходимость гидростатического уравновешивания пробки: давления жидкости на две противоположные грани пробки всегда одинаковы.



*а* – гидростатически уравновешенный запирающий элемент;  
*б* – блок клапанных запирающих элементов с механическим приводом для управления работой гидроцилиндра

Рисунок 2.16 – Клапанный распределитель

В более ответственных случаях при требовании малых размеров распределителя, но при высоких давлениях и необходимости высококачественной герметичности используют плоские поворотные краны (рисунок 2.18). Герметичность обеспечивается возможностью обработки плоскостей 5, 6, 8 и 9 по высшим классам точности, а лёгкая управляемость – хорошей гидростатической уравновешенностью крана. Устройство крана такого типа близко по конструкции описанному выше плоскому золотниковому распределителю. На поверхностях 6 и 8 крана выполнены дуговые пазы 1' и 2', соединенные отверстиями 7. Отверстия 1 и 2 соединены соответственно с питающей установкой и областью слива, а отверстия 3 и 4 с управляемым объектом (гидродвигателем). Благодаря идентичности торцов 8 и 6 кран полностью гидростатически уравновешен и легко вращается при высоких давлениях.

Поворот крана на угол  $90^\circ$  позволяет осуществлять реверс гидродвигателя, а поворот на угол  $45^\circ$  – его блокировку.

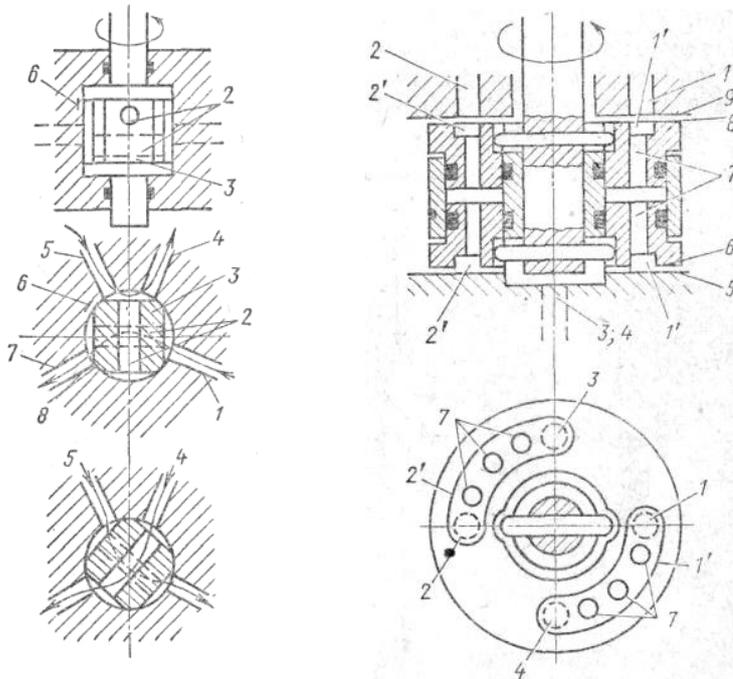


Рисунок 2.17 – Крановый пробковый распределитель

Рисунок 2.18 – Крановый торцовый, гидростатически уравновешенный распределитель

# 3 ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

## 3.1 Принцип действия и основные понятия

*Объемным гидроприводом* называется совокупность объемных гидромашин, гидроаппаратуры, гидрوليных и вспомогательных устройств, предназначенных для передачи энергии и преобразования движения посредством жидкости.

Принцип действия объемного гидропривода основан на малой сжимаемости капельных жидкостей и передаче давления по закону Паскаля. Рассмотрим простейший гидропривод (рисунок 3.1). Два цилиндра 1 и 2 заполнены жидкостью и соединены между собой трубопроводом. Поршень 1 под действием силы  $F_1$  перемещается вниз, вытесняя жидкость в цилиндр 2. Поршень цилиндра 2 при этом перемещается вверх и преодолевает нагрузку  $F_2$ .

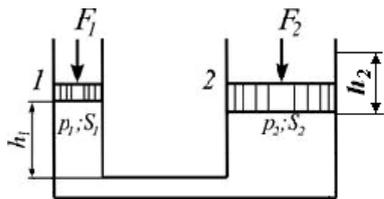


Рисунок 3.1 – Схема простейшего гидропривода

Если пренебрегать потерями давления в системе, то по закону Паскаля давление в цилиндрах 1 и 2 будет одинаковым и равным:

$$p = p_1 = p_2 = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2},$$

где  $S_1$  и  $S_2$  – площади поршней цилиндров 1 и 2.

Считая жидкость практически несжимаемой, можно записать:

$$h_1 S_1 = h_2 S_2 \quad \text{или} \quad v_1 S_1 = v_2 S_2.$$

Мощность, затраченная на перемещение поршня в цилиндре 1, выражается соотношением  $N_1 = F_1 v_1 = p_1 v_1$ . Так как величина  $S_1 v_1$  является расходом жидкости  $Q$ , то условие передачи энергии можно представить в виде

$$N_1 = F_1 v_1 = pQ = F_2 v_2 = N_2,$$

где  $pQ$  – мощность потока жидкости;

$N_2 = F_2 v_2$  – мощность, развиваемая поршнем цилиндра 2, то есть работа выходного звена системы в единицу времени.

Таким образом, гидроцилиндр 1 в рассмотренном случае работает в режиме насоса, т. е. преобразует механическую энергию привода в энергию потока рабочей жидкости, а гидроцилиндр 2 совершает обратное действие – преобразует энергию потока жидкости в механическую работу, т.е. выполняет функцию гидродвигателя.

На основании анализа работы этого простейшего объемного гидропривода, а также принимая во внимание задачи, которые необходимо решать по управлению гидроприводом и обеспечению его работоспособности, можно заключить, что реальный объемный гидропривод обязательно должен включать в себя следующие элементы или группы элементов (количество перечисленных ниже элементов в составе гидропривода не ограничивается):

*энергопреобразователи* – устройства, обеспечивающие преобразование механической энергии в гидроприводе: гидромшины, гидроаккумуляторы и гидропреобразователи;

*гидросеть* – совокупность устройств, обеспечивающих гидравлическую связь элементов гидропривода: рабочая жидкость, гидрوليны, соединительная арматура и т.п.;

*кондиционеры рабочей среды* – устройства для поддержания заданных качественных показателей состояния рабочей жидкости (чистоты, температуры и т.п.): фильтры, теплообменники и т.д.;

*гидроаппараты* – устройства для изменения или поддержания заданных значений параметров потоков (давления, расхода и др.): гидродроссели, гидроклапаны и гидрораспределители.

По виду источника энергии жидкости объемные гидроприводы делятся на три типа.

а) *Насосный гидропривод* – в нем источником энергии жидкости является объемный насос, входящий в состав гидропривода. По характеру циркуляции рабочей жидкости насосные гидроприводы разделяют на гидроприводы с разомкнутой циркуляцией жидкости (жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак, из которого она всасывается насосом) и с замкнутой циркуляцией жидкости (жидкость от гидродвигателя поступает сразу во всасывающую гидрوليнию насоса).

б) *Аккумуляторный гидропривод* – в нем источником энергии жидкости является предварительно заряженный гидроаккумулятор. Такие гидроприводы используются в гидросистемах с кратковременным рабочим циклом или с ограниченным числом циклов (например, гидропривод рулей ракеты).

в) *Магистральный гидропривод* – в этом гидроприводе рабочая жидкость поступает в гидросистему из централизованной гидравлической магистрали с заданным располагаемым напором (энергией).

Гидроприводы подразделяются также по виду движения выходного звена. *Выходным звеном* гидропривода считается выходное звено гидродвигателя, совершающее полезную работу. По этому признаку выделяют следующие объемные гидроприводы:

*поступательного движения* – выходное звено совершает возврат-но-поступательное движение;  
*вращательного движения* – выходное звено совершает вращательное движение;  
*поворотного движения* – выходное звено совершает ограниченное (до 360°) возвратно-вращательное движение (применяются крайне редко).

Если в гидроприводе имеется возможность изменять только направление движения выходного звена, то такой гидропривод называется *нерегулируемым*. Если в гидроприводе имеется возможность изменять скорость выходного звена как по направлению, так и по величине, то такой гидропривод называется *регулируемым*.

Применяются следующие два способа регулирования скорости выходного звена объемных гидроприводов:

а) дроссельное регулирование, то есть регулирование скорости дросселированием потока рабочей жидкости и отводом части потока через дроссель или клапан, минуя гидродвигатель;

б) объемное регулирование, то есть регулирование скорости изменением рабочего органа насоса или гидродвигателя или того и другого.

Если в объемном гидродвигателе скорость регулируется одновременно двумя рассмотренными способами, то такое регулирование называется *объемно-дроссельным*.

В некоторых случаях в насосном гидроприводе скорость выходного звена регулируется изменением скорости приводного двигателя (электродвигателя, дизеля). Такое регулирование называется *регулированием приводящим двигателем*.

Регулирование гидропривода может быть ручным, автоматическим и программным.

Если в гидроприводе скорость выходного звена поддерживается постоянной при изменении внешних воздействий, то такой гидропривод называется *стабилизированным*.

*Следящим* гидроприводом называют такой регулируемый гидропривод, в котором выходное звено повторяет движения звена управления.

### **3.2 Основные преимущества и недостатки объемных гидроприводов**

Регулируемые объемные гидроприводы широко используют в качестве приводов станков, прокатных станов, прессового и литейного оборудования, дорожных, строительных, транспортных и сельскохозяйственных машин и т.п. Такое широкое их применение объясняется рядом преимуществ этого типа привода по сравнению с механическими и электрическими приводами. Основные из этих преимуществ следующие.

1. Высокая удельная мощность гидропривода, т.е. передаваемая мощность, приходящаяся на единицу суммарного веса элементов. Этот параметр у гидравлических приводов в 3–5 раз выше, чем у электрических, причем данное преимущество возрастает с ростом передаваемой мощности.

2. Относительно просто обеспечивается возможность бесступенчатого регулирования скорости выходного звена гидропривода в широком диапазоне.

