

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

Кафедра горных машин и комплексов

В. В. Кузнецов К. А. Ананьев

ГИДРАВЛИКА И ОСНОВЫ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДА

Учебное пособие

Рекомендовано учебно-методической комиссией
специальности 130400.65 «Горное дело»
в качестве электронного учебного пособия

Кемерово 2013

Рецензенты:

Маметьев Л. Е. - доктор технических наук, профессор кафедры горных машин и комплексов

Хорешок А. А. - доктор технических наук, председатель учебно-методической комиссии специальности 130400.65 «Горное дело», специализации 130409.65 «Горные машины и оборудование».

Кузнецов Владимир Всеволодович. Гидравлика и основы гидро- и пневмопривода [Электронный ресурс]: учебное пособие для студентов специальности 130400.65 «Горное дело» специализации 130409.65 «Горные машины и оборудование» / В. В. Кузнецов, К. А. Ананьев. – Электрон. дан. – Кемерово: КузГТУ, 2013. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM) ; зв. ; цв. ; 12 см. – Систем. требования : MS Windows XP/Vista/7; MS Office 2003; браузер (например, Internet Explorer, версия не ниже 7,0 или другие); мышь.

Содержит основные вопросы теоретической части курса «Гидравлика».

Приведены принцип действия и расчетные зависимости гидромашин и гидроаппаратов. Рассмотрены вопросы регулирования, стабилизации и синхронизации скорости движения гидродвигателей, герметизации гидравлических устройств и кондиционирования рабочей жидкости. Описаны гидравлические следящие приводы, включая гидродинамические (струйные) гидроусилители.

Рассмотрены вопросы теории конструкционные типы гидродинамического привода. Описана работа гидромуфты и гидротрансформатора с приводными двигателями.

Приведены общие сведения о применении газов в технике, особенности пневмопривода и закономерности течения воздуха. Описаны вопросы подготовки сжатого воздуха, конструкции и принцип действия пневматических машин и устройств.

© КузГТУ

© Кузнецов В. В.

© Ананьев К. А.

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлический привод это совокупность приводного двигателя, гидropередачи и исполнительного механизма, предназначенная для передачи механической энергии и преобразования движения посредством жидкости. При наличии различных типов приводных двигателей (паровая машина, двигатель внутреннего сгорания, электродвигатель и др.) и большом разнообразии исполнительных механизмов свое название этот тип привода получил от главного преобразующего энергию элемента - **гидropередачи**.

Из гидромеханики известно, что энергия движущейся жидкости складывается из энергии положения zg , энергии гидростатического давления p/p , и кинетической энергии $V^2/2$.

В зависимости от того, какой из этих трех видов энергий используется (преобладает) в гидropередаче, различают **гидростатическую (объемную)** или **гидродинамическую гидropередачи**.

В гидростатической гидropередаче основой является энергия гидростатического давления, которая легко преобразуется в механическую работу с помощью гидродвигателя. Энергией положения (составляющей zg) обычно пренебрегают, ввиду ее малости.

В гидродинамической гидropередаче преобладает кинетической энергией потока жидкости. Для прямого и обратного преобразования механической энергии в гидравлическую в такой гидropередаче используются лопастные гидромашины.

Гидравлические приводы имеют весьма широкое применение в самых различных отраслях промышленного производства. Особенно в таких, как авиация и горнодобывающая промышленность, которые отличаются весьма экстремальными условиями эксплуатации механизмов и машин.

Весьма широкая область применения гидравлических приводов обуславливает знание его конструкции, характеристик и особенностей эксплуатации большим кругом технических специалистов современного производства. Именно этим объясняется чтение в вузах курса «Основы гидро- и пневмопривода».

Содержание данного учебного пособия соответствует программам подготовки студентов в технических вузах по специальности 150402 «Горные машины и оборудование».

1. ОБЪЕМНЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД И ГИДРОМАШИНЫ

Объемный гидравлический привод это совокупность приводного двигателя, объемной гидropередачи и исполнительного механизма, предназначенная для передачи механической энергии и преобразования движения посредством жидкости. Свое название этот тип привода получил от главного преобразующего энергию элемента - *объемной (гидростатической) гидropередачи*.

Объемные гидравлические приводы имеют весьма широкое применение в самых различных отраслях промышленного производства благодаря ряду преимуществ (по сравнению с механическими и электрическими передачами), к которым относятся:

бесступенчатое регулирование скорости движения исполнительного механизма в широком диапазоне значений и возможность создания больших передаточных отношений;

малая удельная масса, т.е. масса гидропривода, отнесенная к передаваемой мощности (0,2-0,3 кг на 1 кВт);

возможность простой и надежной защиты приводного двигателя от перегрузок;

малая инерционность вращающихся частей, обеспечивающая быструю смену режимов работы (пуск, разгон, реверс, остановка);

простота получения как вращательного, так и поступательного видов движения;

возможность расположения гидродвигателя отдельно от остальной части гидропривода и свобода компоновки;

жесткая механическая характеристика гидромоторов и возможность неограниченной по времени работы при малых скоростях движения.

Особо значимы такие преимущества, как малые габариты и масса гидropередачи, следствием чего является и малая инерционность движущихся частей гидромашин. Так, габариты современного гидромотора составляют всего лишь 10-12% габаритов электродвигателей той же мощности, а вес насосов и гидромоторов - 10-20% веса электрических агрегатов подобного назначения.

Практика показывает, что на гидромотор приходится в среднем не более 5% момента инерции приводимого им механизма. Благодаря этому может быть получено высокое быстродействие гидросистемы. Так, например, время разгона гидромотора средней мощности (до 10 кВт) не

превышает 0,1 сек, а во многих конструкциях оно не превышает 0,03-0,04 сек.

Именно эти достоинства гидропривода обусловили его широкое применение в авиации и горнодобывающей промышленности, которые отличаются весьма экстремальными условиями эксплуатации механизмов и машин.

Вместе с тем, необходимо считаться и с недостатками, присущими гидравлическим приводам, а именно:

КПД объемного гидропривода ниже, чем КПД механических и электрических передач и, кроме того, он изменяется в процессе регулирования;

условия эксплуатации гидропривода (температура) влияют на его характеристики;

гидравлические машины и аппараты требуют более высокого качества изготовления и уровня культуры эксплуатации;

сложность диагностирования и ремонта гидравлического привода.

Обратим внимание на такую особенность гидравлических приводов, как чувствительность к загрязнению рабочей жидкости. Как показывает практика эксплуатации гидроприводов, первопричиной подавляющего числа отказов приводов является халатное отношение к герметичности гидросистемы и пренебрежение контролем за состоянием устройств очистки рабочей жидкости. Катастрофически снижается ресурс гидромашин, падает жесткость механической характеристики и возникают сбои в срабатывании гидроаппаратов вследствие заклинивания и заедания подвижных элементов и т.п.

При строгом соблюдении требований эксплуатации гарантирована надежность и долговечность гидропривода. Срок службы насосов и гидромоторов в настоящее время доведен до 10000 и более часов работы под нагрузкой.

1.1. Основные расчетные зависимости, баланс мощности и КПД объемной гидропередачи

Объемная гидропередача в составе гидропривода представляет собой промежуточный элемент ("гидравлическую вставку") между приводным двигателем и исполнительным механизмом и выполняет те же функции, что и механическая передача (редуктор, цепная или ременная передача, кривошипно-шатунный механизм и т.п.). Основное назначение объемной гидропередачи, как и механической передачи, - преобра-

зование механической энергии приводного двигателя к виду необходимому исполнительному механизму (поступательное или вращательное движение в нужном направлении и с требуемой скоростью, а также регулирование параметров, защиту от перегрузок и др.).

В общем случае в состав объемной гидропередачи включаются следующие элементы (рис.1.1).

Входным элементом гидропередачи является насос, который преобразует механическую энергию приводного двигателя в энергию потока жидкости. Напомним, это делается потому, что изменить параметры потока жидкости легче и удобнее, чем характеристики механической энергии, снимаемой с выхода приводного двигателя.

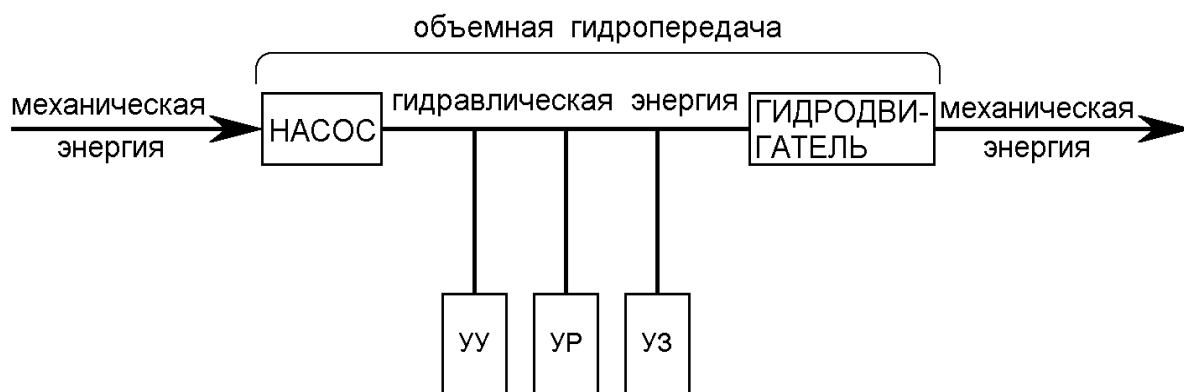


Рис.1.1. Структурная схема объемной гидропередачи

Поскольку для выполнения своей функции исполнительный механизм должен получить механическую энергию, то выходным элементом гидропередачи будет гидродвигатель, который осуществит обратное преобразование энергии потока жидкости в механическую энергию. Отметим здесь, что из-за двойного преобразования одного вида энергии в другой КПД гидравлического привода будет всегда меньше механического привода, где этих преобразований нет.

Механическая энергия к исполнительному механизму должна быть подведена уже в преобразованном виде. Эти преобразования осуществляются с энергией потока жидкости до ее поступления в гидродвигатель. Изменение направления движения гидродвигателя (исполнительного механизма) осуществляется устройствами управления (УУ) путем изменения направления потока жидкости по гидролиниям, связывающим насос с гидродвигателем. Для изменения скорости движения, а также силовых параметров исполнительного механизма применяются различные устройства регулирования (УР), а для защиты от перегрузок

как исполнительного механизма, так и всего гидравлического привода в целом, устанавливаются устройства защиты (УЗ).

Принципиальная схема простейшей объемной гидропередачи представлена на рис.1.2.

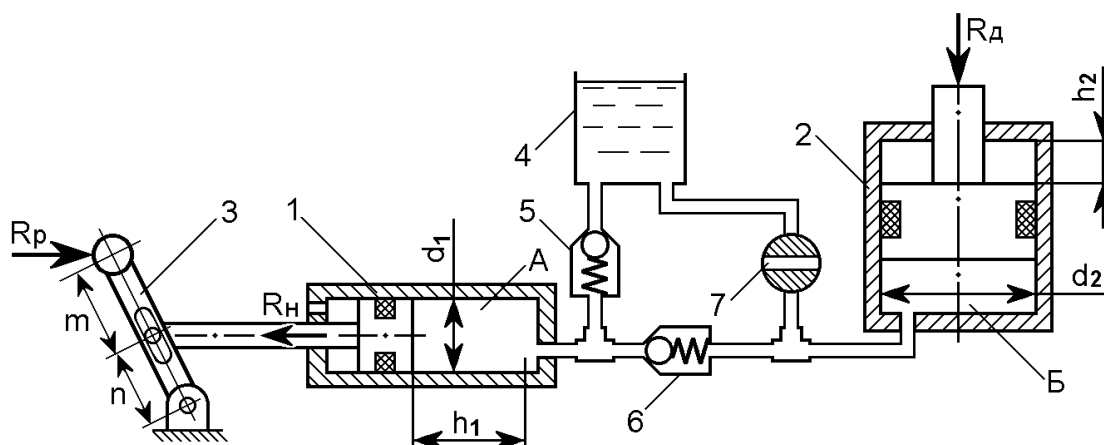


Рис.1.2. Принципиальная схема объемной гидропередачи

Основными элементами данной гидропередачи являются два гидроцилиндра: 1 - насос, 2 - гидродвигатель. "Приводным двигателем" насоса является рука человека, которая через рычаг 3 воздействует на поршень насоса. При движении рычага 3 влево объем камеры А увеличивается, что приводит к снижению давления в ней до величины, меньшей, чем давление на свободную поверхность жидкости в баке 4. За счет разности давлений жидкость из бака 4 через обратный клапан 5 поступает в полость А, заполняя ее. При движении рычага 3 вправо поршень насоса, вдвигаясь, уменьшает объем камеры А, вытесняя жидкость через обратный клапан 6 в камеру В гидродвигателя 2. Поступающая в камеру В жидкость принуждает поршень гидродвигателя выдвигаться (подниматься вверх). За несколько таких циклов перемещения поршня насоса поршень двигателя полностью выдвинется. В исходное (нижнее) положение поршень гидродвигателя 2 переместится под действием собственного веса (или внешней нагрузки R_d) при открытии перепускного крана 7.

Очевидно, читатель уже догадался, где можно применить данную гидропередачу. Это, вероятно, гидродомкрат или гидропресс. Конечно, можно предположить и иное назначение этой гидропередачи.

Целью использования такой системы является преодоление большой нагрузки (веса груза) R_d , прикладывая меньшее усилие R_p к рукоятке 3. Это достигается за счет того, что площадь поршня гидроцилиндра 2 (S_2) которая контактирует с жидкостью (со стороны полости В), больше со-

ответствующей рабочей площади поршня (S_1) гидроцилиндра 1. Внешнее усилие R_d через поршень гидроцилиндра 2 воздействует на жидкость в камере Б, что приводит к возникновению в последней гидростатического давления

$$p = \frac{R_d}{S_2} = \frac{4R_d}{\pi d_2^2}. \quad (1.1)$$

Это давление передается, согласно закону Паскаля, всем частицам жидкости в замкнутом объеме от камеры Б до камеры А насоса. Давление p , воздействуя на поршень насоса, препятствует его движению с усилием

$$R_n = pS_1 = p \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad (1.2)$$

для преодоления, которого к концу рычага 3 необходимо приложить силу

$$R_p = R_n \frac{n}{m+n}, \quad (1.3)$$

где d_1 и d_2 - диаметры поршней, соответственно, гидроцилиндров 1 и 2; m и n - плечи рычага 3 (рис.1.2).

Решая совместно (1.1), (1.2) и (1.3), получим

$$R_p = R_d \frac{d_1^2}{d_2^2} \frac{n}{m+n}. \quad (1.4)$$

Из формулы (1.4) следует, что чем больше будет диаметр d_2 по сравнению с d_1 , тем меньше усилие необходимо приложить к рычагу 3. Так, предположив, что $d_2 = 2d_1$, и $m = n$, получим требуемое усилие на рычаге 3, равное:

$$R_p = R_d \frac{d_1^2}{4d_1^2} \frac{n}{2n} = \frac{R_d}{8}.$$

В реальных конструкциях гидродомкратов разница в диаметрах d_1 и d_2 значительно большая, что позволяет, прикладывая к рычагу усилие в 150-200 Н, поднимать груз весом до 10^5 Н.

Возможность преодоления большого усилия путем приложения меньшей силы достигнута за счет уменьшения пути перемещения груза. Из схемы (рис.1.2) следует, что для получения перемещения h_2 гидромотора 2 необходимо переместить поршень насоса 1 на величину

$$h_1 = h_2 \frac{d_2^2}{d_1^2}.$$

При тех же соотношениях диаметров поршней, что и в предыдущем примере, получим $h_1 = 4h_2$.

Если перемещение h_2 поршня гидродвигателя было совершено за время t , то скорость его движения составит

$$V_2 = h_2 / t.$$

За это же время в камеру Б должно быть подано жидкости

$$W = S_2 h_2.$$

Отношение объема жидкости ко времени, за которое он был перемещен, называется объемным расходом, т.е.

$$Q = \frac{W}{t} = \frac{S_2 h_2}{t} = S_2 V_2.$$

Очевидно, что такой же расход будет подан из камеры А насоса

$$Q = S_1 V_1.$$

Таким образом, расход жидкости в объемной гидропередаче определяется зависимостью

$$Q = SV. \quad (1.5)$$

В эту формулу подставляется среднее значение скорости за рассматриваемый промежуток времени.

Обратим внимание читателя на отличие этой формулы от формулы объемного расхода для потока жидкости, которое выражается в иной интерпретации входящих в них параметров V и S .

В формуле для потока жидкости имеем:

S - поперечное сечение потока;

V - скорость жидкости в рассматриваемом сечении.

В формуле (1.5) будет:

S - площадь контакта элемента гидромашины (в нашем случае это поршень) с жидкостью;

V - скорость перемещения элемента гидромашины (поршня).

В дальнейшем изложении при рассмотрении скорости движения именно жидкости будем ее обозначать с индексом $V_{ж}$ и сечение потока - $S_{ж}$.

Работа, совершаемая по преодолению внешней нагрузки R_d на пути h_2 составит

$$A = R_d h_2.$$

Отсюда, мощность, развиваемая за время t , будет

$$N = \frac{A}{t} = \frac{R_d h_2}{t} = R_d V_2.$$

Имея в виду формулу (1.1), можно записать

$$N = p S_2 V_2$$

или с учетом (1.5) получим

$$N = p Q. \quad (1.6)$$

Формулой (1.5) удобно пользоваться при расчетах гидромашин поступательного движения. Для гидромашин вращательного движения воспользоваться этой формулой может стать затруднительно. Примером может служить поршневой насос, изображенный на рис.1.3.

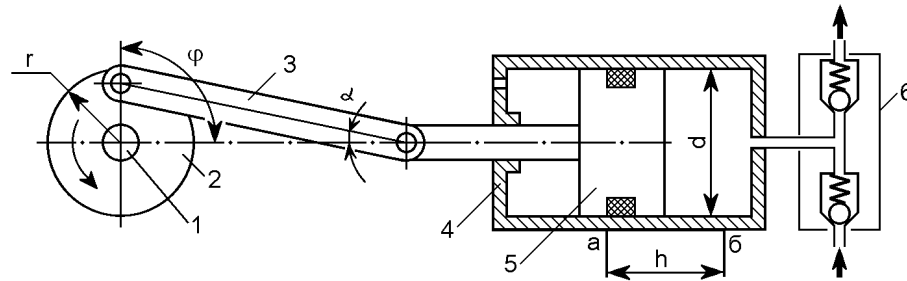


Рис.1.3. Схема поршневого насоса с кривошипно-шатунным приводом: 1-вал; 2-кривошип; 3-шатун; 4-цилиндр; 5-поршень; 6-клапанная коробка

Приводной двигатель сообщает валу 1 насоса вращательное движение с частотой вращения n . Кривошипно-шатунный механизм преобразует вращательное движение вала 1 в возвратно-поступательное движение поршня 5 в цилиндре 4 насоса.

Сложность использования формулы (1.5) заключается в том, что поршень насоса двигается с переменной скоростью, которая при $\cos\alpha \approx 1$ определится по формуле

$$V = 2 \pi r n \sin \varphi,$$

где r - радиус кривошипа; φ - текущий угол поворота кривошипа; α - угол качания шатуна.

Исходя из этого мгновенная подача насоса составит

$$Q = 0,5 \pi^2 d^2 n r \sin \varphi.$$

Таким образом, скорость поршня и мгновенная подача при $n = \text{const}$ изменяются синусоидально. При этом подача осуществляется только на половине полного оборота кривошипа, когда поршень перемещается между крайними точками своего положения в цилиндре от **а** до **б**. При движении поршня влево (от **б** до **а**) происходит фаза всасывания, и в систему жидкость не подается. Таким образом, имеем насос с большой неравномерностью подачи.

Для получения среднего значения подачи за достаточно большой промежуток времени удобнее воспользоваться формулой, которая может быть получена из следующих соображений.

За один оборот кривошипа насос подаст в систему объем жидкости

$$q = Sh,$$

где S - рабочая площадь поршня; h - ход поршня.

В нашем случае $S = \pi d^2/4$ и $h = 2r$, и тогда

$$q = 0,5 \pi d^2 r.$$

Величина q называется рабочим объемом насоса.

Тогда производительность насоса определится по формуле

$$Q = qn. \quad (1.7)$$

Для гидравлических машин вращательного движения необходимо иметь зависимость давления в гидросистеме от крутящего момента на валу гидромашины.

Из механики мощность вращательного движения определяется зависимостью

$$N = M\omega = 2\pi nM,$$

где M - крутящий момент на валу гидромашины.

С другой стороны, имеем зависимость (1.6), т.е.

$$PQ = 2\pi nM.$$

Используя формулу (1.7), получим

$$Pqn = 2\pi nM,$$

откуда искомая зависимость примет вид

$$p = \frac{2\pi M}{q}. \quad (1.8)$$

Зависимости (1.1), (1.5), (1.6), (1.7) и (1.8) называются *основными расчетными зависимостями объемной гидропередачи*.

Очевидно, что все данные зависимости являются теоретическими, т.к. не учитывают потери энергии, которые происходят в гидропередаче. В гидроприводах потери принято делить на три части, в зависимости от причин их вызвавших:

ΔN_o - объемные потери мощности, обусловленные потерей объема жидкости в виде утечек через зазоры;

ΔN_r - гидравлические потери мощности, обусловленные потерями энергии на гидросопротивлениях;

ΔN_m - механические потери мощности, обусловленные механическим трением в подвижных частях гидромашин и аппаратов гидропередачи.

Баланс мощности насосов и гидродвигателей, соответственно, будет иметь вид

$$N_{нв} = N_n + \Delta N_{но.} + \Delta N_{нг.} + \Delta N_{нм} = N_n + \Delta N_n; \quad (1.9)$$

$$N_{двв} = N_{дв} - \Delta N_{дво} - \Delta N_{двг} - \Delta N_{двм} = N_{дв} - \Delta N_{дв}, \quad (1.10)$$

где $N_{\text{нв}}$ - мощность, затраченная на валу насоса; $\Delta N_{\text{н}}$ - суммарные потери мощности в насосе; $N_{\text{н}}$ - мощность, сообщаемая насосом потоку жидкости; $N_{\text{двв}}$ - полезная мощность на валу гидродвигателя; $\Delta N_{\text{дв}}$ - суммарные потери мощности в гидродвигателе; $N_{\text{дв}}$ - мощность, отдаваемая потоком жидкости гидродвигателю.

Для гидропередачи в целом баланс мощности имеет вид

$$N_{\text{нв}} = N_{\text{двв}} + \Delta N_{\text{н}} + \Delta N_{\text{дв}} + \Delta N_{\text{л}}, \quad (1.11)$$

где $\Delta N_{\text{л}}$ - потери мощности в гидролиниях и аппаратах гидросистемы.

Потери мощности в собственно гидролиниях (гидромагистралях) складываются только из объемных и гидравлических потерь. В ряде же гидроаппаратов возможны и механические потери мощности.

Основным техническим показателем гидропередачи является ее КПД:

$$\eta = N_{\text{двв}} / N_{\text{нв}}, \quad (1.12)$$

который называют полным (общим) КПД гидропередачи.

Согласно формуле (1.11) полный КПД гидропередачи равен произведению КПД ее составных частей

$$\eta = \eta_{\text{н}} \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{л}}, \quad (1.13)$$

где $\eta_{\text{н}} = N_{\text{н}} / N_{\text{нв}}$; $\eta_{\text{дв}} = N_{\text{двв}} / N_{\text{дв}}$; $\eta_{\text{л}} = N_{\text{дв}} / N_{\text{н}}$ - полные КПД элементов гидропередачи.

Полные КПД гидромашин в соответствии с формулами (10.9) и (10.10) равны произведению КПД по отдельным видам потерь, т.е.

$$\eta = \eta_{\text{о}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{м}}, \quad (1.14)$$

Определение действительных значений КПД по видам потерь теоретически весьма затруднительно, особенно гидравлического КПД ($\eta_{\text{г}}$) в гидромашинах и гидроаппаратах. Поэтому достаточно точные значения КПД гидравлического оборудования даются заводами-изготовителями на основе испытаний натуральных образцов.

Все значения КПД, приводимые в технической характеристике гидромашин, относятся к ее номинальному режиму работы. В случае эксплуатации гидромашин не в номинальном режиме КПД необходимо определить вновь.

1.2. Объемные гидромашин и их характеристики

К настоящему времени разработано и эксплуатируется большое количество разновидностей конструкций и типов насосов и гидродвигателей, что повлекло за собой необходимость введения какой-то упорядо-

ченности в их представлении, т.е. потребовалась систематизация гидромашин. Существует много классификаций насосов и гидродвигателей, различающихся как числом классификационных признаков, так и степенью их иерархической связи, т.е. глубиной их взаимозависимости между собой. Такие классификации необходимы прежде всего разработчикам новых конструкций гидромашин для того, чтобы, как говорится, не "изобрести велосипед".

В нашем случае ограничимся классификацией гидромашин по конструктивным типам и особенностям, отражающим их основные параметры (рис.1.4).

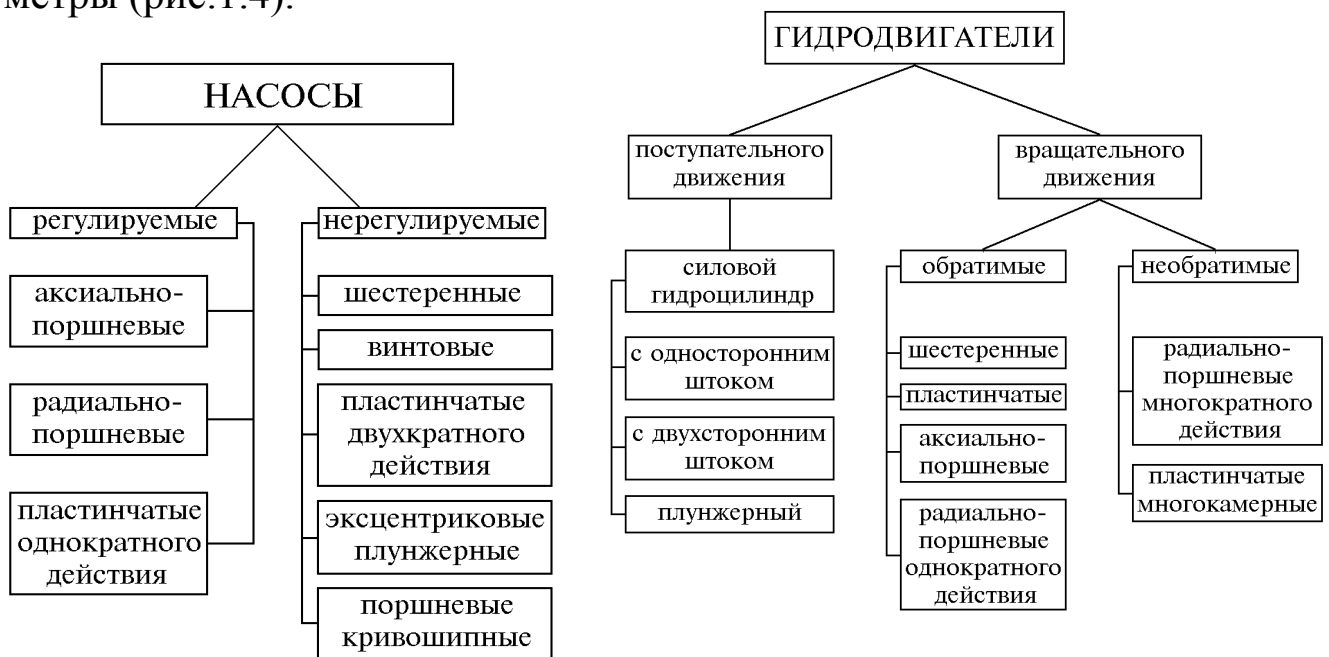


Рис.1.4. Классификация объемных гидравлических машин

Основным классификационным признаком, делящим все насосы на две группы, является способность насоса изменять свой главный параметр - производительность. В соответствии с формулой (1.7) производительность (подача) насоса определяется его рабочим объемом и частотой вращения приводного вала n . Из этих двух параметров собственно насосу принадлежит только q , а частота вращения приводного вала насоса задается приводным двигателем. Исходя из этого под *регулируемым насосом* понимается насос, который позволяет менять производительность за счет изменения его рабочего объема.

Отсюда, к группе нерегулируемых насосов причисляются все насосы, которые не могут изменять свой рабочий объем в принципе или из-за того, что возникнут ничем не оправданные конструктивные сложности.

Ясно, что из регулируемого насоса можно всегда сделать нерегулируемый путем упрощения его конструкции, а также, применив приводной двигатель с регулируемой частотой вращения, получить от нерегулируемого насоса переменную подачу.

Второй классификационный признак определяет главную конструктивную особенность насоса - тип вытеснителя. Вытеснителем называется конструктивный элемент насоса (также и гидродвигателя), который непосредственно контактируя с жидкостью, передает ей энергию, взятую от приводного двигателя.

Так, в шестеренной гидромашине вытеснителями являются шестерни, а в радиально-поршневой - поршни (плунжеры), расположенные по радиусам окружности, перпендикулярной оси приводного вала, и т.д.

Гидравлические двигатели подразделяются прежде всего по виду движения, которое они сообщают исполнительному механизму (рис.1.4). Принято называть гидродвигатели поступательного движения гидроцилиндрами, а вращательного движения - гидромоторами.

Простота конструкции, надежность в работе и возможность варьирования в широком диапазоне кинематических и силовых параметров делают гидроцилиндры незаменимыми в механизмах с возвратно-поступательным движением.

Гидромоторы в зависимости от степени идентичности конструкции с насосами и близости их кинематических и силовых параметров делятся на обратимые и необратимые гидромоторы. Под обратимой гидромашинной, строго говоря, понимается гидромашинная, которая может быть с одинаковым успехом использована как в качестве насоса, так и в качестве гидромотора. Однако, к этой группе можно отнести и гидромоторы, конструкция которых представляет собой модернизацию соответствующей конструкции насоса в направлении улучшения ее характеристик именно как гидродвигателя.

К необратимым относятся конструкции гидромоторов, которые уже принципиально не могут быть использованы в качестве насосов. Все конструктивные решения в них направлены, как правило, на возможность преодоления больших крутящих моментов при малых частотах вращения, тем самым исключая необходимость использования механических редукторов.

При всем многообразии конструктивных отличий, принцип действия объемных насосов одинаков и может быть представлен следующей общей схемой.

Цикл работы насоса состоит из двух фаз:

- 1) всасывание - взятие порции жидкости из бака;
- 2) нагнетание - сообщение этой жидкости механической энергии.

Чтобы осуществить всасывание, увеличивают объем рабочей камеры насоса. В результате чего в ней давление становится ниже давления на свободную поверхность жидкости в баке. Эта разность давлений и заставляет жидкость заполнять рабочую камеру.

Нагнетание происходит путем уменьшения объема рабочей камеры насоса, за счет чего вытеснитель сообщает жидкости механическую энергию.

В обеих фазах работы насоса затрачивается энергия, подводимая от приводного двигателя. Если при нагнетании механическая энергия передается жидкости и в дальнейшем будет использована для выполнения полезной работы, то затраты энергии на всасывание необходимо сводить к минимуму. Проблемы всасывания у объемных насосов во многом аналогичны тем, что имеют место у центробежных насосов.

Рабочий процесс гидравлического двигателя также состоит из двух этапов. Основной этап - передача энергии от подаваемой в гидродвигатель жидкости исполнительному механизму. Осуществляется это через вытеснитель и называется рабочим ходом.

Заполнившая рабочую камеру гидромотора жидкость, отдав энергию, должна вернуться в бак. Поэтому на втором этапе вытеснитель, уменьшая объем рабочей камеры, выталкивает жидкость на слив в бак. Ясно, что затраты энергии на этом этапе должны быть как можно меньше.

1.2.1. Конструкции объемных гидравлических насосов

Шестеренные насосы являются одними из первых объемных насосов, освоенных промышленностью. Благодаря простоте изготовления, надежности, небольшим размерам и малой стоимости, эти насосы получили широкое применение. Конструктивной особенностью шестеренных насосов является наличие лишь вращательного движения вытеснителей, в качестве которых применяются главным образом шестерни внешнего и реже (из-за сложности изготовления) внутреннего зацепления.

Принципиальная схема насоса с шестернями внешнего зацепления приведена на рис.1.5.

Насос состоит из корпуса 1, в цилиндрических расточках которого установлены две одинаковые шестерни 2 и 4. Шестерня 4 связана валом с приводным двигателем, т.е. является ведущей. Шестерни 2 и 4 находятся в зацеплении, разделяя внутреннюю полость насоса на две камеры **В** и **Н**. Эти камеры через отверстия в корпусе 1 соединяются с трубопроводами 3 и 5.

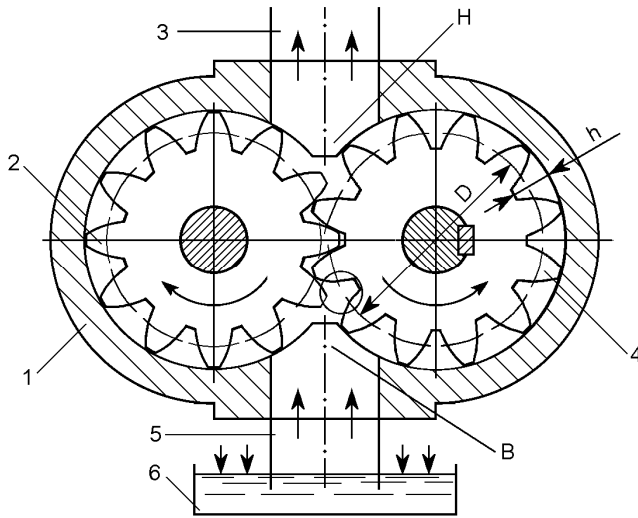


Рис.10.5. Схема шестеренного насоса

В результате происходит периодическое увеличение камеры **В** и уменьшение камеры **Н**.

Увеличение объема камеры **В** (место и примерная величина этого дополнительного объема отмечены на рис.1.5. кружком) приводит к снижению давления в ней до величины, позволяющей жидкости из бака 6 по трубе 5 заполнить ее. Таким образом, происходит процесс всасывания. Поступившая во всасывающую камеру **В** жидкость впадинами шестерен переносится в направлении их вращения в нагнетающую камеру **Н** и далее вытесняется в нагнетающий трубопровод 3.

При изменении направления вращения шестерен направление потока жидкости изменится на обратное, т.е. произойдет реверс потока. Однако отметим здесь, что не все реальные конструкции шестеренных насосов позволяют осуществлять реверсивную подачу жидкости, из-за принятых конструктивных способов ограничения внутренних утечек жидкости в насосе.

Задача определения производительности насоса, согласно формуле (1.7), сводится к установлению рабочего объема насоса q . Точное значение подачи насоса можно определить только экспериментально. Поэтому сложные вычисления по формулам, описывающим эвольвентное зацепление, не оправданы. С достаточной для практики точностью рабочий объем шестеренного насоса можно определить, если допустить,

входящие в зацепление, разделяя внутреннюю полость насоса на две камеры **В** и **Н**. Эти камеры через отверстия в корпусе 1 соединяются с трубопроводами 3 и 5.

Допустим, что при включении приводного двигателя шестерни получили вращение в направлении, показанном на рис.10.5. В этом случае в камере **Н** зубья шестерен последовательно

входят в зацепление, а в камере **В** - выходят из зацепления.

что объем впадины равен объему зуба. Тогда объем жидкости, перенесенный обеими шестернями насоса за один оборот, будет равен объему кольца, определяемому по формуле

$$Q = \pi D b h,$$

где D - диаметр начальной окружности шестерни; b - ширина шестерни; h - высота зуба шестерни.

Из кинематики эвольвентного зацепления имеем $D = mz$ и $h = 2m$, где m - модуль зацепления; z - число зубьев одной шестерни.

Отсюда получим

$$Q = 2\pi m^2 z b. \quad (1.15)$$

Теоретическая подача насоса, согласно формуле (1.7), будет

$$Q = 2\pi m^2 z b n, \quad (1.16)$$

где n - частота вращения шестерен насоса.

Из данной формулы следует, что для получения большей производительности шестеренного насоса выгоднее иметь большой модуль зацепления при небольшом числе зубьев ($z = 6-16$). Однако в этом случае приносится в жертву равномерность подачи насоса. Действительно, шестеренный насос подает жидкость порциями, равными объему впадины, которые разделены зубьями шестерен. Чем больше модуль зацепления, тем толще зуб, а значит, увеличивается и промежуток времени поступления в напорную линию между двумя следующими друг за другом порциями жидкости.

Из всех существующих типов насосов шестеренные насосы имеют самую высокую неравномерность подачи.

Пластинчатые насосы наиболее просты по конструкции и имеют высокую удельную подачу при сравнительно небольших габаритах. По принципу действия эти насосы бывают однократного и двукратного действия (рис.1.6).

Пластинчатый насос однократного действия (рис.1.6,а) состоит из корпуса 4 с внутренней цилиндрической расточкой 6. Внутри этой расточки со смещением оси на величину e , называемой *эксцентриситетом*, располагается ротор 2, имеющий вал для подсоединения к приводному двигателю. В роторе 2 в радиальных пазах установлены пластины 3. В корпусе 4 имеются два дугообразных канала **В** и **Н**. Они связаны с выходными отверстиями в корпусе 4, к которым присоединяются трубопроводы 1 и 5.

При включении приводного двигателя ротор 2 получает вращение, и пластины 3 под действием центробежных сил, выдвигаясь из пазов ротора, прижимаются к цилиндрической поверхности расточки 6.

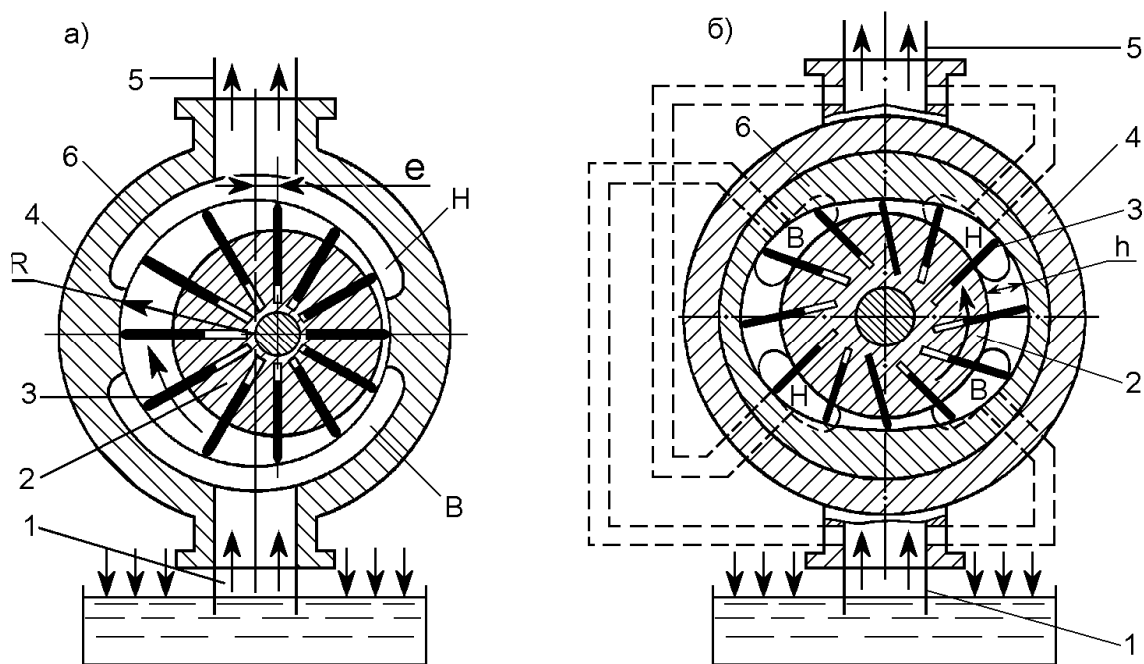


Рис.1.6. Схемы пластинчатых насосов однократного (а) и двукратного (б) действия

Поскольку центробежные силы малы (небольшой радиус установки и масса пластин), во многих конструкциях насосов предусматривается дополнительное прижатие пластин пружинами или давлением жидкости. Кроме этого, для улучшения ремонтпригодности конструкции насоса быстроизнашивающуюся цилиндрическую расточку b делают не в корпусе 4, а в промежуточной детали, называемой статором (см. поз.б на рис.1.6,б).

Скользя по рабочей поверхности статора, пластины одновременно совершают возвратно-поступательное движение в пазах ротора. При направлении вращения ротора, как показано на рис.1.6,а, такое движение пластин приводит к тому, что на нижней полуокружности статора объем между соседними пластинами будет увеличиваться, т.е. происходит фаза всасывания. Жидкость из бака по трубе 1 и каналу B заполняет эти объемы. На верхней полуокружности статора пластины вдвигаются в ротор, и объемы между соседними пластинами уменьшаются, т.е. осуществляется фаза нагнетания. Жидкость через канал H поступает в нагнетающий трубопровод 5.

Каждая пара соседних пластин в течение полного оборота ротора участвует в нагнетании и всасывании один раз, поэтому данный насос называется насосом *однократного действия*.

Рабочий объем такого насоса равен объему кольца толщиной $2e$, из которого нужно вычесть объем, занятый пластинами

$$q = 2e (2\pi R - z\delta)b, \quad (1.17)$$

где e - эксцентриситет; R - радиус статора; z - число пластин; δ - толщина пластины; b - ширина ротора.

Насосы однократного действия бывают постоянной и переменной подачи. Причем у последних регулирование подачи осуществляется изменением эксцентриситета за счет смещения статора.

У пластинчатых насосов однократного действия ротор и подшипники, на которые он опирается, испытывают односторонние силы давления, что затрудняет создание таких машин большой мощности и является одной из причин малого срока их службы.

Более рационально устроены пластинчатые насосы *двукратного действия* (рис.1.6,б), у которых ротор разгружен от сил давления.

Основой конструкции насоса является корпус 4, в котором запрессовано статорное кольцо 6 с эллипсовидной рабочей расточкой. Симметрично относительно этой расточки расположен ротор 2 с пластинами 3, размещенными в его пазах под углом в направлении вращения. Этот наклон исключает заклинивание и поломку пластин при их взаимодействии с рабочей поверхностью расточки статора, имеющей существенно большую кривизну, чем у насосов однократного действия.

У данного насоса каждая пара соседних пластин дважды за один оборот ротора участвует в фазах всасывания и нагнетания, чем и обусловлена его двукратность действия. Соответствующие фазы рабочего процесса осуществляются на одной четверти оборота ротора последовательно друг за другом. Для этого в корпусе 4 имеются четыре дугообразных отверстия **В** и **Н**. Диаметрально противоположные отверстия имеют одно назначение и поэтому они соединены между собой каналами, расположенными внутри корпуса. Эти каналы на рис.10.6,б показаны условно пунктирными линиями. В корпусе насоса имеются два отверстия для подсоединения всасывающего 1 и нагнетающего 5 трубопроводов.

С учетом отмеченных отличительных особенностей принцип действия данного насоса аналогичен предыдущему.

Рабочий объем насоса двукратного действия равен удвоенному объему кольца (W_k) толщиной h за вычетом объема занимаемого пластинами (W_n), т.е.

$$q = 2 (W_k - W_n).$$

Объем кольца составит

$$W_k = \pi (R^2 - r^2)b,$$

где R - радиус статора; r - радиус ротора; b - ширина ротора.

Объем, занимаемый пластинами без учета их наклона, будет

$$W_n = \delta b z (R - r),$$

где δ - толщина пластины; z - число пластин.

Тогда рабочий объем насоса двукратного действия определится по формуле

$$q = 2b (R - r)[\pi (R + r) - \delta z]. \quad (1.18)$$

Пластинчатые насосы из всех типов насосов отличаются наибольшей равномерностью подачи и нашли широкое применение во многих металлорежущих станках и другом оборудовании.

Поршневые насосы составляют наиболее представительную группу среди объемных гидромашин.

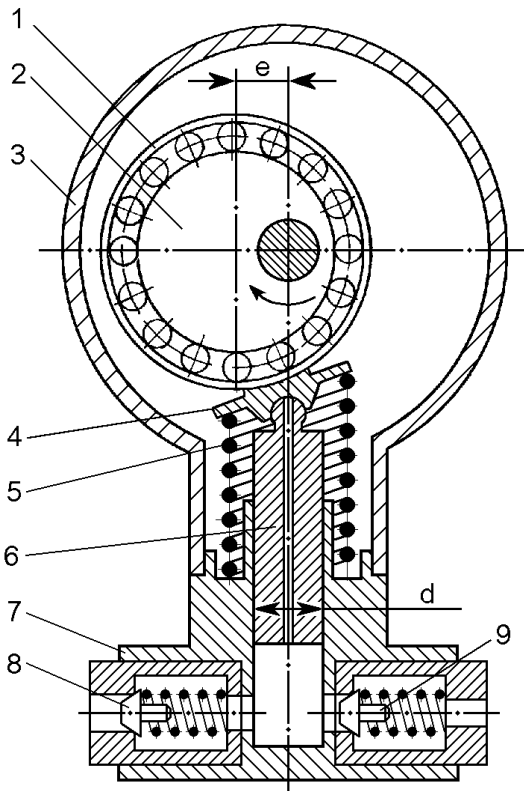


Рис.10.7.Схема эксцентрикового плунжерного насоса

Типичным представителем этой группы является эксцентриковый плунжерный насос, отличающийся простотой конструкции и высокой надежностью. На рис.10.7 представлена схема одноплунжерного эксцентрикового насоса, который состоит из корпуса 3, плунжера 6 с подпятником 4, эксцентрика 2, пружины 5 и клапанного блока 7 со всасывающим 8 и нагнетающим 9 клапанами. Для уменьшения силы трения и износа подпятника на эксцентрике 2 установлен подшипник качения 1. Эксцентрик получает вращение от приводного двигателя. Под действием эксцентрика с одной стороны и пружины с другой плунжер совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре клапанного блока 7.

При выдвигании плунжера объем камеры под ним увеличивается и через клапан 8 жидкость из бака поступает в насос. При задвигании плунжера жидкость через клапан 9 подается в нагнетающую линию гидросистемы.

Рабочий объем насоса определяется по формуле

$$q = 0,5\pi d^2 e, \quad (1.19)$$

где d - диаметр плунжера; e - эксцентриситет.

Из приведенного описания принципа действия видно, что неравномерность подачи одноплунжерного насоса весьма велика. Поэтому одноплунжерные насосы довольно редки и используются только для вспомогательных целей, а в гидроприводах применяются эксцентриковые насосы с числом плунжеров три и более.

Радиально-поршневые насосы (рис.1.8) отличаются большой производительностью и малой неравномерностью подачи, обусловленных установкой в них большого числа плунжеров (9 и более штук).

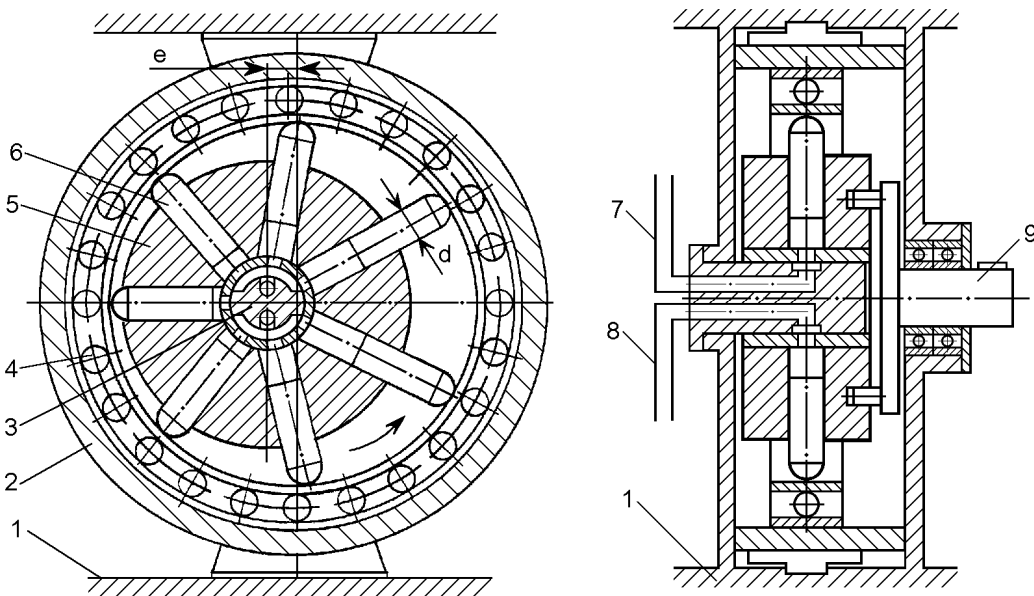


Рис.1.8. Схема радиально-поршневого насоса

Насос состоит из корпуса 1, в котором на неподвижной распределительной оси 3 установлен ротор 5 с плунжерами 6. Ротор получает вращение от приводного двигателя при помощи вала 9. В распределительной оси 4 имеются две дугообразные проточки и осевые каналы, к которым подсоединены трубопроводы 7 и 8. В направляющих корпуса 1 установлен статор 2 с возможностью перемещения в поперечном направлении на величину e в обе стороны от оси ротора.

Рабочей поверхностью статора является подшипник качения 4, что позволяет уменьшить силы трения и износ плунжеров и самой рабочей поверхности при работе насоса.

При вращении ротора 5, как показано на рис.1.8, на нижней половине его оборота плунжеры выдвигаются, и объем цилиндрических камер под ними увеличивается. Происходит фаза всасывания через тру-

бопровод 8 и нижние осевой канал и проточку в распределительной оси 3.

На верхней половине оборота ротора плунжеры вдвигаются в цилиндры, выталкивая жидкость через верхние проточку и осевой канал в нагнетающий трубопровод 7.

Ход плунжера, а следовательно, и подача насоса зависят от величины смещения оси статора относительно оси ротора, т.е. от эксцентриситета e . Таким образом, радиально-поршневой насос является регулируемым.

Рабочий объем насоса рассчитывается по формуле

$$q = 0,5\pi d^2 e z, \quad (1.20)$$

где d - диаметр плунжера; e - эксцентриситет; z - число плунжеров.

Изменение направления вращения ротора приведет к изменению направления (реверсу) потока жидкости. Однако более удобным способом реверса потока жидкости является способ, основанный на изменении знака эксцентриситета. Действительно, если ось статора сместить влево от оси ротора (рис.1.8), то фаза всасывания будет уже на верхней половине оборота ротора, а фаза нагнетания - на нижней, т.е. произойдет реверс потока жидкости, идущего через насос.

В формуле (1.20) для регулируемого радиально-поршневого насоса переменной величиной является эксцентриситет, который может меняться в пределах

$-e_{\max} \leq e_i \leq e_{\max}$. В этом случае удобнее пользоваться формулой, представленной в ином виде, путем введения в нее параметра регулирования.

Параметром регулирования называется отношение текущего значения измеряемого параметра к его максимально возможному значению. В нашем случае параметр регулирования запишется в виде

$$U_n = \frac{e_i}{e_{\max}}. \quad (1.21)$$

Очевидно, что $-1 \leq U_n \leq 1$ при любых значениях измеряемого параметра e_i .

Отсюда формула рабочего объема регулируемого радиально-поршневого насоса будет иметь вид

$$q = 0,5\pi d^2 e_{\max} z U_n. \quad (1.22)$$

Попутно отметим здесь, что для регулируемых пластинчатых насосов формулу производительности (1.17) также надо представлять с параметром регулирования.

В сравнении с другими типами насосов радиально-поршневые гидромашины имеют самую большую массу и габариты. Кроме того у этих насосов имеются большие проблемы с уплотнением зазора между вращающимся ротором и неподвижной осью. Износ этих деталей приводит к существенному снижению объемного КПД насоса.