3. Высокое быстродействие гидропривода. Операции пуска, реверса и останова выполняются гидроприводом значительно быстрее, чем другими приводами. Это обусловлено малым моментом инерции исполнительного органа гидродвигателя (момент инерции вращающихся частей гидромотора в 5–10 раз меньше соответствующего момента инерции электродвигателя).

4. Высокий коэффициент усиления гидроусилителей по мощности, значение которого достигает порядка  $10^5$ .

5. Сравнительная простота осуществления технологических операций при заданном режиме, а также возможность простого и надежного предохранения приводящего двигателя и элементов гидропривода от перегрузок.

6. Простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное.

7. Свобода компоновки агрегатов гидропривода.

Наряду с отмеченными достоинствами гидропривода, при его проектировании или решении вопроса о целесообразности его использования следует помнить также и о недостатках, присущих этому типу привода. Эти недостатки обусловлены в основном свойствами рабочей среды (жидкости). Отметим основные из этих недостатков.

1. Сравнительно невысокий КПД гидропривода и большие потери энергии при ее передаче на большие расстояния.

2. Зависимость характеристик гидропривода от условий эксплуатации (температуры, давления). От температуры зависит вязкость рабочей жидкости, а низкое давление может стать причиной возникновения кавитации в гидросистеме или выделения из жидкости растворенных газов.

3. Чувствительность к загрязнению рабочей жидкости и необходимость достаточно высокой культуры обслуживания. Загрязнение рабочей жидкости абразивными частицами приводит к быстрому износу элементов прецизионных пар в гидравлических агрегатах и выходу их из строя.

4. Снижение КПД и ухудшение характеристик гидропривода после выработки им или его элементами

эксплуатационного ресурса. Прежде всего происходит износ прецизионных пар, что приводит к увеличению зазоров в них и возрастанию утечек жидкости, т.е. снижению объемного КПД.

Таким образом, гидравлические приводы имеют, с одной стороны, неоспоримые преимущества по сравнению с другими типами приводов, а с другой стороны – существенные недостатки. В связи с этим перед специалистами, связанными с проектированием, изготовлением и обслуживанием гидроприводов, ставятся определенные задачи.

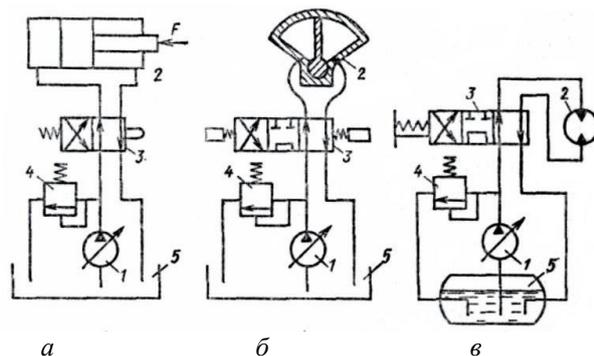
### 3.3 Принципиальные схемы гидроприводов

На рисунке 3.2 приведены три принципиальные схемы, соответствующие трем классам гидроприводов, которые различаются характером движения выходного звена. На схемах применены следующие обозначения: 1 – регулируемый насос, 2 – гидродвигатель (на схеме *а* – им является гидроцилиндр, на схеме *б* – поворотный гидродвигатель и на схеме *в* – гидромотор), 3 – гидрораспределитель (на схеме *а* – двухпозиционный с управлением от кулачка и с пружинным возвратом, на схеме *б* – трехпозиционный с управлением от электромагнитов и на схеме *в* – трехпозиционный с ручным управлением), 4 – предохранительный клапан, 5 – бак.

Насос засасывает жидкость из бака и нагнетает ее в гидродвигатель через распределитель. Из гидродвигателя жидкость движется через другой канал распределителя и сливается в бак. Предохранительный клапан отрегулирован на предельно допустимое давление и предохраняет систему гидропривода с приводящим двигателем от перегрузок.

Для улучшения условий всасывания жидкости из бака и предотвращения кавитации в насосе в гидроприводе вращательного движения (рисунок 3.2*в*) применен бак с наддувом, т. е. с давлением газа над поверхностью жидкости выше атмосферного.

Изменение направления движения выходного звена гидродвигателя (реверсирование) осуществляется изменением позиции распределителя, а регулирование скорости этого движения – увеличением или уменьшением рабочего объема насоса.



*а* – поступательного движения; *б* – поворотного движения;  
*в* – вращательного движения

Рисунок 3.2 – Схемы гидроприводов

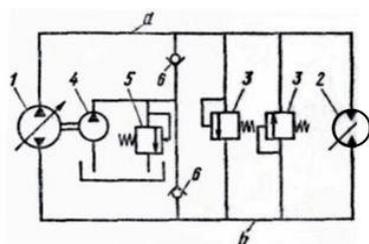


Рисунок 3.3 – Схема гидропривода с замкнутой циркуляцией

На рисунке 3.2 показаны принципиальные схемы гидроприводов с разомкнутой циркуляцией жидкости. Разрыв циркуляции происходит в баке, при этом исключается возможность реверсирования гидродвигателей путем изменения направления подачи насоса (реверса подачи). Для этой цели обязательно применение распределителей.

На рисунке 3.3 показана схема гидропривода вращательного движения с замкнутой циркуляцией жидкости. На схеме изображены регулируемый насос 7 с реверсом подачи; регулируемый гидромотор 2 с реверсом вращения; предохранительные клапаны 3, защищающие гидролинии *а* и *б* от чрезмерно высоких давлений (каждая из них может оказаться напорной); система подпитки, состоящая из вспомогательного насоса 4, переливного клапана 5, двух обратных клапанов 6 и предохраняющая гидролинии *а* и *б* от чрезмерно низких давлений (в целях избежания кавитации в насосе).

На рисунках 3.2 и 3.3 изображены схемы гидроприводов раздельного исполнения, т. е. такие, в которых гидродвигатели расположены на расстоянии от насоса и соединены с ним трубопроводом. Это расстояние может измеряться метрами и даже десятками метров. Часто,

особенно в самоходных машинах, применяют гидроприводы в нераздельном исполнении. В них насосы, гидромоторы и гидроаппаратура расположены в общем корпусе и образуют компактную гидротрансмиссию, способную бесступенчато регулировать частоту вращения ведомого вала и удобную для автоматизации управления приводной машины.

### 3.4 Нерегулируемые и регулируемые объемные гидроприводы (общие положения)

Регулируемый гидропривод в отличие от нерегулируемого позволяет изменять скорость движения выходного звена. Гидроприводы, используемые в технике, должны обеспечивать заданные параметры работы, в том числе скорости выходных звеньев, поэтому большинство современных гидроприводов являются регулируемыми.

К регулируемым объемным гидроприводам следует отнести: гидроприводы, в которых имеется возможность непосредственного управления скоростью выходного звена; гидроприводы со стабилизацией скорости выходного звена; гидроприводы, в которых обеспечивается синхронное движение выходных звеньев нескольких гидродвигателей; следящие гидроприводы.

При рассмотрении гидроприводов необходимо иметь в виду, что изменение скорости выходного звена может быть обеспечено разными способами. Поэтому проведем сравнительный анализ следующих гидроприводов:

- с дроссельным регулированием скорости;
- с объемным (машинным) регулированием скорости;
- с объемно-дроссельным регулированием скорости.

Рассмотрим принципиальные схемы перечисленных гидроприводов, отметим их достоинства и недостатки. При сравнительном анализе работы гидроприводов с различными способами управления скоростью выходного звена для упрощения рассуждений сделаем следующие допущения:

- а) пренебрегаем потерями энергии в трубопроводах и гидрораспределителях;
- б) коэффициенты полезного действия гидромашин принимаем равными единице.

### 3.5 Гидроприводы с дроссельным регулированием

Дроссельный способ регулирования скорости движения выходного звена применяется в гидроприводах с нерегулируемыми гидромашинами. При этом изменение скорости выходного звена возможно за счет изменения расхода жидкости  $Q$ , поступающей в гидродвигатель. Поэтому в таких гидроприводах при подаче насоса  $Q_n$  часть жидкости отводится в бак, минуя гидродвигатель. Основным управляющим элементом таких приводов является регулируемый гидродроссель. В зависимости от места установки регулируемого гидродросселя по отношению к гидродвигателю различают гидроприводы с параллельным и последовательным включением гидродросселя.

3.5.1 Гидропривод с дроссельным регулированием скорости при параллельном включении гидродросселя

На рисунке 3.4а приведена принципиальная схема гидропривода, в котором регулирование скорости движения выходного звена (штока гидроцилиндра 4) обеспечивается за счет изменения площади проходного сечения  $S_{dp}$  регулируемого дросселя 5, включенного параллельно. Кроме отмеченных элементов, схема включает насос 1, клапан 2, гидрораспределитель 3 и бак 6.

При расходе жидкости  $Q_{dp}$  через гидродроссель 5 расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр 4, рассчитывается по формуле (3.1)

$$Q_z = Q_n - Q_{dp}, \quad (3.1)$$

где  $Q_n$  – подача насоса.

Расход  $Q_{dp}$  при коэффициенте расхода  $\mu$  определяется из формулы:

$$Q_{dp} = \mu \cdot S_{dp} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{dp}}. \quad (3.2)$$

Так как перепад давления на дросселе  $\Delta p_{dp}$  равен перепаду давления на гидроцилиндре  $\Delta p_z$ , найдем его при известной нагрузке на штоке  $F$  и площади поршня  $S_n$ .

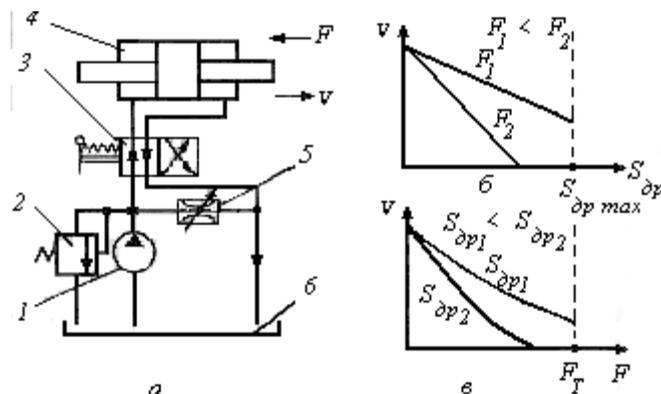
$$\Delta p_{dp} = \Delta p_z = \frac{F}{S_n}.$$

Следовательно, скорость движения поршня (штока) гидроцилиндра

$$v = \frac{Q_z}{S_n} = \frac{1}{S_n} \left( Q_n - \mu \cdot S_{dp} \cdot \sqrt{\frac{2F}{\rho S_n}} \right). \quad (3.3)$$

Из полученной формулы видно, что скорость движения выходного звена в таком гидроприводе будет меняться при изменении площади

проходного сечения регулируемого гидродросселя  $S_{op}$ .