Аксиально-поршневые насосы в сравнении с радиально-поршневыми насосами имеют меньшую массу и габариты. Достигается это за счет того, что оси поршней располагаются параллельно оси вращения ротора. В результате ротор имеет небольшой диаметр, и скорость его вращения может быть более высокой, чем у радиально-поршневого насоса. Это значит, что высокая производительность аксиально-поршневого насоса будет получена при меньших габаритах.

Серийно выпускается большое количество разнообразных по конструкции аксиально-поршневых насосов. На рис.1.9 приведена одна из типичных схем такого насоса.

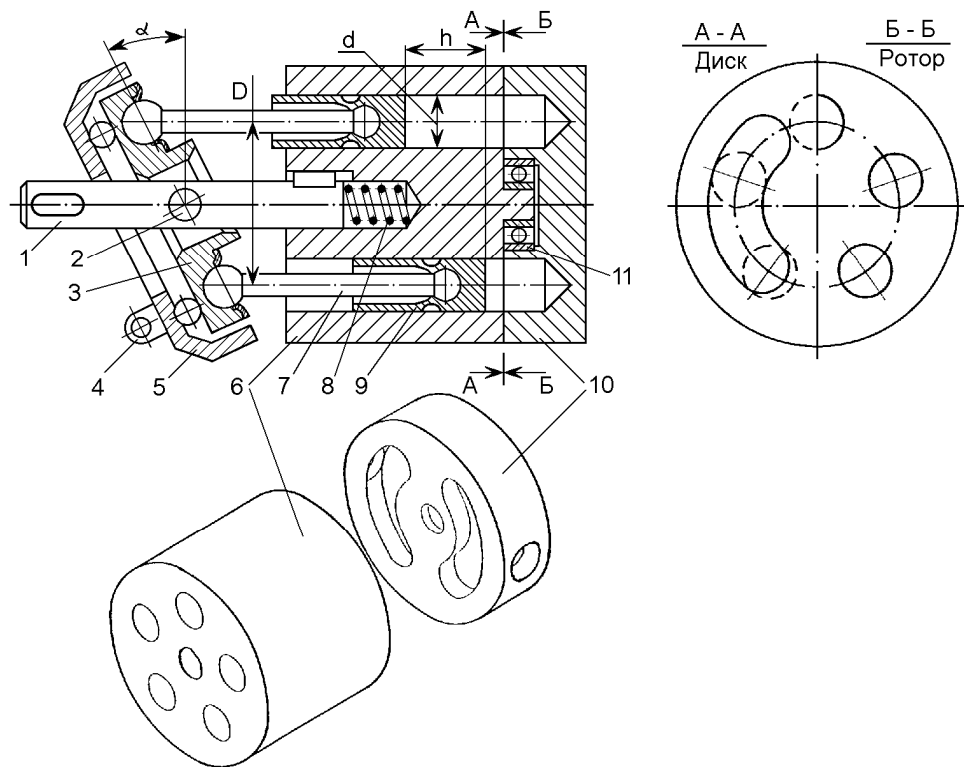


Рис.1.9. Схема аксиально-поршневого насоса

Насос состоит из ротора 6, в котором на окружности диаметром D сделаны расточки-цилиндры. В этих цилиндрах располагаются поршни 9, связанные шатунами 7 с наклонным диском 3. Ротор 6 опирается с одной стороны на приводной вал 1, а с другой через подшипник 11 на неподвижный распределительный диск 10. Наклонный диск 3 получает вращение от приводного вала 1 через карданный шарнир 2, что позво-

ляет изменять угол наклона диска α относительно ротора 6. Изменение угла наклона диска 3 от $-\alpha_{\max}$ до $+\alpha_{\max}$ осуществляется при помощи чаши 5, к проушине 4 которой присоединен какой-либо управляющий механизм. В распределительном диске 10 имеются два дугообразных окна, с которыми связаны подводящий и отводящий трубопроводы.

Для уменьшения утечек через торцевой зазор между ротором 6 и распределительным диском 10 используется пружина 8, обеспечивающая постоянное прижатие ротора 6 к диску 10.

При включении приводного двигателя вращение через вал 1 получают наклонный диск 3 и ротор 6 с находящимися в нем поршнями 9. Если диск 3 имеет некоторый угол наклона α , то поршни будут совершать в роторе возвратно-поступательное движение. На одной половине оборота ротора (левой или правой, в зависимости от направления вращения вала 1) поршни будут выдвигаться, что приведет к увеличению объема цилиндрических камер в роторе, и через совпадающее в это время с ними дугообразное окно в диске 10 произойдет всасывание жидкости из бака.

На второй половине оборота ротора поршни вдвигаются в цилиндры, выталкивая жидкость через второе дугообразное окно диска 10 в нагнетающий трубопровод.

Рабочий объем насоса определяется как сумма объемов жидкости, подаваемой каждым поршнем за один оборот ротора

$$q = 0,25\pi d^2 D \operatorname{tg}\alpha_{\max} z U_H, \quad (1.23)$$

где d - диаметр поршня; D - диаметр установки поршней в роторе;

α_{\max} - максимально возможный угол наклона диска 3; z - число поршней; U_H - параметр регулирования насоса,

$$U_H = \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \alpha_{\max}.$$

Реверсирование подачи аксиально-поршневого насоса можно также осуществлять двумя способами: изменением направления вращения приводного вала 1 и изменением направления наклона диска 3 от вертикального ($\alpha = 0$) его положения.

В завершение описания конструкций и принципа действия объемных гидравлических насосов в таблице 1.1 приведены основные обобщенные характеристики рассмотренных выше типов насосов, выпускаемых в настоящее время серийно.

Таблица 1.1

Тип гидромашины	Рабочее давление, МПа	Производительность, л/мин	КПД		Удельная масса, кг/кВт
			объемный	общий	
шестеренный	16	10-240	0,92	0,82	7-0,6
пластинчатый	6,3	5-140	0,75	0,67	4-1,5
	12,5		0,9	0,8	1,3-0,9
эксцентриковый	50	5-60	0,9	0,8	10-2
радиально-поршневой	25	3,5-440	0,8	0,76	18-9
аксиально-поршневой	32	5-400	0,94	0,9	4,5-1,6

1.2.2. Конструкции объемных гидравлических двигателей

При выборе типа привода для весьма разнообразных машин и механизмов с поступательным движением в большинстве случаев отдают предпочтение объемному гидравлическому приводу.

Объясняется это тем, что *гидравлические двигатели поступательного движения - гидроцилиндры* имеют неоспоримые преимущества перед другими типами устройств поступательного движения. Гидроцилиндры отличаются компактностью, простотой конструкции, высоким КПД и практически не имеют ограничений по величинам скоростей движения (особенно малых) и преодолеваемых усилий.

Конструкции гидроцилиндров отличаются большим разнообразием, что позволяет их легко приспособлять к всевозможным машинам и механизмам. Поэтому здесь будут рассмотрены конструктивные варианты гидроцилиндров, отличающиеся только своими силовыми элементами - элементами взаимодействующими с подаваемой в гидроцилиндр жидкостью (рис.1.10).

На рис.1.10,а изображен гидроцилиндр, у которого силовым элементом является поршень 2. Он размещается в цилиндрической расточке корпуса 1, деля ее на две рабочих полости. К поршню прикреплен шток 3, выходящий из корпуса через направляющую втулку 4 и соединяющийся с рабочим механизмом. Рабочая полость, в которой находится шток, называется штоковой, а другая - поршневой. Камеры герметизируются уплотнениями, установленными на поршне и в направляющей

штулке. Подвод и отвод жидкости в рабочие полости осуществляется через отверстия в корпусе 1.

Скорость перемещения поршня в соответствии с формулой (10.5) зависит от количества жидкости, подаваемой в рабочую полость в единицу времени Q , и величины рабочих площадей поршня S . Так, при подаче жидкости в поршневую полость гидроцилиндра рабочей площадью будет площадь $S_1 = 0,25\pi D^2$ и скорость движения поршня составит

$$V_1 = Q/S_1 = Q/0,25\pi D^2, \quad (1.24)$$

где D - диаметр поршня.

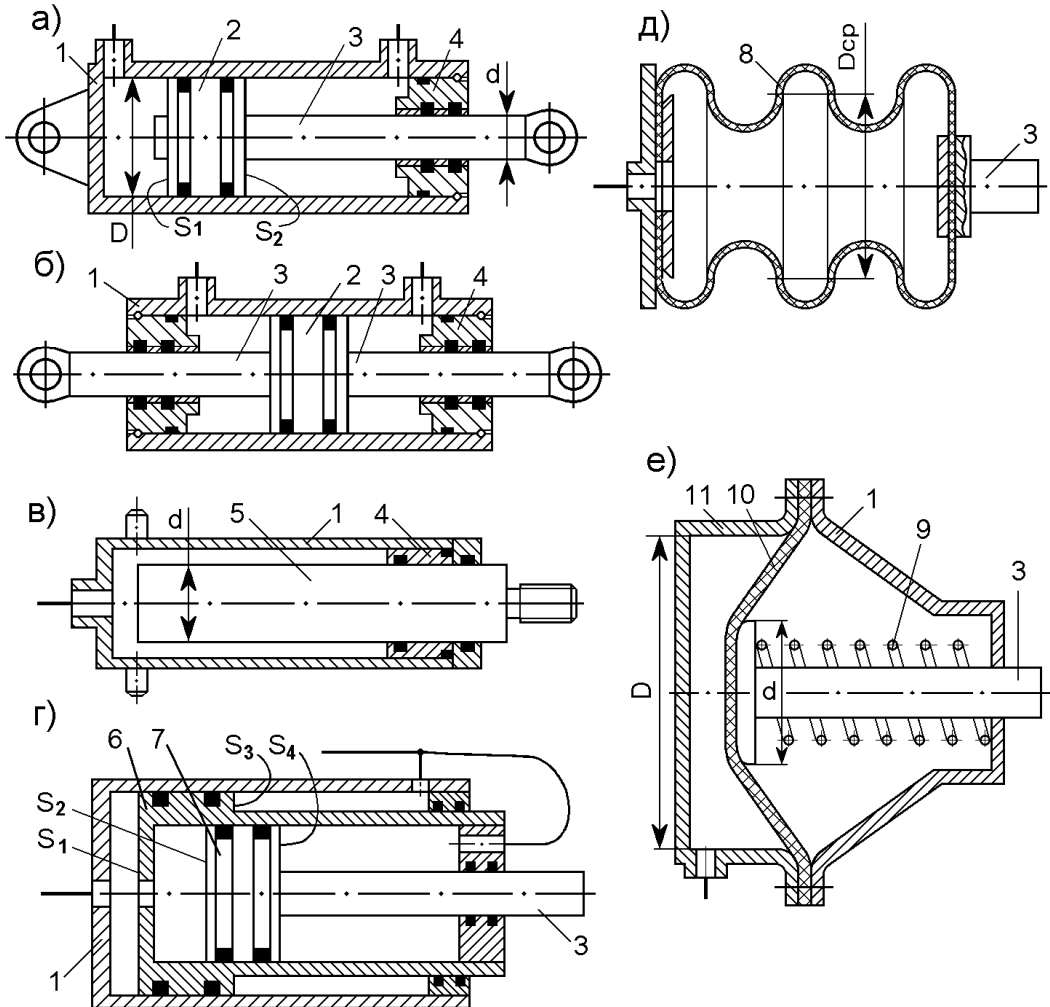


Рис.1.10. Схемы силовых гидроцилиндров

Если подавать жидкость в штоковую полость, то при том же расходе скорость движения поршня будет иной

$$V_2 = Q/S_2 = Q/0,25\pi(D^2-d^2), \quad (1.25)$$

где d - диаметр штока.

Очевидно, что $V_2 > V_1$, т.к. $S_2 < S_1$ на величину, занятую штоком.

Для гидроцилиндра с двухсторонним штоком (рис.1.10,б) рабочие площади в обеих полостях одинаковы, и скорость движения в обоих направлениях определяется по формуле (1.25).

На рис.1.10,в изображен гидроцилиндр с силовым элементом в виде плунжера 5. Выдвижение плунжера осуществляется подачей жидкости в рабочую камеру, образованную цилиндрической расточкой в корпусе 1.

В отличие от предыдущих конструкций, у плунжерного гидроцилиндра не требуется обработка внутренней поверхности корпуса, что упрощает технологию его изготовления. Однако для обеспечения требуемой устойчивости плунжера направляющую втулку 4 необходимо делать большей длины. Задвижение плунжера в корпус осуществляется под собственным весом или внешней нагрузкой.

Рабочая площадь плунжера определяется его диаметром, т.е. $S = 0,25\pi d^2$ (рис.1.10,в), а скорость движения рассчитывается по формуле (1.24).

В устройствах с ограниченными размерами в направлении действия нагрузки с целью увеличения рабочего хода используются телескопические гидроцилиндры (рис.1.10,г). В цилиндрической расточке корпуса 1 расположен поршень 6 первой ступени раздвижки. В его штоке имеется цилиндрическая расточка, в которой размещается поршень 7 второй ступени раздвижки со штоком 3. При подаче жидкости в поршневые полости обеих ступеней вначале будет выдвигаться поршень 6 и после его полного хода выдвинется поршень 7. Такая последовательность выдвигания объясняется тем, что поршню 6 первой ступени двигаться легче, чем поршню 7, т.к. $S_1 > S_2$. Задвижение поршней будет происходить в последовательности, определяемой соотношением площадей S_3 и S_4 . Скорости движения ступеней раздвижки определяются по формулам (1.24) и (1.25) с подстановкой соответствующих рабочих площадей S_1, S_2, S_3 и S_4 .

На рис.1.10,д показан сильфонный гидроцилиндр, силовым элементом которого является тонкостенная цилиндрическая оболочка 8 с волнообразными складками (гофрами), удлиняющаяся или укорачивающаяся под действием жидкости. Подавать жидкость можно как внутрь оболочки, так и создавать внешнее воздействие жидкости на оболочку. Очевидно, что использование внешнего воздействия с позиций прочности является более предпочтительным. Оболочка изготавливается как резинотканевой, так и из металлов одно- или многослойного исполне-

ния. В последнем случае сильфон может работать при давлениях до 15 МПа.

Деформация оболочки преобразуется в поступательное перемещение штока 3. Допустимое осевое перемещение сильфона из металла до 25% его свободной длины, а из резины - до 50%.

В ряде машин и механизмов могут быть особо высокие требования к герметичности гидросистемы. В этом случае может быть использован мембранный гидроцилиндр (рис.1.10,е). Силовым элементом и одновременно разделителем, обеспечивающим полную герметичность, является плоская или фигурная эластичная мембрана 10. Она может быть резиноканевой или металлической. Мембрана зажата между корпусом 1 и крышкой 11, разделяя внутреннее пространство на две полости.

Полость, образованная крышкой 11 и мембраной, герметична и в нее через отверстие в крышке подается жидкость. Во второй полости, образованной корпусом 1 и мембраной, располагается шток 3 с опорным диском и возвратная пружина 9. Жидкость, воздействуя на мембрану, деформирует ее, что приводит к осевому перемещению штока. Деформация мембраны (перемещение штока) является практически линейной функцией разности давления и нагрузки. Предельно возможная величина осевого перемещения (h_{\max}) мембраны, по данным [2], определяется по формуле

$$h_{\max} = \sqrt{l^2 - \left(\frac{D-d}{2}\right)^2}, \quad (1.26)$$

где l - длина дуги мембраны; D - диаметр внутренней расточки крышки; d - диаметр опорного диска.

Силовые характеристики гидроцилиндров представляют собой зависимости, определяющие взаимосвязь между требуемым давлением подаваемой жидкости и нагрузкой, преодолеваемой штоком.

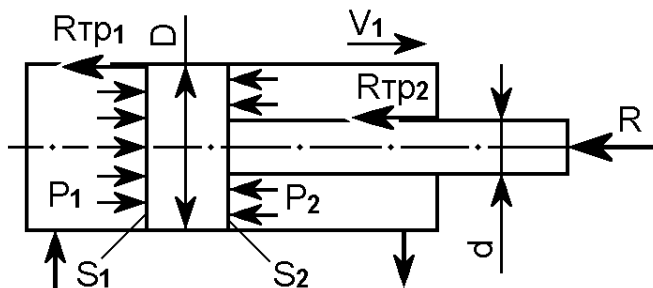


Рис.10.11. Схема сил, действующих в гидроцилиндре

Составим уравнение сил, действующих на поршень при его равномерном движении (рис.1.11).

При подаче жидкости в поршневую полость гидроцилиндра, поршень со штоком выдвигаются. Этому движению противодействуют внешняя (полезная) нагрузка R , силы

трения поршня о цилиндр $R_{тр1}$ и штока о направляющую втулку $R_{тр2}$, а также сила противодействия жидкости, вытесняемой из штоковой полости на слив в бак. Отсюда, жидкость, подводимая в поршневую полость, должна создать силу

$$p_1 S_1 = R + \Sigma R_{тр} + p_2 S_2, \quad (1.27)$$

где $\Sigma R_{тр} = R_{тр1} + R_{тр2}$ - суммарная сила трения в гидроцилиндре; p_1 и p_2 - давление, соответственно, в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра; S_1 и S_2 - площади поршня в соответствующих полостях.

Таким образом, давление в напорной магистрали составит

$$p_1 = \frac{R + \Sigma R_{тр} + p_2 S_2}{S_1}. \quad (1.28)$$

Потери энергии на механическое трение учитываются механическим КПД (см. п.1.1) или с учетом гидравлических потерь - гидромеханическим КПД. Кроме этого учтем, что отношение рабочих площадей поршня называется коэффициентом мультипликации $\phi = S_2/S_1$. Тогда формула (1.28) примет вид

$$p_1 = \frac{R}{S_1 \eta_{гм}} + \phi p_2. \quad (1.29)$$

Для гидроцилиндра с двусторонним штоком $\phi = 1$, т.к. $S_1 = S_2$.

У сильфонного гидроцилиндра при подаче жидкости внутрь оболочки 8 (рис.1.10,д) требуемое давление для преодоления действующей нагрузки R может быть приближенно определено по формуле [2]

$$p = \frac{4R}{\pi D_{ср}^2}, \quad (1.30)$$

где $D_{ср}$ - средний диаметр гофров оболочки сильфона.

Рабочее давление у мембранного гидроцилиндра (рис.1.10,е) зависит от эффективной площади мембраны. Она равна сумме площади опорного диска и примерно половины площади кольца свободной диафрагмы, т.е.

$$S_{\text{э}} = \frac{\pi d^2}{4} + 0,5 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2),$$

или после перегруппировки составляющих

$$S_{\text{э}} = 0,125\pi (3d^2 - D^2). \quad (1.31)$$

Тогда рабочее давление мембранного гидроцилиндра определится по формуле

$$p = \frac{R + R_{пр}}{0,125\pi (3d^2 - D^2)}, \quad (1.32)$$

где R - действующая нагрузка; $R_{пр}$ - усилие возвратной пружины.

Из обратимых гидромашин в качестве гидромоторов (гидродвигателей вращательного движения) наибольшее распространение получили аксиально-поршневые гидромоторы.

Для того, чтобы вращался вал гидромотора, необходимо преодолеть момент сопротивления M_c (рис.1.12) от нагрузки путем создания окружной силы T .

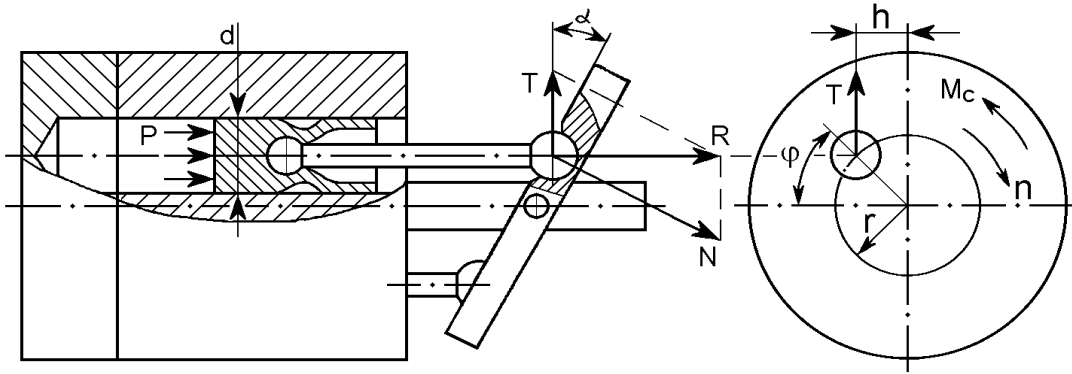


Рис.10.12. Схема образования окружной силы в аксиально-поршневом гидромоторе

Эта окружная сила представляет собой составляющую силы R , которая является результатом действия на поршень жидкости, подводимой в гидромотор

$$R = pS_p = 0,25\pi d^2 p,$$

где p - давление в напорной линии, по которой подается поток жидкости в гидромотор; d - диаметр поршня.

Из схемы сил (рис.1.12) имеем

$$T = R \operatorname{tg} \alpha,$$

где α - угол наклона диска гидромотора ($\alpha = 25-30^\circ$).

Крутящий момент, создаваемый окружной силой T одного поршня, составит

$$M_{кpi} = T h = T r \cos \varphi,$$

где r - радиус установки поршней в гидромоторе; φ - текущий угол поворота диска.

Крутящий момент, преодолевающий момент сопротивления M_c , создается несколькими поршнями, а именно теми, которые в данном положении ротора находятся напротив дугообразного окна в распределительном диске, подсоединенного к напорной линии, т.е.

$$M_{кр} = \sum^n M_{кpi} = \sum^n 0,25d^2 p \operatorname{tg} \alpha r \cos \varphi, \quad (1.33)$$

где n - число поршней, одновременно участвующих в создании крутящего момента.

Из формулы (1.33) следует, что крутящий момент гидромотора будет меняться с периодом в один оборот вала за счет изменения φ и n .

В результате при $M_c = \text{const}$ будут наблюдаться колебания давления p , соответствующего действующему $M_{кр}$.

Среднее значение крутящего момента гидромотора за период, превышающий один оборот вала, может быть определено по формуле (10.8). С учетом формулы (1.23) получим

$$M_{кр} = 0,125pd^2zDt\alpha. \quad (1.34)$$

Не весь крутящий момент, определяемый по этой формуле, идет на преодоление момента сопротивления M_c . Часть крутящего момента будет затрачена в самом моторе на гидравлическое сопротивление и на механическое трение. Это учитывается, согласно (1.14), гидромеханическим КПД гидромотора ($\eta_{гм} = \eta_r \eta_m$), т.е.

$$M_{кр} = M_c / \eta_{гм}.$$

Таким образом, требуемое рабочее давление аксиально-поршневого гидромотора определится зависимостью

$$p = \frac{M_c}{0,125d^2 Dz \eta_{гм} \alpha}. \quad (1.35)$$

Схема образования окружной силы T в радиально-плунжерном гидромоторе однократного действия представлена на рис.1.13,а. Из схемы имеем

$$T = R \sin \beta = 0,25\pi d^2 p \sin \beta,$$

где d - диаметр плунжера; p - давление жидкости в рабочей камере мотора.

Крутящий момент от окружной силы на одном плунжере составит

$$M_{кри} = TL = 0,25\pi d^2 p e \sin(\varphi - \beta) \cos \beta,$$

где e - эксцентриситет.

Из данной формулы видно, что величина крутящего момента на одном обороте ротора гидромотора будет меняться вследствие изменения углов φ и β .

Суммарный крутящий момент на роторе гидромотора будет меняться и за счет изменения количества плунжеров, одновременно участвующих в его создании. Все это, как и у аксиально-поршневого гидромотора, будет приводить к пульсации давления в напорной линии. Среднее значение крутящего момента за период времени, превышаю-

щий время одного оборота, может быть определено в соответствии с формулами (1.8) и (1.20) по выражению

$$M_{кр} = 0,25d^2ezp, \quad (1.36)$$

где z - число плунжеров гидромотора.

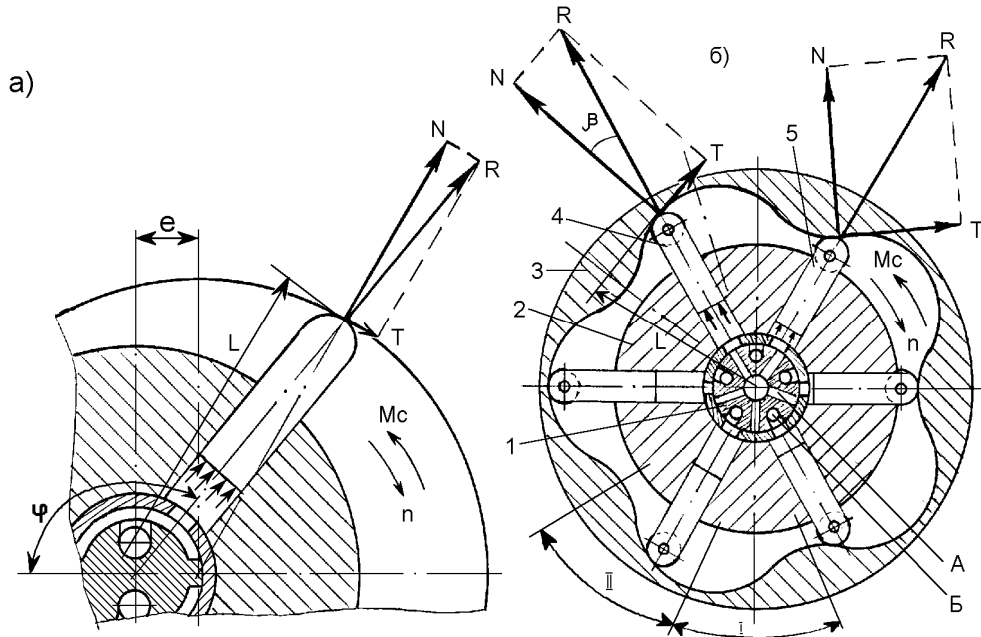


Рис.10.13. Схемы образования окружной силы в радиально-плунжерных гидромоторах однократного (а) и многократного (б) действия

Рабочее давление радиально-плунжерного гидромотора, необходимое для преодоления момента сопротивления M_c на валу ротора, составит

$$p = \frac{4M_c}{d^2ez\eta_{ГМД}}, \quad (1.37)$$

где $\eta_{ГМД}$ - гидромеханический КПД гидромотора.

Из схемы (рис.10.13,а) можем записать $\sin\beta = e \sin(180-\varphi)/R$.

Максимальное значение $\sin\beta$ будет при $\varphi = 90^\circ$, т.е. $\sin\beta_{max} = e/R$.

Имея в виду, что обычно $e/R \leq 0,1$ получим

$$T_{max} = R\sin\beta_{max} \leq 0,1R.$$

Таким образом следует, что большая часть усилия R (большая часть энергии подводимой жидкости) будет реализована не на окружное усилие T , а на нормальную составляющую N , которая формирует силу трения между плунжером и статором гидромотора. Отсюда, КПД гидромотора будет невысоким. Это, а также присущие радиально-плунжерным гидромашинам большие массы и габариты (см. табл.1.1),

обусловили весьма ограниченное применение радиально-поршневых гидромоторов однократного действия.

Существенно более эффективно реализуется энергия потока жидкости в гидромоторах многократного действия. На рис.1.13,б приведена схема радиально-плунжерного гидромотора пятикратного действия.

Большой угол β , а следовательно, и большую величину окружной силы T получают за счет увеличения кривизны рабочего профиля статора.

Особенность конструкции радиально-плунжерного гидромотора многократного действия заключается в следующем. В распределительной оси 1 (рис.1.13,б) выполнены две группы отверстий А и Б. Отверстия строго сориентированы относительно рабочих профилей статора 3. Отверстия группы А располагаются напротив участков I рабочих профилей, а группы Б - напротив участков II. В зависимости от желаемого направления вращения эти группы отверстий подсоединяются, соответственно, к напорной или сливной гидромагистралям. На рис.1.13.б показан случай, когда к напорной гидромагистрали подсоединены отверстия группы А. В этом варианте поток жидкости поступает в рабочие камеры под те плунжеры, которые в данном положении ротора 2 находятся напротив участков I профилей статора (на рис.1.13,б это плунжеры 4 и 5). Под действием жидкости плунжеры 4 и 5 выдвигаются из ротора и через роликовые опоры взаимодействуют с рабочими профилями статора. Результатом этого взаимодействия является сила R , которая для одного плунжера составит

$$R_i = 0,25\pi d^2 p, \quad (1.38)$$

где d - диаметр плунжера; p - давление в нагнетающей линии.

Относительно рабочего профиля сила R раскладывается на две составляющих - нормальную (перпендикулярную) N и касательную T . Нормальная составляющая N обеспечивает прижатие плунжера к рабочему профилю статора и обуславливает силу трения при движении плунжера по профилю. Чтобы уменьшить потери на трение служат роликоопоры.

Касательная составляющая T , имея плечо l относительно оси вращения ротора, обуславливает появление крутящего момента, направленного на преодоление момента сопротивления M_c , которым нагружен выходной вал гидромотора.

Среднее значение крутящего момента определяется по формуле

$$M_{кр} = \frac{1}{2\pi} p g = 0,125 d^2 z h k p, \quad (1.39)$$

где z - число плунжеров; h - ход плунжера; k - кратность гидромотора (число рабочих профилей статора).

Сравнивая с формулой (1.36) для гидромотора однократного действия видно, что при равенстве диаметров, количества и рабочих ходов плунжеров ($2e = h$), крутящий момент гидромотора многократного действия будет в k раз больший.

Однако, при подаче в гидромотор многократного действия того же расхода жидкости, что и в гидромотор однократного действия, получим в k раз меньшую частоту вращения выходного вала. Это обстоятельство в целом ряде случаев оказывается очень удобным, позволяя избежать установки между гидромотором и рабочим органом механического редуктора.

Рабочее давление радиально-плунжерного гидромотора многократного действия, необходимое для преодоления момента сопротивления M_c на его выходном валу составит

$$p = \frac{8M_c}{d^2 z h k \eta_{гм}}, \quad (1.40)$$

где $\eta_{гм}$ - гидромеханический КПД гидромотора.

В настоящее время отечественной промышленностью освоено производство радиально-плунжерных гидромоторов многократного действия с крутящим моментом до 9500 Н·м, частотой вращения до 200 об/мин и полным КПД до 0,9 в номинальном режиме работы.

1.2.3. Характеристики объемных гидромашин

Характеристиками гидромашин называются зависимости, определяющие взаимосвязь между их основными параметрами: рабочим объемом, частотой вращения (скоростью движения) и нагрузкой (крутящим моментом). Знание этих характеристик позволяет производить сравнение между собой как различных по конструкции, так и по типу гидромашин. Необходимость в этом возникает при выборе гидромашин для вновь проектируемых гидросистем и при ремонте (замене) в существующих системах гидропривода.

А. Характеристика фактической подачи насоса.

Эта характеристика является основной для насоса, позволяя установить, какое фактически количество жидкости в единицу времени будет подаваться в гидросистему при различных режимах ее работы.

Теоретическая подача насоса определяется (см. п. 1.1) по формуле

$$Q_T = q_n n_n,$$

где q_n - рабочий объем насоса; n_n - частота вращения приводного вала насоса.

Для регулируемых насосов эту формулу переписывают в виде

$$Q_T = q_n n_n U_n, \quad (1.41)$$

где U_n - параметр регулирования насоса; q_n - максимально возможный рабочий объем насоса.

Параметр регулирования насоса представляет собой отношение текущего (установленного в данный момент) значения рабочего объема к его максимальному значению, т.е.

$$U_n = q_{ni} / q_n.$$

Имея в виду, что $0 \leq q_i \leq q_n$, будет $0 \leq U_n \leq 1$ для любого насоса.

Не вся жидкость, взятая насосом из бака при всасывании, поступает из него в напорную магистраль. Часть жидкости в виде утечек через конструктивные зазоры возвращается во всасывающую полость. В соответствии с (1.9) и (1.14) потери жидкости в виде внутренних утечек определяют объемный КПД насоса в номинальном режиме

$$\eta_{он} = \frac{N_n}{N_{нво}}, \quad (1.42)$$

где N_n - мощность потока жидкости на выходе из насоса; $N_{нво}$ - мощность на приводном валу насоса, затраченная на обеспечение теоретической подачи насоса.

Очевидно, что в соответствии с формулой (1.6) можно записать

$$N_n = Q_{нф} p_{ном} \quad \text{и} \quad N_{нво} = Q_T p_{ном},$$

где $Q_{нф}$ - фактическая подача насоса при давлении $p_{ном}$ в напорной линии в номинальном режиме.

Фактическая подача насоса отличается от теоретической на величину утечек ΔQ , т.е. $Q_{нф} = Q_T - \Delta Q$.

Исходя из этого формулу (1.42) можем переписать в виде

$$\eta_{он} = \frac{Q_{нф} p_{ном}}{Q_T p_{ном}} = \frac{Q_{нф}}{Q_T} = \frac{Q_T - \Delta Q}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_T}. \quad (1.43)$$

И гидромеханики известно, что расход жидкости через зазоры, кольцевые щели и т.п. прямо пропорционален перепаду давления Δp на них. Имея в виду, что давление во всасе насоса мало отличается от нуля, перепад давления будет численно равен давлению в напорной линии насоса, т.е. $\Delta p = p_{наг}$.

Таким образом, объем утечек будет меняться при изменении режима работы гидросистемы.

Теоретически рассчитать величину утечек в насосе весьма затруднительно в виду того, что путь утечек представляет собой весьма сложную систему зазоров переменного сечения.

Поэтому завод-изготовитель экспериментально устанавливает зависимость вида

$$\Delta Q = ap,$$

где a - градиент утечек, равный величине утечек, приходящихся на единицу перепада давления в насосе.

Для номинального режима выражение (1.43) можно представить в виде

$$\eta_{он} = 1 - \frac{ap_{ном}}{Q_T^{ном}}.$$

Отсюда $a = Q_T^{ном}(1-\eta_{он})/p_{ном}$.

Исходя из этого фактическая подача насоса определится из выражения

$$Q_{нф} = Q_{нт} - Q_{нт}^{ном}(1-\eta_{он})\frac{p}{p_{ном}}.$$

Для нерегулируемого насоса эту формулу можно представить в виде

$$Q_{нф} = q_n n_n - q_n n_n^{ном}(1-\eta_{он})\frac{p}{p_{ном}}. \quad (1.44)$$

Для регулируемого насоса, согласно (1.41), будем иметь

$$Q_{нф} = q_n n_n U_n - q_n n_n^{ном}(1-\eta_{он})\frac{p}{p_{ном}}. \quad (1.45)$$

График зависимости $Q_{нф} = f(p)$ при фиксированных значениях U_n представлен на рис.1.14,а.

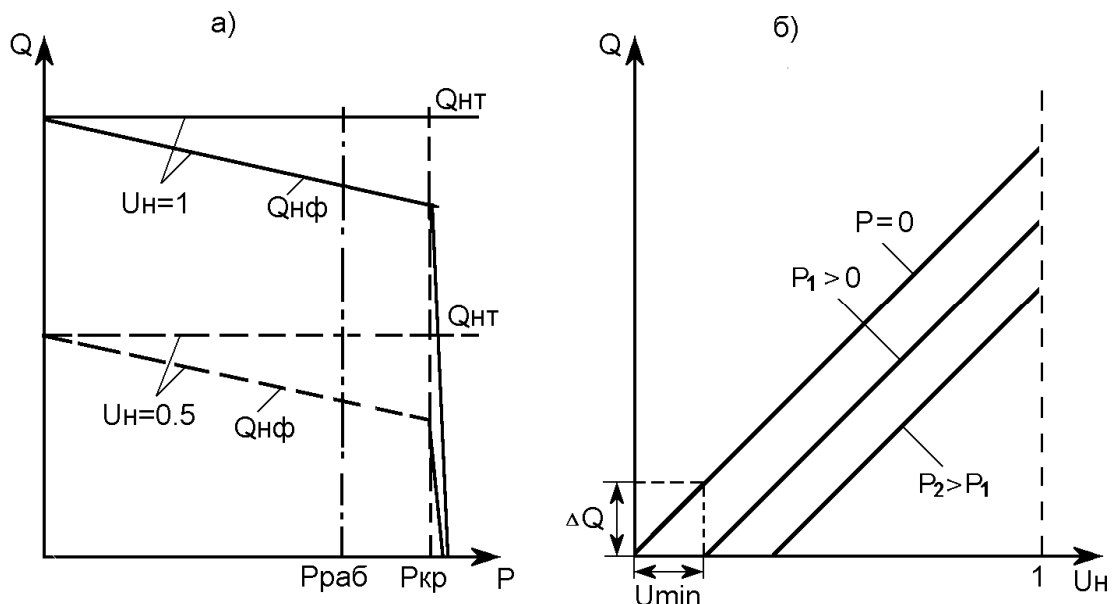


Рис.10.14. Характеристики объемных гидравлических насосов

Линейная зависимость фактической подачи насоса от давления в напорной линии гидросистемы сохраняется до давления $p_{кр}$, после чего подача насоса резко падает.

Объясняется это тем, что при столь большом давлении нарушается целостность насоса. Происходит смещение, деформация или даже разрыв уплотнений. Возможны механические разрушения отдельных деталей насоса. Иными словами, насос выходит из строя. Для исключения подобной ситуации для каждого типа насосов устанавливается предельное значение давления $p_{раб}$, при котором насос выполняет свои функции с заданным сроком службы. Называется это давление - *рабочим давлением* и его значение приводится в технической характеристике насоса.

Б. Регулировочная характеристика насоса

Регулировочная характеристика устанавливает зависимость фактической подачи насоса от его параметра регулирования для различных режимов работы гидросистемы. Данная характеристика имеет смысл только для регулируемых насосов и позволяет сравнивать их по величине возможного диапазона регулирования для режимов работы рассматриваемой гидросистемы.

Регулировочная характеристика описывается той же формулой (1.44), только аргументом является параметр регулирования U_n , а давление p на выходе из насоса фиксируется на значении, равном рабочему давлению гидросистемы. График зависимости $Q_{нф} = f(U_n)$ при $p = \text{const}$ представлен на рис. 1.14, б.

Из графика видно, что при давлении в гидросистеме, равном p_1 , существует параметр регулирования U_{min} , при котором вся подача насоса идет на компенсацию его внутренних утечек ΔQ . При большем значении рабочего давления ($p_2 > p_1$) U_{min} увеличивается, а диапазон регулирования ($U_{рег} = 1 - U_{min}$) уменьшается.

Таким образом, данная характеристика позволяет сравнить различные регулируемые насосы и выбрать наиболее приемлемый по диапазону регулирования для рассматриваемой гидросистемы.

В. Скоростная характеристика гидродвигателей

Скоростная характеристика позволяет определить количество жидкости в единицу времени, которое необходимо подать в гидродвигатель для обеспечения заданной скорости движения его выходного звена при различных режимах работы гидросистемы.

В соответствии с основными расчетными зависимостями (1.5) и (1.7) теоретический расход жидкости, необходимый для обеспечения требуемой скорости движения выходного звена гидродвигателя, определяется по формулам:

$$\text{- для гидромотора } \quad Q_T = q_M n_M,$$

где q_M - рабочий объем гидромотора; n_M - требуемая частота вращения выходного вала гидромотора;

$$\text{- для гидроцилиндра } \quad Q_T = S_n V_{ц},$$

где S_n - рабочая площадь поршня гидроцилиндра; $V_{ц}$ - требуемая скорость движения поршня гидроцилиндра.

Фактически же надо подать больший расход жидкости, т.к. не вся поданная в гидродвигатель жидкость пойдет на обеспечение требуемой скорости движения. Часть поданной жидкости, не выполнив требуемой работы, в виде внутренних утечек гидродвигателя уйдет в дренажную сливную магистраль.

$$\text{Тогда} \quad Q_{дф} = Q_T + \Delta Q_d, \quad (1.46)$$

где ΔQ_d - объем утечек в гидродвигателе при рассматриваемом режиме его работы.

Величина утечек оценивается объемным КПД, который для номинального режима работы гидродвигателя определен заводом-изготовителем. Аналогично, как и для насоса (см.ф.1.42), можно записать

$$\eta_{од} = \frac{N_d}{N_{дг}},$$

где N_d - мощность потока жидкости, соответствующая теоретическому расходу жидкости в гидродвигателе; $N_{дг}$ - мощность потока жидкости, соответствующая фактическому расходу жидкости в гидродвигателе.

Тогда можно записать

$$\eta_{од} = \frac{Q_T^{ном} p_{ном}}{Q_{дф}^{ном} p_{ном}} = \frac{Q_T^{ном}}{Q_T^{ном} + \Delta Q_d^{ном}}.$$

$$\text{Отсюда} \quad \Delta Q_d^{ном} = Q_T^{ном} \left(\frac{1}{\eta_{од}} - 1 \right). \quad (1.47)$$

Объем утечек, приходящихся на единицу действующей нагрузки, определится по формулам:

$$\text{- для гидромотора} \quad \frac{\Delta Q_M^{ном}}{M_M^{ном}} = \frac{q n_M^{ном}}{M_M^{ном}} \left(\frac{1}{\eta_{ом}} - 1 \right),$$

где n_m и M_m - соответственно, частота вращения и крутящий момент на валу гидромотора в номинальном режиме;

$$\text{- для гидроцилиндра} \quad \frac{\Delta Q_{\text{ц}}^{\text{НОМ}}}{R_{\text{НОМ}}} = \frac{S_{\text{п}} V_{\text{п}}^{\text{НОМ}}}{R_{\text{НОМ}}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{оц}}} - 1 \right),$$

где $V_{\text{п}}$ и $R_{\text{НОМ}}$ - соответственно, скорость движения и усилие на штоке гидроцилиндра в номинальном режиме.

Исходя из этих зависимостей, можно записать выражения для определения объема утечек при любой заданной нагрузке:

$$\text{- для гидромотора} \quad \Delta Q = \frac{\Delta Q_{\text{м}}^{\text{НОМ}}}{M_{\text{м}}^{\text{НОМ}}} M_{\text{м}} = q n_m^{\text{НОМ}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{ом}}} - 1 \right) \frac{M_{\text{м}}}{M_{\text{м}}^{\text{НОМ}}},$$

$$\text{- для гидроцилиндра} \quad \Delta Q = \frac{\Delta Q_{\text{ц}}^{\text{НОМ}}}{R_{\text{НОМ}}} R_{\text{ц}} = S_{\text{п}} V_{\text{п}}^{\text{НОМ}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{оц}}} - 1 \right) \frac{R_{\text{ц}}}{R_{\text{НОМ}}}.$$

В этих формулах M_m и $R_{\text{ц}}$ - соответственно, заданные крутящий момент на валу гидромотора и усилие подачи на штоке гидроцилиндра. Подставляя полученные выражения объема утечек в формулу (1.46), окончательно получим:

$$\text{- для гидромотора} \quad Q_{\text{мф}} = q_m n_m + q_m n_m^{\text{НОМ}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{ом}}} - 1 \right) \frac{M_{\text{м}}}{M_{\text{м}}^{\text{НОМ}}}; \quad (1.48)$$

$$\text{- для гидроцилиндра} \quad Q_{\text{цф}} = S_{\text{п}} V_{\text{п}} + S_{\text{п}} V_{\text{п}}^{\text{НОМ}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{оц}}} - 1 \right) \frac{R_{\text{ц}}}{R_{\text{НОМ}}}. \quad (1.49)$$

График скоростной характеристики гидромотора, т.е. зависимости $Q_{\text{мф}} = f(n_m)$ при фиксированных значениях действующего крутящего момента представлен на рис. 1.15, а.

Подобным будет и график скоростной характеристики для гидроцилиндра, построенный по уравнению (1.49) при $R_{\text{ц}} = \text{const}$.

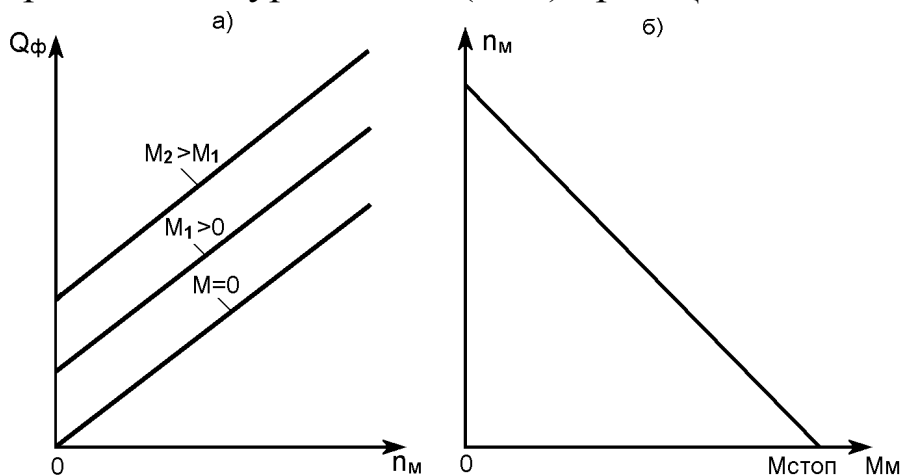


Рис.10.15. Скоростная (а) и механическая (б) характеристики гидромотора

Полученные формулы (1.48) и (1.49) позволяют, во-первых, решить прямую задачу: по заданной скорости движения определить требуемый расход жидкости и подобрать по нему подходящий насос.

Во-вторых, можно решить обратную задачу: по производительности существующего насоса подобрать такой гидродвигатель, который обеспечит при заданной нагрузке заданную скорость.

Г. Механическая характеристика гидродвигателей

Механической характеристикой гидродвигателя называется зависимость скорости движения гидродвигателя от нагрузки, приложенной к его выходному звену. Наличие такой зависимости обусловлено тем, что с изменением нагрузки меняются внутренние утечки гидромотора, и при неизменности расхода жидкости, подаваемой в гидродвигатель, будет меняться и скорость его движения.

Для получения формул механической характеристики перепишем зависимости (1.48) и (1.49) в виде:

$$\text{- для гидромотора} \quad n_m = \frac{Q}{q_m} - \frac{n_m^{\text{НОМ}}}{M_m^{\text{НОМ}}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{ом}}} - 1 \right) M_m; \quad (10.50)$$

$$\text{- для гидроцилиндра} \quad v_{\text{п}} = \frac{Q}{S_{\text{п}}} - \frac{v_{\text{п}}^{\text{НОМ}}}{R_{\text{ном}}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{оц}}} - 1 \right) R_{\text{ц}}. \quad (10.51)$$

В этих формулах Q представляет собой расход жидкости, поданной в гидромотор. При этом считаем $Q = \text{const}$.

График механической характеристики гидромотора, построенный по формуле (1.50), приведен на рис.1.15,б. Точка пересечения графика с осью абсцисс определяет стоповый крутящий момент ($M_{\text{стоп}}$), при котором гидромотор останавливается ($n_m = 0$). У современных гидромоторов величина $M_{\text{стоп}}$ в 50 и более раз превышает $M_{\text{ном}}$ в виду высокого объемного КПД, т.е. хорошей герметичности конструкций гидромоторов. Отсюда следует, что крутизна графика механической характеристики невелика. В этом случае говорят, что данный гидромотор имеет жесткую механическую характеристику. Под термином *жесткость механической характеристики* понимается степень зависимости скорости движения рабочего органа какого-либо механизма от преодолеваемой им нагрузки.

Следует отметить здесь, что необходимо различать жесткость механической характеристики отдельных механизмов и приводов в целом.

Применительно к гидроприводам следует иметь в виду, что в формулах (1.50) и (1.51) обеспечить $Q = \text{const}$ практически не удастся, т.к.

фактическая подача насоса (см. ф. 1.44 и 1.45) зависит от давления на выходе из него. Это давление, в свою очередь, зависит от нагрузки, действующей на выходном звене гидродвигателя, и сопротивления нагнетающей линии, соединяющей насос с гидродвигателем (рис. 1.16).

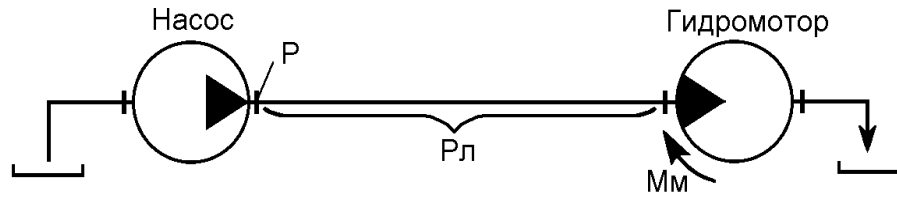


Рис. 1.16. К выводу механической характеристики гидросистемы

Из схемы следует
$$p = p_{л} + \frac{2\pi M_{м}}{q_{м}}.$$

Тогда формула (1.45) примет вид

$$Q_{нф} = q_{н} n_{н} U_{н} - q_{н} n_{н}^{ном} (1 - \eta_{он}) \frac{p_o q_{м} + 2\pi M_{м}}{p_{н}^{ном} q_{м}},$$

и формула механической характеристики гидросистемы будет получена подстановкой этой зависимости в формулу (1.50)

$$n_{м} = \frac{q_{н} n_{н} U_{н}}{q_{м}} - q_{н} n_{н}^{ном} (1 - \eta_{он}) \frac{p_o q_{м} + 2\pi M_{м}}{p_{н}^{ном} q_{м}^2} - \frac{n_{м}^{ном}}{M_{м}^{ном}} \left(\frac{1}{\eta_{ом}} - 1 \right) M_{м}. \quad (1.52)$$

Из формулы (1.52) следует, что жесткость механической характеристики гидросистемы будет ниже, чем собственно у гидромотора. Вместе с тем жесткость механической характеристики гидросистемы на порядок выше, чем у электропривода постоянного тока и пневмосистем, уступая в жесткости механической характеристики только механическим передачам.

1.3. Контрольные вопросы

1. В чем отличие гидростатической и гидродинамической передач?
2. Запишите формулы основных расчетных зависимостей гидропередач. Как оценивается КПД гидромашины и гидропередачи?
3. Какими параметрами определяется рабочий объем насосов и гидродвигателей? По каким параметрам выбирается насос объемной гидропередачи?
4. Опишите принцип действия объемных гидронасосов. Изобразите планограммы сил, действующих в гидродвигателях.
5. От чего зависит жесткость механической характеристики гидродвигателя и гидропередачи в целом?

2. УСТРОЙСТВА УПРАВЛЕНИЯ, РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ

Потоком жидкости, получившей энергию в насосе, необходимо рационально распорядиться. Для этого в гидравлическом приводе используется весьма широкая по назначению, типам и конструкции номенклатура устройств, называемых гидроаппаратами. Из них можно выделить три характерных типа: гидрораспределители, дроссели и клапаны.

1. **Гидрораспределители** - это устройства, основным назначением которых является управление потоком жидкости по направлению. При приложении управляющего внешнего воздействия они изменяют направление потоков жидкости в нескольких подсоединенных к ним гидромагистралях.

2. **Дроссели** - регулирующие устройства, способные устанавливать определенную связь между расходом, проходящим через дроссель, и перепадом давления до и после него. Основное назначение - регулировать расход потока жидкости, подаваемого к гидродвигателю для изменения его скорости.

3. **Клапаны** - устройства, которые могут менять свое проходное сечение под воздействием давления потока, идущего через него. Основное назначение клапанов - поддерживать в отдельных частях гидросистем давления жидкости в заданных пределах независимо от пропускаемого расхода (редукционные и напорные клапаны) и ограничивать давление на безопасном для гидросистемы уровне (предохранительные клапаны).

Часто гидроаппараты совмещают функции перечисленных основных типов. Так, распределители часто выполняют одновременно функции и управления, и регулирования, а клапаны используются как элементы, изменяющие направление потока.

2.1. Распределители жидкости

Гидрораспределители разделяют по типу запорно-регулирующих элементов на крановые, золотниковые и клапанные.