1 – насос; 2 – предохранительный клапан; 3 – гидрораспределитель; 4 – гидроцилиндр; 5 – гидродроссель; 6 – бак

Рисунок 3.4 – Схема гидропривода с параллельным включением дросселя (а), регулировочная (б) и нагрузочная (в) характеристики

характеристика гидропривода, приведена на рисунке 3.4в. Она построена в соответствии с формулой (3.3) для двух значений  $S_{op}$  в диапазоне изменения нагрузки от нуля до максимальной  $F_T$ .

В рассматриваемом гидроприводе давление  $p_n$  на выходе насоса 1 зависит от нагрузки  $F$  и не является постоянным, поэтому такую систему регулирования называют системой с переменным давлением питания. Клапан 2, установленный в гидросистеме, является предохранительным. Гидрораспределитель 3 служит для изменения направления движения штока гидроцилиндра 4.

Одним из недостатков таких гидроприводов является то, что в них скорость регулируется только в том случае, если нагрузка создает сопротивление движению выходного звена. При помогающей нагрузке может произойти отрыв поршня от рабочей жидкости в гидроцилиндре.

### 3.5.2 Гидропривод с дроссельным регулированием скорости при последовательном включении гидродросселя

На рисунке 3.5а представлена принципиальная схема гидропривода с дроссельным регулированием скорости при последовательном включении гидродросселя 5 (на входе в гидроцилиндр 4). Кроме отмеченных элементов, схема включает насос 1, клапан 2, гидрораспределитель 3 и бак 6.

Так как гидродроссель 5 и гидроцилиндр 4 включены последовательно, то расход жидкости  $Q_z$ , поступающей в гидроцилиндр 4, равен расходу жидкости, проходящей через регулируемый гидродроссель 5

$$Q_z = Q_{op} = \mu \cdot S_{op} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{op}}, \quad (3.4)$$

где  $\Delta p_{op}$  – перепад давления на гидродросселе 5.

С учетом принятых допущений

$$\Delta p_{op} = p_n - \Delta p_z = p_n - \frac{F}{S_n}.$$

В данном гидроприводе давление на выходе насоса  $p_n$  поддерживается постоянным при помощи переливного клапана 2. Тогда скорость поршня

$$v = \frac{Q_z}{S_n} = \mu \frac{S_{op}}{S_n} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_n - \frac{F}{S_n} \right)}. \quad (3.5)$$

Анализ полученной формулы показывает, что скорость движения поршня гидроцилиндра 4, как и в гидроприводе с параллельным включением гидродросселя, является функцией двух переменных: площади проходного сечения регулируемого гидродросселя  $S_{op}$  и преодолеваемой нагрузки на штоке гидроцилиндра  $F$ .

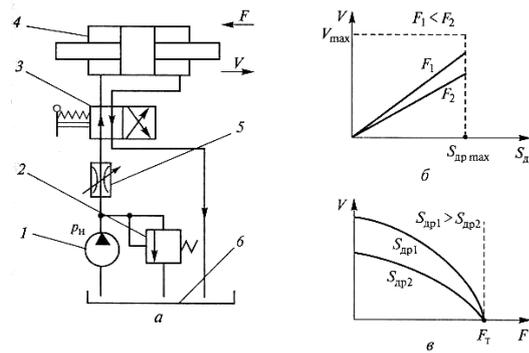
На рисунке 3.5б и в приведены регулировочная и нагрузочная характеристики, построенные в соответствии с формулой (3.5).

Следует отметить, что гидропривод с гидродросселем 5 на входе в гидроцилиндр 4 (см. рисунок 3.5а), как и гидропривод с параллельным включением гидродросселя, допускает регулирование скорости выходного звена только при нагрузке, направленной против движения. При помогающей нагрузке может произойти отрыв поршня от рабочей жидкости в гидроцилиндре. Поэтому в гидроприводах, работающих в условиях знакопеременной нагрузки, для обеспечения надежного регулирования скорости выходного звена рекомендуется установка гидродросселя на выходе из гидродвигателя. В этом случае уравнение (3.4) также справедливо.

Регулировочная характеристика, представляющая собой графическую зависимость регулируемой величины  $v$  от параметра регулирования  $S_{op}$ , т.е.

$v = f(S_{op})$ , приведена на рисунке 3.4б (построена по формуле (3.3)). На графике видно, что вторым фактором, оказывающим существенное влияние на скорость поршня гидроцилиндра, является нагрузка  $F$ .

Графическая зависимость скорости от нагрузки  $v = f(F)$ , которая получила название *механическая*, или *нагрузочная*,



1 – насос; 2 – переливной клапан; 3 – гидрораспределитель; 4 – гидроцилиндр; 5 – гидродроссель; 6 – бак

Рисунок 3.5 – Схема гидропривода с последовательным включением дросселя (а), регулировочная (б) и нагрузочная (в) характеристики

### 3.6 Гидропривод с объемным (машинным) регулированием

При объемном способе регулирования скорость движения выходного звена изменяется за счет изменения рабочего объема либо насоса, либо гидромотора, либо обеих гидромашин. На рисунке 3.6а приведена принципиальная схема гидропривода вращательного движения с замкнутой циркуляцией жидкости, в котором частота вращения вала гидромотора 4 регулируется за счет изменения рабочих объемов обеих гидромашин.

Так как в данном гидроприводе возможен реверс потока рабочей жидкости, то в нем установлены два предохранительных клапана 2, один из которых «следит» за давлением в гидролинии А, а другой – за давлением в гидролинии Б. Для компенсации возможной нехватки жидкости в гидроприводе используется система подпитки, состоящая из дополнительного насоса 6, переливного клапана 5, гидробака 7 и двух обратных клапанов 3. Всегда осуществляется подпитка той гидролинии, которая в данный момент является всасывающей. При этом во всасывающей гидролинии создается избыточное давление примерно 0,1...0,3 МПа (ограничено настройкой переливного клапана 5), что исключает вероятность возникновения кавитации на входе в насос 1.

Получим закон изменения частоты вращения  $n_2$  вала гидромотора 4 от рабочих объемов регулируемых гидромашин. На практике при анализе работы гидроприводов, содержащих регулируемые гидромашин, используется параметр регулирования рабочего объема  $e$ , который равен отношению действительного рабочего объема гидромашин к максимальному его значению. В нашем случае этот параметр для регулируемого насоса 1 и регулируемого гидромотора 4 соответственно имеет следующий вид:

$$e_n = \frac{V_n}{V_{n \max}} \quad \text{и} \quad e_2 = \frac{V_2}{V_{2 \max}}.$$

Значения  $e_n$  и  $e_2$  могут изменяться от нуля до единицы.

Пренебрегая потерями в гидромашинах, расход жидкости  $Q_n$ , поступающей от насоса в напорную гидролинию, и расход  $Q_2$  жидкости, потребляемой гидромотором, определяют по формулам:

$$Q_n = V_n n_n = e_n V_{n \max} n_n; \quad Q_2 = V_2 n_2 = e_2 V_{2 \max} n_2, \quad (3.6)$$

где  $n_n$  – частота вращения вала насоса.

Принимая во внимание то, что при закрытых клапанах 2

$$Q_n = Q_2, \quad (3.7)$$

из уравнения (3.7) с учетом выражений (3.6) получаем

$$n_2 = \frac{e_n}{e_2} \cdot \frac{V_{n \max}}{V_{2 \max}} n_n. \quad (3.8)$$

Из формулы (3.8) видно, что в рассматриваемом гидроприводе частота вращения вала гидромотора является функцией двух независимых параметров регулирования:  $e_n$  и  $e_2$ . Наибольшая эффективность изменения частоты вращения вала гидромотора  $n_2$  от нуля до максимальной будет достигнута при использовании двухэтапной последовательности регулирования:

первый этап –  $e_n$  изменяется от нуля до 1 ( $e_2 = 1$ )

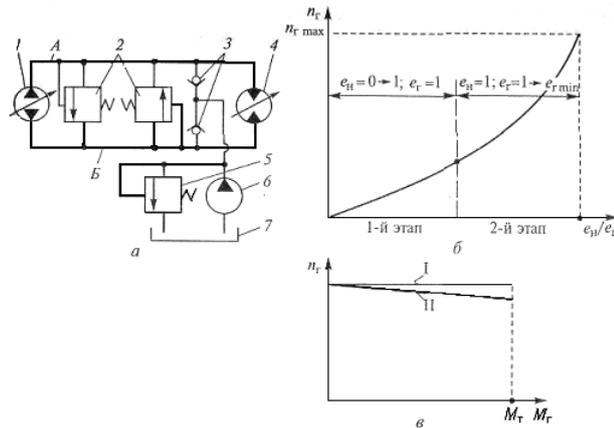
второй этап –  $e_2$  изменяется от 1 до некоторого  $e_{2 \min}$  ( $e_n = 1$ ).

Значение  $e_{2 \min}$  определяется при заданном моменте сопротивления на валу гидромотора  $M_2$  и допустимом перепаде давления  $\Delta p_{\min}$  из формулы

$$M_z = \frac{1}{2\pi} \cdot V_{zmax} \cdot e_{zmin} \cdot \Delta p_{max} \cdot \eta_{zm}, \quad (3.9)$$

где  $\eta_{zm}$  – механический коэффициент полезного действия гидромотора.