Крановым распределителем называется распределитель, у которого запирающий элемент совершает вращательно-поворотное движение вокруг собственной оси. На рис.2.1,а приведена конструкция крана, запирающий элемент которого представляет собой пробку 5, тщательно притертую к цилиндрической расточке корпуса 3. Крышки 2 и 4 закры-

вают внутреннюю расточку корпуса 3, фиксируя пробку 5 от осевых перемещений.

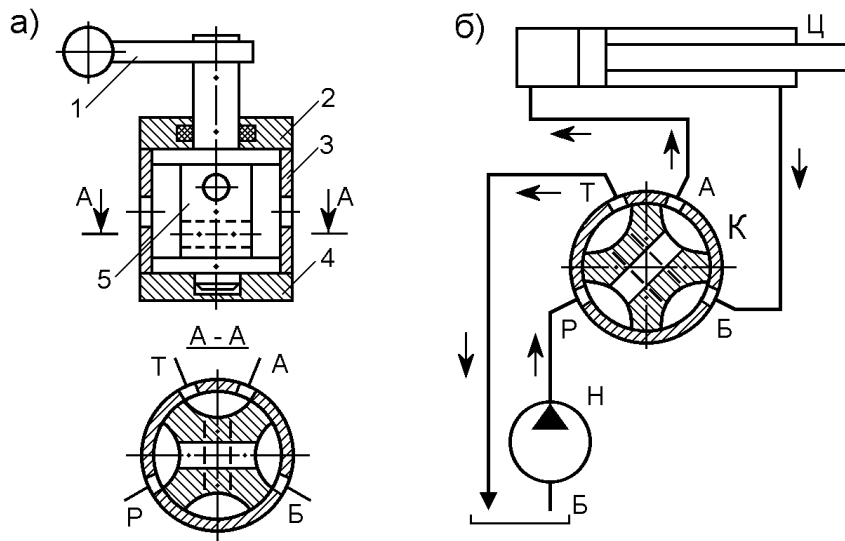


Рис.2.1. Конструкция (а) и схема включения (б) кранового распределителя

Фрезерованные грани пробки 5 делят расточку корпуса на четыре камеры. Два отверстия в пробке соединяют диаметрально противоположные камеры между собой. Этим обеспечивается гидравлическая уравновешенность пробки. При помощи рукоятки 1 пробка может быть повернута на угол 45° , чем осуществляется соответствующее соединение гидролиний, подведенных к распределителю (рис.2.1,б).

В соответствии с принятыми в настоящее время обозначениями отверстия для подсоединения гидролиний маркируются так: **Р** - подвод; **Т** - слив; **А,Б,...** - отводы. К подводу присоединяется напорная линия насоса, к сливу - линия, ведущий в бак, а к отводам - трубопроводы, ведущие к рабочим полостям гидродвигателя.

Пробковые краны из-за значительных утечек и моментов трения при повороте используются в гидросистемах с рабочим давлением не более 10 МПа.

Существенно большими возможностями обладает крановый распределитель с плоским запирающим элементом, приведенный на рис.2.2.

Основным элементом конструкции распределителя является корпус 2, который пристыковывается к базирующей плоскости какого-либо гидроблока. За счет этого между ними жестко фиксируется седло 1 в виде плоского диска (сечение А-А на рис.2.2) с системой отверстий. В расточке корпуса 2 размещен цилиндрический запирающий элемент 5 с хвостовиком, к которому шарнирно прикреплена рукоятка 7. Запираю-

ший элемент опирается на упорный подшипник 6 что облегчает его переключение на другую рабочую позицию.

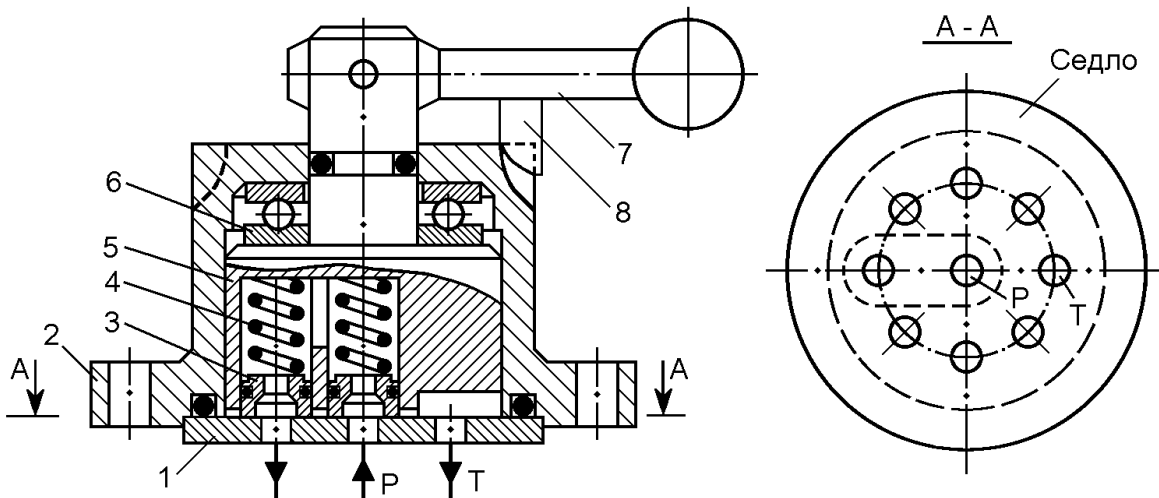


Рис.2.2. Крановый распределитель с плоским запирающим элементом

Для переключения необходимо приподнять рукоятку 7 вверх, выведя шип 8 фиксатора из паза в корпусе се 2, и повернуть запирающий элемент вокруг собственной оси на угол, соответствующий следующей рабочей позиции.

В каждой из рабочих позиций через каналы в запирающем элементе происходит соединение центрального отверстия седла 1 с одним из периферийных. остальные периферийные отверстия седла через внутреннюю полость корпуса 2 соединены между собой.

Для исключения перетоков жидкости в зазоре между седлом и запирающим элементом в последнем установлены уплотняющие втулки 3, поджимаемые к седлу пружинами 4.

Рассмотренная конструкция имеет исключительно большие возможности по количеству управляемых гидролиний и вариантам их соединений. Рабочее давление таких гидрораспределителей достигает 32 МПа.

Золотниковым называется распределитель, у которого запирающий элемент (золотник) совершает возвратно-поступательное движение вдоль собственной оси. На рис.2.3 представлена схема типичной конструкции золотникового трехпозиционного четырехлинейного распределителя с ручным управлением.

Распределитель состоит (рис.2.3,а) из корпуса 3, во внутренней расточке которого размещается цилиндрический золотник 4 с двумя рабочими поясками. Крышки 2 и 6 замыкают рабочую камеру распределителя. Золотник 4 при помощи рукоятки 1 может сдвигаться вдоль соб-

ственной оси влево и вправо от среднего положения (рис.2.3,б,в), в которое при отпускании рукоятки золотник устанавливается автоматически при помощи пружины 5.

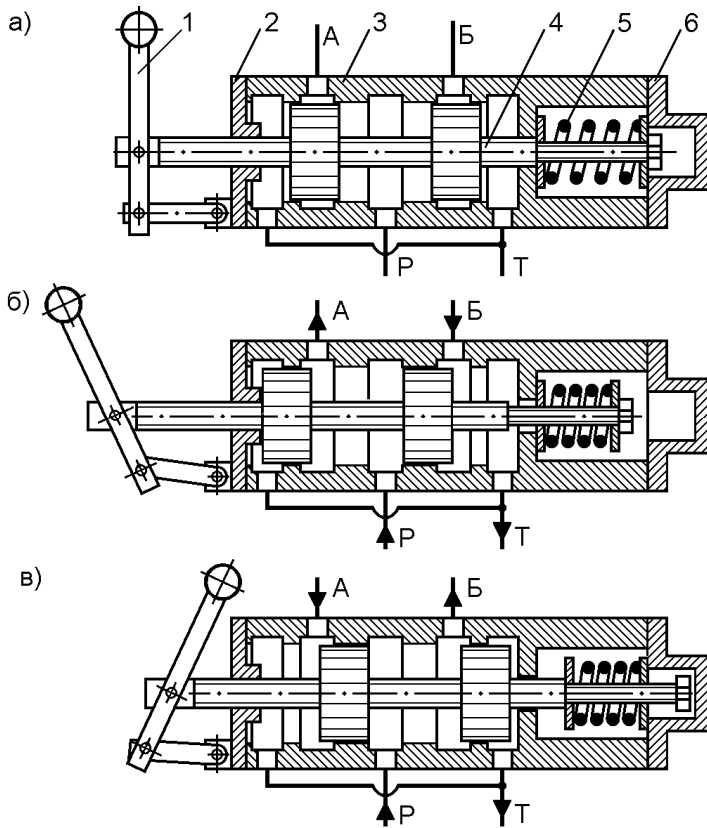


Рис.2.3. Золотниковый гидрораспределитель

При переводе золотника в одно из крайних положений происходит соединение подвода (р) с одним из отводов (с отводом А на рис.2.3,б), а другой отвод (Б) соединяется со сливом (Т). Таким образом, данный распределитель реверсирует поток жидкости, идущий по отводам к потребителю.

Данная конструкция распределителя позволяет совместить управленческую функцию с регулирующей расход жидкости, идущего через распределитель. Это можно получить путем частичного смещения золотника, при котором отводящие отверстия будут открыты не полностью.

В настоящее время золотниковые распределители являются самым распространенным типом распределителей с широким спектром по схемам соединения гидролиний и способов управления золотником. Рабочее давление золотниковых распределителей составляет 20-32 МПа.

Клапанным распределителем называется распределитель, у которого запирающим элементом является конический или шариковый клапан.

Имея увеличенные по сравнению с золотниковыми распределителями размеры и массу, они отличаются высокой герметичностью, позволяя удерживать гидродвигатель под нагрузкой в неподвижном состоянии.

На рис. 2.4 приведена конструкция клапанного распределителя с коническим, гидравлически уравновешенным, элементом.

В закрытом положении клапан 3 удерживает пружина 5, а открытие производится нажатием на шток 1. Чтобы силы, требуемые для открытия и удержания клапана в закрытом положении были малы, запирающий элемент 3 помещен между поршнями 2 и 4.

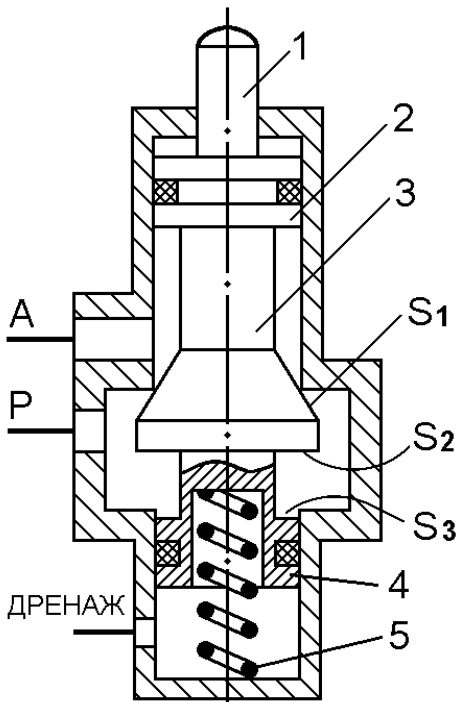


Рис.2.4. Клапанный распределитель

Площади запирающего элемента S_1 , S_2 и S_3 подобраны так, что при подводе жидкости через отверстие P сила давления жидкости на клапан равнялась бы нулю, т.е.

$$R_{ж} = p(S_1 - S_2 + S_3) = 0, \quad \text{при } S_1 - S_2 + S_3 = 0.$$

Для осуществления реверсивного движения гидродвигателя необходимо будет использовать 2-4 клапана, собранных в единую клапанную коробку, и обеспечить их взаимосвязанное переключение.

На гидравлических схемах распределители изображаются в виде условных обозначений, которые позволяют наглядно и, самое главное, однозначно определить число позиций распределителя и схемы соединения гидролиний во всех позициях.

На рис.2.5 приведены условные обозначения всех, рассмотренных выше конструкций распределителей.

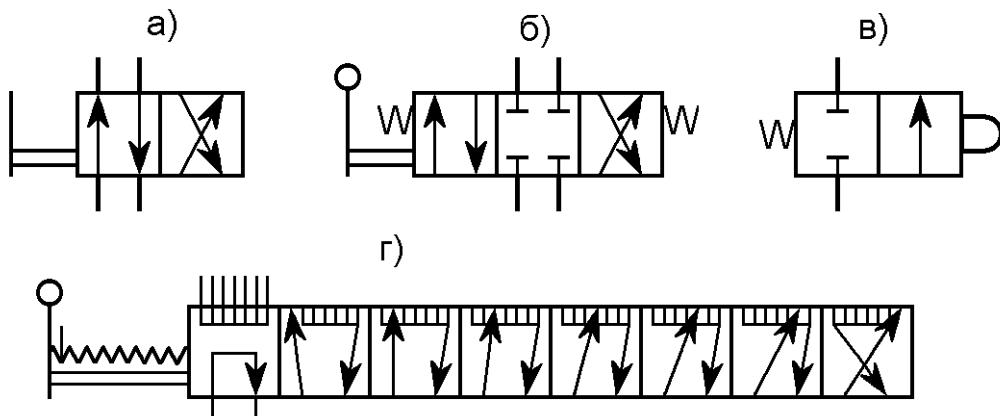


Рис.2.5. Условные обозначения распределителей на гидросхемах:
 а - крановый с пробкой (рис.2.1); б - золотниковый (рис.2.3); в - клапанный (рис. 2.4); г - крановый с плоским запирающим элементом (рис.2.2)

2.2. Гидравлические дроссели

Дроссель представляет собой местное гидравлическое сопротивление с регламентированной характеристикой $\Delta p = f(Q)$, т.е. устанавливает желаемую связь между пропускаемым расходом и перепадом давления до и после себя.

В зависимости от вида этой характеристики различают линейный и нелинейный дроссели.

Линейный дроссель имеет линейную взаимосвязь между расходом и потерей давления Δp в зоне ламинарного течения жидкости. Примером такого дросселя является трубка (рис.2.6,а), у которой отношение $b/d > 5$.

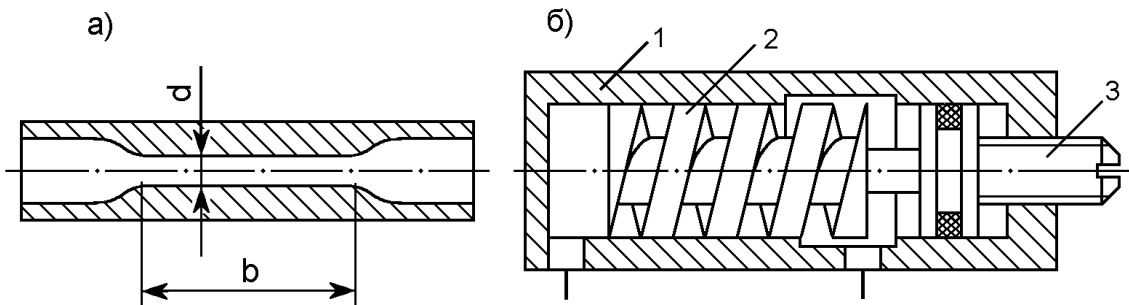


Рис.2.6. Конструкции линейных дросселей

Имея большую длину, трубка обладает значительным сопротивлением трения в зоне ламинарного течения. Поскольку ламинарный режим течения устойчив при $Re < Re_{кр}$ и потери при нем прямо пропорциональны вязкости, линейные ламинарные дроссели применимы только при малых скоростях жидкости, т.е. при малых значениях Δp (обычно $\Delta p < 0,5 \text{ МПа}$) и в условиях достаточно стабильной температуры при эксплуатации.

Ввиду большой длины трубки для уменьшения габаритов линейного дросселя ее выполняют обычно в виде винта 2 (рис.2.6,б) с резьбой прямоугольного сечения, размещаемого в корпусе 1. Вращением винта 3 работающая длина винта и, следовательно, характеристика дросселя могут изменяться.

Из-за указанных ограничений линейные дроссели с ламинарным течением несмотря на удобный вид характеристики применяют редко.

При турбулентном течении жидкости через данный тип дросселей линейность зависимости $\Delta p = f(Q)$ нарушается и сама характеристика становится весьма нестабильной из-за переменности коэффициента трения λ (коэффициента Дарси).

Наиболее широкое применение в качестве дросселирующих устройств получили местные гидравлические сопротивления, используемые в зоне квадратичных режимов течения жидкости. Дросселирующие элементы на базе отверстий и насадков, где обтекаются острые кромки, уже при малых значениях Re имеют слабо изменяющуюся от Re зависимость коэффициента расхода μ . Этим обеспечивается хорошая стабильность в широком диапазоне Re квадратичных характеристик $\Delta p = A Q^2$ ($A = \text{const}$) у дросселей, основанных на применении таких элементов. Такие дроссели и называются *нелинейными дросселями*.

Типичные конструкции нелинейных дросселей приведены на рис.2.7.

Игольчатый дроссель (рис.2.7,а) отличается простотой конструкции, основным элементом которой является конусный клапан 2. При помощи винта 3 клапан перемещается в осевом направлении, изменяя площадь проходного отверстия в корпусе 1. Для плавности регулирования угол конусности клапана делают по возможности малым ($10-20^\circ$).

Игольчатый дроссель (рис.2.7,а) отличается простотой конструкции, основным элементом которой является конусный клапан 2.

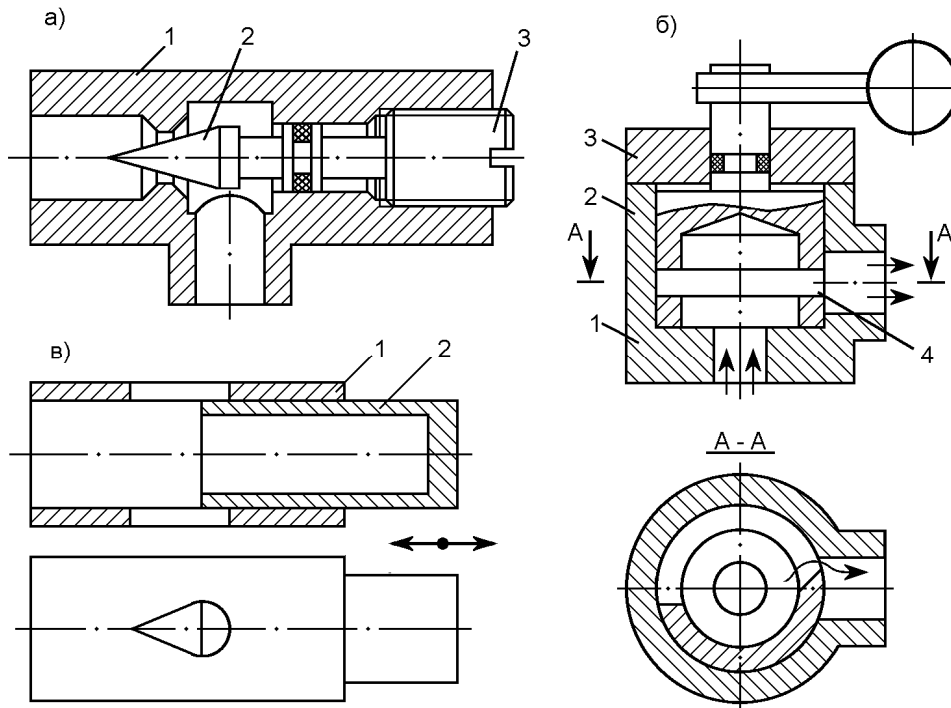


Рис.2.7. Конструкции нелинейных дросселей

При помощи винта 3 клапан перемещается в осевом направлении, изменяя площадь проходного отверстия в корпусе 1. Для плавности регулирования угол конусности β клапана делают по возможности малым ($10-20^\circ$).

На рис.2.7,б показана конструкция щелевого дросселя. В корпусе 1, закрытом крышкой 3, размещена поворачиваемая вокруг собственной оси пробка 2 с плоской дросселирующей щелью 4. Совместно со стенкой корпуса щель образует плоский сходящийся насадок переменной угловой протяженности, устанавливаемый поворотом пробки при настройке. Для плавности регулирования щели делают узкими, что приводит, однако, к ограничению диапазона регулирования расхода через дроссель.

Широкий диапазон регулирования расхода и высокую точность регулирования обеспечивают дроссели втулочного типа. На рис.2.7,в показана дросселирующая пара такого дросселя. Она состоит из наружной 1 и внутренней 2 втулок. В наружной втулке сделаны фигурные отверстия, которые могут перекрываться внутренней втулкой за счет ее осевого перемещения.

Для нелинейных дросселей любой конструкции используется общая формула расхода при истечении жидкости через отверстия и насадки, выведенная в главе 7:

$$Q = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (2.1)$$

где μ - коэффициент расхода; $S_{др}$ - площадь проходного отверстия дросселя; ρ - плотность рабочей жидкости; Δp - перепад давления на проходном отверстии.

Для разных конструкций в этой формуле будут различными коэффициенты расхода, которые можно определить экспериментальным путем. Так, для щелевых и втулочных дросселей $\mu = 0,64-0,7$, а для игольчатых - $\mu = 0,75-0,8$.

Для регулируемых дросселей формулу расхода представляют в виде

$$Q = \mu S_{др} U_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (2.2)$$

где $U_{др}$ - параметр регулирования дросселя.

По аналогии с параметром регулирования насоса имеет место

$$U_{др} = \frac{S_{дрi}}{S_{др}}; \quad 0 \leq U_{др} \leq 1,$$

где $S_{дрi}$ - текущее значение площади поперечного сечения проходного отверстия дросселя; $S_{др}$ - максимальная площадь поперечного сечения проходного отверстия.

Область применения дросселей весьма широка. Дроссели используются в качестве гасителей колебаний (демпферов) для замедления

(торможения) движения гидродвигателей в конце хода или по определенной программе, для гидравлического разделения полостей гидроаппаратов, в качестве ограничителей и, особенно широко, регуляторов расхода.

Для изображения дросселей на гидравлических схемах используются условные обозначения, приведенные на рис.2.8.

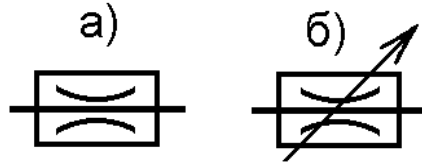


Рис.2.8. Условные обозначения дросселей на гидравлических схемах:
а - нерегулируемый; б - регулируемый

2.3. Регуляторы давления

Регуляторами давления называются гидроаппараты, которые обеспечивают получение заданного давления во всей гидросистеме или в ее отдельных частях. К ним относятся предохранительные, переливные и редуционные клапаны.

Предохранительные клапаны предназначены для защиты гидравлического привода от перегрузки путем ограничения давления в гидропередаче на заданном безопасном уровне. Ограничение давления обеспечивается за счет отвода потока жидкости из напорной (нагнетающей) магистрали на слив в бак автоматически при возникновении нагрузки, превышающей допустимую. Идея этого решения заключается в том, что потоку жидкости предлагается альтернатива: идти в гидродвигатель и преодолевать чрезмерную нагрузку или идти в бак, преодолевая заданное (допустимое) сопротивление клапана. Естественно, что поток жидкости пойдет по пути наименьшего сопротивления, т.е. через клапан. Прекращение подачи жидкости в гидродвигатель приведет к остановке последнего и, следовательно, перестанет преодолеваться внешняя нагрузка. Поскольку сопротивление клапана постоянно, то и давление в гидросистеме, пропорциональное этому сопротивлению, перестанет возрастать, установившись на уровне, исключающем выход из строя гидросистемы и самой рабочей машины.

Из вышеизложенного следует, что в клапане должны выполняться две функции: измерение давления и управление потоком жидкости. Функция измерения заключается в постоянном измерении величины давления в гидросистеме и сравнении ее с заданной величиной. Функция управления выражается в перекрытии или пропуске потока жидко-

сти из гидросистемы в бак. На рис.2.9 приведена одна из типичных конструкций предохранительного клапана.

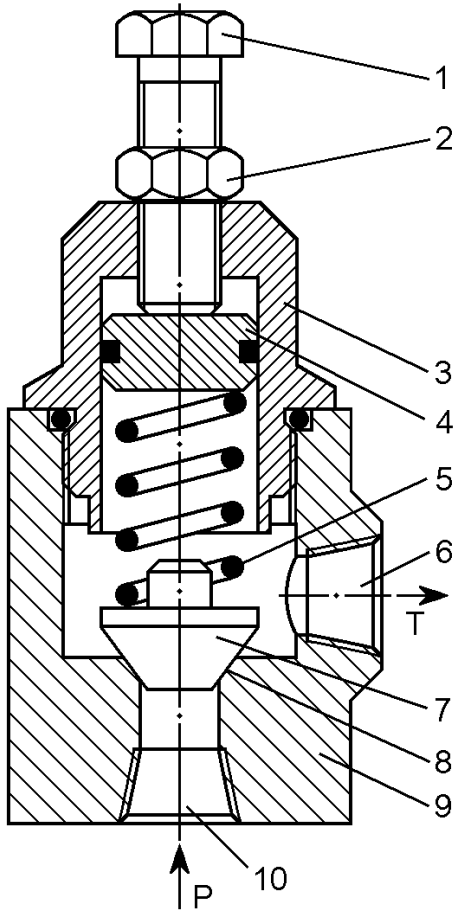


Рис.2.9.Предохранительный клапан прямого действия

Основным элементом конструкции предохранительного клапана является запирающий элемент 7. В приведенной конструкции он конический, а может быть шариковым (сферическим), тарельчатым или золотниковым. Под действием рабочей пружины 5 он плотно прижат к кромке 8 входного отверстия 10 в корпусе 9. Эта кромка называется седлом клапана. Величина усилия прижатия запирающего элемента к седлу может регулироваться при помощи винта 1, который при вращении перемещается в резьбовом отверстии колпачка 3 в осевом направлении и через втулку 4 изменяет величину сжатия пружины 5. От самопроизвольного откручивания винт 1 удерживается контргайкой 2. Отверстие 10 соединяется с нагнетающей магистралью гидросистемы, а выходное отверстие 6 с баком.

Отсюда следует, что на запирающий элемент 7 действуют две противоположные друг другу силы:

- усилие пружины

$$R_{\text{пр}} = c\lambda, \quad (2.3)$$

- сила давления жидкости

$$R_{\text{ж}} = p_{\text{к}}S_{\text{к}}, \quad (2.4)$$

В этих выражениях: c - жесткость пружины; λ - величина сжатия пружины; $p_{\text{к}}$ - давление, действующее на запирающий элемент, равное давлению в нагнетающей магистрали; $S_{\text{к}}$ - площадь запирающего элемента клапана, на которую действует жидкость.

Если $R_{\text{пр}} > R_{\text{ж}}$ запирающий элемент прижат к седлу, закрывая проход жидкости на слив в бак.

С ростом давления в гидросистеме растет и $R_{\text{ж}}$ и когда $R_{\text{пр}} = R_{\text{ж}}$, наступает момент неустойчивого равновесия запирающего элемента. При дальнейшем повышении давления $R_{\text{ж}}$ станет больше $R_{\text{пр}}$, и запирающий элемент поднимается вверх до тех пор пока снова не будет $R_{\text{пр}} = R_{\text{ж}}$ уже за счет увеличения $R_{\text{пр}}$, которая в свою очередь будет увеличиваться за счет большего сжатия пружины λ . В этом случае между запирающим

элементом 7 и седлом 8 образуется кольцевая щель, через которую поток жидкости идет из гидросистемы в бак.

Из приведенного описания работы клапана видно, что запирающий инструмент выполняет сразу обе необходимые функции - измерение и управление. Такой клапан называется *клапаном прямого действия*.

Согласно уравнениям (2.3) и (2.4) давление, при котором клапан открыт, определится по выражению

$$p_k = \frac{c\lambda}{S_k} = \frac{4c\lambda}{\pi d_y^2}, \quad (2.5)$$

где d_y - диаметр условного прохода клапана.

Под *диаметром условного прохода клапана* понимается диаметр такого условного отверстия, которое эквивалентно по пропускной способности кольцевой щели между запирающим элементом и седлом при открытом клапане.

Давление p_k , определенное по выражению (2.5), называется *давлением настройки клапана*.

При выборе клапана для конкретной гидросистемы необходимо обеспечивать не только возможность настройки клапана на требуемое давление, а и его пропускную способность (Q_k), которая должна быть не меньше производительности насоса (Q_n). Если Q_k будет меньше Q_n , то давление в гидросистеме будет продолжать расти выше допустимого предела.

Расход жидкости через клапан определяется зависимостью

$$Q_k = S_k V_k = \frac{\pi d_y^2}{4} V_k, \quad (2.6)$$

где V_k - скорость потока жидкости через кольцевую щель между запирающим элементом и седлом.

Как показывает практика, скорость движения жидкости через клапан нельзя допускать больше, чем 30 м/с. В противном случае продольные и поперечные колебания запирающего элемента, обтекаемого сильно турбулизированным потоком, будут столь велики, что приведет к быстрому выходу клапана из строя. Таким образом, большую пропускную способность можно обеспечить только за счет увеличения проходного сечения каналов клапана. Однако увеличение диаметра отверстия, прикрываемого запирающим элементом, повлечет за собой не только увеличение размеров самого запирающего элемента, а и потребует установки более мощной пружины. Действительно, из формулы (2.5) имеем

$$R_{пр} = p \frac{\pi d_y^2}{4},$$

т.е. при неизменном давлении увеличение d_y приводит к значительному увеличению $R_{пр}$. Все это ведет к увеличению габаритов клапана и ухудшению его работы. Последнее выражается в значительных амплитудах колебания давления при срабатывании клапана, обусловленных увеличившейся инерционностью массивного запирающего элемента и существенной нелинейностью характеристики пружины с большой жесткостью.

Поэтому в гидравлических системах с большими расходами ($Q > 50$ л/мин) используются двухступенчатые клапаны непрямого действия (рис.10.26). В корпусе 6 размещен переливной золотник 7 с коническим запирающим элементом, вспомогательная пружина 1, шариковый клапан 2 с рабочей пружиной 3, величину сжатия которой можно регулировать винтом 4. Корпус клапана имеет входной канал 8, соединяемый с защищаемой гидромагистралью, и выходной патрубком 5, подключаемый к сливной гидромагистрали. Переливной золотник 7 делит внутреннее пространство корпуса 6 на четыре камеры А, Б, В и Г, которые связаны между собой внутренними каналами корпуса.

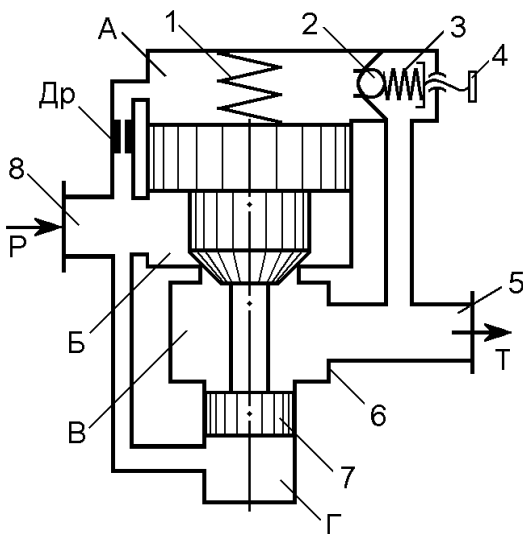


Рис.2.10. Схема клапана непрямого действия

Сечения патрубков 5 и 8, а также камер Б и В должны соответствовать требуемой пропускной способности клапана. Размеры остальных камер и каналов, в том числе и шарикового клапана 2, выбираются из конструктивных соображений. Нерегулируемая вспомогательная пружина 1 малого усилия помогает переливному золотнику возвращаться в исходное положение, когда его конический запирающий элемент перекрывает проход жидкости из камеры Б в камеру В. Именно благодаря этой пружине можно устанавливать клапан в любом удобном для эксплуатации положении.

Пружина 3 шарикового клапана 2 настраивается на предельно допустимое давление (p_{max}) для защищаемой гидросистемы, т.е. шариковый клапан 2 откроется только тогда, когда давление в защищаемой гидромагистрали (p_c) станет больше (p_{max}).

Положение переливного золотника 7 в корпусе определяется соотношением сил давления жидкости, действующих на него в камерах А, Б

и Г. В общем виде равнодействующая сил, действующих на переливной золотник, описывается выражением

$$R_{\text{рав}} = p_A S_A + R_{\text{пр}} - p_B S_B - p_G S_G, \quad (2.7)$$

где p_A , p_B , p_G - давления жидкости в соответствующих камерах; S_A , S_B , S_G - площади поясков переливного золотника, на которые действует жидкость в соответствующих камерах; $R_{\text{пр}}$ - усилие вспомогательной пружины 1.

За положительное направление действия силы в формуле (2.7) принято такое, при котором сила стремится установить золотник 7 в исходное положение. По рис.2.10 это направление вниз.

Величина и направление действия равнодействующей сил $R_{\text{рав}}$ зависит от состояния шарикового клапана 2 - открыт он или закрыт, которое, в свою очередь, определяется величиной давления в защищаемой гидромагистрали.

Если давление жидкости в защищаемой гидромагистрали p_c меньше p_{max} , то шариковый клапан 2 закрыт. В этом случае по закону Паскаля давления жидкости в полостях А,Б и Г равны друг другу, т.е. $p_A = p_B = p_G = p_c$. И это имеет место несмотря на то, что в канале между полостями А и Б стоит дроссель D_p (рис.2.10), поскольку дроссель оказывает сопротивление только движущейся через него жидкости. Исходя из этого выражение (2.7) примет вид

$$R_{\text{рав}} = R_{\text{пр}} + p_c (S_A - S_B - S_G).$$

Размеры поясков переливного золотника выполнены так, что

$$S_A - S_B - S_G = 0.$$

Тогда при закрытом шариковом клапане ($p_c < p_{\text{max}}$) равнодействующая сил, действующих на переливной золотник, будет численно равна усилию вспомогательной пружины ($R_{\text{рав}} = R_{\text{пр}}$), т.е. переливной золотник гидравлически уравновешен.

Таким образом, переливной золотник 7 не осуществляет функцию измерения давления в защищаемой гидролинии. Эту функцию осуществляет шариковый клапан 2, а переливной золотник выполняет только функцию управления потоком жидкости. Именно поэтому такой клапан и называется клапаном непрямого действия.

В случае, если давление в защищаемой гидролинии превысит давление настройки клапана ($p_c > p_{\text{max}}$), то клапан 2 откроется и из гидросистемы через патрубок 8, дроссель D_p , камеру А, открытый клапан 2 и патрубок 5 жидкость начнет идти на слив в бак. На дросселе D_p возникает перепад давления, т.е. давление в камере А станет меньше, чем в камерах Б и Г. В этом случае выражение (2.7) примет вид

$$R_{\text{рав}} = R_{\text{пр}} + p_A S_A - p_{\text{max}} (S_B + S_{\Gamma}).$$

Сечение дросселя подобрано таким, что $R_{\text{пр}} + p_A S_A < p_{\text{max}} (S_B + S_{\Gamma})$, т.е. равнодействующая сила изменив направление действия на обратное вынуждает переливной золотник открыть проход жидкости из камеры Б в камеру В. Через клапан идет поток жидкости с расходом, равным производительности насоса гидросистемы, и давление в гидросистеме устанавливается на уровне p_{max} , т.е. давления настройки клапана.

Условные обозначения предохранительных клапанов на гидросистемах приведены на рис.2.11.

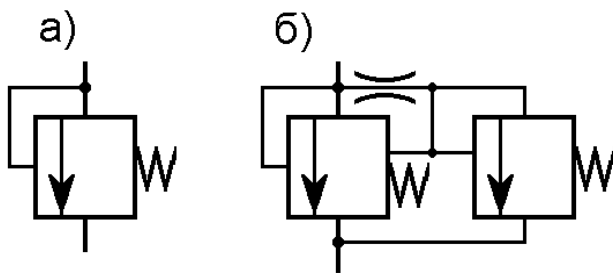


Рис.2.11. Условные обозначения предохранительных клапанов прямого (а) и непрямого (б) действия на гидросхемах

Переливные клапаны предназначены для поддержания заданного давления в гидросистеме путем непрерывного отвода части потока жидкости из гидросистемы в бак. Именно в этом заключается главное отличие переливного клапана от предохранительного, который большую часть времени работы гидросистемы находится в закрытом положении. Отсюда, к переливным клапанам не предъявляются требования высокой герметичности.

С другой стороны, у переливных клапанов должна быть большая устойчивость к поперечным и продольным колебаниям запирающего элемента при обтекании его потоком жидкости. В этом плане преимущество имеют клапаны с золотниковым запирающим элементом. Более массивный, чем шариковый и конический, золотниковый запирающий элемент менее подвержен продольным колебаниям при обтекании потоком жидкости.

На практике широкое применение в качестве переливных и предохранительных нашли так называемые дифференциальные клапаны с золотниковым запирающим элементом. Их еще называют напорными золотниками. Конструктивная схема такого клапана приведена на рис.2.12.

Запирающим элементом является ступенчатый золотник 4. Он имеет два центрирующих пояска А и В, средний запирающий поясок Б и хвостовик Г.

Центрирующие пояски исключают поперечные колебания золотника, а запирающий поясок Б перекрывает проход потока жидкости из на-

порной гидролинии через входной патрубок 6, полости 5 и 10 и выходной патрубок 9 на слив в бак.

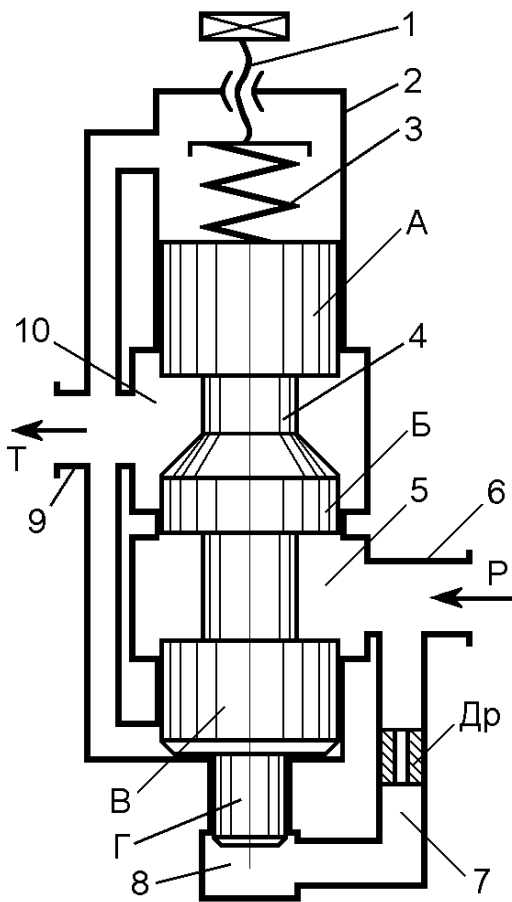


Рис.2.12.Схема дифференциального клапана

Корпус 2 и хвостовик Г образуют камеру 8, которая связана каналом 7 с входным патрубком 6. Такое конструктивное решение позволяет иметь небольшую рабочую пружину 3 при большой пропускной способности клапана, поскольку диаметр хвостовика Г не зависит от требуемого расхода через клапан.

На требуемое давление срабатывания клапан настраивается винтом 1. Для уменьшения продольных колебаний золотника в канале 7 установлен дроссель Др.

На гидравлических схемах переливные клапаны обозначаются так же, как и предохранительные клапаны.

Редукционные клапаны предназначены для поддержания в отводимом потоке жидкости стабильного давления, более низкого, чем давление в подводимом потоке. Их применяют при питании от одного насоса нескольких потребителей, требующих разных давлений. Конструк-

тивная схема редукционного клапана приведена на рис.2.13,а.

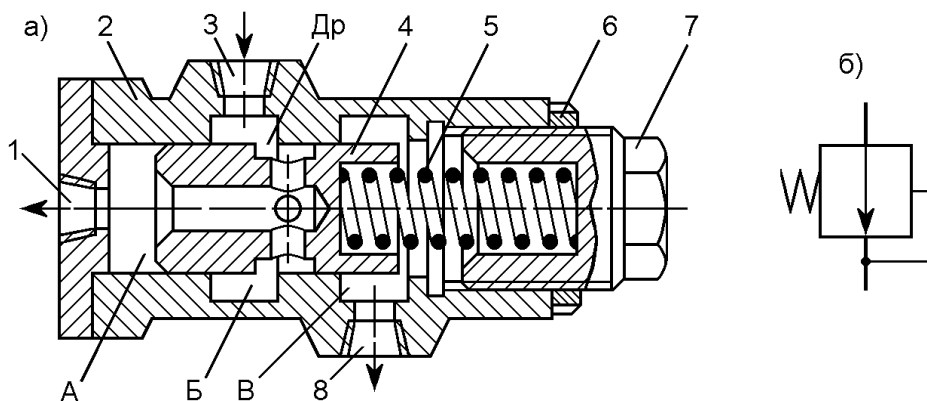


Рис.2.13. Редукционный клапан:

а- конструкция; б- условное обозначение

Во внутренней расточке корпуса 2 установлен запорно-регулирующий элемент в виде золотника 4. Подвод потока жидкости из

магистрала с высоким давлением в клапан осуществляется через отверстие 3.

Далее поток жидкости проходит через дросселирующую щель D_p , образуемую торцом золотника и стенкой камеры Б. Дросселирующая щель является гидравлическим сопротивлением и поэтому после нее в центральном канале золотника и в камере А будет пониженное (редуцированное) давление. Из камеры А поток жидкости через отверстие 1 поступает к потребителю.

Положение золотника 4 в корпусе 2, а значит, и величина дросселирующей щели D_p определяются соотношением усилия пружины 5 и силы давления жидкости в камере А, направленных навстречу друг другу. Условие равновесия золотника описывается выражением

$$p_{\text{ред}}S - c\lambda = 0,$$

где $p_{\text{ред}}$ - редуцированное (пониженное) давление на выходе из клапана; S - площадь торца золотника в камере А; c - жесткость пружины; λ - величина сжатия пружины.

Отсюда величина редуцированного давления составит

$$p_{\text{ред}} = c\lambda/S. \quad (2.8)$$

В этом выражении переменной является только величина сжатия пружины, которую можно менять при помощи винта 7. После регулировки винт 7 стопорится контргайкой 6. Таким образом, можно получить требуемую величину редуцированного давления, которое, согласно выражению (2.8), будет оставаться неизменным при заданном положении винта 7. Процесс автоматической стабилизации редуцированного давления происходит следующим образом.

Если $p_{\text{ред}}$ возрастет, то состояние равновесия золотника нарушится и он начнет перемещаться вправо (рис.2.13,а) до тех пор, пока увеличивающееся усилие пружины (за счет возрастания величины сжатия) не уравновесит большую силу давления жидкости. При этом величина дросселирующей щели D_p уменьшится, т.е. ее гидравлическое сопротивление возрастет и редуцированное давление будет снижаться. Снижение давления на выходе из клапана снова нарушит равновесие золотника, и он в этом случае будет двигаться влево, увеличивая сечение дросселирующей щели, а значит, и редуцированное давление. Таким образом, золотник, совершая возвратно-поступательные движения вдоль своей продольной оси, стремится поддерживать неизменное заданное давление на выходе из клапана.

Если рост давления $p_{\text{ред}}$ не может быть парирован за счет уменьшения дросселирующей щели, то она будет перекрыта полностью, а каме-

ра Б соединится с камерой В и жидкость через отверстие 8 пойдет на слив в бак. Из этого следует, что редукционный клапан обладает функцией предохранительного клапана. Условное обозначение редукционного клапана на гидросхемах приведено на рис.2.13,б.

В качестве примера использования регуляторов давления и распределителей потока жидкости на рис.2.14. приведена схема гидропередачи, которая состоит из бака Б, насоса Н, двух распределителей P_1 и P_2 , предохранительного ПК и редукционного РК клапанов, гидроцилиндра ГЦ и гидромотора М.

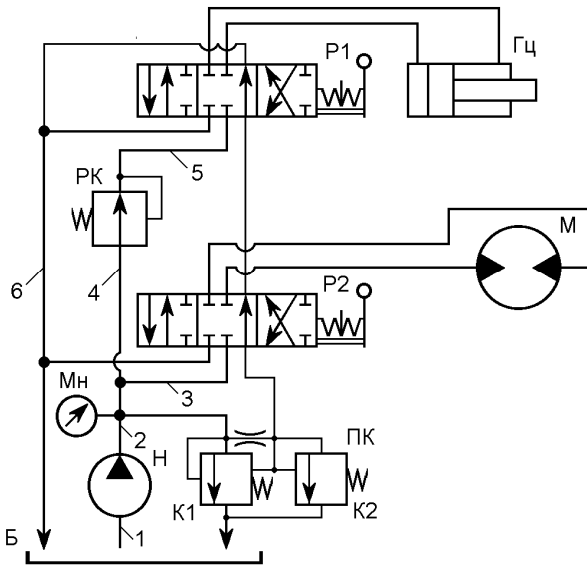


Рис.2.14. Гидравлическая схема двухдвигательной гидропередачи с разгрузкой насоса во время паузы

Гидромотор М при помощи распределителя P_2 и трубопровода 3 непосредственно присоединен к напорному трубопроводу 2. Это значит, что в напорных трубопроводах 2,3 и 4 давление определяется крутящим моментом $M_{кр}$, действующим на валу гидромотора М

$$p = \frac{2\pi M_{кр}}{q\eta_{гм}},$$

где q - рабочий объем гидромотора; $\eta_{гм}$ - гидромеханический КПД гидромотора.

Максимальное значение этого давления, а значит, и максимального крутящего момента ограничивается давлением настройки предохранительного клапана ПК (настройки пружины клапана K_2).

В данной гидропередаче использован клапан непрямого действия (см.рис.2.11,б), что позволило при его помощи осуществить разгрузку насоса от давления во время паузы в работе гидромотора и гидроцилиндра. Из гидросхемы видно, что задрессельная камера клапана (камера А на рис.2.10) в нейтральных (средних) позициях распределителей соединена сливным трубопроводом 6 с баком. Это значит, что клапан K_1 (напорный золотник 7 на рис.2.10) откроется, соединив напорную линию 2 со сливом в бак.

В гидроцилиндр ГЦ поток жидкости попадает, пройдя редукционный клапан РК, т.е. в трубопроводе 5 и в рабочих полостях гидроци-

линдрa ГЦ будет пониженное давление, равное давлению настройки редуционного клапана.

2.4. Контрольные вопросы

1. Назовите основные типы распределителей.
2. Зачем у крановых распределителей пробку делают гидравлически уравновешенной?
3. Каков порядок построения условных обозначений распределителей на гидросхемах? Изобразите условные обозначения золотниковых распределителей.
4. Что такое дроссель? Назовите типы дросселей.
5. Какие параметры определяют пропускную способность дросселя?
6. Опишите принцип действия предохранительного клапана.
7. Какие функции должен выполнять запирающий элемент предохранительного клапана?
8. По каким параметрам выбирается предохранительный клапан?
9. В чем отличие предохранительного клапана прямого и непрямого действия?
10. Изобразите условные обозначения предохранительных клапанов прямого и непрямого действия.
11. Чем отличается переливной клапан от предохранительного?
12. Что такое редуционный клапан?
13. Как редуционный клапан стабилизирует давление в отводимой к потребителю гидромагистрали?
14. Может ли редуционный клапан защитить рабочий орган от перегрузки?
15. Изобразите условное обозначение редуционного клапана.

3. РЕГУЛИРОВАНИЕ, СТАБИЛИЗАЦИЯ И СИНХРОНИЗАЦИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ

При выборе типа привода для станка или машины с регулированием скорости движения их рабочих органов во многих случаях предпочтение отдается объемному гидравлическому приводу. Это объясняется рядом преимуществ гидропривода (по сравнению с механическими и электрическими передачами), к которым относятся:

- бесступенчатое регулирование скорости движения гидродвигателя в широком диапазоне;
- возможность создания больших передаточных отношений;
- малая инерционность движущихся частей, обеспечивающая быструю смену режимов работы (пуск, разгон, реверс, остановка);
- большая жесткость механической характеристики, мало уступая в этом механическим передачам.

Особенно значимы эти преимущества в приводах, где используется приводной двигатель с постоянной частотой вращения. Такие приводные двигатели отличаются простотой конструкции, надежностью, компактностью и высоким КПД.

В случаях использования регулируемого приводного двигателя предпочтение отдается, как правило, механическим передачам, обладающим более высоким и стабильным КПД, чем гидропривод. Поэтому далее будут рассмотрены способы регулирования скорости движения гидродвигателей только при постоянной скорости вращения вала насоса ($n_n = \text{const}$).

Как было установлено в главе 1, объемная гидропередача как составная часть гидропривода включает в себя насос, гидродвигатель и гидроаппаратуру управления, регулирования и защиты, конструкции и принцип действия которых были рассмотрены выше в п.1.2 и главе 3. В зависимости от пути, который проходит жидкость в гидропередаче, различают гидропередачи с *разомкнутой* и *замкнутой циркуляцией жидкости* (рис.3.1). Если в качестве гидродвигателя используется гидроцилиндр, являющийся гидродвигателем дискретного (периодического) действия, то возможна только разомкнутая циркуляция жидкости (рис.3.1,а).

Насос Н всасывает жидкость из бака Б и нагнетает ее в гидроцилиндр ГЦ через распределитель P_n . Из другой рабочей полости гидроцилиндра жидкость возвращается через распределитель в бак. Разрыв циркуляции происходит в баке, где жидкость отстаивается некоторое

время, охлаждаясь и избавляясь частично от загрязнений прежде, чем попасть снова во всасывающий патрубок насоса.

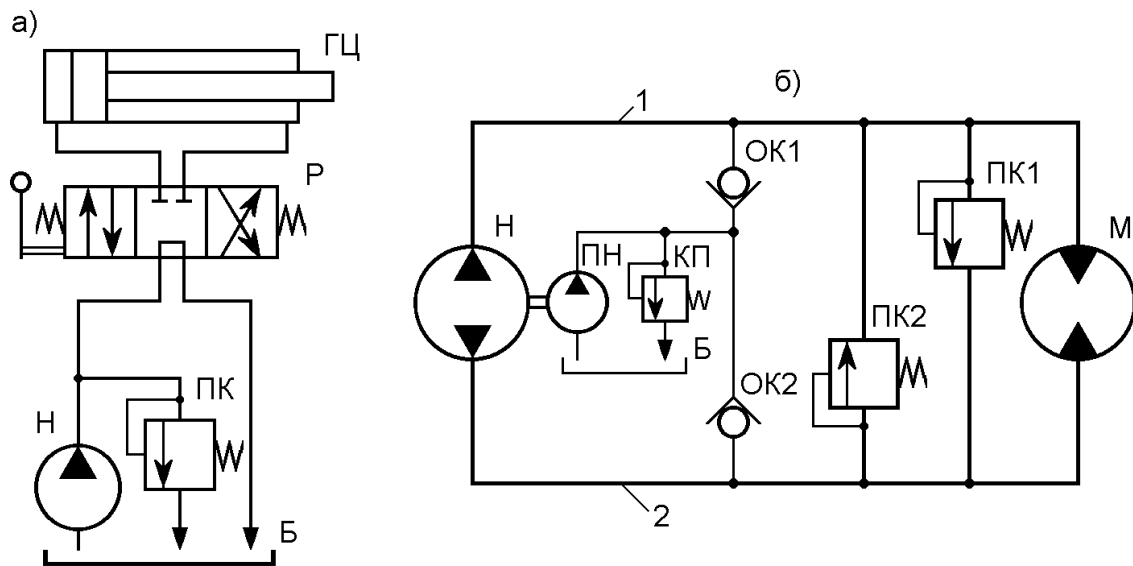


Рис.3.1. Схемы гидропередат с разомкнутой (а) и замкнутой (б) циркуляцией жидкости

Такая схема исключает возможность реверсирования гидродвигателя путем изменения направления подачи насоса (реверса подачи). Для этой цели обязательно применение распределителей.