На рисунке 3.6б, в приведены соответственно регулировочная и нагрузочная характеристики гидропривода с объемным регулированием частоты вращения. При сделанных допущениях гидропривод имеет абсолютно «жесткую» нагрузочную характеристику (прямая I на рисунке 3.6в). Если же учесть потери в гидромашинах, то нагрузочная характеристика будет иметь наклон (прямая II на рисунке 3.6в), обусловленный объемными утечками в гидромашинах. Значение тормозного момента  $M_T$  определяется настройкой предохранительных клапанов 2.



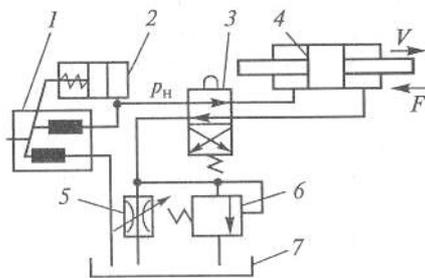
1 – насос; 2 – предохранительные клапаны;  
3 – обратные клапаны; 4 – гидромотор; 5 – переливной клапан;  
6 – дополнительный насос; 7 – гидробак

Рисунок 3.6 – Схема гидропривода с объемным (машинным) регулированием (а), регулировочная (б) и нагрузочная (в) характеристики

### 3.7 Гидропривод с объемно-дрессельным регулированием

Объемно-дрессельный (или машинно-дрессельный) способ регулирования скорости выходного звена заключается в том, что в таком гидроприводе вместо нерегулируемого насоса используется регулируемый насос с регулятором подачи. В этом случае давление поддерживается постоянным за счет уменьшения рабочего объема насоса, т.е. за счет уменьшения его подачи. Поэтому КПД гидропривода с объемно-дрессельным регулированием выше, чем гидропривода с дрессельным регулированием. Но регулируемые гидромашины существенно дороже нерегулируемых.

В качестве примера на рисунке 3.7 приведена принципиальная схема гидропривода с объемно-дрессельным регулированием скорости поршня гидроцилиндра 4 при помощи дресселя 5, включенного на выходе гидроцилиндра, и переливного клапана 6. В схему также входят распределитель 3 и бак 7.



1 – насос; 2 – регулятор подачи;  
3 – распределитель; 4 – гидроцилиндр;  
5 – дрессель; 6 – переливной клапан;  
7 – бак

Рисунок 3.7 – Схема гидропривода с объемно-дрессельным регулированием

В данном гидроприводе используется насосная установка, включающая регулируемый аксиально-поршневой насос 1 с регулятором подачи 2. Она обеспечивает на выходе насоса постоянное давление  $p_n$ . Закон регулирования скорости движения поршня гидроцилиндра 4 в рассматриваемом гидроприводе описывается уравнением, совпадающим с уравнением (3.5). Регулировочная и нагрузочная характеристики аналогичны приведенным на рисунке 3.5б, в.

### 3.8 Способы стабилизации скорости в гидроприводах с дроссельным регулированием

Недостатком всех рассмотренных гидроприводов с дроссельным регулированием является зависимость скорости выходного звена от нагрузки на нем. В таких случаях говорят о том, что гидропривод имеет «нежесткую» нагрузочную характеристику. Повысить «жесткость» нагрузочной характеристики (уменьшить зависимость скорости выходного звена от нагрузки) можно за счет использования так называемых систем стабилизации скорости.

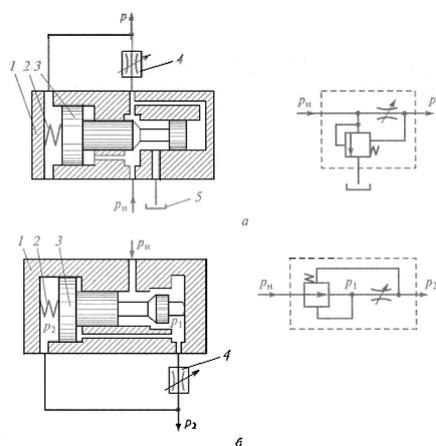
Принцип действия систем стабилизации заключается в обеспечении независимости перепада давления  $\Delta p_{др}$  на регулируемом дросселе от нагрузки на выходном звене гидропривода. Это достигается при помощи дроссельных регуляторов расхода, конструктивные и принципиальные схемы которых приведены на рисунке 3.8. Используют два варианта дроссельных регуляторов: на основе переливного клапана (см. рисунке 3.8а) и на основе редукционного клапана (см. рисунок 3.8б). В обоих случаях постоянный перепад давления  $\Delta p_{др}$  на регулируемом гидродросселе 4 обеспечивается соответствующим клапаном.

В дроссельном регуляторе расхода, изображенном на рисунке 3.8а, постоянный перепад давления на гидродросселе 4 обеспечивается за счет постоянного слива части потока рабочей жидкости в бак 5 через переливной клапан, состоящий из корпуса 7, запорно-регулирующего элемента 3 и пружины 2.

В дроссельном регуляторе, изображенном на рисунке 3.8б, постоянный перепад давления на гидродросселе 4 обеспечивается за счет автоматического изменения гидравлического сопротивления редукционного клапана, который состоит из корпуса 7, запорно-регулирующего элемента 3 и пружины 2.

Итак, в рассмотренных устройствах обеспечивается постоянное значение перепада давления на регулируемом гидродросселе 4, а значит, при неизменной площади его проходного сечения поддерживается постоянство расхода проходящей через него рабочей жидкости. Это свойство дроссельных регуляторов расхода используется в гидроприводах с дроссельным регулированием для обеспечения в них «жесткой» механической характеристики.

Таким образом, ценой незначительного усложнения гидропривода с дроссельным регулированием удастся получить его нагрузочную характеристику, по жесткости не уступающую аналогичной характеристике гидропривода с объемным регулированием. При этом стоимость такого гидропривода с дроссельным регулированием, в котором используются дешевые нерегулируемые гидромашин, будет существенно ниже стоимости гидропривода с объемным регулированием. В то же время следует учитывать, что гидропривод с дроссельным регулированием существенно проигрывает гидроприводу с объемным регулированием по КПД, поэтому объемный способ регулирования может быть рекомендован для использования в гидроприводах большой мощности. При этом условии можно ожидать, что затраты на создание гидропривода окупятся в процессе его эксплуатации.



1 – корпус; 2 – пружина;  
3 – запорно-регулирующий элемент;  
4 – гидродроссель; 5 – бак

Рисунок 3.8 – Дроссельные регуляторы расхода на основе переливного (а) и редукционного (б) клапанов и их условные обозначения

### 3.9 Системы синхронизации движения выходных звеньев нескольких гидродвигателей

В процессе работы гидроприводов различных машин возникает необходимость в одновременном действии нескольких исполнительных гидродвигателей, к которым рабочая жидкость подается от одного насоса. В общем случае выходные звенья гидродвигателей не будут перемещаться синхронно: звено гидродвигателя, для перемещения которого требуется меньший перепад давления, перемещается быстрее, чем звено гидродвигателя, для перемещения которого требуется больший перепад давления. Возможен также случай, когда выходное звено одного из гидродвигателей совсем не будет перемещаться. Системы, устраняющие этот недостаток, называются *системами синхронизации*. В гидроприводах используются дроссельные и объемные способы синхронизации движения.

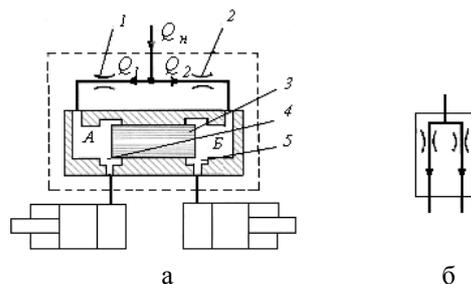
При *дроссельном способе синхронизации* используют дроссельные делители потока. На рисунке 3.7а приведена схема дроссельного делителя потока. Рабочая жидкость от насоса подводится к делителю и через балансные гидродроссели 1 и 2, имеющие одинаковые сопротивления, попадает в торцевые полости А и Б плунжера 3. Из них через регулируемые гидродроссели 4 и 5, которые представляют собой щели между корпусом делителя и плунжером 3, жидкость поступает в трубопроводы и далее в рабочие полости гидроцилиндров.

При равных давлениях в рабочих полостях гидроцилиндров давления в полостях А и Б также одинаковы, плунжер 3 находится в нейтральном положении, при котором регулируемые дроссели 4 и 5 имеют одинаковые сопротивления.

наковое сопротивление. Деление потока обеспечивается при помощи балансных гидродросселей 1 и 2 в соотношении  $Q_1/Q_2 = S_1/S_2$ , где  $S_1, S_2$  – площади проходных сечений балансных гидродросселей соответственно 1 и 2. При  $S_1 = S_2$  расходы равны:  $Q_1 = Q_2$ .

В случае неравенства давлений в рабочих полостях гидроцилиндров возникает перепад давления в полостях А и Б, т.е. на торцевых поверхностях плунжера 3. В результате плунжер 3 смещается из среднего положения, изменяя проходные сечения регулируемых гидродросселей 4 и 5. При этом уменьшается проходное сечение гидродросселя, через

которое жидкость поступает в гидроцилиндр с меньшим давлением, и увеличивается проходное сечение другого гидродросселя. Плунжер 3 остановится только тогда, когда в его торцевых полостях А и Б давления станут одинаковыми, а значит, станут одинаковыми и перепады давлений на балансных гидродросселях 1 и 2. В результате соотношение между расходами  $Q_1$  и  $Q_2$  останется тем же, что и было при равенстве давлений в рабочих полостях гидроцилиндров.



1, 2 – балансные гидродроссели; 3 – плунжер;  
4, 5 – регулируемые гидродроссели

Рисунок 3.9 – Схема дроссельного делителя потока (а) и его условное обозначение (б)

Серийно изготавливаемые делители потока типа Г75-6 обеспечивают ошибку деления не более 3%. При помощи нескольких делителей этого типа можно разделить поток на любое число равных частей. Условное обозначение дроссельного делителя потока приведено на рисунке 3.9б.

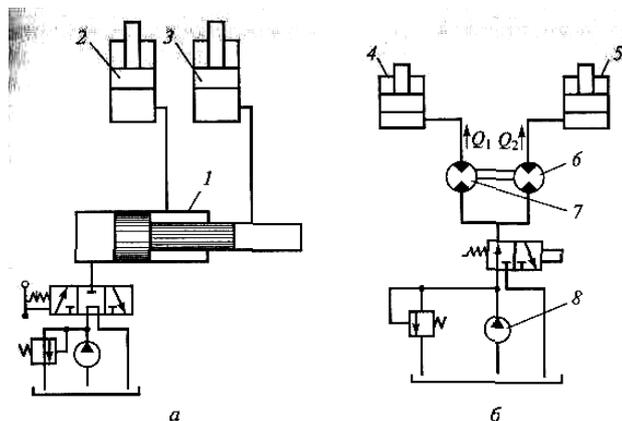
*Объемный способ синхронизации* базируется на принципе объемного дозирования расхода жидкости, подводимой к гидродвигателям. Одна из схем, в которых реализуется данный способ, приведена на рисунке 3.10а. В этой схеме синхронизация достигается за счет специального цилиндра-дозатора 1, который обеспечивает одинаковые (или пропорциональные) скорости движения поршней 2 и 3.

Кроме того, синхронизация может быть обеспечена при последовательном соединении гидродвигателей. Роль *дозаторов* в этом случае выполняют сами гидродвигатели.

В качестве дозаторов могут использоваться и роторные гидромашины, имеющие высокие объемные КПД. На рисунке 3.10б приведена принципиальная схема гидропривода, в котором синхронное движение поршней двух гидроцилиндров 4 и 5 обеспечивается при помощи двух роторных гидромашин 6 и 7, валы которых жестко соединены между собой. Если пренебречь объемными потерями в гидромашине 6 и 7, то расходы рабочей жидкости  $Q_1$  и  $Q_2$  между цилиндрами 4 и 5 распределяются следующим образом:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{V_{r1} \cdot n}{V_{r2} \cdot n} = \frac{V_{r1}}{V_{r2}} = const,$$

где  $n$  – частота совместного вращения валов гидромашин 6 и 7;  
 $V_{r1}$  и  $V_{r2}$  – рабочие объемы гидромашин 6 и 7 соответственно.



1 – цилиндр-дозатор; 2, 3 – поршни; 4, 5 – гидроцилиндры;  
6, 7 – роторные гидромашины; 8 – насос  
а – с объемным цилиндром-дозатором; б – с двумя роторными гидромашинами

Рисунок 3.10 – Схемы, реализующие объемный способ синхронизации движения

Если рабочие объемы равны, то  $Q_1 = Q_2 = Q_n/2$ , где  $Q_n$  – подача насоса 8.

Объемные способы синхронизации более экономичны, чем дроссельные, так как гидравлическое сопротивление дроссельных делителей потока достаточно велико. Системы синхронизации, построенные на принципе дозирования, целесообразно использовать в гидроприводах большой мощности.



# 4 СЛЕДЯЩИЕ ГИДРОПРИВОДЫ

(гидроусилители мощности)

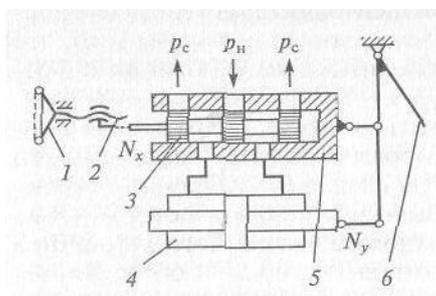
## 4.1 Принцип действия и области применения

Следящим называется регулируемый гидропривод, в котором перемещение его выходного звена находится в строгом соответствии с величиной управляющего воздействия.

В большинстве случаев использования следящего гидропривода к функциям слежения добавляются также функции усиления управляющего сигнала по мощности, поэтому следящий гидропривод часто называют *гидроусилителем мощности*. Следящий гидропривод применяют в тех случаях, когда непосредственное ручное управление той или иной машиной является непосильным для человека (на самолетах, кораблях, тяжелых автомобилях и тракторах, строительно-дорожных и других машинах, а также в системах гидроавтоматики металлорежущих станков, прессового оборудования и т.п.).

Следящий гидропривод относится к автоматическим устройствам, которые в соответствии с теорией автоматического управления называются системами с отрицательной обратной связью. В таких системах происходит непрерывное сравнение входного сигнала управления и перемещения выходного звена. Образующийся при этом сигнал рассогласования (разность) в процессе работы постепенно уменьшается. Когда эта разность становится равной нулю, перемещение выходного звена прекращается. При этом считается, что следящий привод выполнил свою функцию: его выходное звено переместилось в соответствии со значением управляющего сигнала. Рассмотрим, как этот принцип управления реализуется в некоторых следящих гидроприводах.

На рисунке 4.1 приведена принципиальная схема следящего гидропривода поступательного движения, использующегося в качестве гидроусилителя руля колесной транспортной машины. При повороте рулевого колеса 1, например, по часовой стрелке, посредством винтовой передачи 2 золотник 3 дросселирующего гидрораспределителя сместится влево и соединит правую полость гидроцилиндра 4 с напорной гидролинией ( $p_n$ ), а левую – со сливной гидролинией ( $p_c$ ). Под действием давления  $p_n$  поршень гидроцилиндра 4 начнет перемещаться влево, поворачивая жестко связанную с ним рулевую тягу 6 и вместе с ней управляемое колесо машины. Поворот колеса будет происходить до тех пор, пока корпус распределителя 5, перемещающийся вместе с рулевой тягой 6, не сместится на расстояние, равное смещению золотника 3, и вновь не перекроет каналы распределителя. Итак, в данном случае сравнение сигнала управления (поворот рулевого колеса) и угла поворота управляемых колес машины происходит в дросселирующем гидрораспределителе. Результатом этого является некоторое открытие проходного сечения в нем, а следовательно, подвод давления  $p_n$  в полость гидроцилиндра. Как только площадь проходного сечения становится равной нулю, поршень гидроцилиндра останавливается. Это значит, что следящий гидропривод отработал поступивший на него сигнал управления.



1 – рулевое колесо; 2 – винтовая передача;  
3 – золотник; 4 – гидроцилиндр;  
5 – корпус распределителя; 6 – рулевая тяга  
Рисунок 4.1 – Следящий гидропривод рулевого управления колесной транспортной машины

Чтобы вернуть управляемые колеса машины в первоначальное положение, необходимо повернуть рулевое колесо 1 на такой же угол против часовой стрелки, в результате чего золотник 3, поршень гидроцилиндра 4, рулевая тяга 6 и, следовательно, корпус распределителя 5 возвратятся в исходное положение.

На рисунке 4.2 представлена принципиальная схема следящего гидропривода фрезерного гидрокопировального станка, предназначенного для воспроизведения на заготовке профиля шаблона.

На стойке 2, жестко связанной со станиной 13, установлен гидроцилиндр 1, шток которого перемещает вертикальную каретку 3. На столе 10 станка, который перемещается в процессе обработки в горизонтальном направлении с постоянной скоростью подачи  $V_{под}$ , закреплены заготовки 11 и шаблон 9. По шаблону сколь-

зит щуп копира 8, который жестко связан с золотником гидрораспределителя 5. Щуп прижимается к шаблону с помощью пружины 4. Питание привода осуществляется от насоса 6, снабженного переливным клапаном 7 для обеспечения постоянства давления питания.

При движении стола 10 копир 8, преодолевая сопротивление пружины 4, перемещает золотник гидрораспределителя 5, который, в свою очередь, перемещает поршень гидроцилиндра 1 вместе с фрезой 12 и гильзой распределителя 5. Исполнительные гидролинии привода соединяют рабочие полости гидроцилиндра и гидрораспределителя таким образом, что фреза 12 следит за положением копира 8, то есть осуществляется единичная отрицательная обратная связь между положением фрезы и копира.

#### 4.2 Следящие гидроприводы с дополнительными каскадами усиления

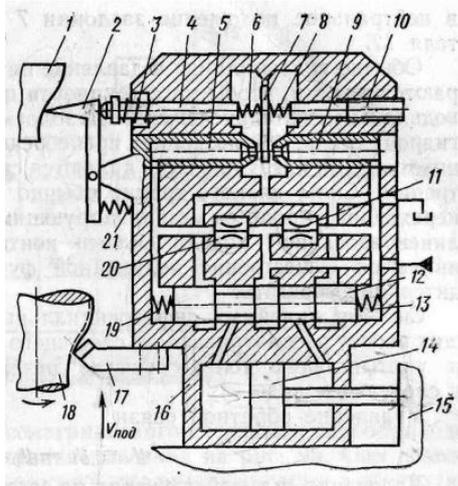


Рисунок 4.3 – Схема следящего гидропривода токарно-копировального станка

Рассмотренные выше следящие гидроприводы можно отнести к простейшим гидроусилителям с механической обратной связью. Несмотря на простоту, они имеют недостатки: значительные усилия взаимодействия, что приводит к деформации копира и уменьшению точности слежения; невысокое быстродействие из-за невысокой добротности по скорости, что значительно снижает скорость управления и приводит к искажению конфигурации деталей, особенно в местах сопряжения поверхностей разной формы.

Увеличению точности работы и скорости подачи способствуют следящие гидроприводы, имеющие дополнительные каскады усиления. Это приводит к значительному увеличению добротности по скорости и снижению усилия взаимодействия. Благодаря уменьшению усилия появляется возможность уменьшить площади контакта щупа и копира, т. е. конец щупа сделать острым. По этой же причине в качестве копира можно использовать первую изготовленную деталь без последующей термической обработки для увеличения твердости ее поверхности и увеличить срок службы щупа.

На рисунке 4.3 приведена схема следящего гидропривода токарно-копировального станка, в котором сигнал, снимаемый со щупа 2, предварительно усиливается с помощью гидроусилителя типа «сопло-заслонка» без обратной связи. Последний включает заслонку 7, сопла 5

и 9, постоянные дроссели 11 и 20, золотник распределителя 12 и центрирующие пружины 19 и 13. Щуп 2, двигаясь вдоль копира 1 через толкатель 4, прижимается возвратной пружиной 3 к щупу, и пружина 6 обратной связи смещают заслонку 7. Пружина 8 и регулировочный винт 10 служат для настройки нуля гидропривода. Шток гидроцилиндра 14 жестко связан с суппортом 15 продольной подачи. Резец 17, обрабатывающий заготовку 18, жестко закреплен на головке суппорта 16 поперечной подачи, которая является одновременно и корпусом следящего привода. Щуп 2 прижимается к толкателю 4 с помощью пружины 21. Источник питания на схеме не показан.