На рис.3.1,б показана схема гидропередачи вращательного движения с замкнутой циркуляцией жидкости. Особенно эффективна такая схема в гидропередачах с большими расходами жидкости, т.к. обеспечивает минимальные потери в гидрелиниях 1 и 2, соединяющих насос Н и гидромотор М. Изменение направления вращения вала гидромотора осуществляется за счет реверса подачи насоса. поэтому магистрали 1 и 2 периодически меняют свое назначение (всасывающая или напорная), и для их защиты от чрезмерного давления установлены предохранительные клапаны ПК₁ и ПК₂.

Поскольку в насосе и гидромоторе происходят утечки жидкости (см.п.1.3), гидросистема оказывается замкнута только теоретически. В приведенной гидросистеме подпиточный насос ПН, восполняющий утечки из нее, получает вращение от вала основного насоса Н. Подпиточный насос подает жидкость через обратные клапаны ОК1 или ОК2 в ту магистраль, которая в данный момент является всасывающей.

Этим обеспечиваются минимальные затраты мощности на его работу ($N_{\text{пн}} = Q_{\text{пн}} p_{\text{пн}}$) и исключается возможность кавитации в насосе Н при падении давления на его всасе до опасных пределов.

Производительность подпиточного насоса должна быть такой, чтобы восполнить утечки на всех режимах работы гидросистемы, т.е.

$$Q_{пн} \geq Q_y^{\max}.$$

Величина утечек, согласно п.1.3., определяется зависимостью

$$Q_y = (a_n + a_m)p,$$

где a_n и a_m - градиенты утечек, соответственно, насоса и гидромотора;
 p - давление в нагнетающей линии гидросистемы.

Максимальные утечки будут при $p = p_{\max}$. Отсюда следует, что в моменты времени, когда $p < p_{\max}$ подпиточный насос будет иметь производительность большую, чем надо. Это приведет к росту давления как на всасе насоса (что в общем неплохо), так и на сливе из гидромотора. Последнее недопустимо, т.к. приводит к дополнительной нагрузке гидромотора. Чтобы этого не происходило, установлен переливной клапан КП, давление настройки которого будет равно нормальному давлению во всасывающей магистрали. Обычно это 0,1-0,45 МПа. Таким образом обеспечивается стабильное давление во всасывающей линии гидросистемы на всех режимах ее работы.

В приведенных на рис.3.1 схемах гидравлические двигатели совершают реверсивное движение без регулирования скорости. Для того, чтобы изменить скорость движения гидродвигателя, необходимо иметь возможность изменить один из двух параметров, входящих в формулы (1.5) и (1.7), соответственно:

$$\begin{aligned} & \text{- для гидроцилиндра} & V_{гц} &= Q/S_{п}; \\ & \text{- для гидромотора} & n_m &= Q/q_m, \end{aligned}$$

где Q - расход жидкости, подаваемый в гидродвигатель; $S_{п}$ - рабочая площадь поршня гидроцилиндра; q_m - рабочий объем гидромотора.

У гидроцилиндра изменить рабочую площадь поршня нереально, в то время как плавно изменять рабочий объем гидромотора вполне возможно.

В современных гидроприводах данные варианты реализуются двумя способами:

1) машинное (объемное) регулирование, т.е. регулирование скорости изменением рабочего объема насоса (изменяем расход потока жидкости, подаваемый в гидродвигатель) или гидромотора, или того и другого;

2) дроссельное регулирование, т.е. регулирование скорости за счет введения регулируемого гидравлического сопротивления и отвода части потока жидкости через дроссель или клапан, минуя гидродвигатель.

3.1. Машинный способ регулирования скорости

Установление закономерностей данного способа регулирования будем производить, приняв $n_n = \text{const}$ и $p = \text{const}$, что позволит воспользоваться теоретическими расчетными зависимостями из п.1.1. Это существенно упростит задачу, поскольку избавит от громоздких выражений характеристик фактической подачи насоса, скоростной и механической гидродвигателя, определенных в п.1.3. Такое упрощение оправдано и тем, что при высоких КПД современных гидромашин (особенно объемных КПД) реальные характеристики незначительно отличаются от теоретических.

У данного способа регулирования скорости движения гидродвигателя возможны три варианта:

- 1) регулирование насосом;
- 2) регулирование гидродвигателем;
- 3) совместное регулирование насосом и гидродвигателем.

А. Регулирование насосом.

В этом варианте используется насос с регулируемой подачей и параметром, определяющим характеристики гидросистемы, является параметр регулирования насоса U_n (см. формулу (1.21)). Тогда имеем:

- подача насоса $Q_n = q_n n_n U_n$;
- крутящий момент на валу насоса $M_n = p q_n U_n / 2\pi$;
- скорость движения гидродвигателя, соответственно, для гидромотора $n_m = (q_n n_n / q_m) U_n$ и гидроцилиндра $V_{гц} = (q_n n_n / S_n) U_n$;
- нагрузка на гидродвигателе, соответственно, на валу гидромотора $M_m = p q_m / 2\pi$ и штоке гидроцилиндра $R = p S_n$;
- мощность на валу насоса $N = p q_n n_n U_n$.

Графики приведенных характеристик гидросистемы вращательного движения представлены на рис.3.2. Для гидропередачи поступательного движения необходимо скорость вращения вала гидромотора n_m и его крутящий момент M_m заменить, соответственно, на скорость движения поршня гидроцилиндра $V_{гц}$ и усилие на его штоке R .

Обратим внимание читателя на одну особенность графиков на рис.3.2. При $U_n = 1$ имеем $n_m < n_n$ и $M_m > M_n$. Это возможно только, если $q_m > q_n$. Таким образом, гидросистема выполняет функции редуктора.

Если рабочие объемы насоса и гидромотора равны ($q_m = q_n$), то передаточное отношение гидropередачи будет равно единице.

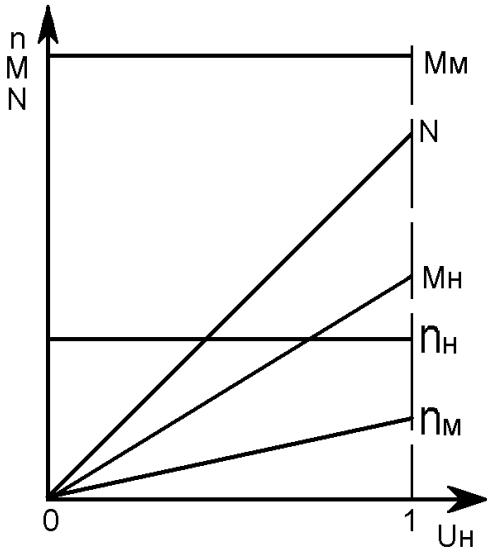


Рис.3.2. Характеристики гидросистемы с регулируемым насосом

- крутящий момент на валу насоса $M_n = p q_n / 2\pi$;
- скорость вращения вала гидромотора $n_m = q_n n_n / q_m U_m$;
- крутящий момент на валу гидромотора $M_m = p q_m U_m / 2\pi$;

При $q_m < q_n$ будем иметь гидropередачу-мультипликатор, у которой $n_m > n_n$ и $M_m < M_n$.

Б. Регулирование гидромотором.

Для данного варианта необходим гидромотор с регулируемым рабочим объемом. Задающим параметром в этом случае является параметр регулирования гидромотора U_m , и расчетные зависимости характеристик гидropередачи будут иметь вид:

- мощность на валу насоса $N = p q_n$;
- подача насоса $Q_n = q_n n_n$;

Графики характеристик гидropередачи, соответствующие приведенным расчетным зависимостям, приведены на рис.3.3.

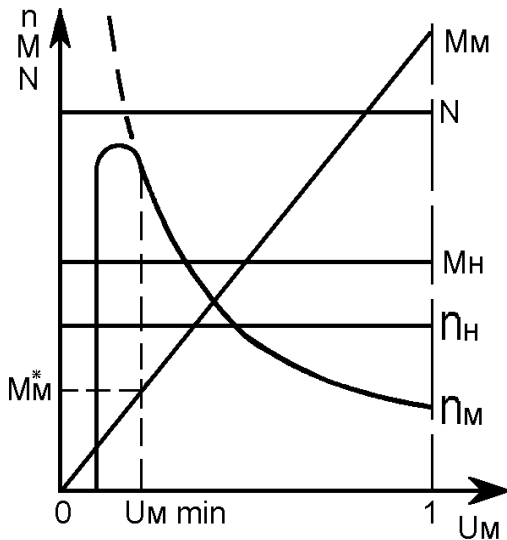


Рис.3.3. Характеристики системы с регулируемым гидромотором

Они построены при тех же соотношениях рабочих объемов насоса и гидромотора, что и на рис.3.2, т.е. при $q_m > q_n$.

Анализ зависимости скорости вращения вала гидромотора n_m от параметра регулирования U_m показывает, что при $U_m \rightarrow 0$ будет $n_m \rightarrow \infty$. Однако в действительности скорость вращения вала гидромотора не может быть больше n_m при $U_m = 1$ в 2,5-3 раза. Это обусловлено тем, что с уменьшением U_m снижается крутящий момент M_m , развиваемый на валу гидромотора.

При U_m^{\min} (рис.3.3) величина M'_m становится соизмеримой с моментом трения гидромотора. Скорость вращения вала становится неус-

тойчивой, а при дальнейшем уменьшении U_M она вообще падает до нуля. Наступает так называемое *самоторможение гидромотора*.

Остановка мотора может произойти при любом значении U_M , если нагрузочный момент превысит крутящий момент, который способен создать гидромотор.

Существенным преимуществом данного варианта регулирования является постоянство ($n_H = \text{const}$ и $p_H = \text{const}$) крутящего момента M_M и, как следствие этого, мощности N на валу насоса во всем диапазоне регулирования (рис.3.3).

В. Совместное регулирование насосом и гидромотором.

Данный вариант предопределяет использование обоих регулируемых гидромашин - насоса и гидромотора. Регулирование выполняется последовательно (не одновременно!) с целью расширения диапазона регулирования гидропривода.

Если требуется постепенно увеличить скорость вращения вала гидромотора до $n_{M \max}$ (например, при трогании с места и разгоне транспортной машины), то регулирование выполняется в следующем порядке (рис. 3.4):

- 1) насос устанавливают в положение нулевого рабочего объема ($U_H = 0$), а гидромотор в положение максимального ($U_M = 1$);
- 2) включают приводной двигатель и выводят его на заданную постоянную частоту вращения ($n_{дв} = n_H^{\text{ном}}$);
- 3) рабочий объем насоса постепенно увеличивают до максимума

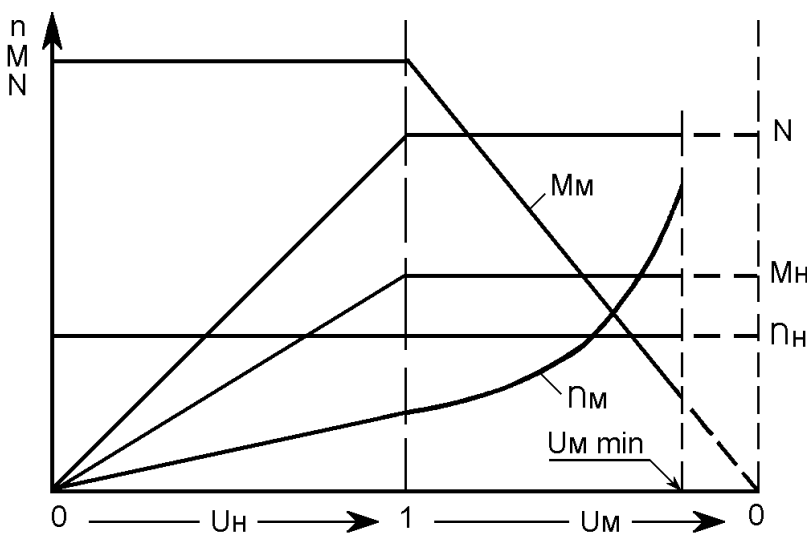


Рис.3.4. Характеристики гидропередачи при совместном регулировании насосом и гидромотором

($U_H = 1$), вследствие чего скорость вала гидромотора возрастает до значения, соответствующего номинальной мощности привода;

4) увеличивают скорость вала гидромотора n_M путем уменьшения рабочего объема гидромотора до минимального значения (U_M^{\min}), определяемого началом неустойчивой работы.

Из рис.3.4 видно, что первый этап разгона происходит при постоянном моменте $M_m = \max$ и возрастающей мощности привода. Для второго характерно уменьшение крутящего момента M_m и постоянная мощность привода. При закрытых предохранительных клапанах (давление в гидropередаче меньше давления настройки клапанов) для данного варианта регулирования будет

$$n_m = (q_n U_n / q_m U_m) n_n.$$

3.2. Дроссельный способ регулирования скорости

Идея данного способа регулирования заключается в том, что часть подачи нерегулируемого насоса отводится на слив, минуя гидродвигатель, т.е. подача насоса Q_n разделяется на две части

$$Q_n = Q_{гд} + Q_{от},$$

где $Q_{гд}$ и $Q_{от}$ - расход жидкости, соответственно, подаваемый в гидродвигатель и отводимый на слив в бак.

Это осуществляется за счет введения в гидросистему регулируемого гидравлического сопротивления (дросселя), что позволяет изменять расход жидкости, подводимой в гидродвигатель, и в итоге регулировать его скорость движения.

При дроссельном регулировании возможны два принципиально разных способа включения регулируемого дросселя: последовательно с гидродвигателем и параллельно гидродвигателю.

А. Последовательное включение дросселя.

Данный способ включения регулирующего дросселя может быть осуществлен в трех вариантах: дроссель включен на входе в гидродвигатель (в напорной магистрали), на выходе из него (в сливной магистрали) и на входе и выходе одновременно (рис.3.5).

При полном открытии дросселя ($\Delta p_{др} \approx 0$) скорость поршня V_n гидроцилиндра ГЦ получается максимальной, т.к. $p_n = R/S_n < p_k$ (p_k - давление настройки клапана КП), и вся подача насоса поступает в гидроцилиндр. При уменьшении сечения дросселя давление перед ним повышается:

$$\text{- для схемы с дросселем на входе } p_n = R/S_n + \Delta p_{др} = p_k; \quad (3.1)$$

$$\text{- для схемы с дросселем на выходе } p_n = R/S_n + \Delta p_{др} S_{ш}/S_n = p_k; \quad (3.2)$$

- для схемы с дросселирующим распределителем

$$p_n = R/S_n + \Delta p_{др} (1 + S_{ш}/S_n) = p_k, \quad (3.3)$$

где R - внешняя нагрузка; $S_{п}$ и $S_{ш}$ - рабочие площади гидроцилиндра; $\Delta p_{др}$ - перепад давления на дросселе.

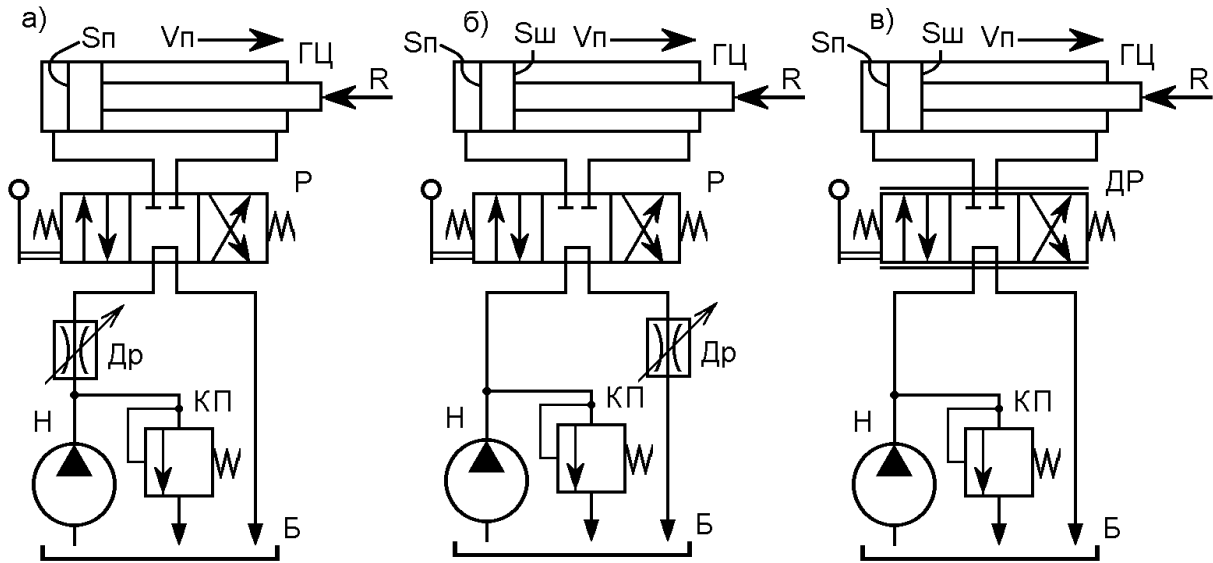


Рис.3.5. Схемы гидротрансформаторов с последовательной установкой дросселя

В этом случае клапан КП открывается и пропускает часть подачи насоса на слив в бак. Скорость поршня будет уменьшаться. При полном закрытии дросселя вся подача насоса направляется через клапан на слив в бак, а скорость поршня равна нулю. Таким образом, в процессе регулирования клапан КП большую часть времени открыт, т.е. в данном случае он является переливным.

Найдем зависимость скорости поршня $V_{п}$ от параметра регулирования дросселя $U_{др}$ и внешней нагрузки R , т.е. регулировочную $V = f(U_{др})$ и механическую $V = f(R)$ характеристики.

Для схемы с дросселем на входе (рис.3.5,а) скорость выдвигания поршня гидроцилиндра определится как

$$V_{п} = Q_{ц}/S_{п},$$

где $Q_{ц}$ - расход жидкости, поступающей в поршневую полость гидроцилиндра, равный расходу через дроссель $Q_{др}$.

В соответствии с формулой (2.2) можем записать

$$V_{п} = \frac{\mu S_{др}}{S_{п}} U_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}.$$

Из формулы (3.1) имеем $\Delta p_{др} = p_{к} - R/S_{п}$, и тогда получим

$$V_{п} = \frac{\mu S_{др}}{S_{п}} U_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{к} - \frac{2}{\rho S_{п}} R}. \quad (3.4)$$

Для схемы с дросселем на выходе (рис.3.5,б) имеем

$$V_{\Pi} = \frac{Q_{\Pi}}{S_{\Pi}} = \frac{Q_{\text{др}}}{S_{\text{ш}}} = \frac{\mu S_{\text{др}}}{S_{\text{ш}}} U_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{др}}},$$

а с учетом формулы (3.2) окончательно получим

$$V_{\Pi} = \frac{\mu S_{\text{др}}}{S_{\text{ш}}} U_{\text{др}} \sqrt{\frac{2p_{\kappa} S_{\Pi}}{\rho S_{\text{ш}}} - \frac{2}{\rho S_{\text{ш}}} R}. \quad (3.5)$$

Для схемы с дросселирующим распределителем (рис.3.5,в) с учетом формулы (3.3) получим

$$V = \frac{\mu S_{\text{др.р}}}{S_{\Pi}} U_{\text{др}} \sqrt{\frac{2p_{\kappa} S_{\Pi}}{\rho(S_{\Pi} + S_{\text{ш}})} - \frac{2}{\rho(S_{\Pi} + S_{\text{ш}})} R}, \quad (3.6)$$

где $S_{\text{др.р}}$ - площадь проходных отверстий дросселирующего распределителя.

В формулах (3.4), (3.5) и (3.6) для конкретной гидросистемы переменными являются параметр регулирования $U_{\text{др}}$ и внешняя нагрузка R . Отсюда следует, что данные формулы могут быть приведены к одному виду

$$V = K_1 U_{\text{др}} \sqrt{K_2 - K_3 R}, \quad (3.7)$$

где K_1, K_2 и K_3 - постоянные коэффициенты. Например, для формулы (3.5) будем иметь $K_1 = \mu S_{\text{др}}/S_{\Pi}$; $K_2 = 2p_{\kappa}/\rho$; и $K_3 = 2/\rho S_{\text{ш}}$.

Графики регулировочной и механической характеристик, построенные по формуле (3.77), приведены на рис.3.6.

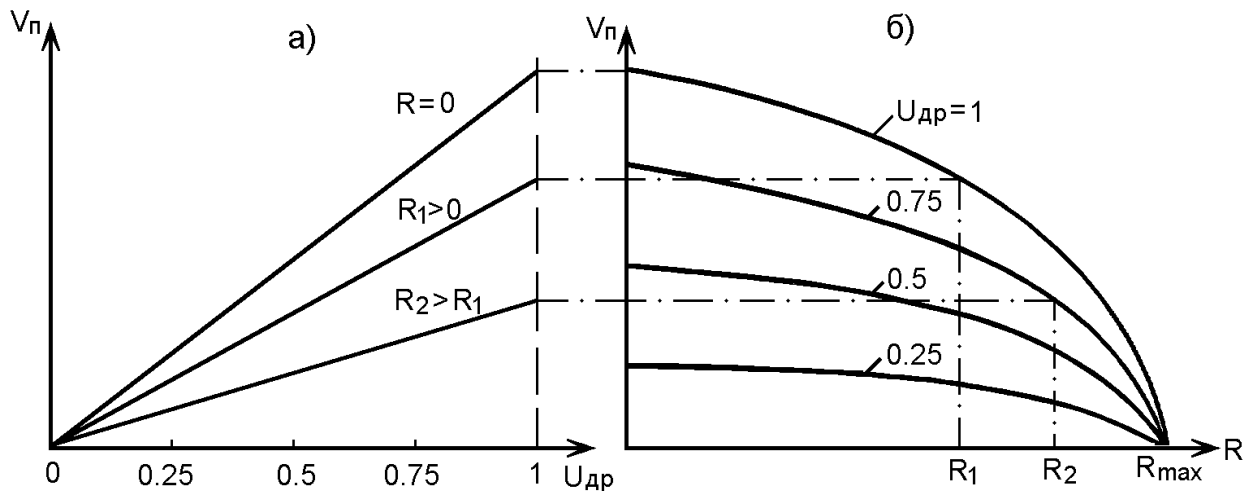


Рис.3.6. Регулировочная (а) и механическая (б) характеристики гидропередачи при последовательном включении дросселя

Из графика механической характеристики видно, что максимальная нагрузка R_{max} , при которой выходное звено тормозится ($V_{\Pi} = 0$), от степени открытия дросселя не зависит. Действительно, из формулы (3.7) при $V_{\Pi} = 0$ и $K_1 \neq 0$; $U_{\text{др}} \neq 0$; $K_2 \neq 0$ и $K_3 \neq 0$ следует

$$\mathbf{R} = \frac{\mathbf{K}_2}{\mathbf{K}_3} = \text{const} .$$

Анализируя вышеизложенное, необходимо отметить, что при открытом переливном клапане КП давление в потоке жидкости на выходе из насоса будет равно давлению настройки клапана и постоянным, т.к. $p_k = \text{const}$. Отсюда следует, что и мощность, затрачиваемая на вращение насоса ($N_n = Q_n p_n$), также будет постоянной, независимо от величины преодолеваемой нагрузки \mathbf{R} . Это нерационально, т.к. приведет к перерасходу энергии.

Сопоставляя варианты установки дросселя на входе и выходе можем отметить, что последний имеет ряд преимуществ. Создание противодействия (подпора) в штоковой полости гидроцилиндра (рис.3.5,б) способствует более устойчивой работе гидродвигателя, особенно при знакопеременной нагрузке. Имеется возможность регулирования гидропривода при отрицательных нагрузках, т.е. при направлении преодолеваемой силы \mathbf{R} в сторону перемещения поршня. Кроме того, при установке дросселя в сливной гидролинии тепло, выделяющееся при дросселировании потока жидкости, отводится в бак без нагрева гидродвигателя, как это имеет место в схеме с дросселем на входе.

Использование дросселирующего распределителя (рис.3.5,в) также способствует более устойчивой работе гидродвигателя при колебаниях нагрузки. Кроме этого для симметричного дросселирующего золотникового распределителя при одинаковых нагрузках \mathbf{R} и скоростях V_n проходные сечения дросселирующих проточек распределителя ($S_{др.р}$) будут большими, чем сечения отверстий дросселя ($S_{др}$), что существенно снизит вероятность отказа гидросистемы из-за засорения малых дросселирующих отверстий.

Любознательному читателю предоставляем возможность самому, используя формулы (3.2)-(3.7), доказать, что в случае гидроцилиндра с односторонним штоком будет

$$S_{др.р} = S_{др} \sqrt{\frac{S_n + S_{ш}}{S_n}},$$

а в случае гидроцилиндра с двухсторонним штоком ($S_n = S_{ш}$) получается

$$S_{др.р} = S_{др} \sqrt{2} \approx 1,41 S_{др} .$$

Б. Параллельное включение дросселя

Из схемы (рис.3.7,а) видно, что в точке А поток рабочей жидкости от насоса Н разветвляется: одна часть потока через распределитель p_n направляется в гидроцилиндр ГЦ, а другая - через регулируемый дроссель D_p возвращается по сливной линии в бак.

Клапан ПК в данном случае является предохранительным. Он открывается лишь при чрезмерном повышении давления в гидросистеме.

Скорость V_n выходного звена - поршня гидроцилиндра регулируется изменением степени открытия дросселя. Чем она меньше, тем большая доля подачи насоса направляется в гидроцилиндр и тем больше скорость V_n . При полном закрытии дросселя ($U_{др} = 0$) скорость V_n наибольшая. При полном открытии дросселя ($U_{др} = 1$) скорость поршня уменьшается до нуля или до минимального значения в зависимости от нагрузки R .

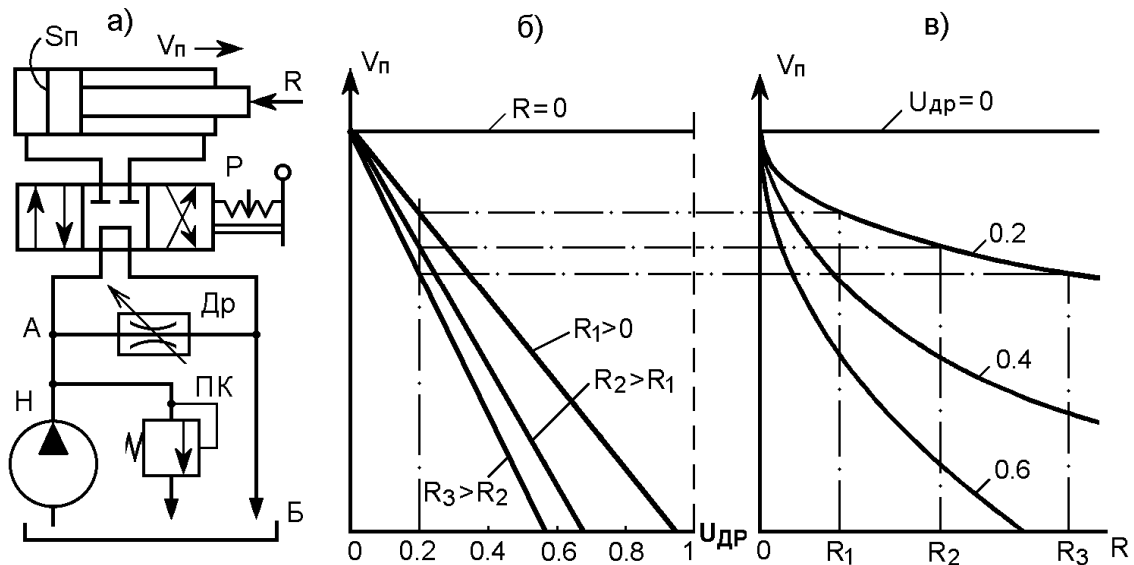


Рис.3.7. Схема гидропередачи с параллельной установкой дросселя (а) и ее регулировочная (б) и механическая (в) характеристики

Выведем формулу скорости V_n поршня гидроцилиндра, пренебрегая утечками и потерями давления во всех гидроаппаратах, кроме потерь давления на дросселе $\Delta p_{др}$.

Из схемы имеем $Q_{ц} = Q_n - Q_{др}$,

где Q_n - подача насоса; $Q_{ц}$ и $Q_{др}$ - расход жидкости, соответственно, поступающей в гидроцилиндр и проходящей через дроссель.

Отсюда скорость поршня гидроцилиндра будет

$$V_n = \frac{Q_n}{S_n} - \frac{Q_{др}}{S_n} = \frac{Q_n}{S_n} - \frac{\mu S_{др}}{S_n} U_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}.$$

Перепад давления на дросселе составит $\Delta p_{др} = p_H = \frac{R}{S_{II}}$.

Тогда получим
$$V_{II} = \frac{Q_H}{S_{II}} - \frac{\mu S_{др}}{S_{II}} U_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho S_{II}}} R. \quad (3.8)$$

Графики регулировочной и механической характеристик, построенные по уравнению (3.8), приведены, соответственно, на рис.3.7,б и рис.3.7,в.

Графики механической характеристики для параллельной установки дросселя, в отличие от графиков для его последовательной установки, имеют противоположную кривизну и выходят из одной точки, соответствующей $V_{II} = \max$ и $R = 0$. Максимальная нагрузка R_{\max} , вызывающая торможение поршня гидроцилиндра, уменьшается с увеличением степени открытия дросселя и при $U_{др} \rightarrow 0$, $R_{\max} \rightarrow \infty$. При параллельной установке дросселя, как и при последовательной его установке на входе, исключается возможность регулирования при действии нагрузки в направлении, совпадающем с направлением движения поршня гидроцилиндра.

3.3. Сравнение способов регулирования гидроприводов

Сравнение различных способов регулирования гидропривода, рассмотренных выше, двух вариантов - дроссельного и машинного - целесообразно проводить по трем показателям: КПД, механическим характеристикам и стоимости (сложности) применяемых гидромашин и гидроаппаратов.

А. КПД гидротрансмиссии при последовательной установке дросселя.

Представим гидротрансмиссию в самом общем упрощенном виде, как на рис.3.8,а.

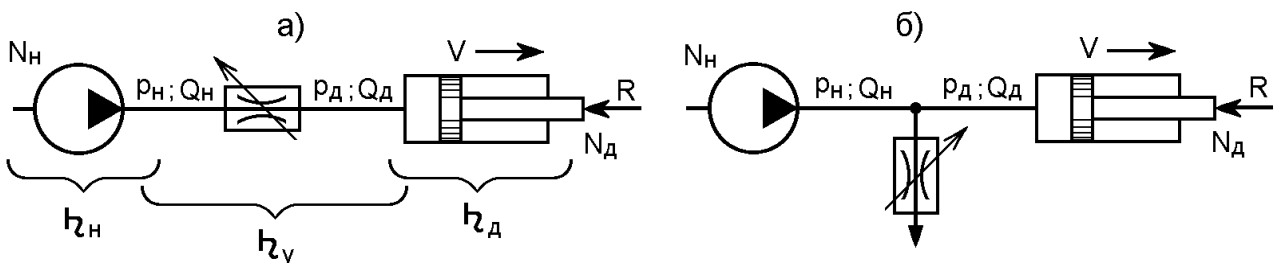


Рис.3.8. Схемы к расчету КПД дроссельного регулирования

Известно (см.п.1.1), что полный КПД гидротрансмиссии равен произведению ее составляющих и для данного случая будет

$$\eta = \eta_H \eta_D \eta_y, \quad (3.9)$$

где η_n - полный КПД насоса; η_d - полный КПД гидродвигателя; η_y - полный КПД управления (системы гидролиний и гидроаппаратов, соединяющих насос и гидродвигатель).

$$\text{КПД насоса} \quad \eta_n = \frac{N_{нг}}{N_n} = \frac{p_n Q_n}{N_n}, \quad (3.10)$$

где $N_{нг}$ - мощность потока жидкости на выходе из насоса; N_n - мощность на приводном валу насоса (затраченная); p_n - давление в нагнетающей трубке насоса; Q_n - подача насоса.

$$\text{КПД гидродвигателя (гидроцилиндра)} \quad \eta_d = \frac{N_d}{N_{дг}} = \frac{RV}{p_d Q_d}, \quad (3.11)$$

где N_d - мощность на выходе гидродвигателя (полезная); $N_{дг}$ - мощность на входе в гидродвигатель; R и V - внешняя нагрузка и скорость поршня гидроцилиндра,

максимальные значения которых могут составить

$$R_{\max} = p_n S_{п}; \quad V_{\max} = Q_n / S_{п},$$

$S_{п}$ - рабочая площадь поршня гидроцилиндра.

$$\text{КПД управления} \quad \eta_y = \frac{p_d Q_d}{p_n Q_n} = \frac{p_d S_{п} V}{p_n S_{п} V_{\max}} = \frac{RV}{R_{\max} V_{\max}}. \quad (3.12)$$

Представим зависимость скорости движения поршня гидроцилиндра (3.4) при последовательной установке дросселя в виде

$$V = \mu \frac{S_{др}}{S_{п}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_n - \frac{R}{S_{п}} \right)},$$

где $S_{др}$ - текущее сечение дросселирующей щели ($0 \leq S_{др} \leq S_{\max}$).

Максимальная скорость поршня гидроцилиндра будет при $S_{др} = S_{др}^{\max}$ и $R = 0$

$$V_{\max} = \mu \frac{S_{др}^{\max}}{S_{п}} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_n}.$$

Отношение скоростей составит

$$\frac{V}{V_{\max}} = \frac{S_{др}}{S_{др}^{\max}} \sqrt{1 - \frac{R}{p_n S_{п}}} = \frac{S_{др}}{S_{др}^{\max}} \sqrt{1 - \frac{R}{R_{\max}}}.$$

Введя обозначения $\bar{V} = \frac{V}{V_{\max}}$, $\bar{R} = \frac{R}{R_{\max}}$ и имея $\left(\frac{S_{др}}{S_{др}^{\max}} \right) = U_{др}$ (см. формулу

(2.2)) можем последнее выражение переписать в виде

$$\bar{V} = U_{др} \sqrt{1 - \bar{R}}, \quad (3.13)$$

а формулу (3.12) представить как $\eta_y = \bar{V} \bar{R}$. (3.14)

Выразив \bar{R} из (3.13) и подставив его в (3.14), получим

$$\eta_y = \bar{V} \left(1 - \frac{\bar{V}^2}{U_{др}^2} \right).$$

Максимальный КПД управления будет при $U_{др} = 1$, т.е.

$$\eta_y^{\max} = \bar{V} \left(1 - \bar{V}^2 \right).$$

Максимум этой функции определит оптимальное соотношение скоростей $\bar{V}_{\text{оптим}}$

$$\frac{d\eta_y^{\max}}{d\bar{V}} = 1 - 3\bar{V}_{\text{оптим}}^2 = 0; \quad \text{т.е.} \quad \bar{V}_{\text{оптим}} = \sqrt{\frac{1}{3}} \approx 0,58.$$

Тогда максимальный КПД управления будет

$$\eta_y^{\max} = 0,58 \left(1 - 0,58^2 \right) = 0,385.$$

Таким образом, получается, что полный КПД гидросистемы при последовательной установке дросселя будет

$$\eta = \eta_n \eta_d \eta_y < 0,385, \quad \text{т.к. всегда} \quad \eta_n < 1 \text{ и } \eta_d < 1.$$

Оптимальное соотношение нагрузок $\bar{R} = 1 - \bar{V}^2 U_{др}^2$ будет при $\bar{V} = \bar{V}_{\text{оптим}}$ и $U_{др} = 1$, т.е. $\bar{R}_{\text{оптим}} = 1 - 1/3 = 2/3$. Подставляя этот результат в (3.14) и с учетом (3.13), получим

$$\eta_y = \frac{2}{3} U_{др} \sqrt{1 - \frac{2}{3}} = 0,385 U_{др}.$$

Но из (3.13) следует, что при $\bar{R}_{\text{оптим}} = 2/3$ скорость V пропорциональна $U_{др}$. Поэтому $\bar{V}_{\text{оптим}} = U_{др}$, и последнее выражение примет вид

$$\eta_y = 0,385 \bar{V}_{\text{оптим}}. \quad (3.15)$$

Б. КПД гидропередачи при параллельной установке дросселя

КПД гидропередачи в этом случае определяется так же, как и при последовательной установке дросселя по формулам (3.9)-(3.12), только согласно схеме на рис.3.8,б будем иметь $p_d = p_n$, т.е. $\bar{R} = R/R_{\max} = 1$. Тогда формула КПД управления (3.14) примет вид

$$\eta_y = \bar{V}, \quad (3.16)$$

где отношение скоростей V описывается согласно с (3.8) выражением

$$\bar{V} = \frac{V}{V_{\max}} = \frac{V}{Q_n} S_n = 1 - \mu \frac{S_{др}}{Q_n} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_n} = 1 - \frac{Q_{др}}{Q_n} = 1 - U_{др}$$

Таким образом будем иметь

$$\eta_y = 1 - U_{др}. \quad (3.17)$$

Для параллельного включения дросселя оптимальный режим гидропривода совпадает с режимом V_{\max} . Следовательно, $\bar{V} = \bar{V}_{\text{оптим}}$ и в соответствии с (3.16) имеем

$$\eta_y = \bar{V}_{\text{оптим}} \quad (3.18)$$

Графики зависимостей (3.15) и (3.18) приведены на рис.3.9,а.

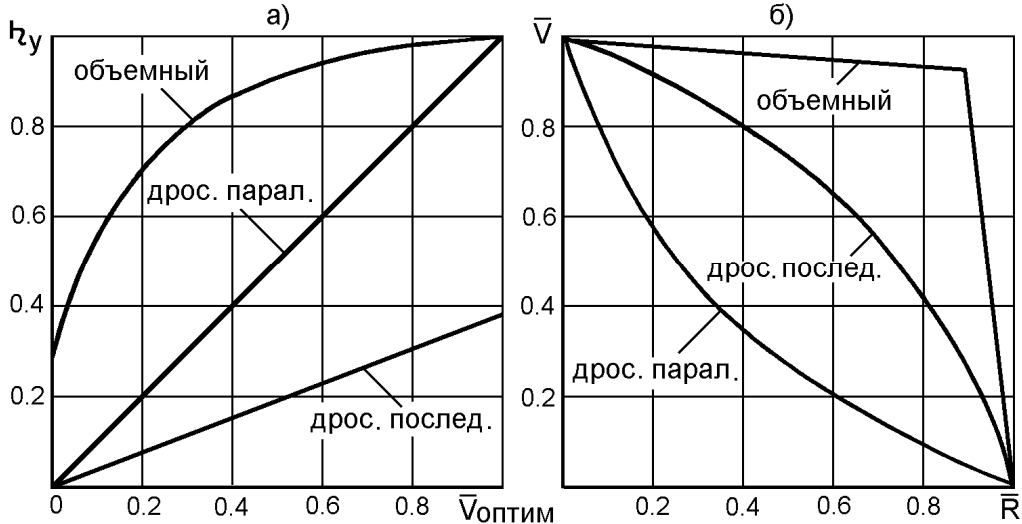


Рис.3.9. Сравнение способов регулирования по КПД (а) и механическим характеристикам (б)

В. КПД гидротрансформации при машинном способе регулирования

КПД с машинным регулированием определяют так же, как и в случае нерегулируемого привода по формуле (1.13). В отличие от нерегулируемого гидропривода КПД гидромашин помимо давления, частоты вращения и вязкости существенно зависит еще и от параметров регулирования U_n и U_d . Максимальный КПД гидропривода имеет место в области максимальных рабочих объемов насоса и гидромотора, т.е. при $U_n = U_d = 1$.

Зависимость КПД гидромашин от их параметров регулирования теоретически не определяется, а устанавливается заводом-изготовителем путем испытаний натуральных образцов.

Осуществляя сравнение с дроссельным способом регулирования, считаем, что $\eta_n = \eta_d = 1$ лишь на режиме максимальных рабочих объемов. Но учтем падение КПД при уменьшении этих объемов. В случае, когда регулирование скорости поршня производится изменением рабочего объема насоса, при $V = V_{\max}$ КПД гидропривода будет равен единице, но при уменьшении V он будет уменьшаться по закону, приближенно описываемому кривой на рис.3.9,а.

Механическая характеристика гидропривода характеризует степень стабильности скорости выходного звена (поршня, вала) при изменяю-

щейся нагрузке (см.п.1.2.3). Обычно требуется возможно большая стабильность, т.е. наименьшая "просадка" привода.

Механические характеристики гидромашин и при дроссельном способе регулирования были рассмотрены ранее, поэтому ограничимся здесь только приведением графиков этих характеристик для рассматриваемых способов регулирования. На рис.10.39,б приведены механические характеристики, построенные при постоянных рабочих объемах гидромашин при машинном регулировании и неизменных степенях открытия дросселей при дроссельном регулировании, а также при одинаковых значениях максимальной скорости и действующей нагрузке.

Анализ графиков, приведенных на рис.3.9, показывает, что по двум важнейшим показателям - механическим характеристикам и КПД лучшие качества имеет гидропривод с машинным регулированием. Однако при выборе способа регулирования гидропривода необходимо учитывать еще и экономические показатели.

Регулируемые гидромашинны - насосы и гидромоторы - более дорогостоящи, чем нерегулируемые, и будучи более сложными менее долговечны. Поэтому используя машинное регулирование гидропривода идут на значительные капитальные затраты, но зато благодаря более высокому КПД получают экономию в эксплуатационных расходах, т.е. в стоимости энергозатрат. Ввиду этого машинное регулирование гидропривода обычно применяют, когда существенными являются энергетические показатели, например, для гидроприводов большой мощности ($N > 6 \text{ кВт}$) и с длительными режимами их работы. Гидроприводы с дроссельным регулированием и дешевыми, например, шестеренными насосами используют обычно в маломощных системах ($N \leq 6 \text{ кВт}$), а также, когда режимы работы гидропривода кратковременные.

3.4. Стабилизация и синхронизация движения гидродвигателей

Анализ механических характеристик, проведенный в предыдущем пункте, а также в п.1.2.3, показывает, что скорость движения выходного звена (штока, вала) гидродвигателя будет изменяться с изменением действующей нагрузки. Особенно неудовлетворительны механические характеристики при дроссельном способе регулирования скорости (рис.3.6,б и 3.7,в). Обусловлено это тем, что изменение нагрузки приводит к изменению перепада давления на дросселе и, следовательно, меняется расход жидкости, проходящей через него. Стабилизацию установленной дросселем скорости можно осуществить только в том случае, если будет обеспе-

чено постоянство перепада давления на нем. Для этого в гидropередачах используется так называемый регулятор потока (дроссель с регулятором), конструктивная схема которого приведена на рис.3.10.

Насос Н подает жидкость в поршневую полость гидроцилиндра ГЦ, а из штоковой полости жидкость поступает через дросселирующее отверстие А в камеру Б регулятора и далее через дроссель Др на слив в бак. Поршень гидроцилиндра, преодолевая нагрузку R, движется со скоростью V, определяемой настройкой дросселя Др.

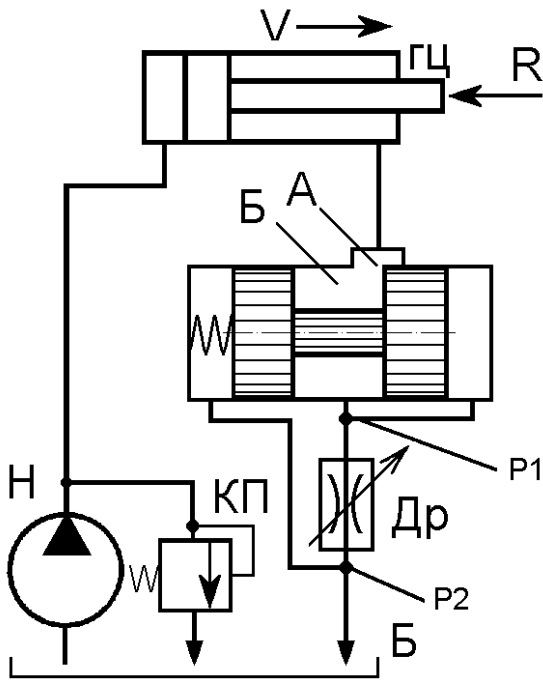


Рис.3.10.Схема гидropередачи с регулятором потока

Дроссель Др стоит последовательно в сливной линии, поэтому клапан ПК является переливным.

Перепад давления на дросселе ($\Delta p_{др} = p_1 - p_2$) в данном случае равен давлению p_1 перед дросселем, т.к. сопротивление трубопровода после него весьма мало ($p_2 \approx 0$). Поэтому в данном случае достаточно обеспечить постоянство давления p_1 . Это выполняет регулятор, который, по существу, является редукционным клапаном (см.рис.2.13). При $\Delta p_{др} = \text{const}$ будет постоянным и расход жидкости через дроссель. Подача жидкости в гидроцилиндр $Q_{ц} = Q_{н} - Q_{пк}$ при неизменной подаче насоса постоянна и не зависит от нагрузки, поэтому постоянной будет и скорость поршня гидроцилиндра.

В действительности скорость поршня с увеличением нагрузки несколько уменьшается из-за влияния утечек в насосе, возрастающих с увеличением давления, а также из-за неточности работы регулятора (инерционность золотника регулятора и переменная жесткость пружины). Механическая характеристика гидropередачи с регулятором потока имеет примерно такой же вид, как и у объемных гидромашин (см. рис.1.15,б).

Гидропривод с постоянной выходной частотой вращения при возможных колебаниях скорости вращения насоса и внешней нагрузке на валу гидромотора называют стабилизированным. Пример такой гидropередачи приведен на рис.3.11.

Гидропередача состоит из насоса Н и гидромотора ГМ, вал которого через коническую пару шестерен приводит во вращение центробежный регулятор ЦР.

При изменении частоты вращения вала гидромотора центробежный регулятор изменяет положение золотника распределителя управления РУ, который подавая жидкость в гидроцилиндр управления ГЦУ механизма регулирования подачи насоса восстанавливает рассогласование, чем поддерживает выходную частоту вращения гидромотора постоянной.

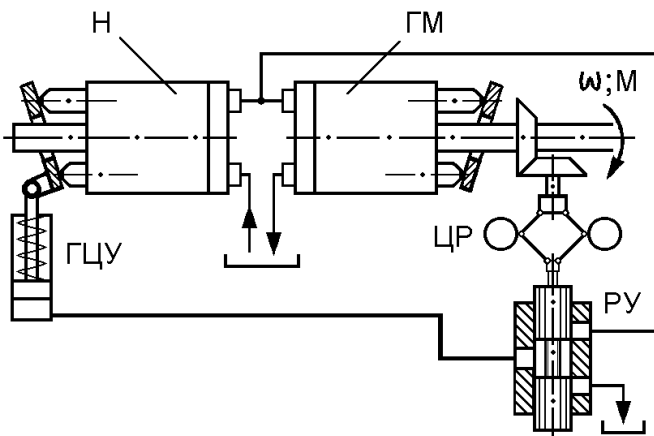


Рис.3.11. Схема гидропередачи с постоянной частотой вращения вала гидромотора

В практике гидроприводов нашли применение устройства, обеспечивающие стабилизацию мощности на приводном валу насоса. Примером может служить схема, обеспечивающая $N_H = \text{const}$ при колебаниях давления на выходе из насоса (рис.3.12).

Из п.1.1 известно, что мощность, потребляемая насосом, описывается зависимостью

$$N_H = p_H Q_H \eta,$$

где Q_H - подача насоса; p_H - давление в нагнетающем патрубке насоса; η - полный КПД насоса

Из этой формулы следует, что для обеспечения $N_H = \text{const}$ при $p_H = \text{var}$ необходимо пропорционально изменять подачу насоса. Для

этого поршневая полость гидроцилиндра управления ГЦУ соединена с линией нагнетания насоса. При изменении давления p_H поршень со штоком ГЦУ изменяет угол наклона диска 1 насоса, что приводит к изменению Q_H .

Для исключения резких колебаний подачи насоса установлен демпфирующий дроссель D_p .

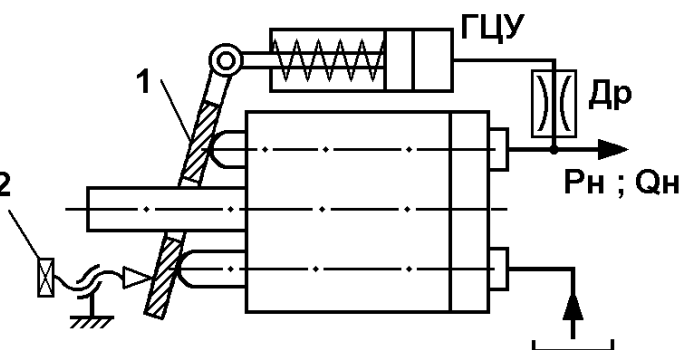


Рис.3.12.Схема насоса со стабилизацией мощности
ограничивает максимальный угол наклона диска 1, т.е. ограничивает максимальную подачу насоса.

Регулируемый упор 2 ограничивает максимальную подачу насоса.

Когда от одного насоса приводятся в действие два или более гидродвигателей бывает необходимо синхронизировать их движение. Под **синхронным движением** здесь подразумевается движение нескольких гидродвигателей с пропорциональными (в частном случае с равными) скоростями, независимо от соотношения величин нагрузок, преодолеваемых гидродвигателями. Для этого необходимо разделить поток жидкости, идущий от насоса, на части с расходами, соответствующими требуемой пропорции.

Существует большое разнообразие схем синхронизации движения с использованием гидромашин и гидроаппаратов не по прямому их назначению, а также специальный делительный клапан.

Рассмотрим наиболее встречающийся случай, когда необходимо разделить расход жидкости, поступающей к двум гидродвигателям, на две равные части. Например, от одного насоса осуществляется подвод жидкости к двум гидромоторам, приводящим в движение гусеничный ход машины (каждый гидромотор вращает приводную звездочку отдельной гусеницы). В этом случае для прямолинейного поступательного движения машины необходимо, чтобы в каждый гидромотор, независимо от нагрузки, поступал одинаковый расход жидкости.

Одной из легко реализуемых схем синхронизации является схема с использованием объемных обратимых гидромашин (рис.3.13).

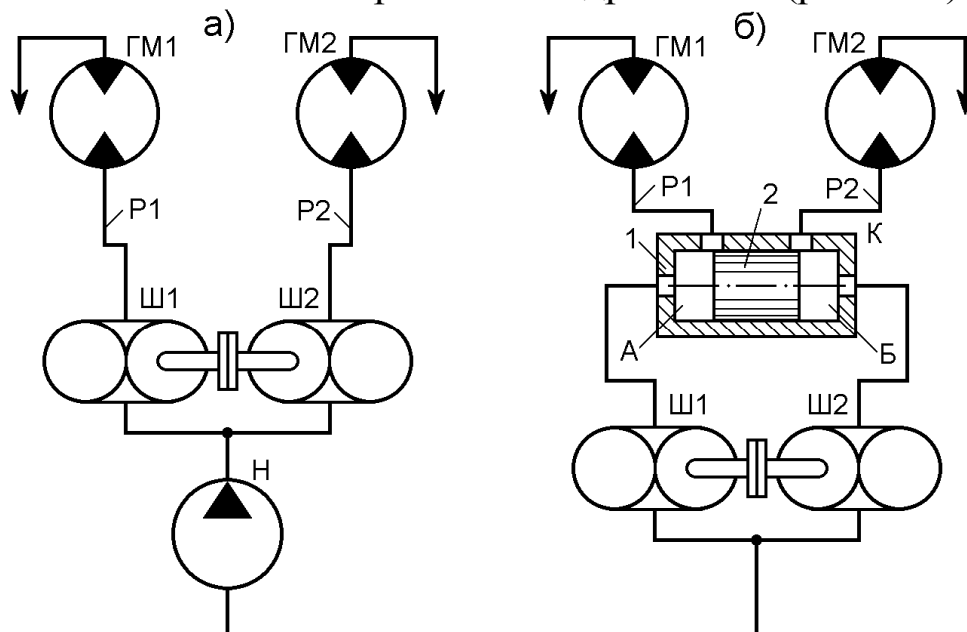


Рис.3.13. Схемы синхронизации при помощи гидромашин

Напомним, что обратимой называется гидромашина, способная работать и как насос, и как гидромотор.

В схеме, приведенной на рис.3.13,а, использованы две шестеренные гидромашины Ш1 и Ш2 с равными рабочими объемами ($q_1 = q_2$), выходные валы которых соединены между собой при помощи муфты.

При подаче жидкости в эти гидромашины от основного насоса Н их шестерни вращаются с одинаковыми скоростями $n_1 = n_2$. Это значит, что на выходе из обеих гидромашин будут одинаковые расходы

$$q_1 n_1 = q_2 n_2, \text{ т.е. } Q_1 = Q_2.$$

В результате частоты вращения гидромоторов ГМ₁ и ГМ₂ также будут равны, несмотря на возможную разницу в крутящих моментах M_1 и M_2 на их валах. Однако точность синхронизации будет небольшой при большой разнице в крутящих моментах M_1 и M_2 . Объясняется это тем, что в гидролинии питания гидромотора с большим крутящим моментом будет и более высокое давление. Например, если $M_1 > M_2$, то и $p_1 > p_2$. А это значит, что у шестеренной гидромашин Ш1 будут более высокие внутренние утечки ($Q_{y1} = p_1 a > Q_{y2} = p_2 a$). В результате расход из Ш1 станет меньше, чем из Ш2.

На рис.3.13,б приведена схема, обеспечивающая более высокую точность синхронизации за счет выравнивания (уменьшить невозможно) утечек в обеих гидромашин. Это выполняет клапан К, состоящий из корпуса 1 и плавающего золотника 2.

Пусть $M_1 > M_2$, тогда $p_1 > p_2$, и равновесие золотника нарушится. Смещаясь вправо золотник 2 начнет прикрывать правое выходное отверстие в корпусе, т.е. увеличивается сопротивление проходу жидкости в гидромотор ГМ2. Это приведет к росту давления в камере Б. Смещение золотника будет до тех пор, пока давление в камере Б не станет равно давлению в камере А. Таким образом, давления в выходных патрубках обеих гидромашин Ш1 и Ш2 будут выравнены, а это значит, что $Q_1 = Q_2$.

На рис.3.14,а приведена схема синхронизации скорости вращения гидромоторов ГМ1-ГМ3 при помощи регуляторов потока РП1-РП3, описанных выше.

Будучи стабилизаторами расхода регуляторы потока позволяют получить неизменные синхронные частоты вращения валов гидромоторов. При реверсировании направления вращения гидромоторов потоки жидкости из них проходят через обратные клапаны ОК1-ОК3 в обход регуляторов потока, т.е. обратное движение гидромоторов не синхронизировано.

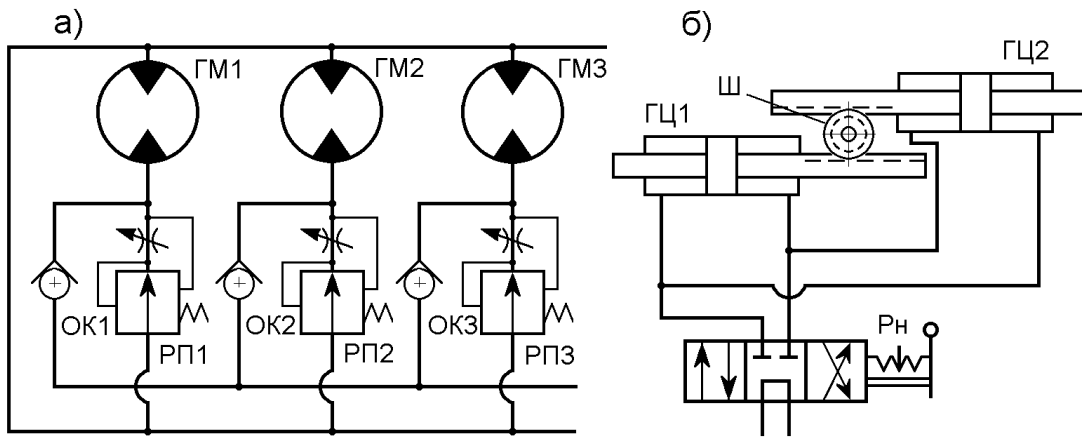


Рис.3.14. Схемы синхронизации при помощи регуляторов потока (а) и механической связи (б)

Предоставляем читателю самому составить схему с регуляторами потока, обеспечивающую синхронизацию в обоих направлениях движения гидродвигателей.

При всей простоте использования регуляторов потока надо иметь в виду, что они являются системами прямого регулирования и содержат упругие элементы, т.е. представляют собой сложные динамические системы. При определенных условиях стабилизация расхода может полностью прекратиться, и регулятор будет работать как обычный дроссель. Поэтому гидросистему, использующую регулятор потока, обязательно надо проверять на устойчивость во всех режимах работы. В этом плане весьма стабильными являются гидropередачи, в которых синхронизация обеспечивается при помощи жестких механических связей. Пример такого варианта - синхронизация скоростей встречного движения двух гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2 с помощью зубчато-реечного механизма приведен на рис.3.14,б. При одинаковых скоростях движения поршней гидроцилиндров шестерня Ш будет проворачиваться без нагрузки. При рассогласовании скоростей движения, например, в результате изменения нагрузки на одном из гидроцилиндров, произойдет перераспределение нагрузки между гидроцилиндрами через шестерню Ш.

Следовательно, зубчато-реечный механизм является еще и механическим компенсатором разности в нагрузках на поршнях гидроцилиндров.

В гидropередачах, у которых необходимо синхронизировать скорость поступательного движения двух гидроцилиндров, возможно использование так называемого *мультипликатора*. По прямому своему назначению мультипликатор является устройством, обеспечивающим

получение весьма высоких рабочих усилий на исполнительном органе, например, в гидравлических прессах (рис.3.15,а).

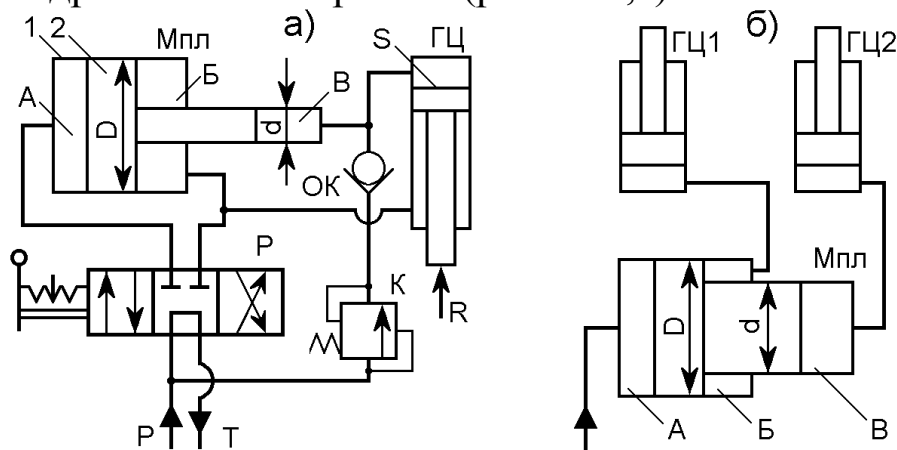


Рис.3.15. Схемы гидропередач с мультипликатором

Известно (см.п.1.1), что усилие на штоке гидроцилиндра определяется зависимостью

$$R = p_{ц}S,$$

где $p_{ц}$ - давление в рабочей полости гидроцилиндра; S - площадь поршня гидроцилиндра, на которую действует рабочая жидкость.

Увеличение R за счет S ограничивается ростом массы и габаритов гидроцилиндра, а также инерционности движения его поршня. Кроме того возрастают проблемы уплотнения сопряжения поршень-цилиндр.

Увеличение рабочего давления $p_{ц}$ ограничивается возможностями гидромашин и гидроаппаратов, выпускаемых промышленностью. В настоящее время $p_{max} = 50$ МПа имеют радиально-поршневые насосы типа 50НР... В подобной ситуации и оказывается полезным мультипликатор $M_{пл}$ (3.15,а), состоящий из цилиндрического корпуса 1 и ступенчатого золотника 2. Золотник делит корпус на три камеры: А и Б низкого давления и В - высокого давления. Подача жидкости от насоса в камеры А и Б при переключении распределителя P_n обеспечивает возвратно-поступательное перемещение золотника. При соединении камеры А с напорной линией насоса золотник перемещается вправо, вытесняя из камеры В рабочую жидкость в поршневую полость гидроцилиндра ГЦ. Для преодоления требуемого усилия R на штоке гидроцилиндра необходимо в его поршневой полости получить давление $p_{ц} = R/S$, которое по закону Паскаля будет и в камере В. Это давление создаст силу $R_{п} = 0,25\pi d^2$, противодействующую перемещению золотника. Поэтому в камере А должна быть создана сила, уравнивающая эту противодействующую силу $R_{п}$, т.е.

$$0,25p_{ц}D^2 = 0,25p_{ц}d^2,$$

где p_n - давление в камере А; D и d - диаметры золотника, соответственно, в камерах А и В.

Из этого уравнения следует, что будет необходим насос с рабочим давлением, равным

$$p_n = p_{ц} (d^2/D^2).$$

Предположим, что $D = 3d$. Тогда p_n будет в 9 раз меньше $p_{ц}$. Во столько же раз большее количество жидкости придется подать в камеру А, чтобы из камеры В в гидроцилиндр поступил объем жидкости, необходимый для совершения поршнем гидроцилиндра требуемого рабочего хода.

Для восполнения утечек из замкнутой части гидросистемы (камера В - поршневая полость гидроцилиндра) установлены обратный клапан ОК и клапан разности давления К. Клапан К будет открыт в том случае, когда при возврате поршня гидроцилиндра и золотника мультипликатора в исходное положение давление в камере В окажется меньше давления в напорной линии. Клапан ОК исключает воздействие на клапан К большего давления $p_{ц}$ при рабочем ходе.

Из схемы мультипликатора видно, что при подаче жидкости в камеру А жидкость вытесняется одновременно из камер Б и В и если обеспечить при этом равенство вытесняемых объемов $W_B = W_V$, то можно получить синхронизацию скорости движения двух гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2, как показано на рис.3.15,б. Очевидно, что обеспечить это условие можно только при определенном соотношении диаметров D и d .

Объемы жидкости, вытесняемые из камер Б и В при перемещении золотника на величину l составят, соответственно

$$W_B = 0,25\pi(D^2-d^2)l \quad \text{и} \quad W_V = 0,25\pi d^2 l.$$

Приравнивая эти выражения, получим

$$D = d\sqrt{2}.$$

Только мультипликатор с таким соотношением диаметров золотника D и d будет пригоден для использования в качестве синхронизатора скорости движения.

На рис.3.16 приведена конструктивная схема *делительного клапана* - устройства, которое спроектировано специально для синхронизации скорости движения двух гидродвигателей.

Основными конструктивными элементами делительного клапана являются корпус 2, плавающий золотник 3 и регулируемые дроссели 1 и 4. В корпусе имеется подводящее (входное) отверстие Р и два выходных отверстия А и Б. Для того, чтобы поток жидкости, поданный в отвер-

стие P , разделится на две равные части в клапане необходимо иметь равенство сопротивлений в линиях, ведущих в гидромоторы ГМ1 и ГМ2

$$p_1 + \Delta p_A + \Delta p_1 = p_2 + \Delta p_B + \Delta p_4,$$

где p_1 и p_2 - давления в подводящих линиях гидромоторов обусловленные нагрузками на их валах; Δp_A и Δp_B - потери давления в выходных отверстиях А и Б делительного клапана; Δp_1 и Δp_4 - потери давления на дросселях 1 и 4 делительного клапана.

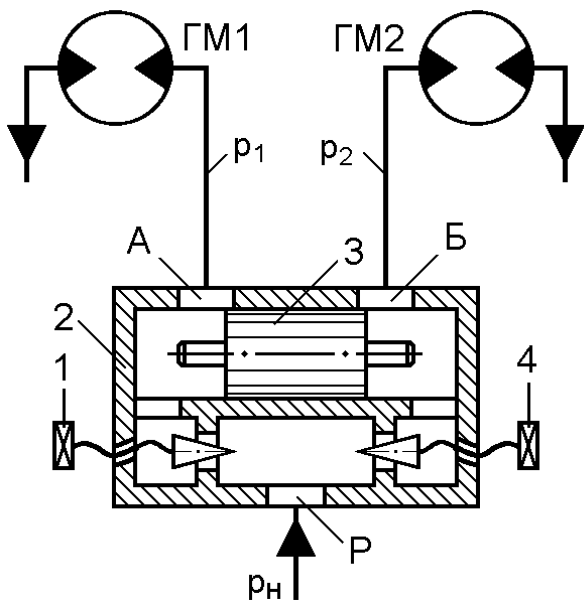


Рис.3.16.Схема синхронизации при помощи делительного клапана

сопротивлений параллельных линий, будет практически не очень большим.

Принцип действия клапана в части поведения плавающего золотника 3 аналогичен поведению золотника 2 на рис.3.13,б. Здесь же отметим только следующее. Повышение давлений p_1 или p_2 на выходе из клапана не приводит к уменьшению перепадов давления на дросселях 1 и 4 и снижению скоростей движения гидродвигателей, т.к. рост давлений после дросселей компенсируется ростом давления p_n на входе в клапан, которое будет ограничено только настройкой предохранительного клапана гидросистемы. Регулируемыми дросселями 1 и 4 можно установить требуемое соотношение расходов к двигателям.

Если используются одинаковые гидромоторы ($q_1 = q_2$), то при равных крутящих моментах на их валах будет и равенство давлений в подводящих линиях, т.е. $p_1 = p_2$. В этом случае равенство расходов по параллельным линиям обеспечивается равенством перепадов давлений в делительном клапане

$$\Delta p_A + \Delta p_1 = \Delta p_B + \Delta p_4.$$

Отсюда следует, что плавающий золотник находится в равновесии, занимая положение, близкое к среднему.

Отклонение от среднего положения, обусловленное сложностью обеспечения полной симметрии конструкции клапана и абсолютного равенства со-

3.5. Контрольные вопросы

1. Когда применяют машинный способ регулирования скорости движения гидродвигателей?
2. Какие возможны варианты машинного способа регулирования скорости движения гидродвигателей?
3. При каких соотношениях рабочих объемов гидромашин будем иметь передачу-редуктор и передачу – мультипликатор?
4. Какие существуют варианты дроссельного способа регулирования скорости движения гидродвигателей?
5. Запишите формулы, описывающие регулировочную и механическую характеристики, для различных вариантов установки дросселей.
6. Каковы результаты сравнения способов регулирования скорости движения гидродвигателей?
7. Для чего предназначен регулятор потока (дроссель с регулятором)?
8. Изобразите схему стабилизации мощности гидропередачи.
9. Для чего нужно синхронизировать скорости движения гидродвигателей?
10. Дайте общую характеристику способам синхронизации скорости движения гидродвигателей.
11. Каково основное назначение мультипликатора?
12. При каких условиях мультипликатор можно использовать для синхронизации скорости движения гидродвигателей?

4. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ГИДРОПЕРЕДАЧ

Наряду с гидравлическими машинами и аппаратами, описанными выше и выполняющими основные функции в гидропередаче, широко используются устройства, обеспечивающие согласованное функционирование отдельных частей гидропередачи, контроль за величиной параметров ее работы, дозирование и аккумуляция объемов жидкости и др. К ним относятся обратные клапаны и гидрозамки, гидравлические реле и датчики давления, расходомеры, гидроаккумуляторы, порционеры и еще целый ряд устройств, обеспечивающих согласование работы отдельных устройств и частей гидросистемы.

4.1. Обратные клапаны и гидрозамки

Обратным клапаном называется клапан, пропускающий поток жидкости только в одном направлении.

Типичная конструкция обратного клапана приведена на рис.4.1.

В цилиндрической расточке корпуса 4 размещен запирающий элемент 3, который прижимается к седлу 5 пружиной 2 при помощи пробки 1.

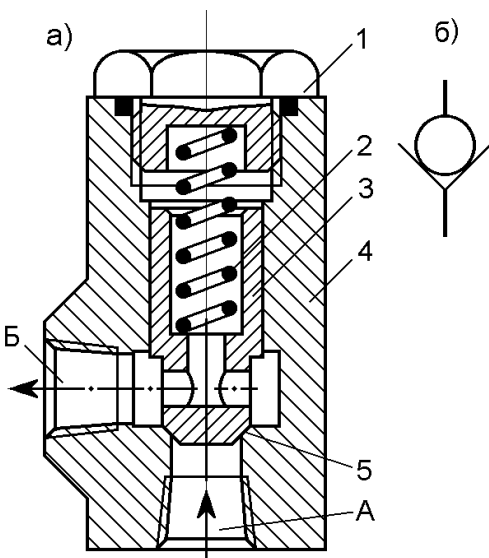


Рис.4.1. Обратный клапан:
а - конструкция;
б - условное обозначение

Усилие пружины 2 подбирается таким, чтобы при проходе потока жидкости (из отверстия А в отверстие Б) с номинальным расходом сопротивление клапана было не более 0,15-0,2 МПа.

Гидрозамком называется гидравлически управляемый обратный клапан. Основным назначением гидрозамка является запираение рабочих полостей (камер) гидродвигателей при прекращении подачи в них потока рабочей жидкости. Этим обеспечивается жесткая фиксация поршня гидроцилиндра или вала гидромотора и связанного с ними рабочего механизма.

Особенно эффективно применение гидрозамков в грузоподъемных механизмах (гидродомкрат, лебедка и т.п.), когда аварийное прекращение подъема груза не приводит к его падению.

В зависимости от количества полостей, которые может запирать гидрозамок, различают односторонний и двухсторонний гидрозамки (рис.4.2).

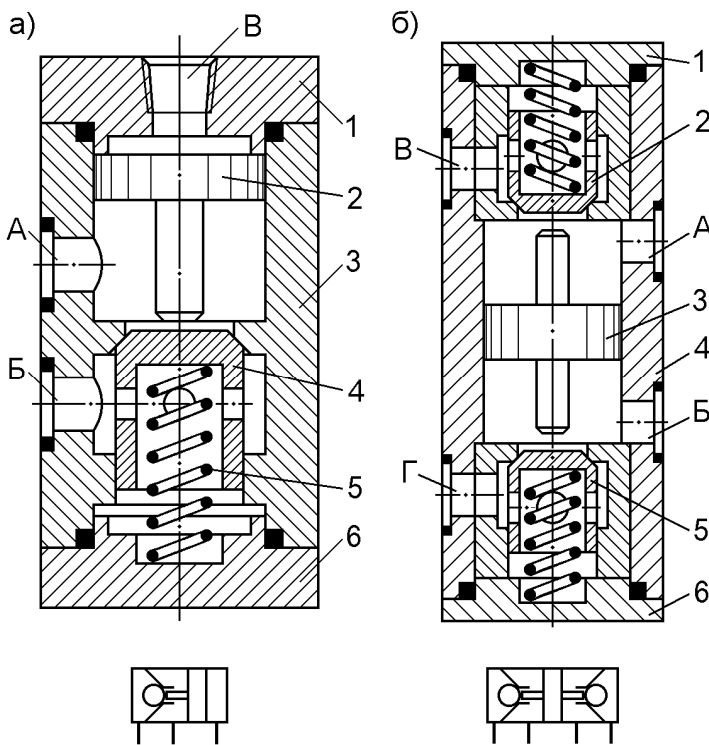


Рис.4.2. Гидрозамки:

а - односторонний; б - двухсторонний

У одностороннего гидрозамка (рис.4.2,а) в цилиндрической расточке корпуса 3 установлен один обратный клапан, состоящий из запирающего элемента 4, пружины 5 и крышки 6. Обратный клапан свободно пропускает поток жидкости, идущий из канала А в канал Б. Обратный поток возможен только после принудительного открытия запирающего элемента 4 при помощи плунжера 2. Для этого необходимо подать жидкость через канал управления В в крышке 1 под плунжер 2. Плунжер 2, перемещаясь в осевом направлении, отодвинет запирающий элемент 4 от седла. В этом случае поток жидкости может проходить через клапан как в прямом (из А в Б), так и в обратном (из Б в А) направлениях.

В тех случаях, когда гидродвигателем является гидроцилиндр, может возникнуть необходимость запирать как поршневую, так и штоковую полости. Тогда весьма удобным будет двухсторонний гидрозамок (рис.4.2,б). Он состоит из двух обратных клапанов 2 и 5, плунжера 3, корпуса 4 и двух крышек 1 и 6.

Каналы А и Б соединяются с напорной и сливной линиями гидросистемы, а каналы В и Г - с рабочими полостями гидроцилиндра. Если ни один из каналов А и Б не соединен с напорной линией, то оба обратных клапана закрыты, и рабочие полости гидроцилиндра замкнуты. При подаче жидкости в канал А поступающий поток жидкости откроет обратный клапан 2 и через канал В поступит в одну из рабочих камер гидроцилиндра. Одновременно этот поток, воздействуя на плунжер 3, заставит его перемещаться в сторону обратного клапана 5. Плунжер осуществит принудительное открытие клапана 5 и из второй рабочей полости гидроцилиндра по каналу Г, открытый клапан 5 и канал Б

Плунжер 2, перемещаясь в осевом направлении, отодвинет запирающий элемент 4 от седла. В этом случае поток жидкости может проходить через клапан как в прямом (из А в Б), так и в обратном (из Б в А) направлениях.

Плунжер 2, перемещаясь в осевом направлении, отодвинет запирающий элемент 4 от седла.

В этом случае поток жидкости может проходить через клапан как в прямом (из А в Б), так и в обратном (из Б в А) направлениях.

Он состоит из двух обратных клапанов 2 и 5, плунжера 3, корпуса 4 и двух крышек 1 и 6.

Каналы А и Б соединяются с напорной и сливной линиями гидросистемы, а каналы В и Г - с рабочими полостями гидроцилиндра. Если ни один из каналов А и Б не соединен с напорной линией, то оба обратных клапана закрыты, и рабочие полости гидроцилиндра замкнуты. При подаче жидкости в канал А поступающий поток жидкости откроет обратный клапан 2 и через канал В поступит в одну из рабочих камер гидроцилиндра. Одновременно этот поток, воздействуя на плунжер 3, заставит его перемещаться в сторону обратного клапана 5. Плунжер осуществит принудительное открытие клапана 5 и из второй рабочей полости гидроцилиндра по каналу Г, открытый клапан 5 и канал Б

жидкость пойдет на слив в бак. Таким образом, в одну полость гидроцилиндра поступает жидкость, а из противоположной - она отводится. Это приводит к перемещению поршня гидроцилиндра. При подаче жидкости в канал **Б** и соединении канала **А** со сливом бак поршень гидроцилиндра совершит движение в другую сторону.

Из приведенного описания ясно, что при прекращении подачи жидкости в гидрозамок обратные клапаны сразу закроются, замыкая рабочие полости гидроцилиндра и его поршень будет застопорен.

На рис.4.3 приведены гидравлические схемы, иллюстрирующие применение обратных клапанов и гидрозамков.

В гидравлической схеме, приведенной на рис.4.3,а, односторонний гидрозамок ГЗ исключает самопроизвольное (несанкционированное) опускание поршня гидроцилиндра ГЦ. Перемещение поршня возможно только после перевода распределителя P_n в одну из рабочих позиций.

В гидравлической схеме, приведенной на рис.4.3,б, двухсторонний гидрозамок ГЗ замыкает обе полости гидроцилиндра ГЦ, когда распределитель P_n находится в нейтральной позиции. Гидрозамок замкнет полости гидроцилиндра и в рабочих позициях распределителя в том случае, если прекратится подача жидкости то ли за счет выключения насоса, то ли в результате разрушения нагнетающего трубопровода.

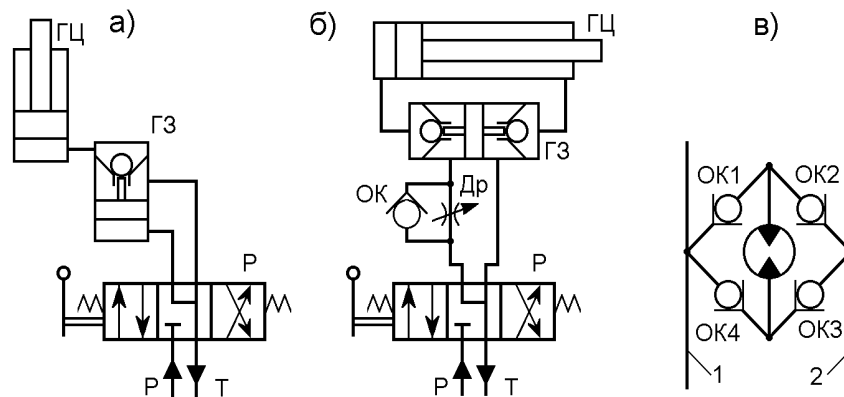


Рис.4.3. Схемы применения обратных клапанов и гидрозамков

При исправной гидросистеме и постановке распределителя в любую рабочую позицию гидрозамок не препятствует проходу жидкости в гидроцилиндр и из него.

В данной гидравлической схеме установлены еще дроссель D_p и обратный клапан ОК. При переводе распределителя P_n в левую позицию поток жидкости может попасть в поршневую полость гидроцилиндра ГЦ только пройдя через дроссель D_p . Это значит, что скорость выдвигания поршня будет регулируемой. В правой позиции распределителя поток жидкости из напорной линии свободно через гидрозамок по-

ступает в штоковую полость гидроцилиндра. Из поршневой полости гидроцилиндра жидкость вытесняется тоже свободно через гидрозамок ГЗ и обратный клапан ОК, минуя дроссель D_p , на слив в бак.

На рис. 4.3,в приведена гидравлическая схема, в которой четыре обратных клапана ОК1-ОК4 собраны в так называемую "мостовую" схему (аналог диодного моста в электротехнике). Эта гидросхема позволяет получить постоянное направление вращения вала гидромотора М независимо от того, какая гидролиния (1 или 2) будет напорной. Предоставляем читателю самому проследить за путем течения жидкости через обратные клапаны и гидромотор для обоих вариантов.

4.2. Устройства для измерения и контроля давления

К ним относятся манометры, датчики и реле давления.

Манометры служат для визуального контроля давления в линиях гидротрансформаторов. В качестве чувствительного элемента у манометра чаще всего используют трубку Бурдона (рис.4.4,а).

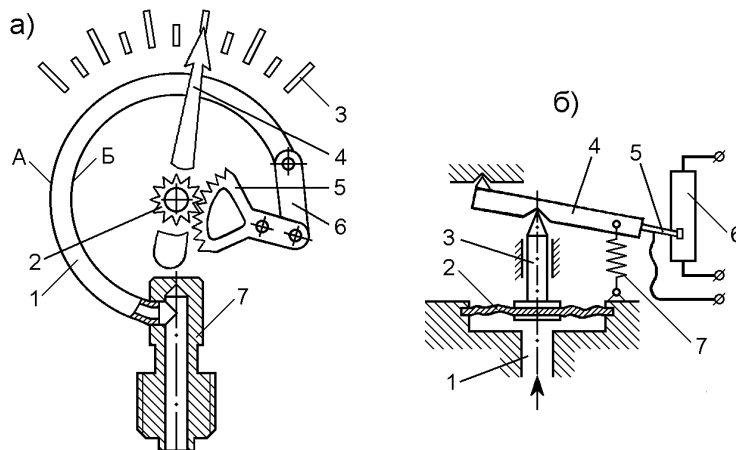


Рис.4.4. Схемы манометра (а) и датчика давления (б)

Под действием давления тонкостенная трубка 1 распрямляется. Происходит это вследствие того, что площадь по наружному контуру А изогнутой трубки больше, чем по внутреннему Б. Перемещающийся конец трубки через тягу 6 и зубчатый сектор 5 поворачивает зубчатое колесо 2, жестко связанное со стрелкой 4. Последняя перемещается относительно шкалы 3 с рисками, соответствующими давлению в контролируемой линии гидросистемы. Рабочая жидкость в трубку 1 подводится через штуцер 7. Если манометр подключен напрямую к гидролинии, то колебания давления и гидравлические удары быстро выводят его из строя. Поэтому между манометром и гидролинией целесообразно

устанавливать демпферы и специальные переключатели, соединяющие манометр с гидролинией только в моменты измерения давления.

Применение многопозиционных переключателей позволяет с помощью одного манометра контролировать давление в нескольких линиях гидропередачи.

На рис.4.4,б приведена кинематическая схема *датчика давления*, который позволяет передать информацию о величине давления на расстоянии, например на пульт диспетчера.

Датчик связан с гидролинией, в которой измеряется давление, при помощи канала 1. Воспринимает давление упругая мембрана 2, которая прогибаясь через толкатель 3 поворачивает рычаг 4. На свободном конце рычага установлен подвижный контакт 5 переменного резистора 6. Смещение контакта 5 приводит к изменению напряжения (потенциометрическая схема) или тока (реостатная схема) на выходных клеммах резистора 6. Возвращает рычаг 4 в исходное положение пружина 7.

Обладая малой инерционностью и высокой чувствительностью датчики давления нашли широкое применение в современных автоматических системах управления, а также в научных и исследовательских работах.

Для подачи сигнала при достижении заданного давления в гидросистеме используются *реле давления* (рис.4.5,а).

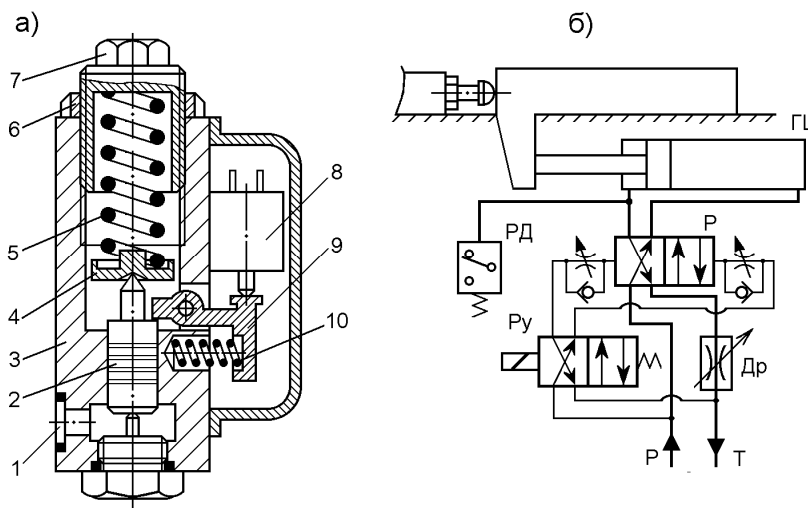


Рис.4.5. Конструкция реле давления (а) и схема его применения (б)

Основными элементами реле давления являются: золотник 2, корпус 3, седло 4, рабочая пружина 5, контргайка 6, регулировочный винт 7, микровыключатель 8, двухплечий рычаг 9 и возвратная пружина 10. Рабочая жидкость из контролируемой линии подводится под золотник 2 через отверстие 1. При повышении давления в гидросистеме до вели-

ны, определяемой настройкой пружины 5, золотник 2 поднимается и поворачивает рычаг 9, что приводит к переключению микровыключателя 8 в другую позицию. Последний выдает сигнал в систему управления. При уменьшении давления золотник 2 опускается и пружина 10, поворачивая рычаг 9, обеспечивает обратное срабатывание микровыключателя.

Сигнал, поступающий от реле давления, может быть использован для включения сигнала на пульте управления, отключения гидросистемы как дублер предохранительного клапана или для управления работой гидросистемы. На рис.4.5,б в качестве примера использования реле давления приведена схема, обеспечивающая реверс движения гидроцилиндра ГЦ после поджима его к жесткому упору. При движении влево дроссель D_p создает подпор в штоковой полости, но при поджиге гидроцилиндра ГЦ к упору поток рабочей жидкости через дроссель прекращается. Поэтому давление в штоковой полости падает, и реле давления РД выдает сигнал на отключение электромагнитного управляющего распределителя P_y . В результате переключается распределитель P_n , и движение рабочего органа реверсируется.

В целом ряде гидropередач возникает необходимость осуществлять регулируемую выдержку времени между двумя следующими друг за другом фазами движения исполнительных механизмов или регулируемую задержку на некоторый промежуток времени какого-либо действия в работе гидросистемы. Для этого используются **гидравлические реле времени (клапаны выдержки времени)** (рис.4.6).

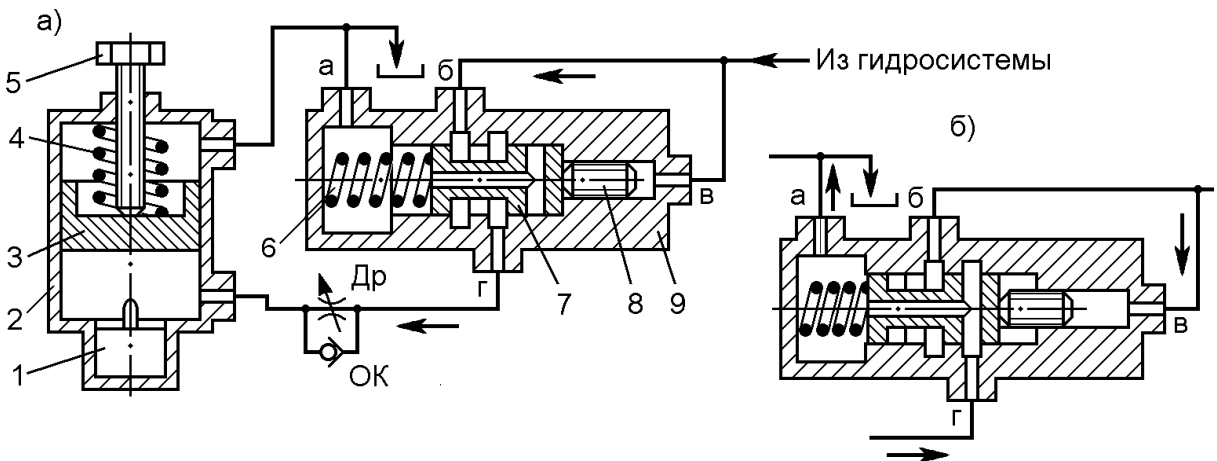


Рис.4.6. Схема реле выдержки времени

Заданный интервал времени выдержки реле определяется временем истечения жидкости из специальной емкости (цилиндра), состоящей (рис.4.6,а) из цилиндрического корпуса 2, поршня 3, рабочей пружины

4 и упорного винта 7. Упорным винтом 7 регулируется объем заполнения рабочей камеры. Управление реле осуществляется при помощи золотника управления 9, включающего в себя пружину 6, плунжер 7 и толкатель 8.

На рис.4.6,а показано положение плунжера 7, соответствующее этапу зарядки (заполнения) реле. Из напорной линии гидросистемы жидкость через отверстие б, каналы в золотнике управления, отверстие г и обратный клапан ОК поступает под поршень 3, заставляя его подниматься вверх до упора в винт 5.

По окончании рабочей операции давление в напорной линии гидросистемы повышается, в результате плунжер 7 под действием давления жидкости на толкатель 8 переместится, преодолев усилие пружины 6, влево (рис.4.6,б) и соединит полость рабочей емкости 2 с баком. После этого поршень 3 под действием пружины 4 переместится вниз, вытесняя жидкость в бак.

Время перемещения поршня 3 из верхнего положения в нижнее изменяется регулировкой длины винта 5 и сопротивлением дросселя D_p , установленным на выходе из рабочей емкости 2. В конце хода поршень 3 воздействует на концевой выключатель 1 (или другое управляющее устройство), который осуществляет выключение или реверс гидросистемы.

Время срабатывания реле описывается зависимостью

$$t = W/Q,$$

где W - объем жидкости, заполняющей рабочую камеру под поршнем 3;
 Q - расход жидкости из рабочей камеры при ее вытеснении на слив в бак.

Объем W описывается выражением

$$W = Sh,$$

где S и h - соответственно, рабочая площадь и ход поршня 3.

Расход из рабочей камеры равен расходу через дроссель D_p , т.е. в соответствии с формулой (2.2) будет

$$Q = Q_{др} = \mu S_{др} U_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}.$$

Перепад давления на дросселе составит

$$\Delta p = p_1 - p_2,$$

где p_1 - давление перед дросселем, равное давлению в рабочей камере;

p_2 - давление после дросселя, равное суммарному сопротивлению линий и каналов, связывающих рабочую камеру с баком.

Давление в рабочей камере определяется усилием пружины 4

$$p_1 = R_{пр}/S ,$$

где $R_{пр} = c\lambda$; c - жесткость пружины; λ - величина сжатия пружины, зависящая от хода поршня z

$$\lambda = h + h_{нач} ,$$

где $h_{нач}$ - начальное сжатие пружины при нижнем положении поршня z .

Пренебрегая давлением p_2 , которое при нормальных условиях невелико, можем окончательно записать расчетную формулу времени срабатывания реле в виде

$$t = \frac{Sh}{\mu S_{др} U_{др} \sqrt{2-(h + h_{нач})/\rho S}} . \quad (4.1)$$

Для конкретной конструкции реле в этой формуле переменными параметрами будут: ход поршня h и параметр регулирования дросселя $U_{др}$. Изменяя любой из них можно установить требуемое время срабатывания реле.

4.3. Расходомеры

Расход жидкости, как и давление, является одним из важнейших параметров, описывающих работу гидropередачи. Существует целый ряд приборов для его измерения, действие которых основано на принципе наполнения, истечения, перепада давления, тахометрическом и др.

Мерный бак является наиболее простым устройством для измерения расхода, работающим на принципе наполнения.

Конструктивно он представляет собой (рис.4.7) резервуар, снабженный пьезометром (прозрачной трубкой) со шкалой, проградуированной в единицах объема. Расход жидкости определяется по зависимости

$$Q = \Delta W/t,$$

Рис.4.7. Мерный бак

где ΔW - объем жидкости в мерном баке, наполненном за время t .

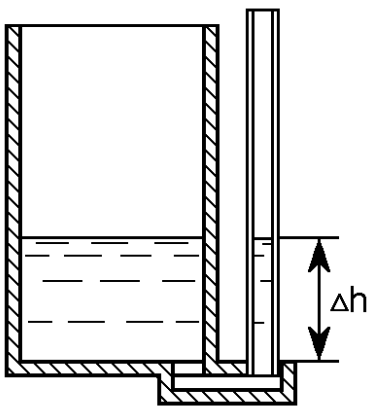
Имея в виду, что

$$\Delta W = S\Delta h,$$

где S - площадь мерного бака; Δh - приращение уровня в мерном баке за время t , расчетная формула примет вид

$$Q = S\Delta h/t.$$

Из этой формулы следует, что для повышения точности измерения необходимо иметь как можно меньшую площадь S . Точность измере-



ния мерным баком повысится, если измерять количество жидкости в нем не объемным, а весовым способом. Для этого мерный бак устанавливают на весы.

Измерение расхода по принципу перепада статических напоров основывается на закономерностях, описываемых уравнениями Бернулли, постоянства объемного расхода и потерь напора на гидросопротивлениях. Перепад статических напоров создается путем изменения сечения потока жидкости, протекающего по гидрوليнии. Примером таких приборов являются конструкции, использующие *трубку Вентури* и *диафрагму* (рис.4.8).

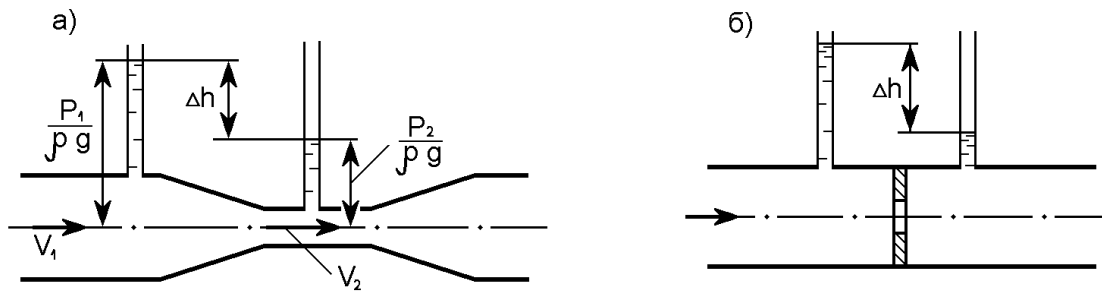


Рис.4.8. Схемы измерения расхода жидкости при помощи трубки Вентури (а) и диафрагмы (б)

Для трубки Вентури запишем уравнение Бернулли для участка трубы между сечениями, в которых установлены пьезометры

$$\frac{p}{\rho g} + \alpha \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \alpha \frac{V_2^2}{2g} + h_{1-2},$$

где p_1 , p_2 и V_1 , V_2 - соответственно, давления и скорости потока жидкости в рассматриваемых сечениях; α - коэффициент Кориолиса; h_{1-2} - потери напора на рассматриваемом участке; ρ - плотность жидкости.

Разность скоростных напоров из этого уравнения будет

$$\frac{\alpha}{2g} (V_2^2 - V_1^2) = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} - h_{1-2} = \Delta h - h_{1-2}. \quad (4.2)$$

Из уравнения постоянства объемного расхода $V_1 S_1 = V_2 S_2$ (S_1 и S_2 - площади рассматриваемых поперечных сечений потока) можем записать $V_1 = V_2 S_2 / S_1$.

Тогда формула (4.2) примет вид

$$\frac{\alpha}{2g} \frac{S_1^2 - S_2^2}{S_1^2} V_2^2 = \Delta h - h_{1-2}.$$

Из этого выражения скорость V_2 определится по формуле

$$V_2 = S_1 \sqrt{\frac{2g}{\alpha(S_1^2 - S_2^2)}} \sqrt{\Delta h - h_{1-2}} .$$

Отсюда расход жидкости опишется зависимостью

$$Q = S_2 V_2 = S_1 S_2 \sqrt{\frac{2g}{\alpha(S_1^2 - S_2^2)}} \sqrt{\Delta h - h_{1-2}} .$$

Для конкретной конструкции расходомера S_1 , S_2 и α являются постоянными величинами, и пренебрегая потерями напора h_{1-2} , которые малы и могут быть учтены при тарировке прибора, расчетная формула расхода будет

$$Q = A \sqrt{\Delta h} , \quad (4.3)$$

где $A = S_1 S_2 \sqrt{\frac{2g}{\alpha(S_1^2 - S_2^2)}} .$

Для диафрагменного расходомера (рис.4.8,б) исходной формулой для определения расхода жидкости является формула потерь напора на местных сопротивлениях (формула Вейссбаха), из которой имеем

$$V_2^2 = \frac{2g\Delta h}{\xi} \quad \text{и} \quad V_2 = \sqrt{\frac{2g}{\xi} \Delta h} .$$

Тогда формула расхода примет вид $Q = S_2 V_2 = S_2 \sqrt{\frac{2g}{\xi} \Delta h} .$

Видно, что она имеет вид, подобный формуле (4.3). Только здесь

$$A = S_2 \sqrt{\frac{2g}{\xi}} .$$

При протекании жидкости через диафрагму происходит значительная деформация потока, что приводит к значительным потерям энергии. Поэтому среди конструкций расходомеров, основанных на создании перепада давления путем установки местного гидравлического сопротивления, более рациональной является устройство, приведенное на рис.4.9.

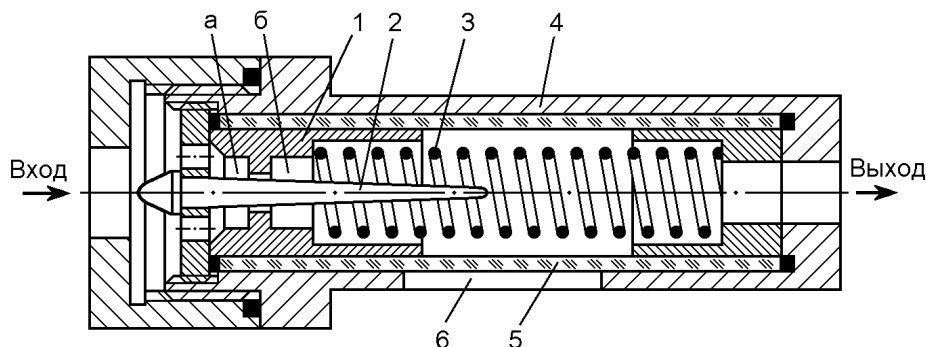


Рис.4.9. Расходомер с игольчатым дросселем

В корпусе 4 установлен прозрачный цилиндр 5, внутри которого расположен подпружиненный поршень 1. Через центральное отверстие в поршне проходит коническая игла 2, закрепленная неподвижно. Это отверстие и тело иглы образуют дросселирующую кольцевую щель.

При включении расходомера в работу рабочая жидкость через входное отверстие поступает в камеру а и далее через дросселирующую щель в камеру б, из которой выходит в гидромагистраль. На дросселирующей щели (между камерами а и б) возникает перепад давления, вынуждающий поршень 1 смещаться вправо до тех пор, пока пружина 3, сжимаясь, не уравнивает силы, действующие на поршень.

Из данного описания ясно, что перепад давления, а следовательно, и положение поршня зависит от величины расхода жидкости, протекающей через расходомер. По величине смещения торца поршня, который можно наблюдать через щель б в корпусе 4 расходомера, определяют расход жидкости.

Тахометрические расходомеры представляют собой механические счетчики, рабочие органы которых (крыльчатка, шестерня и др.) приводятся во вращательное движение протекающей через них жидкостью. Частота вращения рабочего органа пропорциональна количеству протекающей жидкости и фиксируется счетным механизмом. Иными словами тахометрический расходомер представляет собой гидромотор без внешней нагрузки. Поэтому, в принципе, любой гидромотор с высоким гидромеханическим КПД может быть использован как расходомер.

4.4. Гидроаккумуляторы

В многодвигательных гидроприводах, когда цикл его работы предусматривает работу то всех гидродвигателей, то их части, возникает проблема с выбором питающего насоса. Если выбрать насос с производительностью, достаточной для работы всех гидродвигателей, то при работе только их части будем иметь лишнюю подачу, которую придется направлять обратно в бак. Ясно, что это весьма невыгодно. В этом случае, а также когда, например, надо периодически увеличивать скорость движения гидродвигателя, очевидно необходимо устройство, осуществляющее накопление гидроэнергии (объема жидкости под избыточным давлением) в период минимального ее потребления и отдачи этого объема жидкости при пиковом расходе жидкости.

Таким устройством в гидропередачах является **гидроаккумулятор**.

По типу элемента, выполняющего функции накопителя энергии, различают гидроаккумуляторы грузовые, пружинные и газовые, а по конструкции - поршневые и диафрагменные (баллонные).

В грузовых гидроаккумуляторах накопление энергии осуществляется за счет подъема груза определенного веса. Они отличаются достаточно простой конструкцией и стабильностью параметров работы, однако имеют большие габариты. Обычно их применяют в стационарных установках и при аккумулировании больших объемов жидкости.

В пружинных и газовых гидроаккумуляторах накопление энергии осуществляется за счет сжатия, соответственно, пружины или объема газа. В качестве последнего обычно используется инертный газ, чаще азот.

Разделителем между рабочей жидкостью и накопителем энергии используются поршни или эластичные диафрагмы и баллоны (рис.4.10).

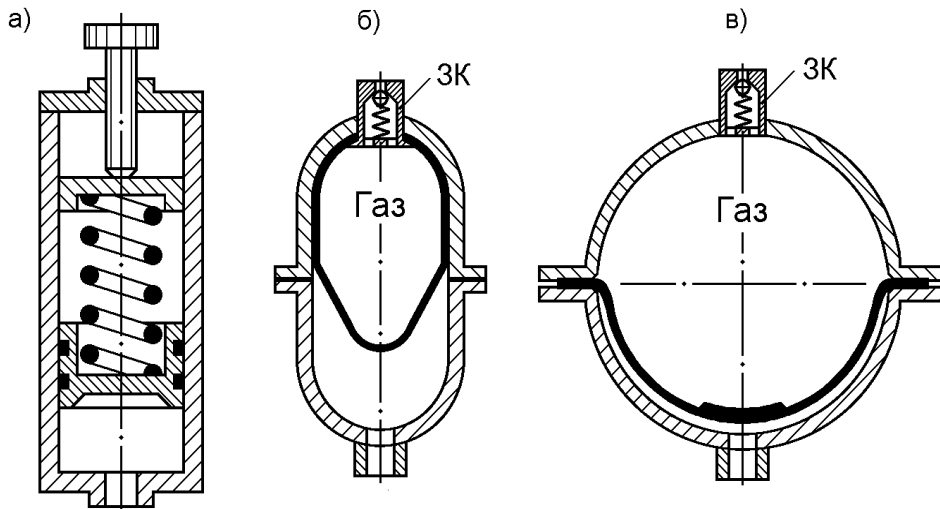


Рис.4.10. Схемы гидроаккумуляторов: а- поршневой пружинный; б- газовый баллонный; в- газовый диафрагменный

В пружинном аккумуляторе (рис.4.10,а) давление p жидкости создается усилием, развиваемым при сжатии (возможна конструкция аккумулятора с пружинами растяжения) пружины. Текущее давление p определится из выражения

$$p = \frac{R_{\text{пр}} - R_{\text{тр}}}{S},$$

где $R_{\text{пр}} = c(h + h_{\text{нач}})$ - усилие сжатия (растяжения пружины); c - жесткость пружины; h и $h_{\text{нач}}$ - сжатие пружины, соответственно, при зарядке и разряженного аккумулятора; S - рабочая площадь поршня аккумулятора; $R_{\text{тр}}$ - сила трения поршня в цилиндре.

Поскольку усилие пружины зависит от ее деформации, давление жидкости в этом аккумуляторе зависит от степени его разрядки, т.е. от количества жидкости в рабочей камере аккумулятора.

Потери давления на преодоление сил трения поршня достаточно велики и, например, при номинальном рабочем давлении 32 МПа могут составлять до 0,30 - 0,35 МПа. Недостатком поршневых аккумуляторов является также возможность нарушения, в особенности в условиях низких температур, герметичности по месту посадки поршня в цилиндре.

Менее инерционными и высоко герметичными являются газовые гидроаккумуляторы (гидропневмоаккумуляторы) с эластичным разделителем - баллонный (рис.4.10,б) и диафрагменный (рис.4.10,в). Заполнение аккумулятора газом осуществляется через зарядный обратный клапан ЗК.

В расчетах гидропневмоаккумулятора основными вопросами являются определение конструктивной (полной) его вместимости W_k и полезного объема W_n

жидкости, под которым понимается объем жидкости, вытесняемый газом из аккумулятора в процессе полной его разрядки при понижении давления газа в заданном диапазоне (интервале). Произведение полезного объема на среднее давление газа в этом диапазоне давлений определяет внешнюю работу (энергию) аккумулятора

$$A = W_n p_{cp} \left[\frac{m^3 H}{m^2} = H \cdot m = \text{Дж} \right].$$

Если процессы наполнения и разрядки аккумулятора происходят медленно (не менее 3 мин), не вызывая заметного изменения температуры газа, то будем иметь *изотермический режим работы*, для которого справедлива формула

$$\frac{W_n}{W_k} = \frac{p_n}{p_{\min}} - \frac{p_n}{p_{\max}},$$

где p_n - начальное (предварительное) давление зарядки; p_{\min} - минимально допустимое рабочее давление разрядки; p_{\max} - максимальное рабочее давление аккумулятора в конце его полной зарядки.