При движении суппорта продольной подачи 15 в сторону, указанную стрелкой  $V_{под}$ , щуп 2, двигаясь по поверхности копира 1 в соответствии с рисунком 4.3, будет перемещаться вправо, передвигая вправо толкатель 4, который через пружину 6 обратной связи сместит заслонку 7 также вправо. В результате смещения заслонки золотник распределителя 12 сместится влево на величину, пропорциональную смещению заслонки, что приведет в движение цилиндр вместе с суппортом поперечной подачи 16 и резцом 17 в правую сторону. В результате перемещения суппорта поперечной подачи 16 начнет перемещаться влево относительно него под действием пружины 3 толкатель 4, ослабляя натяг пружины 6 обратной связи. Под действием пружины 8 заслонка начнет смещаться влево до тех пор, пока суппорт 16 не остановится в результате установки в нейтральное положение заслонки 7 и золотника распределителя 12.

#### 4.3 Электрогидравлические следящие приводы с электрическими обратными связями

Электрогидравлические следящие приводы служат для обеспечения пропорциональной связи между положением объекта управления и электрическим сигналом управления. Их принято условно делить на два вида: с электрическими обратными связями и с гидромеханическими обратными связями. Условность такого деления объясняется тем, что часто электрогидравлические следящие приводы имеют комбинированные обратные связи: электрические и гидромеханические.

Электрогидравлические следящие приводы обычно включают источник гидравлического питания, электрический усилитель-сумматор, электрогидравлический усилитель, гидродвигатель и датчики обратной

связи. Работа электрогидравлических следящих приводов, как правило, рассматривается с учетом объекта управления, так как он обычно во многом определяет характер изменения нагрузки и характеристики привода.

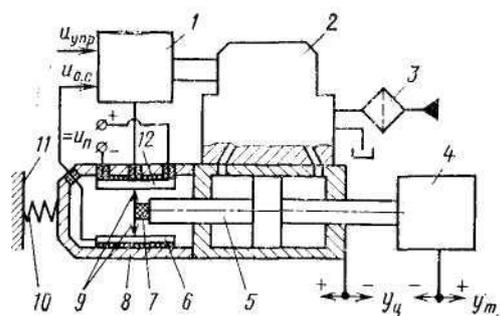


Рисунок 4.4 – Схема простейшего электрогидравлического следящего привода с электрической обратной связью по положению

В электрогидравлических следящих приводах наиболее широко применяются электрические обратные связи, которые позволяют довольно просто обеспечить требуемые статические и динамические характеристики, легко обеспечить требуемые коэффициенты усиления и характер изменения электрических сигналов управления и обратной связи.

Схема простейшего электрогидравлического следящего привода приведена на рисунке 4.4. Он состоит из электрического усилителя-сумматора 1, электрогидравлического усилителя 2, гидродвигателя 5 и датчика отрицательной обратной связи по положению, включающего потенциометр 12, токосъемник 6 и ламели 9. Обязательной принадлежностью конструкции электрогидравлического следящего привода является фильтр 3, который обычно монтируется или на корпусе электрогидроусилителя или на корпусе гидродвигателя. Гидроцилиндр 5 крепится к основанию 11 обычно с помощью переходного цилиндра 8, в котором размещаются датчики обратных связей. В данном случае датчиком обратной связи по положению служит потенциометр обратной связи 12, ламели которого крепятся через изолятор 7 к штоку гидроцилиндра 5. Цифрой 10 обозначена условная жесткость опоры.

Электрогидравлический следящий привод работает следующим образом. При появлении сигнала управления  $u_{упр}$  на обмотках преобразователя электрогидравлического усилителя 2 появляется ток, который приводит к смещению управляющего элемента выходного каскада гидрораспределителя и заставляет двигаться шток гидроцилиндра 5 вместе с объектом управления 4. В результате движения штока вместе с ним начинают двигаться и ламели 9 потенциометра 12, что приводит к появлению напряжения в цепи обратной связи  $u_{о.с.}$ . Это напряжение сравнивается в усилителе-сумматоре по величине и знаку с напряжением управления. Так как электрическая обратная связь по положению включена с отрицательным знаком, то с увеличением напряжения обратной связи будет уменьшаться сигнал рассогласования. Как только он станет равным нулю, элементы электрогидроусилителя 2 займут нейтральное положение и шток гидроцилиндра остановится в положении, пропорциональном сигналу управления.

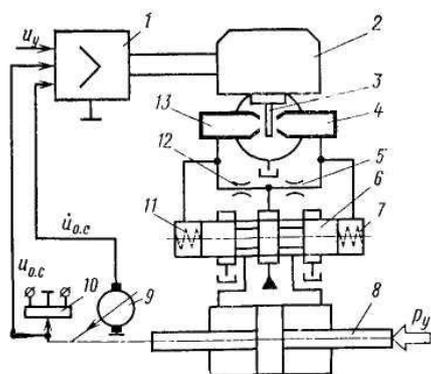


Рисунок 4.5 – Схема электрогидравлического следящего привода с электрическими обратными связями по положению и скорости

В тех случаях, когда основным видом нагрузки электрогидравлического следящего привода является постоянная составляющая, позиционная нагрузка или преобладающая нагрузка в виде сил скоростного или контактного трения, то скорость гидродвигателя за счет дроссельного эффекта в золотниковом гидрораспределителе под действием этих сил значительно падает. Это приводит к существенному уменьшению быстродействия следящего гидропривода, а иногда к появлению большой зоны нечувствительности. Кроме того, в рассмотренных следящих гидроприводах из-за нелинейного характера изменения расхода в исполнительных гидролиниях как функции перемещения золотника реального гидрораспределителя невозможно обеспечить строгую линейную связь между скоростью перемещения ведомого звена гидродвигателя и сигналом рассогласования в электрическом усилителе.

Указанные проблемы решаются применением электрогидравлических следящих приводов с дополнительной обратной связью по скорости гидродвигателя, которая может быть реализована как по электрическим, так и по гидромеханическим каналам.

Примером такого привода является электрогидравлический следящий привод с дополнительной электрической обратной связью по скорости (рисунком 4.5). Он состоит из электрического усилителя-сумматора 1; электромеханического преобразователя 2; гидрораспределителя типа «сопло–заслонка», включающего заслонку 3, сопла 4 и 13, постоянные дроссели 5 и 12; четырехщелевого золотникового дросселирующего гидрораспределителя 6, гидродвигателя 8, электрического датчика положения 10 и электрического датчика скорости 9. Обратная связь по положению и обратная связь по скорости заводятся на электрический усилитель с отрицательным знаком. Особенностью рассматриваемого привода является то, что золотник дросселирующего гидрораспределителя 6 по существу свободно перемещается в осевом направлении, так как жесткость пружин 7 и 11 незначительна. Эти пружины предна-

значены лишь для удержания золотника в нейтральном положении при отсутствии давления питания, чтобы при его включении не было произвольного перемещения ведомого звена гидродвигателя. Кроме того, указанные пружины исключают самопроизвольное движение ведомого звена гидродвигателя, имеющее место в таких гидроприводах из-за нестабильности сил контактного трения в золотнике и облитерации.

Более подробно с работой электрогидравлических следящих приводов можно ознакомиться в [3].

# 5 ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

## 5.1 Общие сведения о гидродинамических передачах

Ранее было отмечено, что гидропередача – это устройство для передачи механической энергии посредством потока жидкости. В состав гидропередачи входят насос, гидравлический двигатель и соединительные трубопроводы с рабочей жидкостью. Гидропередачи, использующие динамические гидромашины, называются *гидродинамическими*.

В гидродинамических передачах применяют лопастные насосы и в качестве гидравлического двигателя – лопастную турбину. Указанные машины предельно сближают и располагают соосно в общем корпусе, а так как они имеют общий корпус, то в дальнейшем насос будем называть насосным колесом, а турбину – турбинным колесом. В такой конструкции отсутствуют трубопроводы, поэтому жидкость из насосного колеса сразу попадает на турбинное колесо, а из турбинного – вновь на насосное колесо.

Гидродинамические передачи, применяемые в машиностроении, подразделяют на гидравлические муфты (гидромуфты) и гидравлические трансформаторы (гидротрансформаторы).

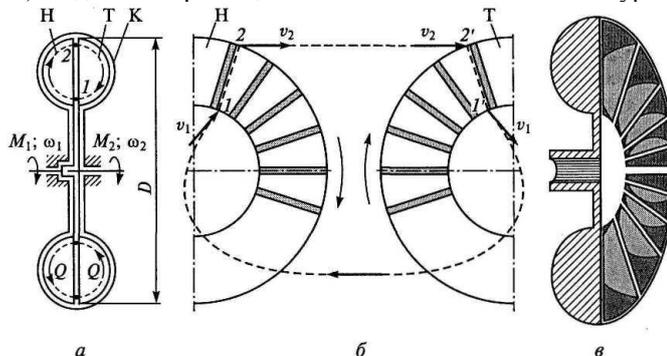
*Гидравлические муфты* – гидропередачи, состоящие из насосного и турбинного колес, служат для передачи энергии без изменения вращающего момента, т.е. вращающие моменты на входном и выходном валах гидромуфты практически одинаковы.

*Гидравлические трансформаторы* – гидропередачи, имеющие кроме насосного и турбинного колес хотя бы одно дополнительное колесо. Оно на большинстве режимов работы неподвижно, т.е. является неактивным (реактивным), поэтому его принято называть реактором. Включение в состав гидротрансформатора реактора позволяет ему изменять (трансформировать) передаваемый вращающий момент. Таким образом, вращающие моменты на входном и выходном валах гидротрансформатора на большинстве режимов работы различны.

На современных транспортных и самоходных машинах получили широкое применение *комплексные гидротрансформаторы*. Комплексным называют гидротрансформатор, который в широком диапазоне изменения своих передаточных отношений работает как гидротрансформатор, а при больших значениях передаточных отношений работает как гидромуфта. Это позволяет существенно повысить его коэффициент полезного действия.