Если зарядка и разрядка аккумулятора происходят быстрее 3 мин., но успевает произойти обмен теплотой с окружающей средой, то будем иметь *политропное* изменение состояния газа. В этом случае справедлива формула

$$\frac{W_n}{W_k} = \left(\frac{p_n}{p_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_n}{p_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}},$$

где n - показатель политропы ($n > 1$), значение которого определяется опытным путем. Обычно принимают $n = 1,3$.

При быстро протекающих процессах работы аккумулятора (менее 0,5 мин) теплообмен со средой практически отсутствует и изменение состояния газа происходит по адиабатическому закону с показателем адиабаты $k = n = 1,4$.

4.5 Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены обратные клапаны и гидрозамки?
2. Чем отличаются друг от друга односторонний и двухсторонний гидрозамки?
3. Как обозначаются гидрозамки на гидросхемах?
4. Опишите принцип действия манометра.
5. Какие устройства применяются для измерения расхода?
6. Что такое гидроаккумулятор?
7. Как определяется объем гидроаккумулятора?

5. ГЕРМЕТИЗАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ, ХРАНЕНИЕ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

5.1. Герметизация (уплотнение) соединений гидравлических устройств

Под *герметизацией* гидросистемы понимается обеспечение непроницаемости стенок и соединений деталей (подвижных и неподвижных) гидромагистралей, гидромашин и гидроаппаратов. При этом различают потери жидкости из гидросистемы в окружающее пространство - *наружные утечки* и перетоки жидкости между полостями (камерами) внутри гидравлических устройств - *внутренние утечки*. В обоих случаях движение жидкости возникает вследствие наличия зазора между деталями гидравлического устройства и перепада (разности) давления на нем.

Наружные утечки недопустимы и в тех случаях, когда получить полную герметичность не удастся, необходимо организовать сбор утечек и их отвод по специально созданной системе гидролиний, которые называются дренажными линиями.

Внутренние утечки также крайне нежелательны, т.к. они существенно влияют на рабочие характеристики гидропередачи. В частности, внутренние утечки снижают жесткость механической характеристики гидродвигателя (см.п.1.2.3).

Из вышеизложенного следует, что средства герметизации (уплотнения) являются важными элементами гидропередачи и требуют постоянного контроля и поддержания в исправном (рабочем) состоянии. Очевидно, для успешного решения вопросов герметизации необходимо обеспечить (стремиться обеспечить) постоянство величин зазоров на протяжении всего срока службы гидравлического устройства, путем постоянной (автоматической) или периодической компенсации износа сопрягаемых деталей.

При решении вопросов герметизации различают сопряжения: неподвижные и подвижные. Последние могут быть поступательного или вращательного движения.

Существует два принципиально различных способа герметизации: *бесконтактное* (щелевое) и *контактное* (с нулевым зазором) уплотнение.

Под первым понимается уплотнение, в котором требуемая герметичность обеспечивается сопротивлением щели, по которой течет жидкость без применения каких-либо уплотнителей. Ввиду того, что в этом уплотнении зазор (щель), по которому возможны утечки жидкости, может быть уменьшен лишь до некоторой малой величины, но не устранен, оно способно обеспечить лишь ограниченную герметичность. Контактное уплотнение обеспечивает нулевой (или малый) зазор между уплотняемыми поверхностями с помощью какого-либо мягкого эластичного материала, помещаемого между ними, который под действием внешней силы или сил давления жидкости поджимается к этим поверхностям, создавая плотный контакт, не допуская при движении уплотняемой детали образования зазоров, по которым могла бы течь жидкость.

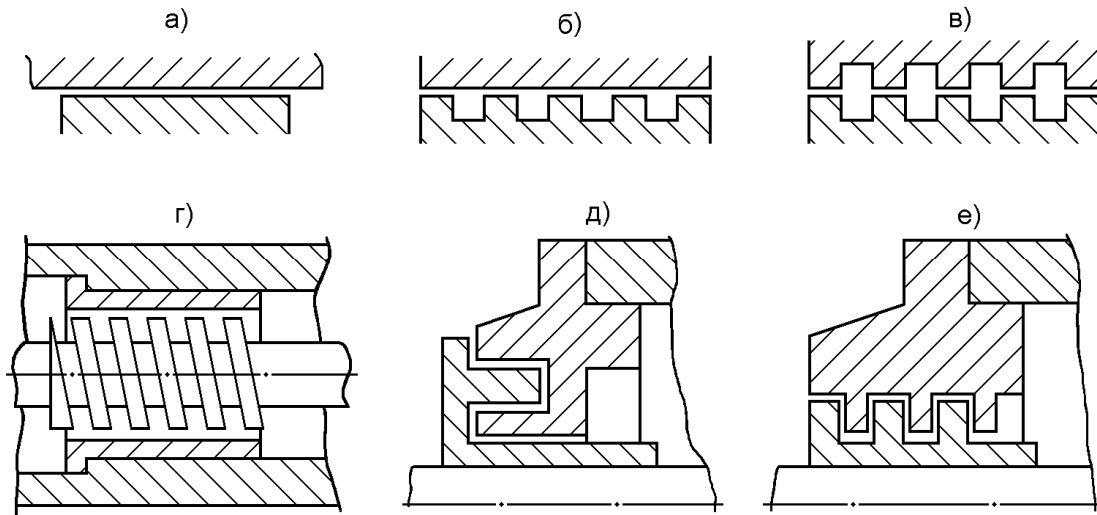


Рис.5.1. Схемы бесконтактных (щелевых) уплотнений

Простейшее бесконтактное уплотнение представляет собой гладкую капиллярную щель (рис.5.1,а), при соответствующей величине и длине которой может быть создано приемлемое сопротивление протеканию жидкости. Из теории течения жидкости в зазоре известно, что расход через зазор обратно пропорционален длине зазора. Отсюда очевидно стремление увеличить длину зазора, однако, без увеличения габаритов узла сопряжения. Решением этой задачи являются так называемые лабиринтные уплотнения.

Для поступательного движения возможны варианты, приведенные на рис.5.1,а и б. К сопротивлению, обеспечиваемому малым зазором, добавляется дополнительное сопротивление в виде лабиринта с расширением и сжатием струи, при которых также теряется энергия.

В соединениях с вращательным движением в качестве дополнительного сопротивления применимы лабиринты осевого (рис.5.1,д) и радиального (рис.5.1,е) типа.

Для повышения герметичности соединений с вращательным движением применяют также дополнительные средства в виде различных динамических (винтовых, лопастных и др.) устройств, которые препятствуют утечкам. На рис.5.1,г приведена схема уплотнения вала, в которой применено винтовое уплотнение, выполняемое в виде одноили многозаходного винта, нарезанного на валу. Направление нарезки должно быть таким, чтобы при данном направлении вращения вала жидкость возвращалась (отбрасывалась) назад в уплотняемую полость. Винтовые уплотнения работают эффективно при окружной скорости не ниже 3-5 м/с.

Лабиринтные уплотнения соединений, особенно при вращательном движении, обычно используются в комбинации с другим (как правило, контактным) уплотнением, являясь его дополнением.

Обратим внимание читателя на то, что величина зазора в сопряжении и, соответственно, в лабиринтном уплотнении, выбирается в зависимости от величины зазоров в подшипниках, биения вала, а также от разницы в изменении размеров деталей при колебаниях температуры.

Контактные уплотнения обеспечивают более высокую герметичность, чем щелевые, благодаря перекрытию зазоров между сопрягаемыми деталями с деформированным эластичным элементом.

Наиболее просто осуществляется герметизация неподвижных соединений путем сжатия между сопрягаемыми деталями эластичных прокладок различной формы. Герметичность будет достигнута, если точки контакта образуют замкнутую линию, а контактное давление в соединении превышает давление уплотняемой среды. Под контактным давлением здесь понимается внешнее сжимающее усилие, приходящееся на единицу площади поверхности прокладки, которое создается при затяжке болтов соединения.

Некоторые способы уплотнения неподвижных соединений мягкими прокладками и кольцами представлены на рис.5.2. Изготавливаются прокладки из бумаги, картона, фибры, пробки, асбеста, резины, кожи, пластмасс, мягких металлов и др. материалов. Применяются также различные лаки, краски и замазки, которые после высыхания превращаются в прокладки.

На рис.5.2,а показан вариант, в котором герметизация достигается приложением внешней силы(затяжкой), с помощью которой на кон-

тактных поверхностях создается давление, превышающее давление среды, причем действие этой внешней силы сохраняется и при отсутствии давления рабочей среды.

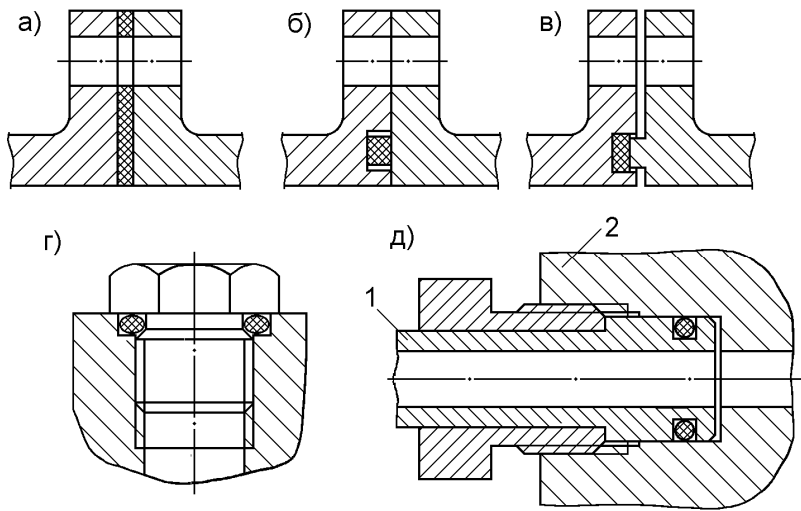


Рис.5.2. Схемы герметизации неподвижных соединений

будет меньше, чем в предыдущем случае, т.к. основная деформация уплотнительного кольца осуществляется давлением рабочей среды.

Схема, приведенная на рис.5.2,в, аналогична схеме на рис.5.2,б, только позволяет получить более высокую герметичность за счет большей предварительной деформации уплотнительного кольца.

Распространенным в настоящее время типом уплотнения неподвижных соединений является уплотнение при помощи колец круглого сечения (рис.5.2,г, д). Резиновые кольца круглого сечения могут быть применены для герметизации неподвижных стыков при давлениях рабочей среды до 150 МПа. При применении их устраняется необходимость в сильной затяжке болтов, как это имеет место при обычных прокладках. Уплотнения с резиновыми кольцами круглого сечения широко применяются в узлах с регулируемым положением деталей. Так, на рис.5,2,д ниппель 1 может занимать относительно втулки 2 различные положения в осевом направлении.

Создать надежную герметичность подвижных соединений значительно труднее, чем неподвижных. Если в последних материал уплотнителя проникает под действием давления в микронеровности и возможные углубления на уплотняемой поверхности, то в подвижных соединениях это проникновение затруднено, и при определенной скорости перемещение уплотняемой поверхности может полностью прекратиться. Очевидно, что на поверхностях контакта уплотнителя с подвижной поверхностью возникают силы трения, приводящие к износу и

нагреву сопряжения уплотнитель-деталь. Кроме этого микронеровности срезают часть уплотнителя, проникшего в них. Все это снижает долговечность узла герметизации, поэтому к качеству сопрягаемых поверхностей (чистоте обработки) предъявляются повышенные требования.

При вращательном движении уплотнительных элементов (пар) создать герметичность в соединении наиболее трудно. Уплотнения с возвратно-поступательным движением сопряжений обычно способны работать при более высоких давлениях жидкости (свыше 70 МПа), чем уплотнения при вращательном движении деталей, давление в которых обычно ограничено 1-1,5 МПа.

Условия работы пары с поступательным движением выгодно отличаются от условий работы пар с вращательным движением тем, что, во-первых, имеют место сравнительно небольшие скорости поступательного движения, чем вращательного. Во-вторых, скользящий контакт уплотнительного элемента при поступательном движении происходит на большой поверхности. При уплотнении штока гидроцилиндра площадь этой поверхности равна длине окружности штока, умноженной на длину его хода. Благодаря этому выделяющееся при работе уплотнения тепло распределяется по большей площади, тогда как при вращательном движении это тепло концентрируется на небольшой поверхности контакта уплотнения с валом. В-третьих, следует также учитывать благоприятный для герметизации периодический режим работы аппаратов и машин поступательного движения. Наиболее простыми из контактных уплотнений для подвижных соединений являются *сальниковые набивки* из мягкого материала.

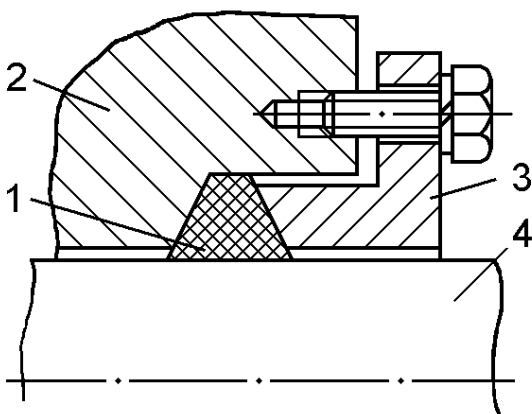


Рис.5.3. Схема сальниковой набивки
набивки
в корпусе 2 и набивкой и одновременно между набивкой и подвижной деталью (валом или штоком).

Это могут быть фетр, асбест, хлопок, пенька, ткань и другие волокнистые материалы, пропитанные техническим жиром и графитом, прорезиненные ткани, резина, кожа, пластмасса, мягкий металл и др. Уплотняющий контакт создается при сдавливании набивки 1 (рис.5.3) нажимной буксой 3, в результате которого набивочный материал деформируясь образует плотный контакт между камерой сальника в

Для компенсации износа и иных потерь объема сальниковые набивки требуют подтяжки. Это достигается сдавливанием набивки при помощи болтов (рис.5.3) или пружин. Последний вариант имеет преимущества перед первым, т.к. в нем исключена возможность перезатяжки сальника, и компенсация износа происходит автоматически. Сальниковые набивки успешно работают при давлениях в уплотняемых камерах до 5 МПа.

В машиностроительной практике широкое применение для уплотнения подвижных соединений получили **резиновые кольца** прямоугольного и круглого сечения (рис.5.4), которые надежно и длительно работают при давлениях до 35 МПа, реже при давлениях 100 МПа.

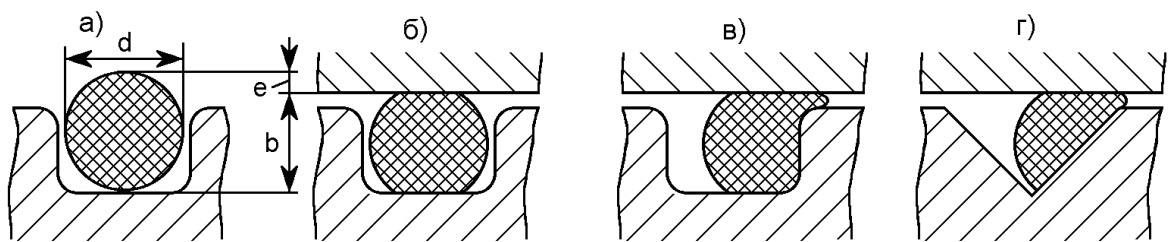


Рис.5.4. Схемы уплотнения резиновым кольцом круглого сечения

Кольца круглого сечения имеют ряд преимуществ перед кольцами прямоугольного сечения. Предварительное натяжение (сжатие) $e = d - b$ (рис.5.4,а,б) этих колец может быть выполнено более высоким, чем кольца прямоугольного сечения при той же силе трения. Так как материал круглого кольца приходит к кромкам канавки в напряженном состоянии, выдавливание кольца в зазор (рис.5.4,в) значительно меньше, чем прямоугольного.

Кроме того, кольца круглого сечения допускают большую неточность в изготовлении уплотняемых поверхностей, чем прямоугольные.

Для размещения колец в основном применяются прямоугольные (рис.5.4,а) и реже угловые (рис.5.4,г) канавки. Уплотнения с угловыми канавками отличаются более высокой герметичностью, однако обладают относительно большим трением. Поэтому их применяют преимущественно в неподвижных соединениях.

Простыми и весьма долговечными из применяемых уплотнений для поступательного движения сопрягаемых пар являются уплотнения разрезными металлическими кольцами. Схемы действия уплотнения показана на рис.5.5.

На рис.5.5,а показано исходное положение кольца, когда оно прижато к одной из поверхностей соединения силой упругости $R_{упр}$, создаваемой пружинящим действием кольца при его монтаже в соединении.

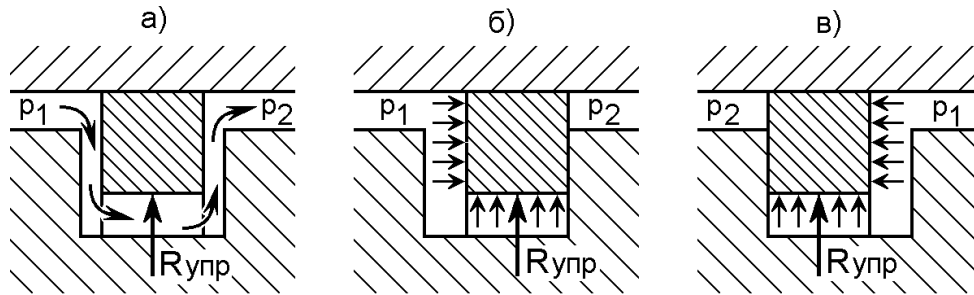


Рис.5.5. Схемы работы уплотнения в виде металлического разрезного кольца

При появлении давления, например слева (рис.5.5,а), жидкость начинает двигаться через зазор между кольцом и второй деталью. В результате возникает перепад давления $\Delta p = p_1 - p_2$, который сдвигает кольцо до упора в боковую поверхность канавки (рис.5.5,б), т.е. кольцо устанавливается в рабочее положение. Если давление будет действовать с другой стороны, то кольцо займет рабочее положение, изображенное на рис.5.5,в. Избыточное давление p_1 , действуя на кольцо как в осевом, так и в радиальном направлении, обеспечивает высокую герметичность соединения.

В уплотнительном узле применяется одно или несколько колец, однако герметизация осуществляется в основном первым со стороны давления кольцом. Второе уплотнительное кольцо снижает утечки уже, примерно, на 15%. Третье же и последующие кольца снижают утечки совсем незначительно. Применение нескольких колец удлиняет межремонтный срок службы уплотнительного узла благодаря тому, что по мере износа первого со стороны давления, а следовательно, более нагруженного кольца в работу вступают последующие кольца.

При удовлетворительном изготовлении рассматриваемые кольца (при двух-трех кольцах в узле) обеспечивают практически полную герметичность при давлении 21 МПа и температуре до 250°C и допускают скорость движения до 5 м/с и выше. При работе в газовых средах (перекачка сжиженного газа) возможна работа в диапазоне температур от +1100 до -186°C.

Кольца изготавливаются из материала, обладающего достаточной упругостью и антифрикционными свойствами. Распространены кольца из серого чугуна с твердостью после термообработки 98-106 НВ. При-

меняются также кольца из бронзы, текстолита, графита и металлографитовой массы.

Также, как и кольца круглого сечения, весьма распространенными уплотнениями контактного типа являются различные манжеты, которые применяются для соединений с поступательным и вращательным движением.

Манжета представляет собой упругое фигурное кольцо, сечение которого имеет вид, приведенный на рис.5.6,а.

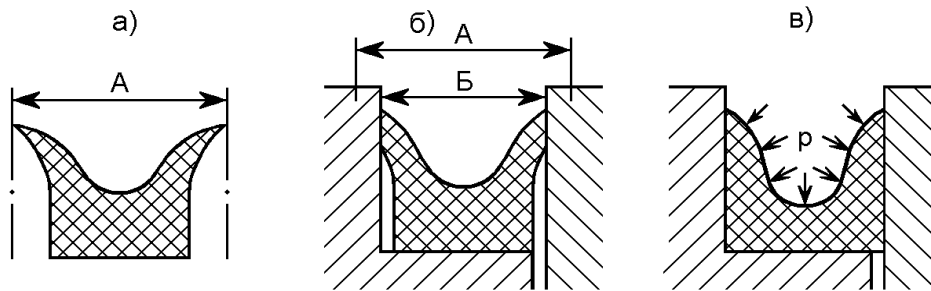


Рис.5.6. Схема действия манжетного уплотнения

Первоначальный контакт манжеты с уплотняемыми поверхностями, обеспечивающий герметизацию при нулевом давлении жидкости осуществляется за счет пружинящего действия манжеты, сжатой при монтаже (рис.5.6,б) на величину

$$\Delta = A - Б.$$

С ростом давления деформация манжеты увеличивается, и герметичность повышается за счет плотного прижатия борта кольца к уплотняемым поверхностям (рис.5.6,в).

Манжеты изготавливаются из резиновых смесей, кожи, виниловых смол, пластмассовых материалов и их комбинаций с тканями, прорезиненных хлопчатобумажных, льняных, асбестовых и асбометаллических тканей. Наиболее распространены манжеты из резин и прорезиненных хлопчатобумажных тканей, которые могут работать при температуре не выше 100-120°C.

Манжеты с профилем сечения, приведенным на рис.5.6, обычно используют при давлении рабочей среды до 35 МПа. Для рабочих давлений до 50 МПа используются V-образные (шеvronные) манжеты. В основном их применяют для уплотнения деталей с возвратно-поступательным движением и выполняют в виде пакета из 3-8 колец с механическим регулируемым предварительным распором (рис.5.7). Распорные 1,3 и опорные 4 кольца уплотнительного узла изготавливают с углами, превышающими на 5° угол раствора (60 - 120°) губок шевронных манжет 2.

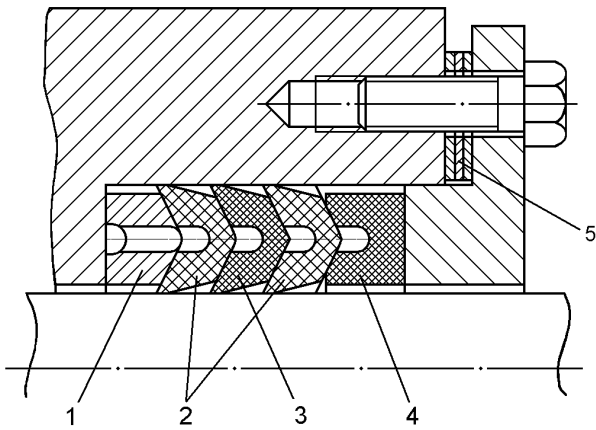


Рис.5.7. Схема узла уплотнений шевронными манжетами

Манжетные кольца устанавливаются таким образом, чтобы сохранялась свобода их деформаций - сжатия и расширения. манжеты не должны подвергаться значительным сжатиям, в результате которых уплотнение из автоматически действующей конструкции превратится в простую сальниковую набивку.

Регулирование затяжки манжет осуществляется соответствующим подбором шайб 5 (рис.10.63) или пружинами, которые автоматически компенсируют износ манжет, однако габариты узла в этом случае увеличиваются.

Для уплотнения вращающихся валов в основном получили распространение уплотнения радиального (манжетного) типа, которые составляют до 80% всех уплотнений этого назначения.

Поскольку, как отмечалось выше, условия работы уплотнения при вращательном движении отличаются от условий работы при поступательном движении, то профили поперечных сечений манжет для вращательного движения иные.

На рис.5.8 приведены конструктивные схемы типовых манжет из резины (рис.5.8,а-г) и кожи (рис.5.8,д,е).

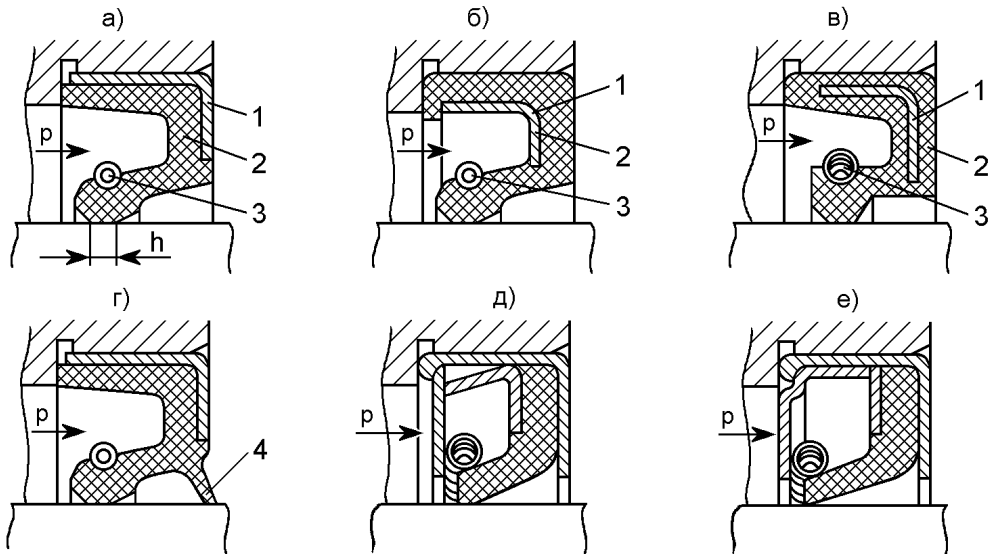


Рис.5.8. Манжеты для уплотнения вращающихся валов

Резиновые манжеты в основном отличаются друг от друга местом расположения металлического каркаса (кольца жесткости) 1. Каркас располагается с внешней (рис.5.8,а,г), внутренней (рис.5.8,б) и внутри

(рис.5.8,в) манжеты 2. При малых диаметрах (80-100 мм) вала кольцо жесткости соединено с манжетой вулканизацией, для больших диаметров (более 100 мм) кольца жесткости съемные.

Предварительное прижатие манжеты к валу осуществляется при помощи спиральных (браслетных) пружин 3.

Для защиты манжеты от пыли выполняют дополнительный ус 4. Кожаные манжеты (рис.5.8,д,е) отличаются в основном конструкцией колец жесткости и типом пружин.

Основной особенностью работы уплотнений при вращательном движении является то, что контакт манжеты с валом происходит в одном месте по небольшой поверхности шириной l (рис.5.8,а).

Поэтому в месте контакта развивается высокая температура, которая может превышать температуру рабочей жидкости. Испытания манжетных уплотнений насосов гидropередач показывают, что в месте контакта температура достигает 120°C и выше.

Ввиду того, что с повышением давления в уплотняемой полости, контактное давление и, соответственно, трение растут, рассматриваемые манжеты применяют при давлениях жидкости перед уплотнением не выше 0,1-0,2 МПа.

При установке манжеты на вал контактирующая ее часть деформируется под действием усилия прижима, в результате чего образуется притертая цилиндрическая поверхность (полоска) скольжения шириной в несколько десятых долей миллиметра, которая и создает уплотнительный контакт. При демонтаже контакт кромки манжеты с валом может быть нарушен, ввиду чего после переборки герметичность уплотнения обычно ухудшается. Поэтому, если возникла нужда в разборке насоса и уплотнительного узла, то лучше осуществить замену манжеты на новую.

Практика показывает, что кожаные манжеты можно применять для окружных скоростей вала до 10 м/с, а резиновые манжеты - до 25 м/с.

В заключение данной темы отметим, что типы уплотнений не исчерпываются приведенными. Существуют чашечные, воротниковые и торцевые типы уплотнений, а также напомним о гибких разделителях. Это диафрагмы, например, в гидроаккумуляторах и гидроцилиндрах, а также сильфоны и мембраны (см.рис.1.10).

5.2. Рабочие жидкости гидропередат

А. Общие сведения

Функции жидкости в гидроприводе значительно шире, чем, например, в смазочных системах. Кроме своего основного назначения - передавать энергию, она является смазочным и охлаждающим агентом пар трения, средой, удаляющей из них продукты изнашивания и обеспечивающей защиту деталей от коррозии. Комплекс физико-химических свойств жидкости должен наилучшим образом обеспечивать эти функции. С учетом экономических соображений и эксплуатационных качеств можно сформулировать ряд конкретных требований, предъявляемых к рабочим жидкостям:

- 1) хорошая смазывающая способность в широком диапазоне температур и давлений;
- 2) стабильность свойств при эксплуатации и хранении;
- 3) минимальное изменение вязкости в широком диапазоне температур;
- 4) инертность к применяемым в гидросистеме материалам (металлам, пластмассам, красителям и др.);
- 5) устойчивость против окисления;
- 6) малая токсичность жидкости и ее паров, безопасность в обращении с ней; отсутствие запаха или, в крайнем случае, приятный запах;
- 7) минимальная склонность к вспениванию, поглощению влаги и воздуха;
- 8) хорошая теплоемкость и теплопроводность, низкий коэффициент теплового расширения;
- 9) незначительная летучесть, высокая температура кипения, низкая температура застывания;
- 10) безопасность в пожарном отношении, негорючесть;
- 11) небольшая стоимость и недефицитность.

Выполнение в полном объеме вышеперечисленных требований экономически нецелесообразно, да и практически неосуществимо из-за противоречивости многих из них.

В подавляющем большинстве промышленных гидроприводов применяют жидкости на основе нефтяных углеводородов, к которым для улучшения свойств добавляют в различной пропорции присадки. Такие жидкости принято называть маслами, а для их изготовления применяются различные способы переработки нефти (прямогонный способ, гидрокрекинг и др.) с дальнейшей очисткой полученного продукта. Обычные нефтяные масла покрывают потребности промышленности

при температуре от -40°C до $+80^{\circ}\text{C}$, т.е. практически во всем климатическом диапазоне. При температурах за пределами этого диапазона, а также при повышенных требованиях к взрывопожаробезопасности приходится использовать весьма дорогие синтетические жидкости. Часто в целях экономии и снижения пожароопасности применяют водосодержащие жидкости, например водно-гликолевые и водно-глицериновые. Механические смеси нефтяных жидкостей с водой называют эмульсиями.

Интенсивная работа ученых в различных отраслях хозяйства привела к созданию огромного количества типов и марок жидкостей общего и специального назначения. Изучением свойств технических жидкостей занимается наука химмотология, находящаяся на стыке отдельных разделов механики, химии и термодинамики. Получение требуемых свойств жидкости в большинстве случаев обеспечивается различными присадками: вязкостными (загущающими), антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными, противопенными, стабилизирующими, моющими, окрашивающими и комбинированными.

В целях упорядочения номенклатуры рабочих жидкостей в отечественной практике введены несколько ГОСТов на масла, которые соответствуют международным стандартам по вязкости (ISO 3448-75) и по эксплуатационным свойствам (ISO 60-74), что позволяет решить вопросы взаимозаменяемости масел большинства отечественных и зарубежных фирм. Принципиальным отличием новых ГОСТов является то, что жидкости классифицируются по вязкости при 40°C , а не при 50°C , как было в ранее существовавших. Это несколько усложняет вопросы проектирования и эксплуатации гидросистем, т.к. для подавляющего большинства гидроаппаратов паспортные значения характеристик соответствуют температуре 50°C .

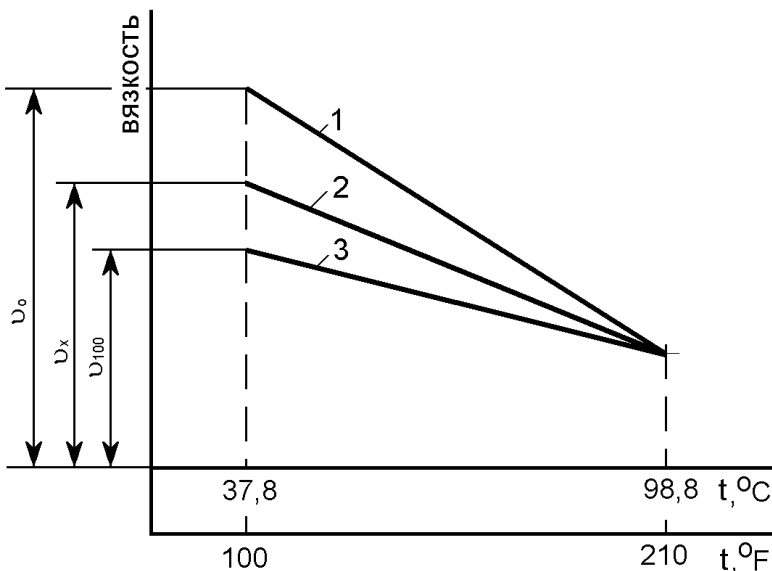
Б. Выбор и номенклатура рабочих жидкостей

Ключевым моментом для выбора рабочих жидкостей гидроприводов является установление оптимальной вязкости и индекса вязкости. В зависимости от величины кинематической вязкости при 40°C масла делятся на следующие классы (цифра обозначает среднюю кинематическую вязкость в сСт): 2; 3; 5; 7; 10; 15; 22; 32; 46; 68; 100; 150; 220; 320; 460; 680; 1000; 1500. Наиболее широка номенклатура промышленных масел, которые в зависимости от назначения и эксплуатационных свойств подразделяют на группы Л, Г, Н и Т (ГОСТ 17479.4-87): Л - применяются в легко нагруженных узлах трения; Г - для гидравличе-

ских систем; Н для направляющих скольжения; Т - в тяжело нагруженных узлах трения. Каждая группа по условиям работы делится на подгруппы: А - без присадок; В - с антиокислительными и антикоррозионными присадками; С - с антиокислительными и противоизносными присадками; Д - с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками; Е - с антиокислительными, адгезионными, противоизносными, противозадирными и стабилизирующими присадками.

В соответствии с такой классификацией пример обозначения широко применяемого масла И-20А будет записано так: И-Г-А-32, где И - индустриальное, Г - гидравлическое, А - без присадок, 32 - класс вязкости.

Индустриальные масла имеют относительно невысокий индекс вязкости, который характеризует пологость кривой вязкости масла, т.е. зависимость вязкости от температуры. Индекс вязкости является относительной величиной, показывающей степень изменения вязкости от температуры и был впервые



предложен Дингом и Девисом. Определение индекса вязкости поясняется рис.5.9, где кривая 1 (в логарифмической шкале почти прямая) соответствует эталонной группе жидкостей с индексом вязкости 0, а кривая 3 - с индексом вязкости 100.

Рис.5.9. Схема определения индекса вязкости

турная кривая, тем
 больший температур-
 ный диапазон окружающей среды допустим для этой жидкости.
 Индекс вязкости произвольной жидкости (кривая 2) вычисляют по формуле

Чем выше температура, тем

$$\text{ИВ} = \frac{v_m - v_x}{v_m - v_{100}} \cdot 100. \quad (5.1)$$

При разработке шкалы индексов вязкости предполагалось, что все масла будут иметь индекс вязкости от 0 до 100. Однако прогресс в области нефтехимии привел к появлению жидкостей с индексом вязкости

130 и более. Возможно и наличие жидкостей с отрицательными индексами вязкости, поскольку шкала основана на произвольно выбранных эталонах, что является недостатком этого показателя.

Для разработки жидкостей на нефтяной основе Убелло-де-Вальтером получена эмпирическая зависимость вязкости от температуры

$$\lg \lg(\nu + K) = A - B \lg T, \quad (5.2)$$

где ν - кинематическая вязкость, сСт; K - универсальная постоянная величина (при $\nu > 1,5$ сСт, $K = 0,6$); A и B - постоянные величины, характеризующие конкретную жидкость; $T = 273 + t^{\circ}\text{C}$ - абсолютная температура, $^{\circ}\text{K}$.

Величины A и B могут быть определены по двум известным точкам температурной кривой ($\nu_1; T_1$ и $\nu_2; T_2$) совместным решением двух уравнений вида (5.2) и имеются в справочной литературе. При известных A и B вязкость жидкости при любой другой температуре можно вычислить по формуле

$$\nu = 10^{10[A - B \lg(273 + t)]} + 0,6, \text{ сСт.} \quad (5.3)$$

Практически эту формулу можно применить, например, для определения вязкости при запуске насоса, когда температура жидкости равна температуре окружающей среды. Допустимая вязкость при пуске различных насосов колеблется в пределах 800-5000 сСт, а оптимальная вязкость в установившемся температурном режиме работы гидросистемы от 15 до 80 сСт.

Предварительную оценку применимости жидкости по фактору пуска насоса можно осуществить по температуре ее застывания, которая для промышленных масел лежит в пределах -10 - -25°C . Температурой застывания считается такая температура, при которой уровень масла в пробирке, наклоненной под углом 45° , остается неподвижным в течение 1 мин. Нормальный пуск насоса возможен при температуре жидкости на 10 - 15°C выше температуры застывания.

В установившемся температурном режиме работы любое отклонение от оптимальной вязкости жидкости в ту или иную сторону приводит либо к увеличению потерь напора (давления), либо к увеличению утечек и снижению КПД гидропривода.

Нормальной рабочей температурой жидкости является относительно узкий диапазон от $+40^{\circ}\text{C}$ до $+60^{\circ}\text{C}$, т.к. именно при таких условиях создаются оптимальные зазоры в порах трения. Особенно нежелательно

превышение этих температур из-за быстрого старения масла и интенсивного износа уплотнений.

Под старением масла понимают потерю его вязкостных и смазочных свойств в результате окислительных процессов при контакте с воздухом. Повышение температуры на 10°C удваивает скорость окисления. Катализаторами окислительного процесса являются большинство металлов, особенно никель, цинк, олово, медь, свинец и др. Сроком старения масла регламентируется периодичность полной замены жидкости. Для базовых нефтяных масел это обычно 6-12 месяцев или 2-5 тыс. часов эксплуатации.

Исходя из вышеизложенного, пригодность промышленных масел ограничивается условиями работы с относительно стабильными температурами окружающей среды, которые имеются в закрытых производственных помещениях. Для машин, эксплуатируемых на открытом воздухе, широко используются специальные *гидравлические масла*, на обозначение которых в 1987 г. введен ГОСТ 17479.3-85. Он предусматривает 10 классов вязкости (от 5 до 150) и три группы масел по эксплуатационным свойствам: А- для гидросистем с шестеренными и поршневыми насосами при давлении до 15 МПа и температуре масла до 80°C ; Б- для систем с любыми насосами при давлении до 25 МПа и температуре более 80°C ; В- для гидросистем с любыми насосами при давлении свыше 25 МПа и температуре масла более 90°C .

В соответствии с этой классификацией широко распространенные масла АУ (веретенное), АМГ-10 (авиационное), ВМГЗ (для дорожно-строительных машин) теперь обозначаются, соответственно, МГ-22-А, МГ-15-Б и МГ-15-В, где МГ - масло гидравлическое, цифра класс вязкости, А, Б, В - группа масла. Гидравлические масла имеют высокие индексы вязкости и температуру застывания от -30°C до -70°C .

При стабильно высоких температурах окружающей и в особо ответственных системах с затрудненной заменой масла используют более высококачественные турбинные масла марки Т-22, Т-30, Т-46, где цифра обозначает вязкость при 50°C .

Верхний температурный предел длительной работы нефтяных масел ограничен $90-100^{\circ}\text{C}$. Для более высоких температур пригодны только синтетические жидкости, стоимость которых в 30-500 раз больше стоимости базовых нефтяных масел. Обычно их применение оправдано в гидросистемах аэрокосмической техники, в литейном производстве, на теплоэлектростанциях, т.е. в экстремальных условиях. Основные типы синтетических жидкостей следующие: диэфиры- жидкости на основе

сложных эфиров двухосновных кислот (t до 200°C); силоксаны и полисилоксаны - жидкости на основе кремнеорганических полимеров (t до 175°C); фосфаты - жидкости на основе фосфорной кислоты (t до 125°C). При температуре свыше $200\text{-}250^{\circ}\text{C}$ в качестве рабочей жидкости возможно применение расплавленных металлов.

К отдельному классу огнестойких рабочих жидкостей относятся водно-гликолевые и водно-глицериновые жидкости, представляющие собой раствор гликоля (обычно этиленгликоля) или глицерина в воде в примерно равных пропорциях. Огнестойкость сохраняется при содержании воды не менее 30%, что требует герметизации системы с целью исключения испарения воды.

К недостаткам синтетических жидкостей, помимо высокой стоимости, относятся их несовместимость с некоторыми материалами (например, с резиной), токсичность, иногда отсутствие смазывающих свойств, что необходимо учитывать при проектировании гидросистем. Большинство из них имеют высокий индекс вязкости, что допускает их эксплуатацию не только при высоких, но и при очень низких температурах, например в криогенной технике.

При эксплуатации разветвленных гидроприводов большой протяженности экономически выгоднее использовать менее дорогие водно-масляные эмульсии. Помимо экономии на стоимости жидкости достигается снижение потребления энергии и установленной мощности привода из-за уменьшения потерь на сопротивление в гидрелиниях. Примером таких систем являются очистные механизированные комплексы угольных шахт.

Обычно используются эмульсии типа "масло в воде", состоящей на 97-98% из промышленной воды и эмульсола марки Э-1 или Э-2, смешиваемых механически на специальных установках. В горной промышленности широко применяется присадка ВНИИ НП-117, обеспечивающая образование мелкодисперсной стабильной эмульсии при смешивании с водой. Вязкость эмульсий невысока (1,3...1,7 сСТ), как и смазывающие свойства. По этой причине к гидроаппаратам предъявляются повышенные требования по герметичности и типу применяемых материалов. Значительно лучше свойства эмульсий типа "вода в масле", которые принципиально отличаются от вышеописанных тем, что дисперсионной средой является масло (60%), а вода (40%) дисперсионной фазой. По своим качествам такая эмульсия занимает промежуточное положение между маслом и обычной эмульсией. Известен положительный опыт применения таких жидкостей при температуре до 65°C .

Эксплуатация эмульсий при отрицательных температурах практически невозможна из-за застывания воды.

5.3. Устройства кондиционирования рабочей жидкости

Назначение устройств кондиционирования рабочей жидкости заключается в поддержании ее в работоспособном состоянии на протяжении определенного срока службы данной жидкости.

Согласно требованиям, предъявляемым к рабочим жидкостям гидрорепердач (см.п.5.2), необходимо обеспечить:

- 1) очистку рабочей жидкости от различных загрязнений;
- 2) требуемый температурный режим работы рабочей жидкости и, следовательно, самой гидросистемы.

Для очистки рабочей жидкости используются гидравлические устройства, называемые *фильтрами*, а процесс очистки - *фильтрацией*.

Поддержание требуемой температуры в гидросистеме осуществляется *охладителями* и *нагревателями* рабочей жидкости. Хранение рабочей жидкости осуществляется в *гидробаках*. Баки частично (в отдельных случаях - полностью) могут выполнять и первые две функции по кондиционированию.

Схема типичной конструкции гидробака приведена на рис.5.10.

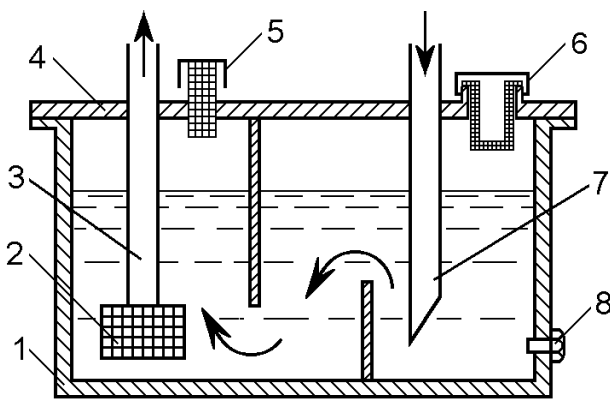


Рис.5.10. Схема гидробака

Основными элементами бака являются корпус 1, крышка 4, сапун 5, заливная горловина 6, всасывающий 3 и сливной трубопроводы и сливная пробка 8. Заливная горловина 6 и всасывающий трубопровод 3 снабжены сетчатыми фильтрами для исключения попадания твердых частиц, соответственно, в бак и в насос.

Сливная пробка 8 снабжена постоянным магнитом для улавливания металлических частиц, оказавшихся в рабочей жидкости. Сапун 5 является воздушным фильтром, при помощи которого внутренняя полость бака сообщается с окружающим пространством. Это исключает возникновение над свободной поверхностью жидкости в баке избыточного или пониженного давления, что может затруднить, соответственно, слив в бак или всасывание жидкости насосом.

Сливную магистраль 7 рекомендуется размещать в отдельном отсеке бака, удаленным от всасывающей гидролинии 3. Это обеспечивается применением разделительных перегородок (рис.10.66), удлиняющих путь жидкости, что способствует отделению природных частиц, попавших в бак.

Расчетная емкость бака определяется по трем факторам.

1. Бак должен иметь такую емкость, чтобы в нем обеспечивался отстой жидкости, и достаточной, чтобы вместить всю жидкость, сливаемую из системы. Для удовлетворения этого условия вместимость бака должна быть не менее 2-3 минутной подачи насоса, т.е.

$$W_{61} = (2-3)Q_n. \quad (5.4)$$

2. Колебания уровня рабочей жидкости в баке не должны вызывать интенсивную циркуляцию жидкости, которая ухудшает отстой и приводит к попаданию воздуха в жидкость извне, т.е. ее вспенивание.

Особо большие колебания уровня жидкости в баке происходят в гидропередаче с гидродвигателем в виде гидроцилиндра с односторонним штоком (рис.5.11).

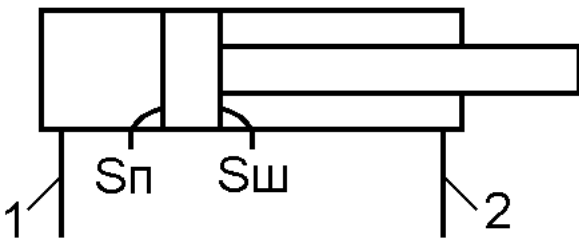


Рис.5.11.Схема гидроцилиндра с односторонним штоком

При подаче жидкости по линии 1 в поршневую полость гидроцилиндра с расходом Q_n из его штоковой полости по линии 2 в бак будет возвращаться жидкость с расходом

$$Q_c = Q_n S_{ш} / S_{п}.$$

Т.к. $S_{ш} < S_{п}$, то $Q_c < Q_n$.

Поэтому уровень жидкости в баке будет понижаться.

При подаче жидкости в штоковую полость гидроцилиндра по линии 2 получится обратная ситуация. По линии 2 в бак будет идти расход $Q_c = Q_n S_{п} / S_{ш}$, т.е. уровень жидкости в баке будет повышаться.

В рассматриваемом случае объем жидкости в баке будет изменяться на величину

$$W_6' = 0,25\pi d^2 L,$$

где d и L - соответственно, диаметр штока и ход поршня гидроцилиндра.

Понимая, что уровень жидкости в баке должен изменяться не более, чем на 1/3, емкость бака по второму фактору определится как

$$W_{62} = 3W_6' = 0,75\pi d^2 L. \quad (5.5)$$

Емкость бака должна быть такой, чтобы обеспечивался требуемый температурный режим работы гидросистемы.

Это осуществляется путем отвода тепла, приносимого жидкостью из гидросистемы, через стенки бака.

Нагрев жидкости при работе гидросистемы обусловлен потерями энергии на гидросопротивлениях (дрессели, клапаны, распределители и т.д.), на механическое трение в движущихся частях гидромашин и в зазорах, по которым происходят утечки жидкости. Поэтому мощность на тепловыделение в общем случае может быть описана зависимостью

$$\Delta N = N_{\text{затр.}} - N_{\text{полез.}} = N_{\text{затр.}} (1-\eta),$$

где $N_{\text{затр.}}$ - мощность, затрачиваемая на валу насоса; $N_{\text{полез.}}$ - мощность, реализуемая на выходном звене гидродвигателя (на валу гидромотора или штоке гидроцилиндра); η - полный КПД гидропередачи.

Количество тепла, эквивалентное данной мощности, составляет

$$T = 3600\Delta N, \text{ кДж/ч, } (\Delta N \text{ в кВт}). \quad (5.6)$$

Более точно вычислить количество тепла, выделяемое гидросистемой, можно, если учесть, что в каждой операции полного цикла работы гидросистемы может участвовать не вся жидкость, а только ее часть, и разную продолжительность каждой операции. Для это используются, соответственно:

- коэффициент объема $k_W = W_{\text{оп}} / W_{\text{пол}};$

- коэффициент длительности $k_\tau = \tau_{\text{оп}} / \tau_{\text{цикл}};$

В этих выражениях:

$W_{\text{оп}}$ и $W_{\text{пол}}$ - объемы жидкости, соответственно, участвующий в отдельной операции и полный;

$\tau_{\text{оп}}$ и $\tau_{\text{цикл}}$ - продолжительность времени, соответственно, от дельной операции и всего цикла работы гидросистемы. Тогда количество тепла, выделяемого гидросистемой, определится по формуле

$$T = 3600\Delta N k_W k_\tau. \quad (5.7)$$

Это тепло должно быть обязательно отведено полностью. Иначе температура рабочей жидкости будет повышаться до недопустимых пределов. Так, если в качестве рабочей жидкости используются минеральные масла и эмульсии, в состав которых также входят минеральные масла, то рабочая температура таких жидкостей должны быть не более 50-60°C.

Из условия полного отвода тепла баком уравнение теплового баланса будет иметь вид

$$T = k_{\text{то}} S_0 (t_{\text{ж}} - t_0), \quad (5.8)$$

где $k_{то}$ - коэффициент теплоотдачи, характеризующий интенсивность отвода тепла от стенок бака; S_6 - площадь теплоотдачи стенок бака; $t_{ж}$ и t_0 - температура, соответственно, жидкости и окружающей среды.

Подставив в эту формулу выражения для количества тепла (5.6) или (5.7), получим требуемую площадь теплоотдачи бака в виде

$$S_6 = \frac{3600\Delta N}{k_{то}(t_{ж} - t_0)}, \text{ м}^2. \quad (5.9)$$

Исходя из величины этой площади и определяется требуемый объем бака по фактору теплоотдачи. Установим эту зависимость предположив, что бак имеет кубическую форму (рис.5.12), т.е. $l = b = h$ (соотношение сторон 1:1:1), и заполнен жидкостью на 0,8 своей высоты.

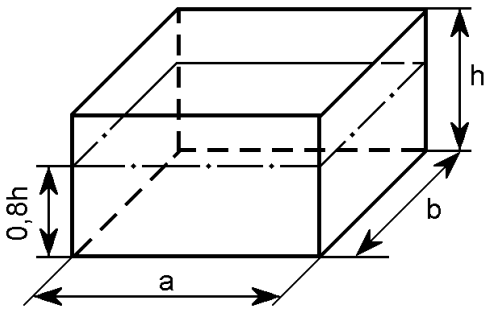


Рис.5.12.Схема к расчету объема бака

Тогда объем жидкости в баке составит

$$W_{ж} = 0,8a^3. \quad (5.10)$$

Будем считать, в теплоотдаче участвует вся площадь ниже уровня жидкости в баке, и половина площади выше этого уровня. Исходя из этого можем записать

$$S_6 = \underbrace{a^2}_{\text{дно}} + \underbrace{4 \cdot 0,8a^2}_{\text{стенки свободная}} + \underbrace{0,5a^2}_{\text{стенки выше}} + \underbrace{0,5 \cdot 4 \cdot 0,2a^2}_{\text{поверхность уровня жидкости}} = 5,1a^2$$

Решая совместно с (5.6), получим

$$W_{63} = 0,8 \left(\sqrt{\frac{S_6}{5,1}} \right)^3 = 0,07S_6^{1,5}.$$

В справочной литературе для определения объема бака любой конфигурации по фактору теплоотдачи рекомендуют использовать формулу

$$W_{63} = 0,062S_6^{1,5}. \quad (5.11)$$

Коэффициент теплоотдачи, входящий в формулу (5.9), на начальном этапе расчетов рекомендуют принимать равным $k_{то} = 17,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, что соответствует естественному процессу теплоотдачи стенок бака при отсутствии интенсивной (принудительной) циркуляции воздуха вблизи него.

По наибольшему значению объема бака, из рассчитанных по всем трем факторам, проектируется бак с ближайшей номинальной вместимостью по стандартному ряду.

Если емкость бака по тепловыделению значительно (более чем в 2 раза) превышает емкость, определенную по первым двум факторам, то решается вопрос об интенсификации процесса отвода тепла от стенок бака. Это можно осуществить обдувом стенок бака струей воздуха, что приведет к увеличению коэффициента теплоотдачи $k_{то}$ в 1,5 раза, или установкой специальных маслоохладителей, позволяющих увеличить $k_{то}$ в 7-10 раз.

Различают *маслоохладители* (теплообменники): воздушные и водяные. В воздушном маслоохладителе рабочую жидкость пропускают через радиатор, представляющий собой систему обрешеченных трубок, который подвергается обдуву воздухом при помощи вентилятора. Радиатор позволяет увеличить площадь теплообмена в десятки раз.

Водяной маслоохладитель представляет собой трубчатый змеевик, устанавливаемый внутри бака, или систему каналов в его стенках, по которым пропускается вода. Интенсивность теплоотвода также повышается во много раз.

Поскольку при применении водяных теплообменников необходим подвод к баку водопровода и не исключена опасность попадания воды в бак с рабочей жидкостью, то чаще используют воздушные теплообменники. Вместе с тем для гидропередач, работающих в экстремальных условиях (пониженные или высокие температуры окружающей среды), находят применение системы охлаждения со специальными охлаждающими жидкостями и устройствами, обеспечивающие их принудительную циркуляцию.

В случае, если решено применить теплообменник, то объем бака берется по стандартному ряду, удовлетворяющий первым двум факторам, и по формуле (5.5) определяется количество теплоты T_6 , которое он будет отводить. По избыточному количеству тепла $T_{мо} = T - T_6$ выбирается (или проектируется) стандартный маслоохладитель.

В баке, как отмечалось выше, происходит отстой рабочей жидкости, т.е. отделение частиц, загрязняющих жидкость, под действием силы тяжести. Однако эффективность бака, как средства очистки рабочей жидкости, весьма невысокая.

Поэтому для очистки рабочей жидкости используются специальные устройства - *фильтры*.

Значимость фильтров очень большая. Загрязнение жидкостей различными примесями снижает надежность и срок службы гидроагрегатов, причем влияние качества очистки жидкостей на работу гидроагрегатов столь велико, что без преувеличения можно утверждать, что срок

службы гидромашин и гидроагрегатов может быть увеличен или понижен в зависимости от качества очистки рабочих жидкостей в несколько (до десятка) раз.

Частицы загрязнения, как правило, повышают трение и могут привести к заклиниванию подвижных деталей гидроагрегатов, а также быть причиной нарушения рабочего цикла при засорении дросселей и других каналов малого сечения. Твердые и в особенности абразивные частицы, попавшие в зазор, вызывают износ рабочих поверхностей скользящей пары при ее движении.

Твердые и вязкие загрязняющие примеси попадают в гидросистему извне (в частности, с атмосферной пылью), а также образуются в результате износа деталей гидроагрегатов и старения жидкостей. Из твердых частиц наиболее разрушительными для гидроаппаратов являются частицы, входящие в состав атмосферной пыли (до 70% это кварцевый песок), которые попадают в бак через различные каналы.

Очевидно, достигнуть абсолютной чистоты рабочих жидкостей при существующих методах их очистки невозможно. Практически фильтрацию считают удовлетворительной, если фильтр отделяет (задерживает) частицы размером, равным величине наименьшего зазора в скользящих парах гидравлического устройства. Величина задерживаемых частиц определяет тонкость фильтрации конструкции фильтра, в соответствии с которой условно различают *фильтры грубой, нормальной, тонкой* и *особо тонкой очистки*.

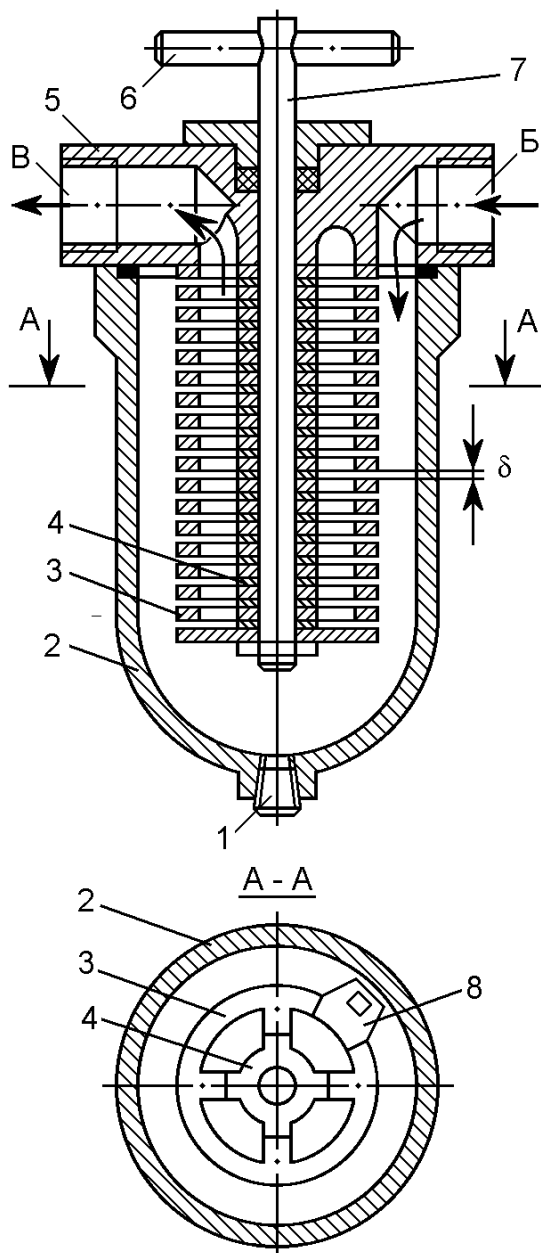
Фильтры грубой очистки задерживают частицы более 45 мкм; фильтры нормальной очистки - более 25 мкм; фильтры тонкой очистки 5-10 мкм и фильтры особо тонкой очистки - менее 5 мкм.

Отделение от жидкостей твердых загрязняющих примесей осуществляют *механическим* или *силовым методами*. В первом случае фильтрация осуществляется различными щелевыми и пористыми фильтрующими элементами (материалами), и во втором - силовыми полями: магнитным, электрическим, гравитационным, центробежным и др. К последним очистителям относятся также средства очистки, в которых используются силы межмолекулярного взаимодействия, силы поверхностной активности материалов и другие силы подобного рода.

В гидросистемах машин применяют преимущественно метод механической очистки, при котором от жидкости отделяются частицы вследствие различия размеров этих частиц и проходных капиллярных каналов фильтрующего материала. В соответствии с видом применяемых фильтровальных материалов различают *поверхностную* и *глубин-*

ную фильтрацию. В первом частицы задерживаются в основном на поверхности фильтровального материала, а во втором - в порах капилляров фильтровального материала, расположенных на различной глубине от поверхности. К поверхностным относятся металлические пластинчатые и сетчатые, тканевые и бумажные фильтры, ко вторым - фильтры с набивочным фильтрующим элементом (войлок, текстиль и др. пористые материалы).

Одной из типичных конструкций поверхностного фильтра грубой очистки является **пластинчатый (щелевой) фильтр** (рис.5.13).



Фильтрующий элемент (пакет) данного фильтра состоит из последовательного набора пластин 3 и прокладок 4, насаженных на ось 7. Ось 7 размещена в крышке 5 с возможностью поворота (вращения) при помощи рукоятки 6. Фильтрующий пакет помещен в стакане 2 с пробкой 1, служащей для удаления загрязнений. Жидкость поступает в фильтра через отверстие Б и далее через щелевые зазоры в фильтрующем пакете проходит в отводящее отверстие В. Частицы загрязнений, имеющие размер, превышающий щелевой зазор δ , задерживаются на внешней стороне пакета. Для прочистки зазоров пакет проворачивают рукояткой 6 на несколько оборотов относительно чистильщиков 8. Тонкость фильтрации пластинчатого фильтра определяется величиной зазора δ , т.е. толщиной прокладок 4, которая из соображений прочности чистильщиков обычно не менее 80 мкм. Обычно же тонкость фильтрации таких фильтров 125 мкм.

Рис.5.13. Пластинчатый фильтр

Фильтрующий пакет является гидравлическим сопротивлением прохождению жидкости, и между входом и выходом фильтра имеется перепад давления. Допустимый перепад давления ог-

раничивается прочностью фильтрующего элемента. Номинальный перепад давления для пластинчатого фильтра составляет 0,1 МПа, а при засорении пакета допускается повышение перепада давления до 0,4 МПа.

К поверхностным фильтрам с нормальной толщиной фильтрации относятся широко применяемые **сетчатые фильтры** (рис.5.14).

Фильтрующий элемент 2 представляет собой цилиндр из сетки квадратного переплетения из проволоки (преимущественно латунной) круглого сечения. Жидкость поступает в корпус 1 фильтра через отверстие А и пройдя через ячейки сетки вы ходит в отверстие Б. Для исключения порыва сетки при засорении фильтрующего элемента в крышке 4 установлен перепускной клапан 3, который при возрастании перепада давления (номинальный 0,12 МПа) пропустит жидкость напрямую через фильтр без очистки.

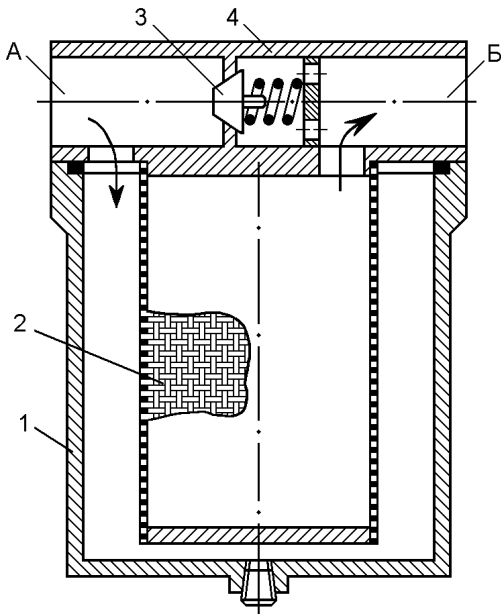


Рис.5.14.Схема сетчатого фильтра

ячейки сопровождается уменьшением площади живого сечения сетки и, как следствие, увеличением гидравлического сопротивления. Площадь живого сечения у фильтров с толщиной фильтрации 40-80 мкм составляет 30-40% от общей площади фильтрующего элемента.

Для увеличения прочности сетчатого фильтрующего элемента его снабжают проволочным каркасом или делают наборным из сетчатых дисков.

Для получения тонкой фильтрации широкое применение нашли **бумажные фильтрующие элементы**. Конструктивно такой фильтр во многом подобен сетчатому фильтру, только вместо сетчатого цилиндра устанавливается бумажный и обязательно на опорном каркасе. Для увеличения фильтрующей поверхности фильтровальную бумагу собирают в складки той или иной формы. Серийно выпускаются фильтры с бумажным фильтрующим элементом на толщину фильтрации до 5 мкм с номинальным перепадом давления 0,06-0,09 МПа.

Из *силовых очистителей* жидкости на практике получили наибольшее распространение *магнитные и центробежные фильтры*.

Обычно магнитный фильтр состоит из пакета решеток из намагничиваемой проволоки, заключенных в цилиндрический корпус, через который пропускается очищаемая жидкость.

Решетки намагничиваются от двух постоянных магнитов. Обычно магнитный фильтр комбинируется с пластинчатым или сетчатым фильтром, что улучшает фильтрующие свойства этих конструкций фильтров. Магнитные фильтры задерживают мельчайшие ферромагнитные частицы (0,4 мкм и менее), которые невозможно отделить механическими фильтрами. Опыт показывает, что магнитный фильтр улавливает и демагнитные частицы и неметаллические образования.

На практике находят также применение магнитные уловители (пробки), устанавливаемые в баках (см. поз. 8 на рис. 5.10), на входе в золотниковые распределители и др. местах.

Центробежные очистители получили распространение в гидросистемах таких машин, как тракторы, автомобили и др. Эти очистители обладают высокой избирательной способностью к загрязнениям, очищая рабочую жидкость от частиц с объемным весом, превышающим объемный вес самой жидкости.

Центробежный очиститель представляет собой центрифугу с тем или иным приводом (рис. 5.15).

Основным элементом конструкции центробежного фильтра является полый ротор 1, который своим валом 3 опирается на подшипники в корпусе 2. Ротор 1 через вал 3 приводится во вращение. Рабочая жидкость подается во внутреннюю полость ротора через канал А и отверстия в валу 3 ротора под давлением $\Delta p = 0,5-0,6$ МПа, и за счет этой разности давлений выходит из ротора через канал Б со скоростью

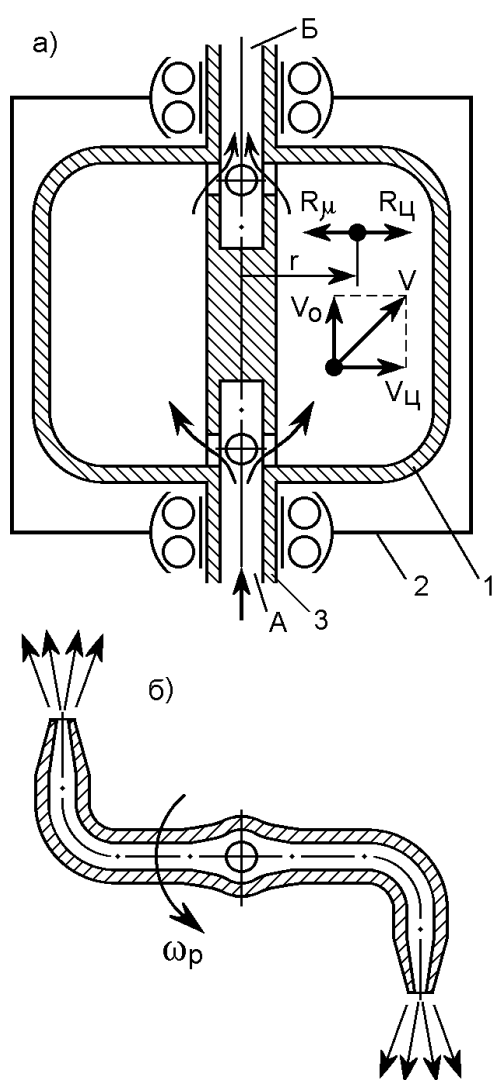


Рис. 5.15. Схема центробежного фильтра

$$V_0 = Q/S,$$

где Q - расход жидкости через ротор; S - площадь проходного сечения ротора.

Попавшие во внутреннюю полость ротора рабочая жидкость и загрязняющие частицы увлекаются во вращательное движение вместе с ротором с угловой скоростью ω_p , т.е. на частицы жидкости и загрязнителя будет действовать центробежная сила. Все частицы загрязнителя, масса которых больше массы частиц жидкости, будут смещаться относительно жидкости с некоторой скоростью $V_{ц}$ к периферийной стенке ротора и осаждаться на ней. Таким образом, частица загрязнителя будет перемещаться к стенке ротора с результирующей скоростью V (рис.5.15,а), направленной под некоторым углом к оси ротора. Очевидно, что центрифугированием не могут быть удалены все частицы загрязнителя, т.к. существует предел, характеризуемый практическим размером частиц, ниже которого осаждение частиц не происходит.

Современные центробежные очистители жидкости с частотой вращения ротора до 20000 мин^{-1} способны обеспечить тонкость фильтрации до 5 мкм , т.е. примерно также, как и механические фильтры с бумажным фильтроэлементом.

Для раскручивания ротора центрифуги может быть использован либо специальный двигатель (активный привод), либо энергия самой жидкости (реактивный привод). Наибольшее распространение получил реактивный привод, построенный по принципу Сегнерова колеса (рис.5.15,б). Очищенная жидкость, выходящая из ротора через канал Б, подводится к двум, расположенным тангенциально к оси ротора и диаметрально противоположно друг другу, насадкам (соплам).

Реактивные силы потока жидкости, вытекающей из этих сопел, создают крутящий момент, приводящий ротор во вращение. Такой привод способен раскрутить ротор центрифуги обычно до частоты вращения $6000-7000 \text{ мин}^{-1}$. Отсюда следует, что центрифуги с реактивным приводом будут способны обеспечить тонкость фильтрации не выше $20-30 \text{ мкм}$. Однако они привлекательны простотой конструкции и высокой надежностью. Выход из положения обеспечивается путем совместного использования центробежного очистителя с механическими фильтрами тонкой очистки.

5.4. Контрольные вопросы

1. Какие существуют способы герметизации?
2. Какова область применения бесконтактных уплотнений?
3. Как осуществляется герметизация неподвижных соединений?
4. Приведите виды уплотнений подвижных соединений при поступательном движении.
5. Опишите схему работы манжетного уплотнения при поступательном движении сопрягаемых деталей.
6. Какие особенности уплотнения вращающихся валов?
7. Перечислите основные требования к рабочим жидкостям объемных гидropередач.
8. Как осуществляется выбор рабочих жидкостей для гидropередач?
9. Назовите основные типы рабочих жидкостей, используемых в современных гидropередачах.
10. Перечислите основные элементы конструкции гидробаков.
11. По каким факторам определяется емкость гидробака?
12. Какими устройствами обеспечивается стабилизация температуры рабочей жидкости при работе гидросистемы?
13. Какие существуют методы отделения от жидкости твердых частиц?
14. Что такое тонкость фильтрации?
15. Чем определяется тонкость фильтрации пластинчатого фильтра?
16. Зачем нужен в фильтре перепускной клапан?
17. Опишите принцип действия центробежного фильтра.

6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ

6.1. Общие положения и структурная схема следящей системы

Уровень развития современной техники привел к тому, что непосредственное управление человеком многими устройствами, машинами и технологическими процессами стало невозможным. На самолетах, кораблях, большегрузных автомобилях, тяжелых тракторах, строительно-дорожных и других машинах, а также в системах управления различных металлорежущих станков прямое ручное управление стало для человека непосильным. Кроме этого рабочие процессы протекают так быстро, что человек не успевает реагировать на изменения параметров. При длительных процессах управления человек устает и вероятность ошибки в управлении существенно возрастает. Поэтому автоматизация контроля, управления и регулирования производственных процессов и машин имеет огромное значение в развитии техники.

Для выполнения поставленных задач применяются следящие приводы.

Следящий привод представляет собой систему, в которой исполнительный двигатель (*выход*) автоматически воспроизводит какой-либо регулируемый параметр (перемещение, скорость, усилие) или комбинацию параметров, пропорционально управляющему воздействию (*команде*) по этим параметрам, поданному на *вход* системы.

Слежение, т.е. осуществление пропорциональности между регулируемым параметром выхода и входа, выполняет так называемая *обратная связь*. Наличие обратной связи - обязательный признак следящей системы.

Следящие системы, в которых передача энергии осуществляется посредством жидкости и используются гидравлические элементы, называются *следящими гидроприводами*. В таких системах выходное звено это обычно шток гидроцилиндра или вал гидромотора.

В большинстве случаев в следящем гидроприводе к функции слежения добавляется функция усиления команды (управляющего сигнала) по мощности. Такой следящий гидропривод называют *гидроусилителем*.

В принципе, большинство гидравлических приводов обладает функцией усиления. Так, в гидравлической передаче, приведенной на рис.3.1,а, небольшое усилие ($\approx 70\text{Н}$) на перемещение рукоятки распределителя P_n (команда) приводит к перемещению штока гидроцилиндра

ГЦ (выход), способного преодолеть нагрузку в 100 и более раз большую, чем усилие на входе. Это обеспечивается за счет источника большой мощности - насоса. Однако данную гидропередачу называть гидроусилителем нельзя, т.к. в ней не обеспечивается согласование параметров входа и выхода, т.е. отсутствует обратная связь.

На рис.6.1 приведена обобщенная структурная схема следящего гидропривода (гидроусилителя). Элементом, соединяющим гидроусилитель с внешней средой, является *задающее устройство*. Это может быть рукоятка распределителя, выходной канал микропроцессора, фотоэлемент, реактивное воздушное сопло и другие все возможные устройства с различными видами воздействия.

Внешнее воздействие (команда любого вида) поступает во входной элемент гидроусилителя, называемый *датчиком рассогласования*, который осуществляет преобразование этого сигнала в вид, приемлемый для данного гидроусилителя. Обычно в нем поступающий сигнал преобразуется в механическое перемещение какого-либо гидравлического элемента, например, золотника. Кроме этого в датчик рассогласования поступает сигнал по линиям обратной связи с выхода гидроусилителя о том, как выполняется задание-команда. Сравнивая исходную команду с результатом ее выполнения датчик рассогласования выдает на свой выход команду, равную разности этих величин, т.е. величину рассогласования.

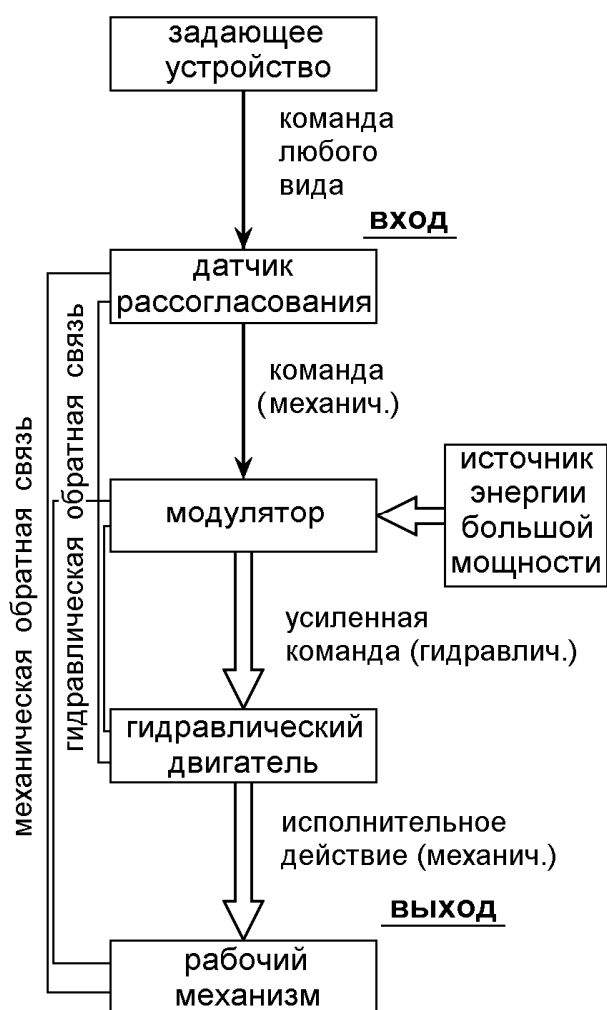


Рис.6.1. Обобщенная структурная схема следящего гидропривода

Небольшая по мощности команда из датчика рассогласования поступает в элемент, называемый *модулятором*, в котором она накладывается на поток жидкости, обладающей во много раз большей энергией. Усиленная таким образом команда поступает в гидродвигатель, где, преобразовавшись из гидравлической энергии в механическую, будет про-

изведено действие с рабочим органом машины, соответствующее заданной команде.

Сигнал о выполнении команды, как отмечалось выше, по линиям обратной связи поступает в датчик рассогласования. Если команда выполнена полностью, то на выходе датчика рассогласования команда будет отсутствовать, т.к. разность величин задающей команды и сигнала о ее выполнении станет равна нулю. Таким образом рабочий орган остановится, выполнив задание.

Конструкции следящих гидроприводов отличаются большим разнообразием и их классификация является весьма трудным делом. Поэтому на практике классификацию гидроусилителей осуществляют применительно к конкретным задачам и машинам, с которыми в данный момент работают. Ввиду того, что рассмотрение вопроса в данном случае осуществляется в самом общем виде, ограничимся классификацией гидроусилителей на уровне принципиальных разновидностей следящих гидроприводов (табл.6.1).

Таблица 6.1

Классификационный признак	Варианты
По виду движения выходного элемента	с поступательным движением (гидроцилиндр)
	с вращательным движением (гидромотор)
По виду команды задающего устройства	Наиболее распространенные варианты: механическая, электрическая, гидравлическая, пневматическая
По виду датчика рассогласования	гидрообъемные (дроссельные)
	гидродинамические (струйные)
По числу каскадов усиления	однокаскадные
	многокаскадные (чаще двухкаскадные)
По виду слежения	с пропорциональной обратной связью
	с управлением по производной
По виду обратной связи	внешние: жесткая рычажная и единичная
	внутренние: по давлению или расходу
По взаимосвязи выходных движений	однокоординатные
	многокоординатные (обычно двухкоординатные)

6.2. Конструкции и принцип действия гидрообъемных усилителей

Типичным представителем гидрообъемных следящих систем является золотниковый гидроусилитель с жесткой рычажной обратной связью (рис.6.2.1,а). Выходному звену, штоку 5, сообщаются движения, согласованные с определенной точностью с перемещением задающего звена, тяги 1, при требуемом усилении входной мощности.

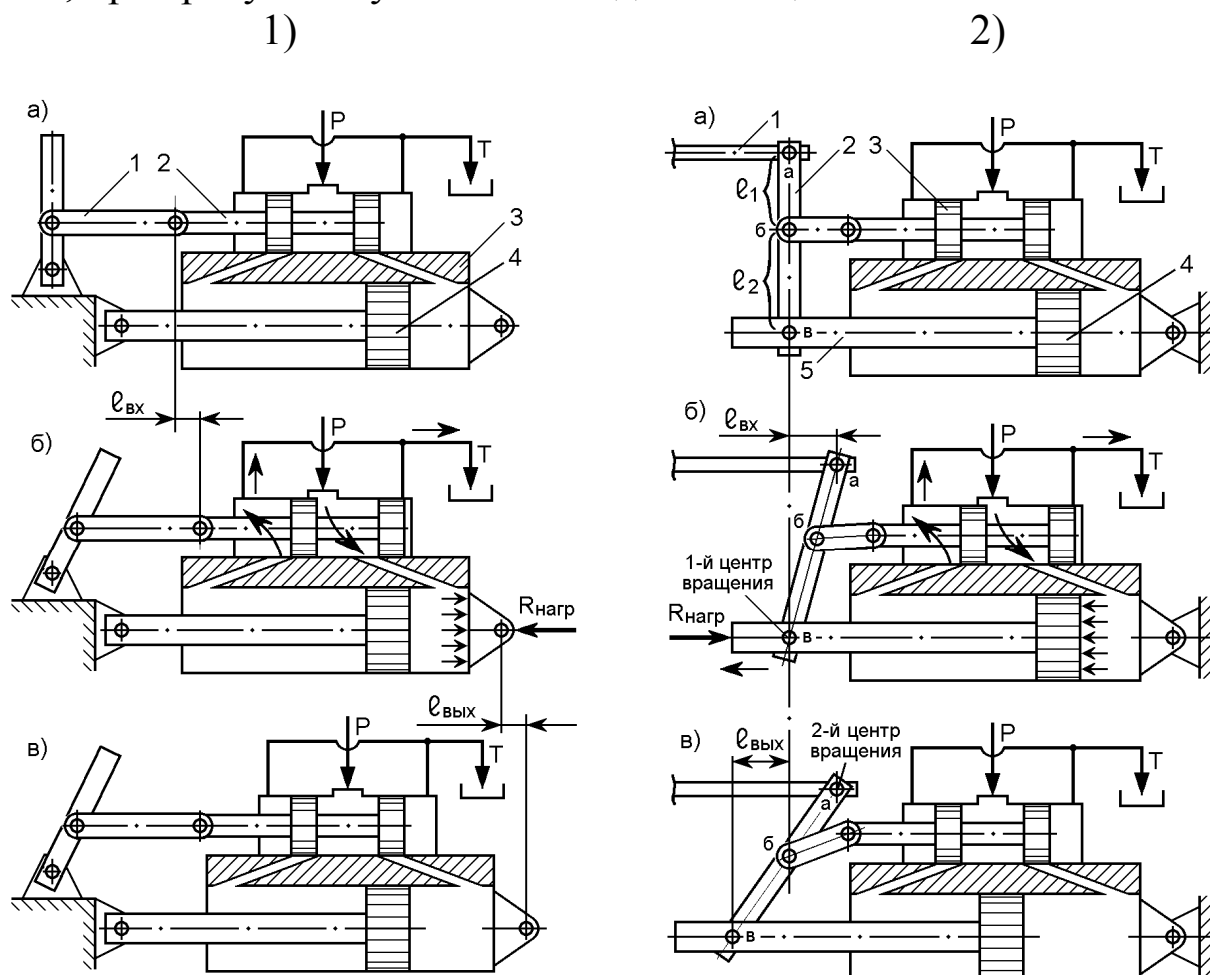


Рис.6.2. Схема гидроусилителя с механической обратной связью (1) и с единичной обратной связью (2)

Обратная связь осуществляется с помощью рычага 2, который шарнирно в точках а, б и в соединен с тягой 1, золотником 3 (датчиком рассогласования) и штоком 5. При перемещении тяги 1, связанной с ручкой управления, перемещается точка а рычага 2 (рис.6.2.1,б). Так как силы, противодействующие смещению золотника 3, несравненно меньше соответствующих сил, действующих на поршень 4 со штоком 5, то поворот рычага 2 будет происходить вокруг точки в (1-й центр вращения). Это значит, что точка б и, соответственно, золотник 3 сме-

стоятся на величину, пропорциональную смещению тяги 1, т.е. $I_{\text{вх}}$. Смещение поясков 3 относительно окон в его корпусе позволит жидкости от насоса (источника энергии большой мощности) через подвод Р поступать в поршневую полость гидроцилиндра и выходить на слив Т из его штоковой полости. Это вызовет перемещение поршня со штоком (а следовательно, и движение точки в), на некоторое расстояние $I_{\text{вых}}$ (рис.6.2.1,в). Таким образом, совокупность поясков золотника и окон в его корпусе являются модулятором данного гидроусилителя.

Если движение тяги 1 прекратится, продолжающий перемещаться шток 5 сообщит рычагу 2 поворот относительно точки а (2-й центр вращения), что в свою очередь заставит точку б и золотник 3 перемещаться в сторону, противоположную той, которую он получал до этого при смещении тяги 1.

При этом пояски золотника будут попеременно перекрывать окна распределителя, и скорость поршня 4 будет уменьшаться до тех пор, пока золотник не придет в положение, при котором окна распределителя полностью перекроются и движение поршня прекратится. Согласно рис.6.2.1 путь, пройденный штоком 5 гидроцилиндра, определится из соотношения

$$I_{\text{вых}} = I_{\text{вх}} l_2 / l_1$$

Видно, что подбором плеч рычага l_1 и l_2 можно получить любую пропорцию между перемещениями входа и выхода гидроусилителя, в том числе и равенство $I_{\text{вх}}$ и $I_{\text{вых}}$. Однако последний вариант ($I_{\text{вых}} = I_{\text{вх}}$) в данной конструкции гидроусилителя получить весьма трудно, т.к. требует тщательную подгонку всех деталей при изготовлении и постоянную компенсацию износа шарниров в процессе эксплуатации.

Значительно проще и с большей точностью можно получить $I_{\text{вых}} = I_{\text{вх}}$ в конструкции гидроусилителя, приведенной на рис.6.2.2.

Будучи во многом подобным предыдущему, данная конструкция имеет в качестве выходного звена корпус 3, а поршень со штоком 4 закреплены неподвижно (рис.6.2.2,а).

Предоставляем читателю самому при рассмотрении рис.6.2.2,б,в убедиться, что смещению тяги 1 с золотником 2 на величину $I_{\text{вх}}$ будет соответствовать смещение корпуса 3 на точно такую же величину, т.е. $I_{\text{вых}} = I_{\text{вх}}$ или $I_{\text{вых}} / I_{\text{вх}} = 1$ - так называемая **единичная обратная связь**.

Золотниковые гидроусилители с единичной обратной связью нашли широкое применение в металлорежущих станках с задающим устройством в виде копировального управления, а также для рулевого управления автомобилей и других мобильных машин.

Применение гидроусилителей рулевого управления позволяет:

- уменьшить усилие на поворот рулевого колеса;
- повысить быстродействие управления;
- демпфировать удары, действующие на рулевое управление со стороны дороги;
- сохранить направление движения при сильном уводе, например, в случае внезапного разрыва передней шины на большой скорости.

Один из вариантов автомобильного гидроусилителя приведен на рис.6.3.

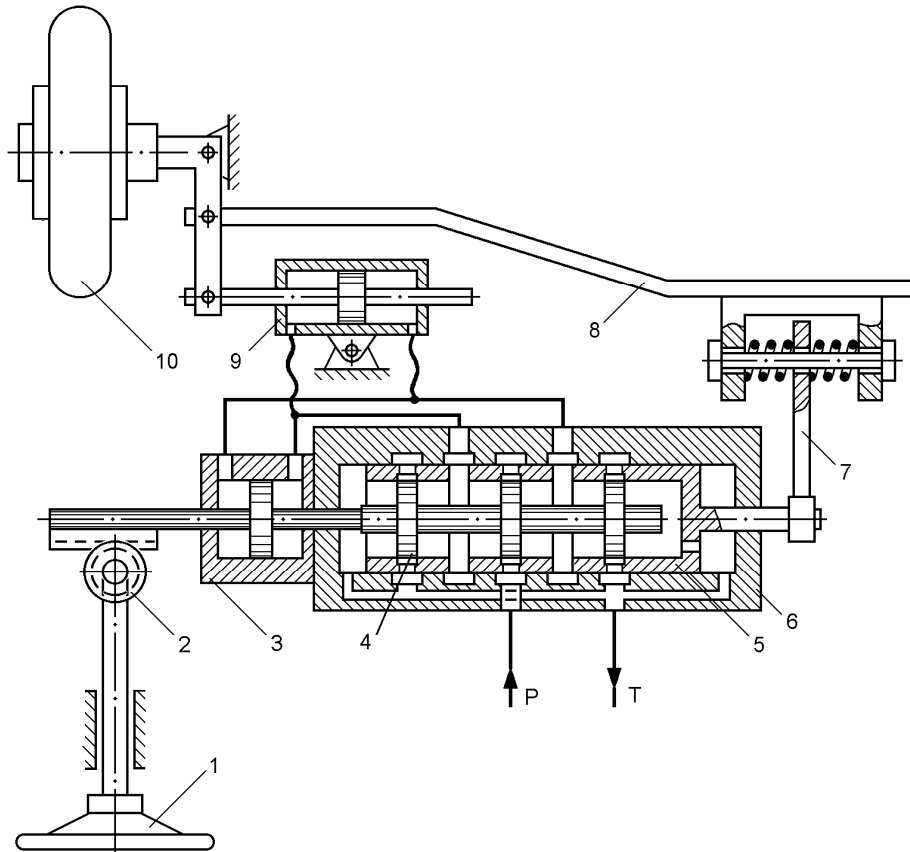


Рис.6.3. Схема гидроусилителя рулевого управления автомобилем

Вращательно-поворотное движение рулевого колеса 1 при помощи речной передачи 2 преобразуется в поступательное перемещение золотника 4. Смещение поясков золотника относительно проточек в подвижной гильзе 5 позволяет жидкости от насоса через подвод P в корпусе 6 поступать в ту или иную полость гидроцилиндра поворота 9, а из противоположной идти по сливному трубопроводу T в бак. Это приводит к перемещению поршня гидроцилиндра 9 и повороту колеса 10. Синхронный поворот второго переднего колеса обеспечивается за счет поперечной тяги 8, которая через демпфирующие пружины одновременно перемещает рычаг 7 и соединенную жестко с ним подвижную гильзу 5. Смещение гильзы 5 будет происходить до тех пор, пока ее

проточки не совместятся с соответствующими поясками золотника 4, т.е. пока не будет устранено рассогласование. В результате прекратится подача жидкости в гидроцилиндр поворота 9 и, следовательно, поворот колес.

При наезде колеса на препятствие происходит включение гидроусилителя со стороны дороги. Колесо через тягу 8 и рычаг 7 смещает гильзу 5 так, что жидкость подается в ту полость гидроцилиндра 9, которая препятствует самопроизвольному повороту колеса. Такой гидроусилитель называют необратимым, т.к. возмущающее воздействие с выхода не передается на вход (на рулевое колесо).

Для ощущения дороги в схему включен реактивный элемент 3. Чем больше сопротивление дороги повороту колеса, тем выше давление в рабочей полости гидроцилиндра 9 и в связанной с ней полости реактивного элемента 3. Это давление действуя на поршень реактивного элемента препятствует смещению золотника 4, т.е. создает сопротивление повороту рулевого колеса. Обычно это сопротивление составляет не более 30% от усилия, которое было бы необходимо приложить к рулевому колесу без гидроусилителя.

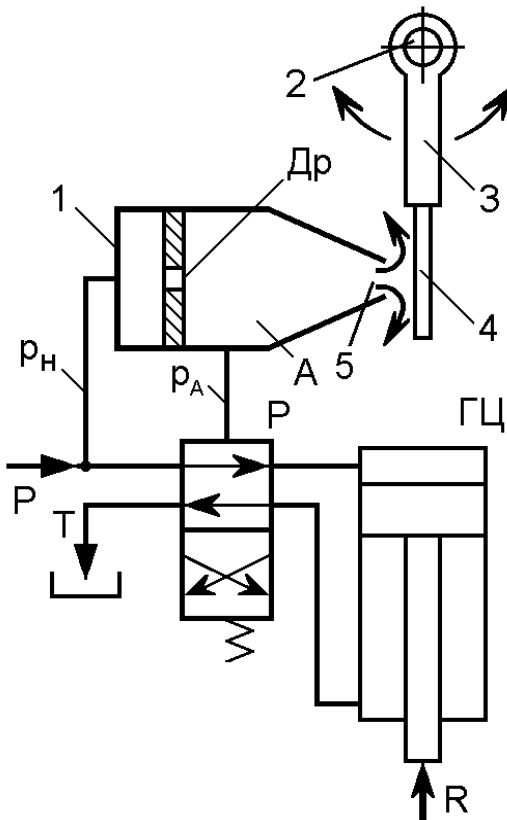


Рис.6.4. Схема гидроусилителя типа "сопло-заслонка"

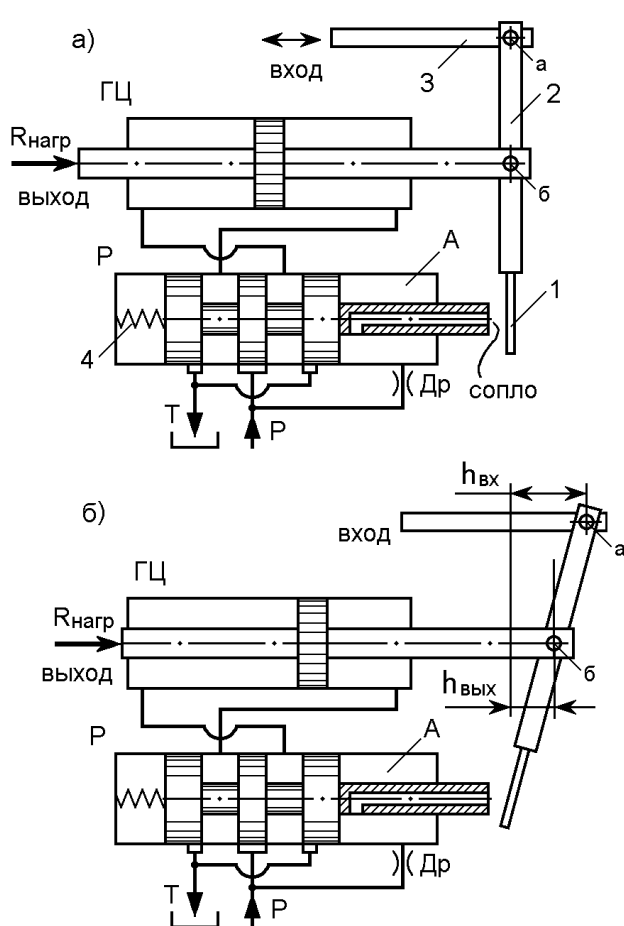
В следящих системах, особенно в системах автоматического управления, широко применяют дроссельные гидроусилители типа "сопло-заслонка". Они используются чаще всего в электрогидравлических двухкаскадных усилителях в качестве первой ступени усиления входного сигнала. Схема такой системы приведена на рис.6.4.

Первая ступень усиления обеспечивается элементом "сопло-заслонка", а вторая - распределителем с гидравлическим управлением. Принцип действия элемента "сопло-заслонка" основан на взаимодействии нерегулируемого дросселя D_p и регулируемого дросселя в виде сопла 5 и заслонки 4. Заслонка (пластина) укреплена на рычаге 3, который может поворачиваться относительно оси 2 при помощи какого-либо задающего устройства.

Тем самым заслонка 4 будет приближаться или отодвигаться от сопла 5, увеличивая или уменьшая сопротивление выводу жидкости из сопла. Жидкость от источника питания с давлением p_n поступает в корпус 1 и последовательно проходит через дроссель D_p , камеру А и выходит через сопло 5 на слив. Пропорционально сопротивлению выхода жидкости из сопла будет меняться давление в камере А, что приведет к нарушению равновесия золотника распределителя P_n и его перемещению.

В результате будет происходить перемещение поршня гидроцилиндра $\Gamma_{ц}$, который в данной схеме является выходным звеном.

Минимальный диаметр сопла составляет 0,1 - 0,15 мм, а расстояние между срезом сопла и заслонкой 0,02-0,03 мм и расход жидкости через сопло весьма невелик. Поэтому, если бы в системе не было дросселя D_p , то давление p_a изменялось весьма незначительно, т.к. источник питания большой мощности всегда способен компенсировать незначительный слив через сопло и восстановить давление. А это значит, что диапазон регулирования был бы очень мал. Диаметр отверстия регулируемого дросселя D_p обычно в 2 раза больше диаметра сопла.



Рассмотренный гидроусилитель не является следящей системой, т.к. в нем отсутствует обратная связь между перемещением поршня гидроцилиндра и поворотом рычага 3. Следящая система в виде двухкаскадного гидроусилителя с использованием в первом каскаде элемента "сопло-заслонка" приведена на рис. 6.5.

Соплом является (рис.6.5,а) оконечность канала в хвостовике золотника распределителя P_n . Заслонка

Рис.6.5. Следящая система с

ка 1 прикреплена к двухплечему элементу "сопло-заслонка" в первом каскаде усиления

рычагу 2, который в точках а и б шарнирно связан, соответственно, с тягой управления 3 и штоком гидро-

цилиндра $\Gamma_{ц}$. Золотниковый распределитель P_n выполняет функции второго каскада усиления. Положение золотника в корпусе распределителя определяется соотношением усилия пружины 4 и силы давления жидкости в камере A , которое в свою очередь зависит от положения заслонки 1 относительно сопла. Команда подается путем перемещения тяги 3, например, вправо. Это приведет к повороту рычага 2 относительно точки $б$ по часовой стрелке. Поворот про исходит именно относительно точки $б$, т.к. для смещения этой точки необходимо преодолеть внешнее усилие R , которое на несколько порядков больше, чем усилие на перемещение заслонки, составляющее не более 0,15 Н. Отсюда следует, что заслонка приближается к соплу, и давление в камере A возрастает. Равновесие золотника нарушается, и он смещается влево, сжимая пружину 4.

Если после смещения тяги 3 на величину $h_{вх}$ дальнейший поворот рычага 2 прекратится и заслонка остановится, то остановится в новом положении и золотник, т.к. вместе с ним движется сопло, отодвигаясь от заслонки. Смещение поясков золотника относительно проточек в корпусе распределителя позволит жидкости от источника питания идти в левую полость гидроцилиндра $\Gamma_{ц}$, а из правой его полости на слив в бак. В результате поршень гидроцилиндра смещается вправо, перемещая точку $б$ крепления рычага 2. Теперь рычаг 2 поворачивается относительно точки $а$, отодвигая заслонку 1 от сопла. Поэтому давление в камере A уменьшается, и золотник смещается вправо до тех пор, пока не перекроет проход жидкости в гидроцилиндр. Поршень гидроцилиндра, а значит, и рычаг 2 с заслонкой остановятся. Давление в камере A перестанет снижаться и золотник остановится в исходном положении. Конечное положение системы показано на рис.6.5,б.

Из приведенного описания работы данной следящей системы видно, что между входом (тягой 3) и выходом (штоком гидроцилиндра) имеет место механическая обратная связь, которая осуществляется через рычаг 2 с заслонкой 1. Во втором каскаде усиления обратная связь между заслонкой (входом) и золотником (выходом) является гидравлической - по давлению в камере A .

6.3. Конструкции и принцип действия гидродинамических (струйных) гидроусилителей

В гидропневмоавтоматике и системах программного управления находят применение *струйные элементы*, в которых используется эф-

фekt динамического взаимодействия свободных струй жидкости или газа между собой и твердыми телами.

Струйная техника к настоящему времени достигла такого уровня развития, что выделилась в отдельный раздел науки и техники, называемый *флюидикой*. Системы программного управления, использующие струйные элементы с газовыми (воздушными) струями называют *пневмоникой*. Практически все логические операции обработки информации могут быть технически реализованы средствами струйной техники.

Процессы в струйной технике протекают медленнее, чем в электронике. Однако максимальная частота переключения газовых струйных элементов может достигать нескольких кГц, а жидкостные элементы работают в диапазоне частот 150-5500 Гц. Скорость работы струйных элементов тем выше, чем меньше размеры элементов. Сейчас пока неизвестно, каков предел уменьшения размеров и будет ли он определяться возможностями изготовления элементов или аэрогидродинамическими процессами в них.

Важной особенностью струйной техники следует считать то, что она позволяет принимать и обрабатывать сигналы различной природы. Необходимые для этого приемники в большинстве случаев имеют очень простую конструкцию. Струйная техника создает преимущества прежде всего тогда, когда трудные условия окружающей среды не позволяют решать проблемы обычными средствами. Благодаря отсутствию в этих устройствах подвижных частей они надежно работают в таких специфических условиях, как ядерные излучения и очень высокие и низкие температуры (от -196 до 980°C), а также в агрессивных средах.

Струйная техника не строится на каком-то открытом лишь недавно физическом явлении. Принцип действия элементов с подвижными деталями и без них основан на принципиально известных физических процессах аэрогидродинамического взаимодействия свободных струй. Под свободной струей понимается струя, ограниченная не более чем двумя противоположными и параллельными друг другу стенками. В ряде случаев при определенном расстоянии между этими стенками свободную струю называют плоской.

В настоящее время получили распространение следующие струйные элементы: *отклонения струи, с прилипанием струи к стенке, турбулизирующий, вихрекамерный, противоточный, индукционный, ножевых тонов* и др.

В элементе отклонения струи используется физический эффект взаимодействия свободных струй, приводящий к изменению направления движения струй.

На рис.6.6 приведена принципиальная схема такого элемента.

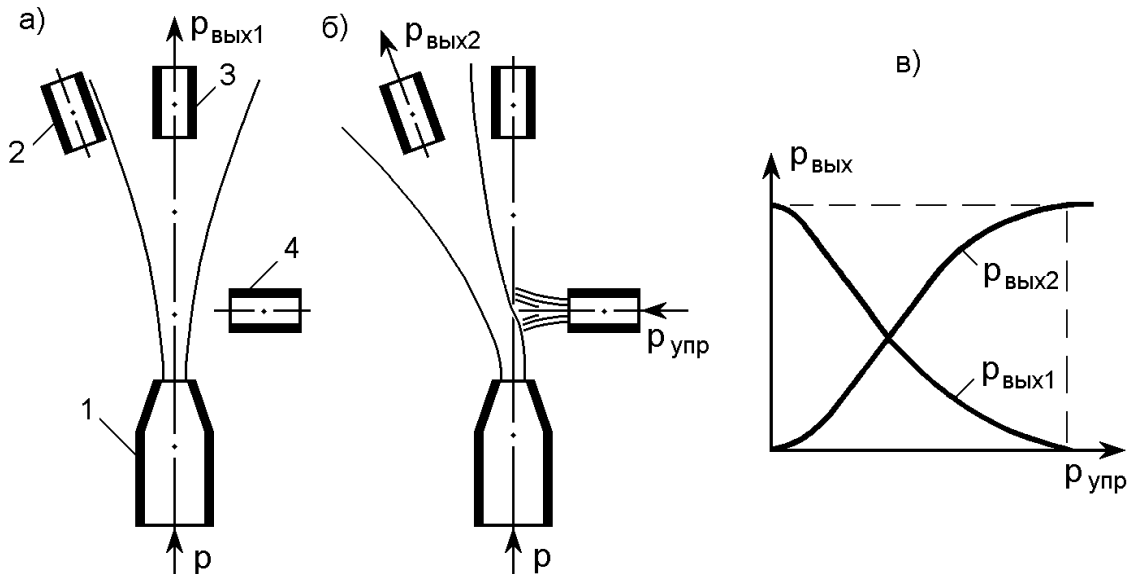


Рис.6.6. Схема (а, б) и характеристика (в) элемента отклонения струи

Вытекающая из питающего сопла 1 струя при отсутствии управляющего сигнала (рис.6.6,а) проходит прямо в приемное сопло 3, создавая в нем давление $p_{\text{вых1}}$. Приемное сопло 2 расположено у границ струи, и в исходном положении давление в нем отсутствует.

При создании управляющего сигнала в виде струи из сопла 4 основная струя будет отклоняться в сторону приемного сопла 2 (рис 6.6,б). Чем больше управляющий сигнал, тем больше отклонение оси основной струи от исходного положения и тем больше давление $p_{\text{вых2}}$ в сопле 2 (рис.6.6,в). В предельном случае, когда ось основной струи совпадает с осью сопла 2, давление $p_{\text{вых2}} = \text{max}$, а в сопле 3 будет нулевое давление.

Типичная конструкция струйного элемента такого типа приведена на рис.6.7.

Основная струя поступает в рабочую камеру элемента через канал (сопло) а. При отсутствии управляющих сигналов, которые могут подаваться поочередно или одновременно через каналы б₁ и б₂, основная струя делится поровну между выходными каналами г₁ и г₂ и выходной элемент (поршень гидроцилиндра) неподвижен, т.к. давления $p_{г1}$ и $p_{г2}$ равны.

При подаче управляющего сигнала в виде струи жидкости, например, через канал δ_2 ($p_{упр1} > 0$), основная струя отклонится в сторону отводящего канала Γ_1 .

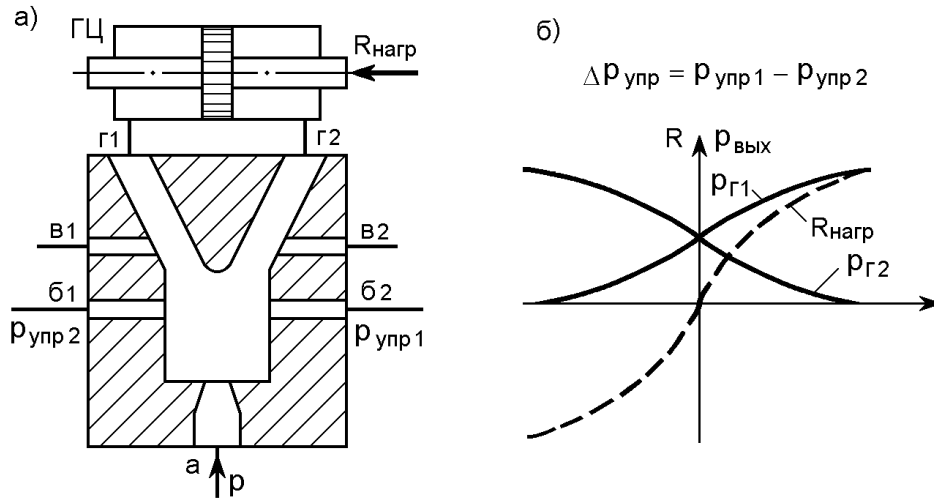


Рис.6.7. Конструктивная схема струйного элемента пропорционального действия (а) и его характеристика (б)

Тогда $p_{Г1}$ станет больше $p_{Г2}$, и равновесие поршня гидроцилиндра нарушится. Он будет смещаться в данном случае вправо, преодолевая нагрузку $R = (p_{Г1} - p_{Г2})S$, где S - рабочая площадь поршня.