## 5.2 Устройство и рабочий процесс гидромуфты

Основными элементами гидравлической муфты являются два соосно установленных лопастных колеса – насосное и турбинное, а также корпус, подшипники и другие детали. На рисунке 5.1 приведена схема одной из возможных конструкций гидромуфты. На осевом разрезе гидромуфты (см. рисунок 5.1а) показаны насосное колесо  $H$ , турбинное колесо  $T$  и корпус гидромуфты  $K$ . У большинства муфт лопастные колеса имеют однотипную конструкцию, представляющую собой половину торообразной полости с плоскими радиально расположенными лопатками (см. рисунок 5.1б). Насосное колесо  $H$  приводится во вращение двигателем с угловой скоростью  $\omega_1$ . Жидкость, находящаяся в межлопастном пространстве насосного колеса, раскручивается вместе с ним и центробежными силами отбрасывается от оси вращения к периферии колеса (от точки 1 к точке 2 на рисунке 5.1б). Участвуя во вращательном движении вместе с насосным колесом, частицы жидкости приобретают кинетическую энергию и скорость в направлении движения этого колеса. Далее в окрестностях точки 2 (см. рисунок 5.1а) жидкость перемещается с насосного колеса  $H$  на турбинное колесо  $T$ .



$H$  – насосное колесо;  $T$  – турбинное колесо;  $K$  – корпус  
а – осевой разрез; б – развертка лопастной системы;  
в – насосное колесо (в разрезе)

Рисунок 5.1 – Конструктивная схема гидромуфты

В межлопаточном пространстве турбинного колеса  $T$  частицы жидкости оказывают воздействие на его лопатки и заставляют вращаться с угловой скоростью  $\omega_2$ . Вращаясь вместе с турбинным колесом, частицы жидкости постепенно отдают ему кинетическую энергию, полученную в насосном колесе. При этом они перемещаются от

периферии колеса к его оси вращения (от точки 2 к точке 1 на рисунке 5.1а). В окрестностях точки 1 жидкость переходит с турбинного колеса  $T$  на насосное колесо  $H$ . Далее рабочий процесс повторяется, т.е. жидкость циркулирует в межлопаточном пространстве колес по замкнутому контуру с расходом  $Q$ .

Учитывая, что в описанном рабочем процессе частицы жидкости имеют сложную пространственную траекторию движения, для его пояснения на рисунке 5.1б приведена условная развертка колес гидромурфты. На этой развертке показана траектория движения одной частицы жидкости. Эта частица перемещается вдоль плоской лопатки насосного колеса от точки 1 к точке 2. В точке 2 она «срывается» с насосного колеса, имея абсолютную скорость  $v_2$ , и с такой же скоростью  $v_2$  «ударяет» в точке 2' по лопатке турбинного колеса. Далее частица жидкости перемещается вдоль лопатки турбинного колеса от точки 2' до точки 1' и в точке 1' уходит с турбинного колеса, имея абсолютную скорость  $v_1$ . В точке 1 эта частица попадает в межлопаточное пространство насосного колеса с такой же абсолютной скоростью  $v_1$ . Далее рабочий процесс повторяется.

В 5.1 было отмечено, что гидромурфта не изменяет передаваемого момента, т.е. вращающие моменты  $M_1$  на насосном и  $M_2$  на турбинном колесах у нее всегда одинаковы. Действительно, с учетом момента сопротивления  $M_c$  можно записать, что сумма моментов, приложенных к гидромурфте извне, должна равняться нулю:

$$M_1 - M_2 - M_c = 0.$$

Момент сопротивления  $M_c$  вызван трением в узлах гидромурфты. Наибольшее влияние на него оказывает трение вращающихся колес о воздух (в ряде конструкций вращающимся является также корпус). На большинстве эксплуатационных режимов момент  $M_c$  мал, и им можно пренебречь. Тогда

$$M_1 = M_2 = M, \quad (5.1)$$

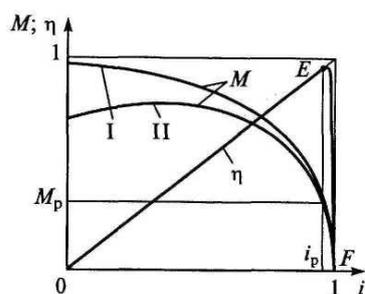


Рисунок 5.2 – Характеристика гидромурфты

что подтверждает равенство моментов на насосном и турбинном колесах.

Передаваемый гидромурфтой момент  $M$  изменяется в зависимости от соотношения угловых скоростей  $\omega_1$  насосного и  $\omega_2$  турбинного колес. На рисунке 5.2 приведены два варианта (I и II) зависимости передаваемого момента  $M$  от передаточного отношения гидромурфты

$$i = \omega_2 / \omega_1. \quad (5.2)$$

Из анализа графиков  $M=f(i)$  на рисунке 5.2 следует, что при малых значениях  $i$  передаваемые моменты значительны, причем зависимость  $M=f(i)$  может иметь максимум (см. линию II на рисунке 5.2) или не иметь его (линия I). При больших передаточных отношениях  $i$  передаваемый момент  $M$  уменьшается, а при значениях  $i \rightarrow 1$  резко падает до нуля.

Приведенная зависимость  $M=f(i)$  при  $\omega_1 = \text{const}$  называется *характеристикой гидромурфты*. Характеристика гидромурфты, кроме  $M=f(i)$ , включает в себя также зависимость ее КПД от передаточного отношения, т.е.  $\eta=f(i)$ . КПД найдем из отношения выходной мощности  $N_2$  на турбинном колесе к входной  $N_1$  на насосном колесе. С учетом зависимостей (5.1) и (5.2) получим

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{M \omega_2}{M \omega_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = i. \quad (5.3)$$

Таким образом, пренебрегая моментом сопротивления  $M_c$ , можно считать, что КПД гидромурфты равен ее передаточному отношению. Зависимость  $\eta=f(i)$  показана на рисунке 5.2.

Формула (5.3) получена при допущении, что момент сопротивления  $M_c$  мал, и поэтому им можно пренебречь. Такое допущение справедливо для широкого диапазона изменения передаточного отношения  $i$  (участок  $OE$  зависимости  $\eta=f(i)$  на рисунке 5.2). Но при  $i \rightarrow 1$  оно неприемлемо, так как в области больших значений передаточных отношений  $i$  резко падает передаваемый момент (см. рисунок 5.2), и при  $i = i_p$  он оказывается соизмеримым с моментом сопротивления  $M_c$ . В этом случае зависимость (5.3) становится неверна, а КПД гидромурфты из-за момента сопротивления  $M_c$  резко падает – участок  $EF$  на графике  $\eta=f(i)$  (см. рисунок 5.2).

Режим максимального КПД гидромурфты (95...98 % – точка  $E$  на рисунке 5.2) принято считать *расчетным*. Момент сопротивления  $M_p$  и передаточное отношение  $i_p$ , соответствующие этому режиму, также будем считать расчетными.

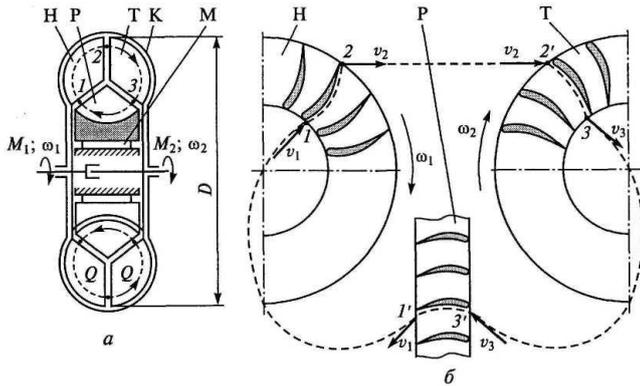
Кроме рассмотренных ранее параметров, при анализе работы гидродинамических передач применяется также безразмерный кинематический параметр, который получил название *скольжение*. Он определяется отношением разности угловых скоростей насосного и турбинного колес к скорости первого из них:

$$s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - i.$$

Этот параметр широко используется при анализе работы гидромуфт, эксплуатируемых на режимах со значительной разностью частот вращения насосного и турбинного колес.

### 5.3 Устройство и рабочий процесс гидротрансформатора

Основными элементами гидравлического трансформатора являются три соосно установленных лопастных колеса – насосное, турбинное и реактивное (реактор), а также корпус, подшипники и другие вспомогательные детали. На осевом разрезе гидротрансформатора (рисунок 5.3а) показаны насосное колесо *H*, турбинное колесо *T*, реактивное колесо (реактор) *P* и корпус гидротрансформатора *K*, а также муфта свободного хода *M*, назначение которой будет рассмотрено позднее. Основным конструктивным отличием колес гидромуфты является сложный криволинейный профиль их лопаток (рисунок 5.3б).



*H* – насосное колесо; *T* – турбинное колесо;  
*P* – реактивное колесо (реактор); *K* – корпус;  
*M* – муфта свободного хода

*a* – осевой разрез; *б* – развертка лопастной системы

Рисунок 5.3 – Конструктивная схема гидротрансформатора

Насосное колесо *H* приводится во вращение вращающим моментом  $M_1$  двигателя. Жидкость, находящаяся в межлопаточном пространстве насоса, раскручивается с угловой скоростью  $\omega_1$  и отбрасывается от оси вращения к периферии колеса – от точки *1* к точке *2* (см. рисунок 5.3б). При этом каждая частица жидкости приобретает кинетическую энергию и скорость в направлении вращения колеса. В окрестностях точки *2* поток жидкости перемещается с насосного колеса на турбинное колесо *T* (см. рисунок 5.3а). В межлопаточном пространстве турбинного колеса жидкость воздействует на лопатки турбинного колеса и приводит его во вращение с угловой скоростью  $\omega_2$ . При этом частицы жидкости постепенно теряют кинетическую энергию, полученную в насосном колесе, и движутся от периферии к оси вращения (от точки *2* к точке *3*). В окрестностях точки *3* поток жидкости перемещается с турбинного колеса *T* на реактор *P* (см. рисунок 5.3а).

Затем поток жидкости проходит через межлопаточное пространство неподвижного реактора от точки *3* к точке *1* и в окрестностях точки *1* перемещается на насосное колесо. Далее рабочий процесс повторяется, т.е. жидкость циркулирует в межлопаточном пространстве колес по замкнутому контуру с расходом  $Q$ .

Реактор *P* служит для изменения вращающего момента на гидротрансформаторе, т.е. для получения на выходном валу вращающего

момента  $M_2$ , отличного от входного момента  $M_1$ . Для более подробного рассмотрения рабочего процесса в гидротрансформаторе на рисунке 5.3б приведена условная развертка его колес. На этой развертке показана траектория движения частицы жидкости через его рабочие колеса. Эта частица перемещается вдоль криволинейной лопатки насосного колеса от точки *1* к точке *2*. В точке *2* она «срывается» с насосного колеса и «ударяет» в точке *2'* по лопатке турбинного колеса. Затем частица жидкости перемещается вдоль криволинейной лопатки турбинного колеса от точки *2'* к точке *3*, потом уходит с турбинного колеса в реактор и перемещается вдоль лопатки реактора от точки *3'* до точки *1'*. В точке *1'* частица уходит с реактора и попадает в точке *1* на лопатку насосного колеса. Далее рабочий процесс повторяется.

Изменение вращающего момента с  $M_1$  на насосном колесе до  $M_2$  на турбинном колесе происходит за счет дополнительной закрутки потока лопатками реактора, т.е. за счет изменения вектора скорости от  $v_3$  до  $v_1$  (см. рисунок 5.3б).

Необходимо отметить, что у каждого гидротрансформатора существует частный режим работы, когда векторы  $v_1$  и  $v_3$  одинаковы. На этом частном режиме обеспечивается равенство моментов  $M_1 = M_2$ . При отклонении от него указанное равенство нарушается, причем оно может нарушаться как в одну сторону ( $M_1 > M_2$ ), так и в другую ( $M_1 < M_2$ ).

Для проведения анализа характеристик гидротрансформатора рассмотрим его работу на установившемся режиме. На этом режиме сумма моментов, приложенных к гидротрансформатору извне, должна равняться нулю:

$$M_1 - M_2 \pm M_3 - M_c = 0,$$

где  $M_1$  и  $M_2$  – вращающие моменты на валах соответственно насосного и турбинного колес;

$M_3$  – вращающий момент, воспринимаемый корпусом;

$M_c$  – момент сопротивления, вызванный трением в подшипниках и уплотнениях.

На большинстве эксплуатационных режимов момент сопротивления  $M_c$  мал по сравнению с активными моментами и им пренебрегают.

Тогда

$$M_1 - M_2 \pm M_3 = 0, \quad (5.4)$$

т.е. момент на валу турбинного колеса  $M_2$  может быть больше или меньше момента на валу насосного колеса  $M_1$  на величину реактивного момента  $M_3$ .

Зависимость (5.4) представлена в виде графика (рисунок 5.4а) при постоянной угловой скорости насосного колеса  $\omega_1$ , постоянном вращающем моменте  $M_1$  и переменном передаточном отношении  $i = \omega_2/\omega_1$ . Отметим, что при малых значениях  $i$  в любой произвольно выбранной точке  $A_1$  момент  $M_2$  определяется суммой моментов  $M_1$  и  $M_3$ . При  $i = i^*$  момент  $M_3$  на реакторе принимает нулевое значение и  $M_1 = M_2$ . Возможность работы гидротрансформатора без изменения вращающего момента была отмечена ранее при рассмотрении его рабочего процесса. Так происходит, когда  $v_3 = v_1$  (см. рисунок 5.3б). Этот частный режим работы гидротрансформатора принято называть *режимом гидромукфты*.

При  $i > i^*$  в любой произвольно выбранной точке  $A_2$  момент  $M_2$  определяется разностью  $M_1$  и  $M_3$  (см. рисунок 5.4а).

При сравнительном анализе свойств различных гидротрансформаторов широко используются безразмерные параметры. В частности, для анализа изменения моментов вводят коэффициент трансформации

$$k = M_2/M_1. \quad (5.5)$$

Графическая зависимость  $k = f(i)$  приведена на рисунке 5.4б. Она практически идентична кривой  $M_2 = f(i)$  на рисунке 5.4а, так как последняя была построена для  $M_1 = \text{const}$ . Максимальные значения коэффициента трансформации  $k_{\text{max}}$  могут колебаться от 2 до 8 в зависимости от назначения и конструкции гидротрансформатора.

Важной характеристикой эффективности работы гидротрансформатора является его КПД.

Математическую формулу для его оценки получим из отношения

мощностей  $N_2$  на турбинном и  $N_1$  на насосном колесах.

С учетом (5.2) и (5.5) имеем

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = ki, \quad (5.6)$$

т.е. КПД гидротрансформатора равен произведению коэффициента трансформации  $k$  и передаточного отношения  $i$ .

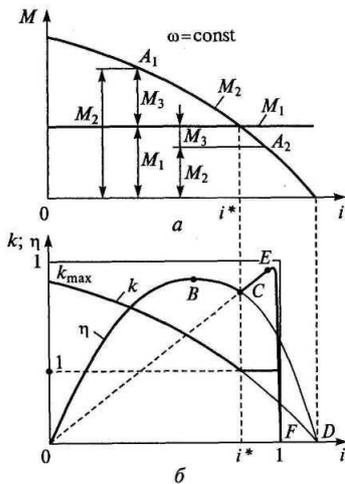
Графическая зависимость  $\eta = f(i)$  показана на рисунке 5.4б. Она представляет собой кривую с максимумом в точке  $B$  и нулевыми значениями в точках  $0$  и  $D$ . В точке  $0$  КПД принимает нулевое значение, так как в этой точке  $i = 0$ . Тогда в соответствии с (5.6)  $\eta = 0$ . В точке  $D$  КПД принимает нулевое значение, так как в этой точке  $k = 0$ , и, следовательно,  $\eta = 0$ .

Следует отметить, что график, приведенный на рисунке 5.4б, принято называть *характеристикой гидротрансформатора*.

Применение гидротрансформаторов ограничивается недостаточно высокими КПД. Их максимальные значения составляют от 0,80 до 0,93 (точка  $B$  на рисунке 5.4б), но существенно падают при отклонении от этого режима. Особенно неприемлемо это падение в области высоких значений передаточного отношения, т.е. при  $i \rightarrow 1$  (окрестности точки  $D$  на рисунке 5.4б).

КПД гидротрансформатора при  $i \rightarrow 1$  можно существенно повысить, начиная с режима гидромукфты, т.е. с  $i = i^*$ . До этого режима (при  $i < i^*$ ) вращающий момент на реакторе  $M_3$  имеет положительное значение (см. рисунок 5.4д), а после него (при  $i > i^*$ ) принимает отрицательные значения. Следовательно, при  $i = i^*$  вращающий момент на реакторе меняет знак, т.е. направление действия.

Это обстоятельство используют следующим образом. В конструкцию гидротрансформатора включают муфту свободного хода  $M$  (см. рисунок 5.3а). При положительном значении вращающего момента на реакторе она обеспечивает неподвижность реактивного колеса (стопорит). При изменении направления момента на реакторе (этот момент действует и на обгонную муфту  $M$ ) она освобождает реактор, который начинает



а – изменение моментов;  
б – безразмерные параметры  
Рисунок 5.4 – Характеристики гидротрансформатора

свободно вращаться вместе с потоком жидкости. Тогда гидротрансформатор становится гидромуфтой, так как в этом случае у него отсутствует неподвижное реактивное колесо. Такое устройство, совмещающее функции гидротрансформатора и гидромуфты, называется *комплексным гидротрансформатором*.

Характеристика комплексного гидротрансформатора при  $0 < i < i^*$  совпадает с характеристикой обычного гидротрансформатора, т.е. графической зависимостью КПД является линия *ОBC* (см. рисунок 5.4б). При  $i > i^*$  характеристика комплексного трансформатора совпадает с характеристикой гидромуфты, т.е. зависимостью КПД является линия *CEF*. Таким образом, КПД комплексного гидротрансформатора изменяется по линии *ОBCEF* (см. рисунок 5.4б) и имеет существенно более высокие значения в области больших передаточных отношений по сравнению с обычным гидротрансформатором.

Коэффициент трансформации  $k$  комплексного трансформатора с переходом его на режим гидромуфты становится равным единице.

Для повышения КПД используют также блокировку гидротрансформатора. С этой целью в его конструкцию включают дополнительное устройство с принудительным включением, которое позволяет на определенном режиме соединить валы насосного и турбинного колес, т.е. объединить их в единый вал. В этом случае КПД гидротрансформатора становится равным 0,95...0,98.

Более подробно с работой и расчетом гидродинамических передач можно ознакомиться в [6].

# Литература

1. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Артемьева, Т.В. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: учеб. пос. для студ. высш. учеб. заведений / Т.В. Артемьева [и др.]; под ред. С.П. Стесина. – М.: Изд. центр «Академия», 2005. – 336 с.
3. Чупраков, Ю.Н. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю.Н. Чупраков. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
4. Попов, Д.Н., Механика гидро-и пневмоприводов: учеб. для вузов / Д.Н. Попов. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.
5. Лепешкин, А.В. Гидравлические и пневматические системы / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин; под ред. проф. Ю.А. Беленкова. – 2-е изд. стер. – М.: Изд. центр «Академия», 2005. – 336 с.
6. Стесин, С.П. Гидродинамические передачи / С.П. Стесин, Е.А. Яковенко. – М.: Машиностроение, 1973. – 382 с.
7. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников, А.А. Усов. – М.: Машиностроение, 1982. – 464 с.
8. Башта, Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
9. Росляков, А.И. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: в 2 ч. Ч.1: Основы гидравлики: курс лекций для студентов механических специальностей: 151001 – ТМ, 170104 – ВУАС, 190603 – АТ, 240706 – АПХП, 260601 – МАПП очной, очно-заочной и заочной форм обучения / А.И. Росляков. – Бийск: БТИ Алт ГТУ, 2007. – 96 с.