При одновременной подаче сигналов через каналы δ_1 и δ_2 величина отклонения основной струи будет пропорциональна разности величин управляющих сигналов $\Delta p_{упр} = p_{упр1} - p_{упр2}$. Поэтому такой струйный элемент называют элементом пропорционального действия.

Давления, используемые в донном струйном элементе, составляют обычно сотни Паскаль, а коэффициент усиления $p_{вых}/p_{упр} = 2-4$.

Кроме описанных выше каналов у данного струйного элемента есть еще два канала δ_1 и δ_2 . Это так называемые уравнительные каналы, соединяющие рабочую камеру с атмосферой. Размещаются эти каналы вблизи отводящих каналов и служат для того, чтобы исключить ложные срабатывания элемента при возникновении больших величин внешней нагрузки R , т.е. при блокировании одного из отводящих каналов. Если такой опасности нет, то эти каналы можно не делать.

Часто к одной группе с описанным выше элементом относят *турбулизующий* и *вихрекамерный* струйные элементы, приведенные на рис.6.8. В них используется тот же физический эффект взаимодействия свободных струй.

В *турбулизующем струйном элементе* (рис.6.8,а) при отсутствии сигнала управления из длинной (до 120 мм) трубки 1 малого диаметра вытекает хорошо сформированная струя с ламинарным режи-

мом течения. Имея малое рассеивание, струя почти полностью поступает в приемное сопло 2, создавая в нем давление $p_{\text{вых}}$.

Если путем какого-либо воздействия изменить режим течения струи с ламинарного на турбулентный, то рассеивание струи резко увеличится. В результате этого давление в приемном сопле 2 резко упадет.

На рис.6.8,а возмущающее воздействие создается управляющей струей, подаваемой перпендикулярно основной струе через сопло 3.

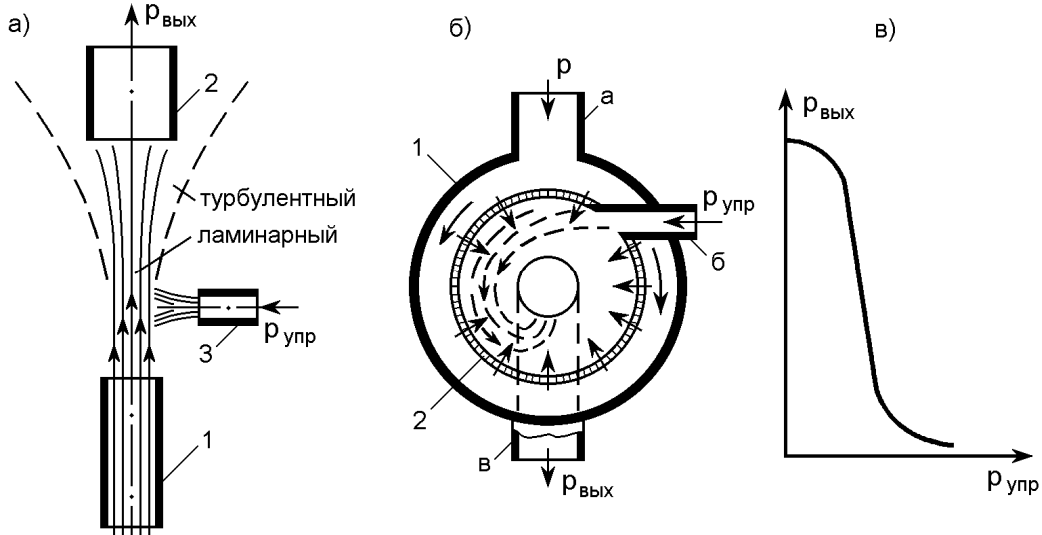


Рис.6.8. Турбулизирующий (а), вихрекамерный (б) струйные элементы и их характеристика (в)

Коэффициент усиления по давлению у такого элемента может составлять 8-10.

Схема *вихрекамерного струйного элемента* приведена на рис.6.8,б. Основная струя поступает в цилиндрическую камеру в корпусе 1 через канал а и выходит через центральный канал в. Для более равномерного прохода жидкости на выход в рабочей камере установлено кольцо 2 из пористого материала или с большим числом равномерно распределенных отверстий. Сопротивление потоку в отсутствие управляющего сигнала будет сравнительно небольшим, т.е. $p_{\text{вых}} \approx p$.

Управляющий поток тангенциально вводится в рабочую камеру через канал б, закручивая основную струю вдоль стенок рабочей камеры, что увеличивает сопротивление потоку. В результате давление $p_{\text{вых}}$ снижается. Коэффициент усиления в таком элементе может достигать 500.

Характеристики (рис.6.8,в) турбулизирующего и вихрекамерного струйных элементов весьма подобны, хотя у вихрекамерного характеристика более нелинейная.

Еще одним видом струйного элемента, относящегося к группе элементов свободной струи, является противоточный элемент, схема которого приведена на рис.6.9. В нем происходит соударение двух струй питания, движущихся по одной оси в противоположных направлениях. На рис.6.9,а это свободные струи, выходящие из сопел 1 и 2. В пункте соударения они равномерно отклоняются во все стороны, соединяясь в плоский диск, перпендикулярный к первоначальному направлению струй. Внутри струй одновременно создается обратный подпор, который будет ярче выражен в более слабой струе.

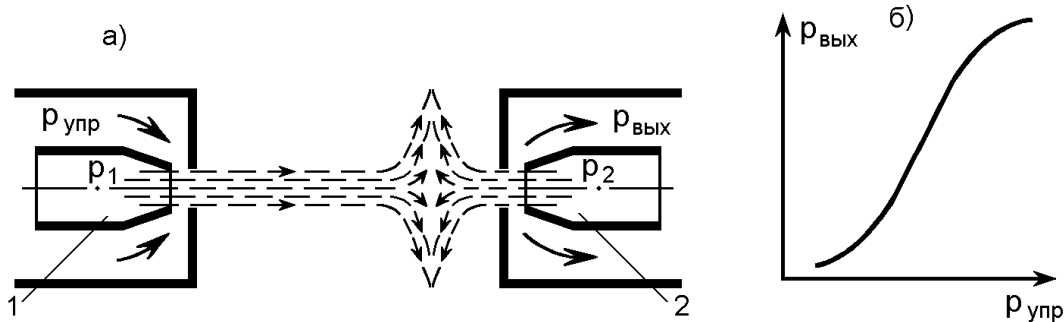


Рис.6.9. Схема противоточного струйного элемента (а) и его характеристика (б)

Обратным подпором слабой струи можно управлять, изменяя импульс более сильной струи. В данном элементе для этого около сопел 1 и 2 сделаны кольцевые отверстия. Через кольцевое отверстие у сопла 1 подается управляющий сигнал в виде струи управления с давлением $p_{упр}$. Это приводит к увеличению импульса питающей струи из сопла 1. В результате давление $p_{вых}$ в кольцевом отверстии у сопла 2 также возрастет, что является выходным сигналом данного струйного элемента. Характеристика противоточного элемента приведена на рис.6.9,б, из которого видно, что отношение выходного давления к давлению управления линейно в ограниченной области. На практике оба давления питания (p_1 и p_2) в большинстве случаев постоянны. Коэффициент усиления противоточного струйного элемента по давлению может достигать 200.

В струйных элементах *с прилипанием струи к стенке* используется иной, чем в предыдущих струйных элементах, физический эффект - отрыв пограничного слоя струи, притянутой к стенке под действием эффекта Коанда (по имени румынского ученого, который в 30-х годах проводил во Франции исследования прилипающих струй) от стенки канала под действием управляемых струй.

Эффект Коанда проявляется в прилипании свободной струи к расположенной близ нее стенке. Объясняется это явление тем, что между струей и стенкой возникает область низкого давления, которая притягивает струю (рис.6.10).

Пусть свободная струя вытекает в свободное пространство со скоростью V , а в самом свободном пространстве находится неподвижная среда (жидкость или газ) под давлением p_c . Составим уравнение Бернулли для участка, ограниченного сечениями I и II (рис.6.10,а), без учета потерь на трение

$$\frac{p}{\rho g} + \alpha \frac{V^2}{2g} = \frac{p_c}{\rho g},$$

где p - давление в струе.

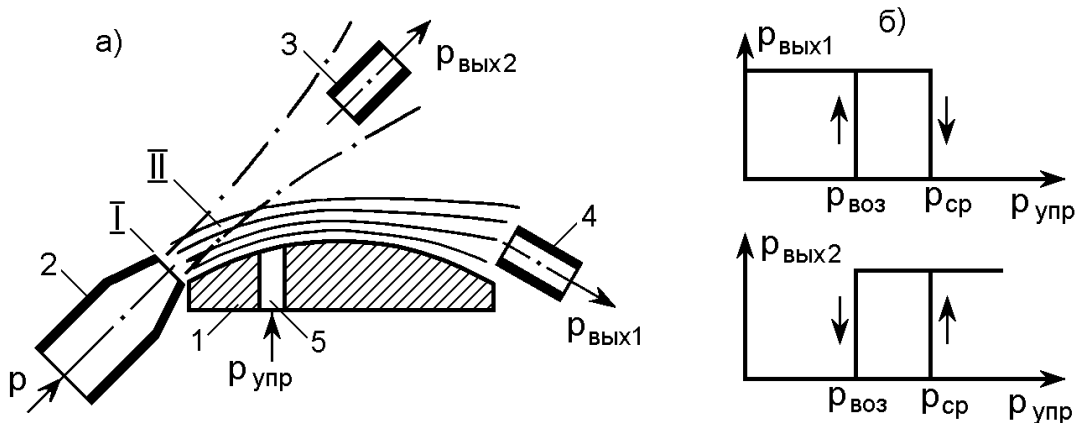


Рис.6.10. Принципиальная схема (а) и характеристики струйного элемента с использованием эффекта Коанда

Отсюда следует, что

$$p = p_c - \rho \alpha V^2 / 2,$$

т.е. давление вблизи струи меньше, чем в окружающей среде. Это приводит к захвату (всасыванию) окружающей среды в струю со всех сторон. Если из удаленной от струи зоны поступает текучая среда и заменяет среду, увлеченную струей, то давление в непосредственной близости к струе не изменится, и струя проходит свободное окружающее пространство в направлении, заданном начальным участком. Если вблизи струи в плоскости ее расширения имеются неподвижные ограничения (например, стенка), то они могут воспрепятствовать притоку среды из окружающего пространства в направлении к струе. В результате между струей и стенкой создается разрежение и струя притягивается к стенке, обтекая ее. Именно это происходит со струей, вытекающей из сопла 2 и проходящей вблизи криволинейной стенки элемента 1. Попадая в приемный канал 4 струя создает в нем давление $p_{\text{вых1}} \approx p_{\text{II}}$. Если через канал 5 к струе подвести жидкость от внешнего источника

питания с давлением $p_{упр} = p_{ср}$, достаточным для компенсации разрежения, произойдет отрыв струи от стенки. При этом она скачком займет положение, показанное на рис.6.10,а штрих-пунктирной линией, создав в приемном канале 3 давление $p_{вых2}$.

При снятии управляющего сигнала по мере уменьшения $p_{упр}$ до $p_{воз}$ струя скачком же возвращается в исходное положение. Нетрудно заметить, что этот струйный элемент является элементом с двумя устойчивыми состояниями, подобно электромагнитному реле или электронному триггеру с известными гистерезисными характеристиками (рис.6.10,б). Изменяя условия течения и профили стенок можно получить значение коэффициента возврата ($k_v = p_{воз} / p_c$), близкое к единице, т.е. устранить гистерезис.

В рассмотренном элементе управляющий сигнал осуществляет лишь отрыв струи от стенки, возврат же ее в исходное положение не требует затрат энергии и происходит самопроизвольно при снятии сигнала управления.

Конструкция струйного элемента с прилипанием струи к стенке без самовозврата приведена на рис.6.11,а.

Отличительной особенностью данного струйного элемента является то, что боковые стенки рабочей камеры сближены и начинаются непосредственно от кромки входного сопла **а**, через которое подается основная струя. Струя, вытекающая из сопла **а**, прилипает к одной из этих стенок. Если она притянута левой стенкой, как показано на рис.6.11,а, то в отводящем канале **в₁** возникает некоторое давление $p_{в1}$ ($p_{в1} \approx p_n$), а во втором отводящем канале **в₂** давление будет близким к нулю.

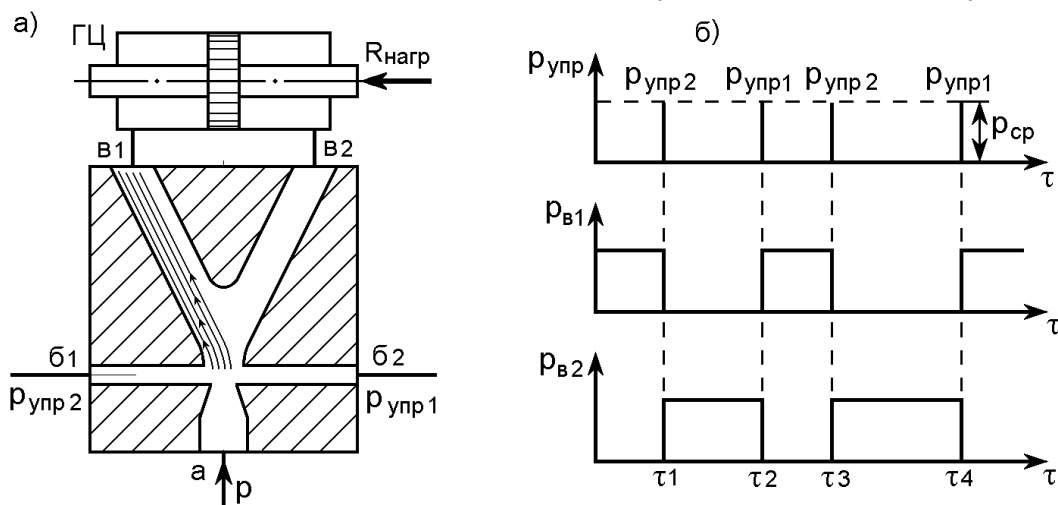


Рис.6.11. Конструкция струйного элемента с прилипанием струи к стенке

Для изменения состояния данного струйного элемента необходимо подать управляющий сигнал в виде струи через канал **б₁**. При $p_{упр2} = p_{ср}$

произойдет отрыв струи от левой стенки и скачкообразный ее переброс к правой стенке рабочей камеры. Давление в отводе \mathbf{v}_1 резко снижается, а в отводе \mathbf{v}_2 скачкообразно возникает давление $\mathbf{p}_{\mathbf{v}2}$ (рис.6.11,б). Новое состояние элемента будет сохраняться сколь угодно долго и при снятии управляющего сигнала через канал \mathbf{b}_1 . Теперь, чтобы вернуть струю в исходное состояние, т.е. к левой стенке рабочей камеры, необходимо в канале \mathbf{b}_2 создать управляющее давление $\mathbf{p}_{упр1}$. По графикам рис.6.11,б видно, что данный элемент обладает выраженным свойством "памяти", так как сохраняет свое последнее состояние при снятии управляющего сигнала. Поэтому такой элемент называют элементом дискретного действия.

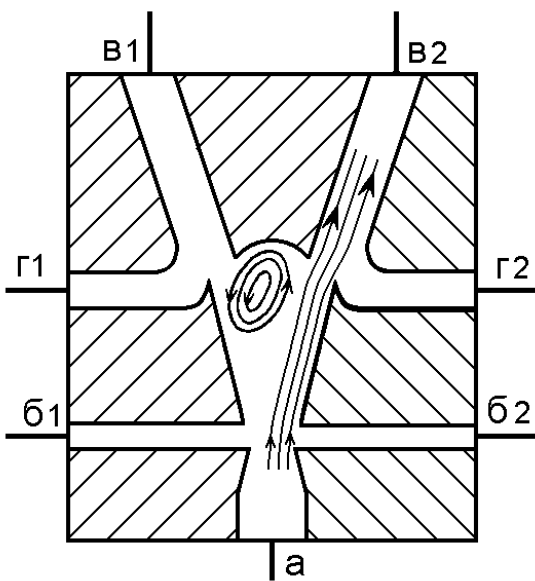


Рис.6.12. Конструкция струйного элемента с уравнительными каналами

Если в системе, где используется такой элемент, существует возможность блокирования выходных каналов, то элемент должен снабжаться уравнительными каналами, как у элемента с отклонением струи (рис.6.7,а). Так в схеме, приведенной на рис.6.11,а, если своевременно не будет подан сигнал на переключение с отвода \mathbf{v}_1 на отвод \mathbf{v}_2 , то поршень гидроцилиндра дойдет до упора в крышку. Выход \mathbf{v}_1 окажется заблокированным, и произойдет самопроизвольный переброс струи в отвод \mathbf{v}_2 и несанкционированный обратный ход поршня.

Уравнительные каналы $\mathbf{г}_1$ и $\mathbf{г}_2$ (рис.6.12) размещают между концами стенок прилипания и отводами и соединяют с атмосферой. Теперь при блокировании отвода \mathbf{v}_2 основная струя сохранит свое направление, вытекая через уравнительный канал $\mathbf{г}_2$.

У элемента, приведенного на рис.6.12, кроме уравнительных отверстий сделана еще и выемка на вершине клина, разделяющего отводящие каналы. Эта выемка способствует образованию циркуляционной зоны, которая еще больше снижает взаимное влияние отводящих каналов, а также повышает устойчивость элемента при воздействии на него ударных нагрузок и интенсивной вибрации.

На рис.6.13 приведена еще одна конструкция элемента с двумя устойчивыми положениями, у которого струя также стабилизируется за счет циркуляции. Рабочая камера ограничена боковыми стенками в виде полуэллипсов.

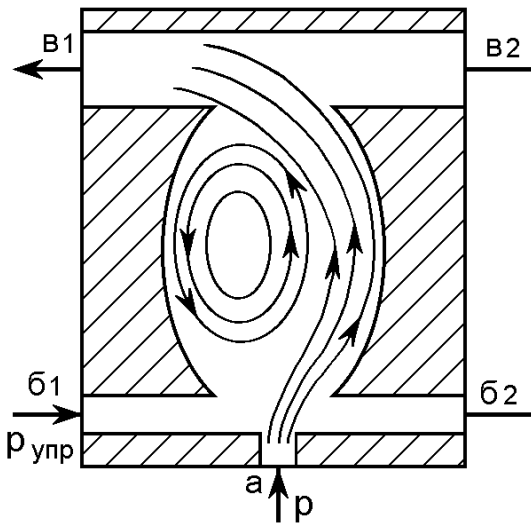


Рис.6.13. Струйный элемент со стабилизирующей циркуляцией

Управляющая струя справа или слева прижимает основную струю к одному из полуэллипсов.

Часть текучей среды не выходит в соответствующий отводящий канал, а создает циркуляцию, которая стабилизирует положение струи.

Струйный элемент, в котором взаимодействуют две свободные струи и одновременно используется эффект прилипания струи к стенке называется **индукционным**.

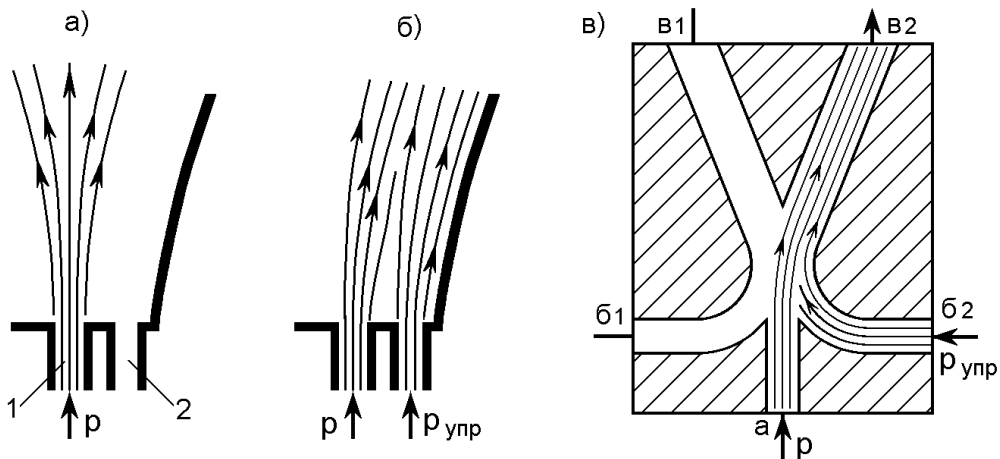


Рис.6.14. Принципиальная схема и конструкции индукционного струйного элемента

Из сопла 1 (рис.6.14,а) в рабочую камеру поступает основная струя и будучи далеко от боковой стенки, движется свободно в прямом направлении.

Если между основной струей и боковой стенкой через сопло 2 пустить вторую струю (рис.6.14,б), то произойдет ее прилипание к стенке и притягивание основной струи за счет разрежения между струями.

Конструкция индукционного струйного элемента, разработанная американским ученым Рейли, приведена на рис.6.14,в.

При отсутствии управляющего сигнала основная струя из сопла **a** равномерно распределяется между отводами **в₁** и **в₂**. При подаче управляющей струи, например, через канал **б₂** происходит ее прилипание к стенке у отвода **б₂** и подсасывание основной струи в этот отвод. Величина управляющей струи может быть не очень большой в сравнении с основной струей, что позволяет использовать такой элемент как усилитель. Весьма интересным представляется струйный элемент, носящий название *элемента ножевых тонов*. Если на нож (тонкий острый клин) попадает струя, проходящая в плоскости его симметрии, то возникают колебания перпендикулярно направлению распространения струи (рис.6.15,а).

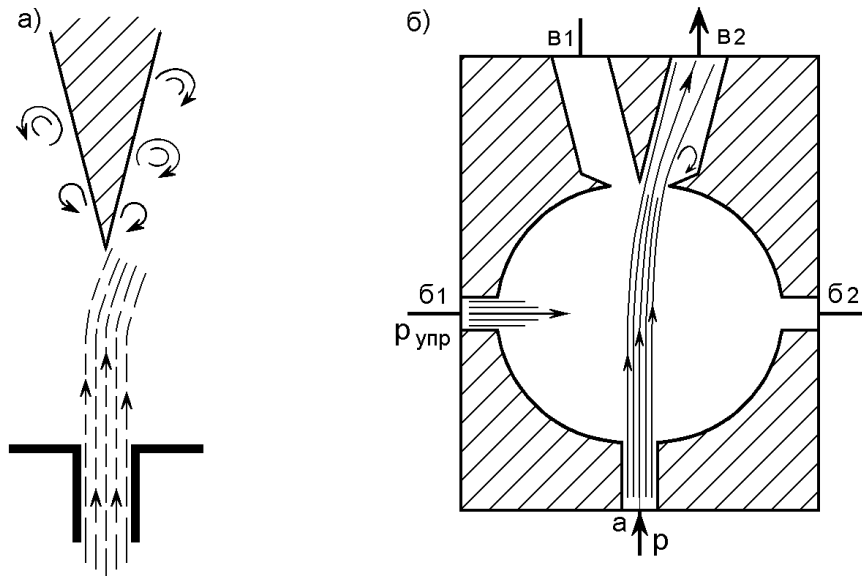


Рис.6.15. Схема возникновения колебаний звуковой частоты на ноже (а) и конструкция элемента ножевых тонов (б)

Причиной возникновения колебаний является то, что струя вследствие небольшой асимметрии (в самой струе или конструкции) стекает вдоль одной из сторон ножа. При этом на другой стороне ножа создается небольшое разрежение, отклоняющее струю на другую сторону ножа. Затем разрежение возникает на стороне, по которой первоначально стекала струя, и струя возвращается к исходному направлению. Процесс повторяется периодически с высокой частотой.

Это устройство используют в музыкальных инструментах, например, органах, для создания звуковых тонов. На этом же эффекте основан струйный элемент ножевых тонов, изображенный на рис.6.15,б. Элемент имеет канал питания **a**, два управляющих канала **б₁** и **б₂** и два отводящих канала **в₁** и **в₂**. Отводящие каналы разделены выполненным в виде ножа клином и еще имеют два ножа, выступающие справа и слева

из боковых стенок перпендикулярно направлению струи. Их задача удерживать струю в ее рабочем положении, т.е. препятствовать периодическому самопроизвольному переключению струи с одного выхода на другой. Если струя выходит через один из отводов, то у соответствующего бокового ножа образуется пониженное давление, которое удерживает струю в ее мгновенном положении. Если со стороны прилегания струи подать управляющий сигнал (на рис.6.15,б через канал б_2), то струя переключится на другой отвод. Скорость переключения зависит, в первую очередь, от частоты ножевого тона, который возник бы на внутреннем ноже в случае отсутствия обоих боковых ножей. Считают, что такой элемент имеет скорость переключения и коэффициент усиления более высокие, чем у обычного элемента с прилипанием струи к стенке.

6.4. Точность, чувствительность и устойчивость гидроусилителя

Одним из основных требований, предъявляемых к гидроусилителям следящих систем, является требование обеспечения точности и чувствительности, под которыми понимают комплекс качеств, характеризующих способность гидроусилителя воспроизводить с минимальной ошибкой перемещения выхода в соответствии с заданным перемещением входа. Ошибка по времени (ϵ_t) характеризует быстродействие, а по пути (ϵ_h) - точность следящей системы.

На рис.6.16,а приведен график, поясняющий данные характеристики гидроусилителя.

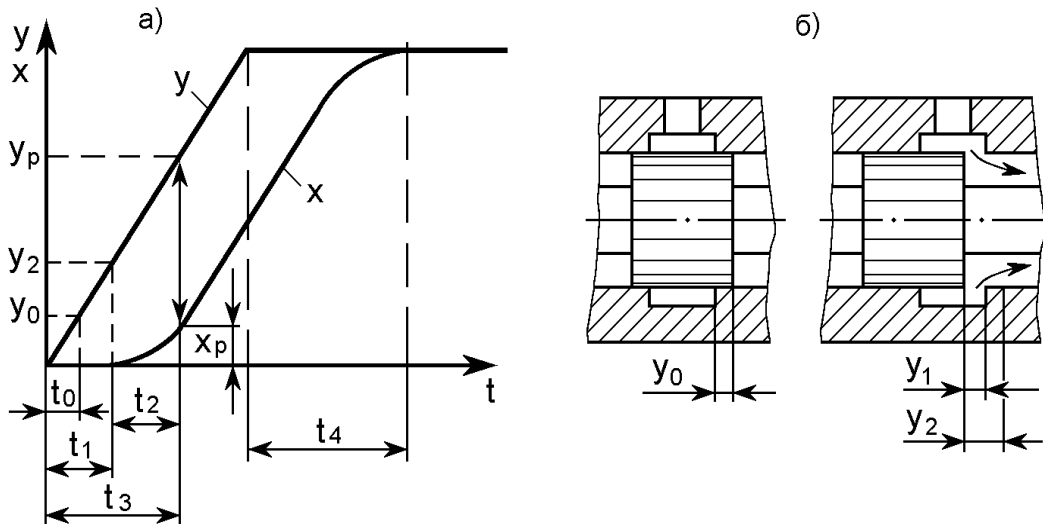


Рис.6.16. Сопоставление перемещений входа (y) и выхода (x) гидроусилителя во времени (а) и схема смещения пояска золотника (б)

На нем сопоставляются во времени (t) перемещения входного элемента (y) (например, золотника) и выходного устройства (x) (поршня гидроцилиндра).

Из графика видно, что смещение золотника (входа) на величину y_2 , совершенное за время t_1 , не сопровождается движением поршня (выхода). Этот путь характеризует зону нечувствительности системы. Из рис.6.16,б имеем

$$y_2 = y_0 + y_1,$$

где y_0 - положительное перекрытие золотника; y_1 - минимально необходимое смещение золотника, при котором давление в рабочей полости гидроцилиндра достигнет величины, достаточной для преодоления инерции и трения покоя и внешней нагрузки.

Зону нечувствительности можно существенно уменьшить, если использовать золотник с нулевым ($y_0 = 0$) или отрицательным ($y_0 = -y_0$) перекрытием (рис.6.17).

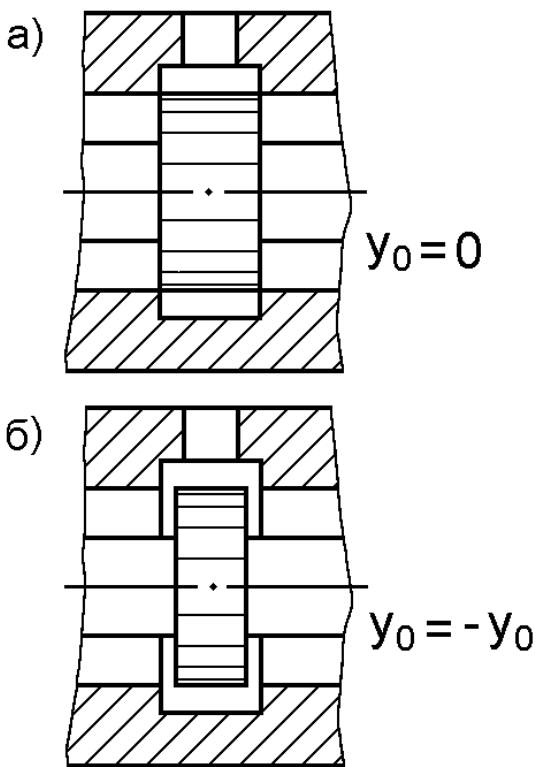


Рис.6.17. Схемы золотников с нулевым (а) и отрицательным (б) перекрытием

В последнем случае несколько уменьшается и y_1 .

Сдвинувшись с места в момент времени t_1 , поршень затратит еще время t_2 , чтобы набрать необходимую скорость движения. Следовательно, в установившийся режим поршень войдет только после перемещения золотника на величину y_p . Отсюда точность системы (погрешность воспроизведения) составит

$$\varepsilon_h = y_p - x_p$$

где x_p - путь разгона поршня гидроцилиндра.

Время t_3 , необходимое для перехода выходного устройства в установившийся режим с момента подачи команды, называют постоянной времени гидроусилителя. У лучших современных гидроусилителей она составляет 0,02-0,05 сек и менее.

Быстродействие системы (запаздывание) определится зависимостью

$$\varepsilon_t = t_3 - t_0,$$

где t_0 - время выборки положительного перекрытия золотника.

После прекращения подачи команды обратная связь какое-то время устраняет оставшееся рассогласование, поэтому в течение времени t_4 продолжается движение поршня. В это время входит также и время движения поршня с присоединенным рабочим органом по инерции. Характерной особенностью гидравлических усилителей является уменьшение ошибки с уменьшением скорости задания команды.

Чувствительность системы и ее точность характеризуются способностью выхода воспроизводить перемещение входа с минимальным отставанием по пути и запаздыванием по времени.

Чувствительность отражает способность системы реагировать на слабые сигналы. В общем виде чувствительность описывается зависимостью

$$\gamma = \varepsilon / y.$$

Чувствительность и точность связаны также с быстродействием и жесткостью системы. Быстродействием называют быстроту реакции системы на командный импульс. Быстродействие оценивается коэффициентом усиления по скорости

$$k_v = \left. \frac{dV}{d\varepsilon} \right|_{R=0},$$

показывающий характер изменения скорости поршня (dV) от изменения рассогласования ($d\varepsilon$) при нулевой нагрузке. Жесткостью системы называют ее способность преодолевать внешнюю нагрузку R без увеличения погрешности воспроизведения ε . Жесткость оценивается коэффициентом жесткости

$$k_R = \left. \frac{dR}{d\varepsilon} \right|_{V=0},$$

т.е. это удельное усилие на единицу ошибки, что аналогично усилию на единицу деформации в механике. Очевидно, что для повышения точности и чувствительности системы необходимо увеличивать быстродействие, жесткость и уменьшать скорость слежения.

Важнейшей характеристикой гидроусилителя, определяющей саму возможность его использования в следящей системе, является его устойчивость. Под устойчивостью гидроусилителя понимается его способность возвращаться в состояние установившегося режима после прекращения действия источника, нарушившего это равновесие. На рис.6.18 приведены графики, характеризующие устойчивость двух систем.

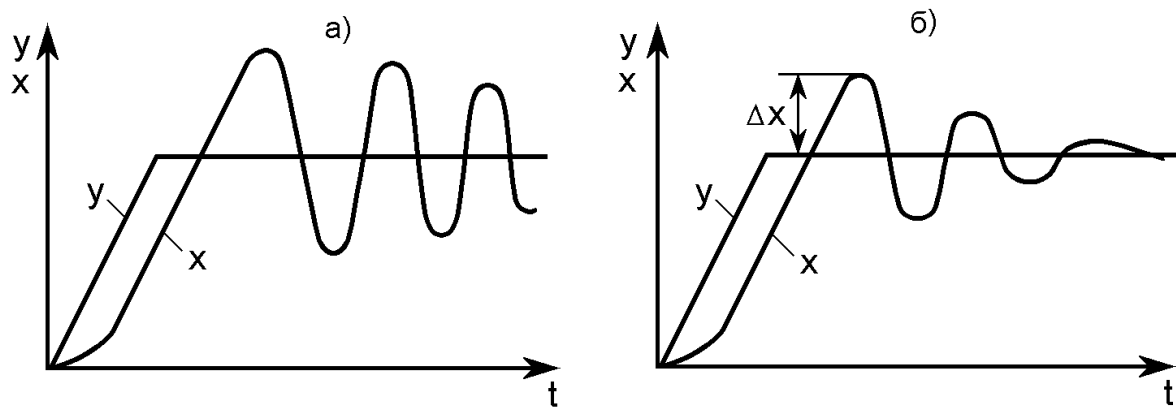


Рис.6.18. Характеристики гидроусилителей с различной степенью устойчивости

Гидроусилитель, имеющий характеристику, приведенную на рис.6.18,а, имеет низкую устойчивость, а другой (рис.6.18,б) высокую. Критерием, определяющим устойчивость, является максимальная величина заброса выхода ΔX при отработке команды.

На устойчивость действуют чрезвычайно многие факторы.

Устойчивость понижается:

- а) с увеличением чувствительности и быстродействия;
- б) с увеличением передаточного отношения обратной связи;
- в) с увеличением массы подвижных элементов системы;
- г) при недостаточной жесткости системы, возможной из-за упругой деформации трубопроводов, жидкости, рычагов и других элементов системы.

Для повышения устойчивости основным методом является увеличение рассеивания энергии, накопленной в упругих звеньях, путем демпфирования. Для повышения жесткости системы тщательно выбираются люфты, особенно в механизме обратной связи. Для уменьшения инерции системы подвижные части выполняют из легких материалов, уменьшают величину их хода и скорость перемещения.

6.5. Контрольные вопросы

1. Что такое следящая система?
2. Из каких основных элементов должна состоять следящая система?
3. Назовите основные типы гидравлических усилителей.
4. Что такое единичная обратная связь?
5. Приведите пример двухкаскадного гидравлического усилителя.
6. Дайте определение свободной струи.
7. Опишите принцип отклонения свободной струи.

8. Изобразите схему струйного элемента пропорционального действия.

9. Зачем нужны уравнительные каналы в струйном элементе?

10. Как работают турбулизирующий и вихрекамерный струйные элементы?

11. Опишите эффект Коанда. Приведите схему конструкции струйного элемента, использующего эффект Коанда.

12. Как работает индукционный струйный элемент?

13. Что выражают такие характеристики гидроусилителя, как точность и чувствительность?

14. Что понимается под нулевым и отрицательным перекрытием золотника?

15. Как оценивается быстродействие гидроусилителя?

16. Что такое коэффициент жесткости гидроусилителя?

17. Что такое устойчивость гидроусилителя и как ее повысить?

7. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

7.1. Общая характеристика гидродинамических передач

Гидродинамической называется передача, в которой энергия от приводного двигателя к рабочему органу машины передается за счет скоростного напора циркулирующей жидкости.

С наименьшими потерями преобразование энергии приводного двигателя в скоростной напор потока жидкости и обратное преобразование энергии потока жидкости в механическую энергию осуществляется лопастными гидромашинами. Принципиальная схема гидродинамической передачи, в которой использованы центробежный насос и центростремительная турбина, приведена на рис.7.1.

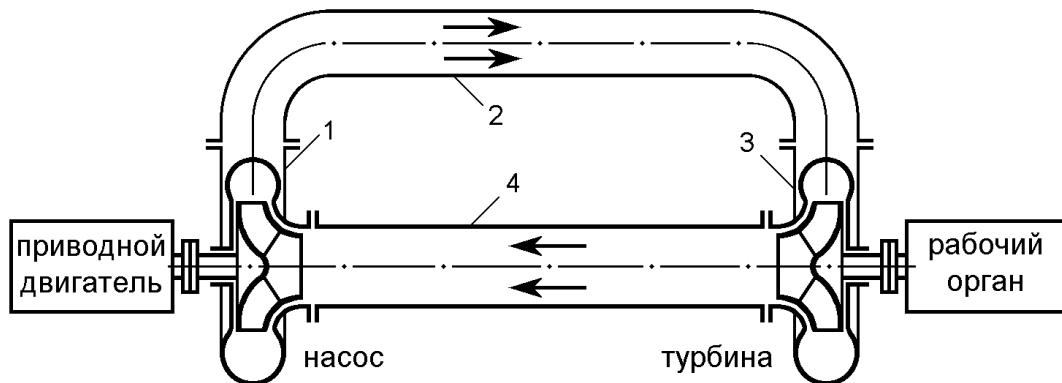


Рис.7.1. Принципиальная схема гидродинамической передачи

Насос и турбина связаны между собой при помощи напорного 2 и возвратного 4 трубопроводов, образуя замкнутую циркуляцию для жидкости. Входной вал гидротрансмиссии (вал приводного двигателя) и ее выходной вал не имеют жесткой связи между собой, что позволяет им иметь разные частоты вращения и крутящие моменты, т.е. режим работы двигателя в меньшей степени зависит от режима работы рабочего органа. Происходит существенное сглаживание пиковых нагрузок и колебаний крутящего момента. К достоинствам гидродинамической передачи следует отнести и надежность защиты привода от перегрузки и сравнительную простоту конструкции передачи. Если оснастить турбину направляющим аппаратом, обеспечивающим вход потока жидкости на ее лопатки под разными углами, то становится возможным регулирование величины крутящего момента на выходном валу. Однако гидротрансмиссия такого вида, как на рис.7.1, широкого применения не нашла из-за своего низкого КПД. Обусловлено это тем, что в этой передаче невозможно разрешить следующее противоречие. Лопастные гидрома-

шины работают с высоким КПД (особенно турбина), когда в полном напоре потока жидкости преобладает скоростной напор, т.е. при высоких скоростях потока. В то же время известно, что потери энергии при движении жидкости по трубопроводам пропорциональны квадрату скорости. В гидропередаче, приведенной на рис.7.1, для уменьшения потерь в трубопроводах на выходе из насоса устанавливают диффузор 1, уменьшающий долю скоростного напора в полном напоре потока жидкости из насоса. Однако перед турбиной приходится ставить конфузур 3, преобразуя статический напор потока жидкости в скоростной. Поскольку в диффузоре и конфузуре потери энергии потока жидкости неизбежны, то существенного повышения КПД получить так и не удастся.

Отсюда следует, что необходимо исключить из состава такой гидропередачи все элементы, существенно снижающие КПД.

Именно эту идею высказал впервые в 1902 году проф. Г. Феттингер, предложив объединить в одном корпусе два основных элемента - насосное и турбинное колеса (без использования подводящих и отводящих трубопроводов), т.е. направить поток жидкости непосредственно из одного колеса в другое.

Передачу, в которой насосное, турбинное колеса и неподвижный направляющий аппарат (реактор) объединены в одном корпусе, назвали *гидротрансформатором*. Впервые он был применен (по патенту Феттингера) в 1907 г. на морских судах и имел КПД $\eta = 0,85$. Гидродинамическая передача без реактора получила название *гидромуфты*. За счет изъятия реактора ее КПД стал выше, достигая $\eta = 0,98$. Однако из-за отсутствия реактора в гидромуфте не происходит преобразование крутящего момента, как в гидротрансформаторе.

В основу конструкции современных гидродинамических передач положено геометрическое тело, называемое тором. В гидродинамической муфте (рис.7.2,а) тор разделен на две части с возможностью независимого вращения относительно друг друга.

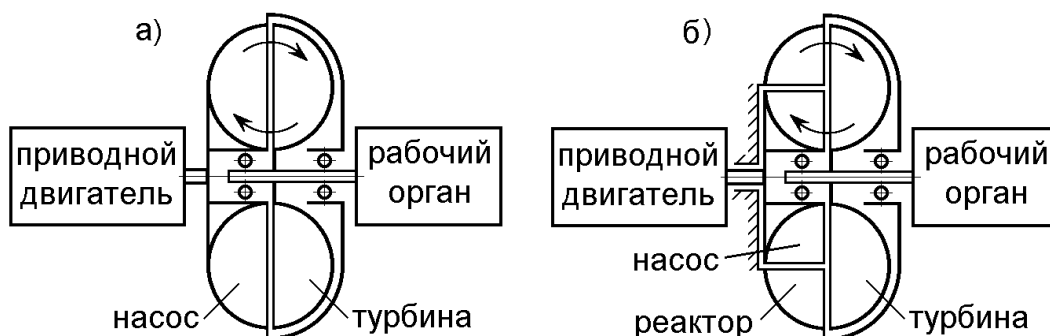


Рис.7.2. Гидродинамические передачи: а - гидромуфта; б – гидротрансформатор

Во внутренней полости тора в каждой из частей расположены радиальные лопасти, образуя рабочие колеса гидромуфты. Колесо, связанное валом с приводным двигателем, является *насосом*, а второе - *турбиной*. Ее вал соединяется с рабочим органом приводимой машины.

Внутренняя полость тора, называемая *рабочей камерой*, заполняется маловязкой рабочей жидкостью (минеральное масло, эмульсия и т.п.), через которую и осуществляется передача энергии от приводного двигателя к рабочему органу.

Между насосом и турбиной отсутствуют промежуточные элементы, и путь циркулирующей жидкости невелик. Поэтому гидравлические потери энергии малы. Небольшими будут и потери на механическое трение в движущихся частях гидромуфты, а также на фрикционное трение жидкости, которая находится между турбиной и кожухом, с тыльную сторону турбины. Этим обусловлен высокий КПД гидромуфты и можно считать, что в ней момент, затрачиваемый на вращение насосного колеса, и момент, реализуемый на валу турбины, равны друг другу.

У гидротрансформатора (7.2,б), образующий тор разделен на три части. Кроме насосного и турбинного колес он имеет неподвижный реактор, соединенный с корпусом трансформатора. Реактор участвует в динамическом взаимодействии с потоком жидкости, изменяя его направление. При этом взаимодействии на реакторе возникает крутящий момент M_p , поэтому в гидротрансформаторе момент M_n на входном валу не равен моменту M_t на выходном валу. Отсюда и название такой передачи, поскольку она позволяет изменять (трансформировать) передаваемый крутящий момент.

Отмеченные выше достоинства гидродинамических передач способствовали их широкому распространению в различных областях промышленности. В настоящее время гидродинамические передачи применяются в приводах транспортных, строительных, дорожных, горных и других машин, существенно облегчая пуск и разгон машин, а также упрощая работу их операторов. Этим объясняется большое количество типов и конструктивных разновидностей гидродинамических передач.

В основу классификации гидродинамических передач, приведенной на рис.7.3, положены те их свойства, которые представляют интерес для потребителя.

Все параметры гидродинамических передач делятся на два вида: внутренние и внешние.

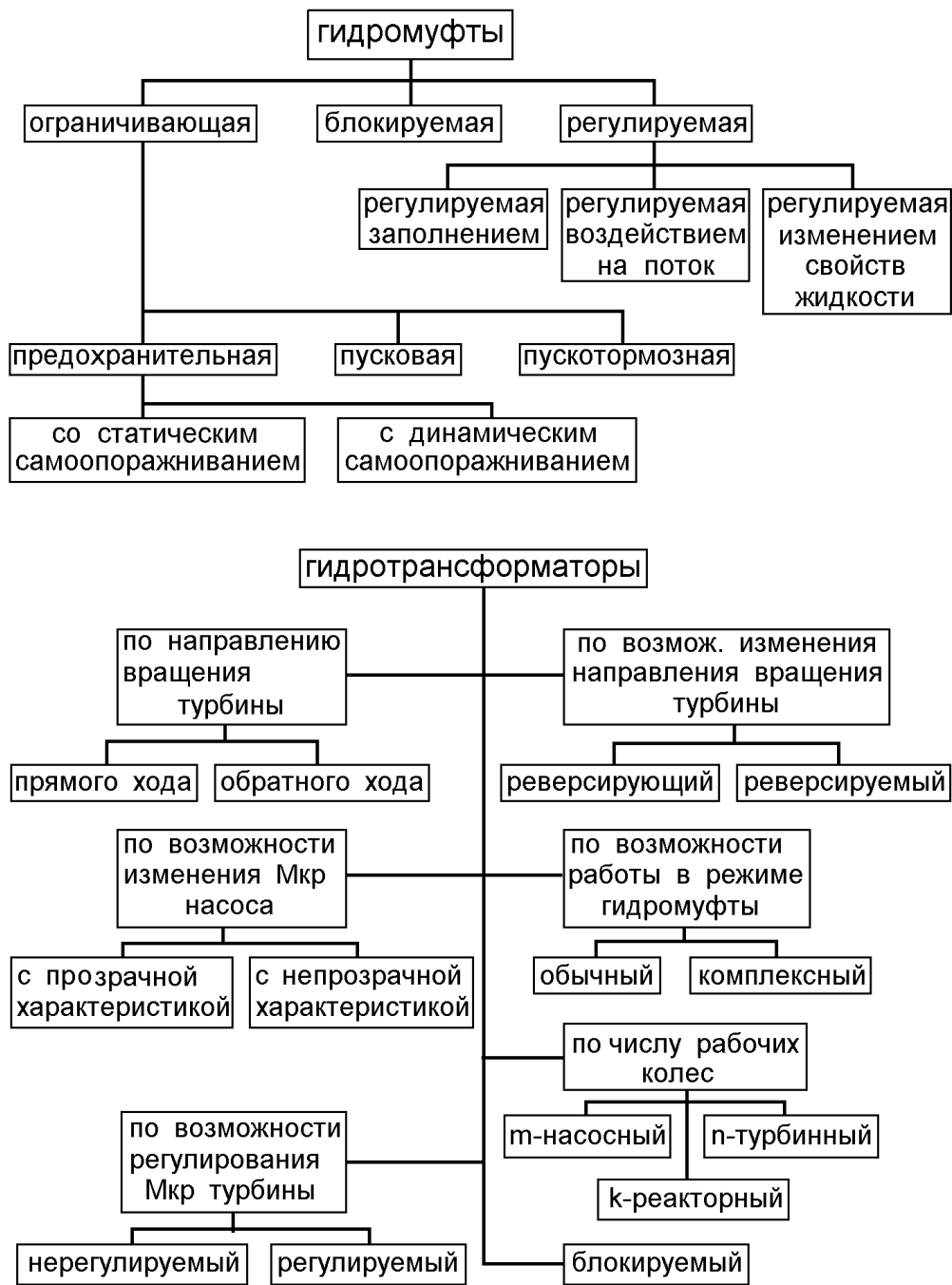


Рис.7.3. Классификация гидродинамических передач

Внешними являются параметры на валах передачи и к ним относятся:

M_H и M_T - крутящие моменты на валах насоса и турбины;

ω_H и ω_T - угловые скорости на соответствующих валах;

$N_H = \omega_H M_H$ и $N_T = \omega_T M_T$ - мощности, соответственно, поступающая и снимаемая с валов;

$i = \omega_T / \omega_H$ - передаточное отношение;

$S = (\omega_n - \omega_T) / \omega_n = 1 - i$ - скольжение, т.е. относительная разность скоростей валов;

$K = M_T / M_n$ - коэффициент трансформации;

$\eta = N_T / N_n$ - полный КПД гидروпередачи.

Внутренними параметрами гидродинамической передачи являются параметры потока рабочей жидкости, протекающей в рабочей камере. К ним относятся:

Q - расход, равный объемному количеству рабочей жидкости, протекающей через лопастную систему соответствующего колеса в единицу времени;

H - напор, равный приращению энергии, сообщаемой каждому килограмму массы рабочей жидкости, протекающей через рабочее колесо. Иными словами, напор - есть разность удельных энергий жидкости на выходе из колеса и при входе в него.

В основу расчета гидродинамических передач положена теория лопастных гидромашин Л. Эйлера [4,5]. Поэтому здесь будут рассмотрены только особенности рабочего процесса гидродинамических передач, как частного случая этой теории. Особенности обусловлены тем, что в гидродинамических передачах главными параметрами являются не расход и напор, а внешние параметры - крутящие моменты и угловые скорости валов, соответственно, на входе и выходе гидروпередачи.

7.2. Гидродинамические муфты

7.2.1. Рабочий процесс и характеристики гидромуфты

Движение потока жидкости в межлопастных каналах рабочих колес гидромуфты во многом подобно движению жидкости через колеса лопастных насосов и турбин, представляя собой частный случай, когда лопатки прямые и радиальные (рис.7.4). В этом случае планы скоростей представляют собой прямоугольники.

Тогда можно записать $V_1 = U_1 / \cos \alpha_1$ и $V_2 = U_2 / \cos \alpha_2$.

Имея в виду, что $U = \omega R$, получим

$$M_n = \rho Q \omega (R_2^2 - R_1^2). \quad (7.1)$$

Пройдя в насосном колесе от входа (окружность 1) к выходу (окружность 2) поток жидкости массой $m = \rho Q$ и со скоростью V_2 поступает на вход турбины (окружность 3), где встречает на своем пути лопатки турбины и отдает им энергию.

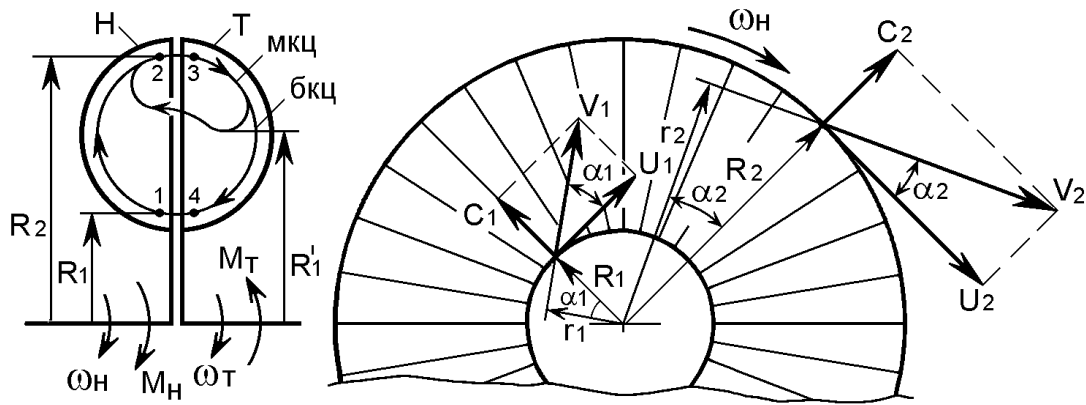


Рис.7.4. Расчетная схема и планы скоростей в гидромуфте

Потери энергии, как отмечалось выше, невелики. Поэтому можно записать

$$M_T \approx M_H. \quad (7.2)$$

Это уравнение называется *уравнением баланса моментов гидродинамической муфты*.

В начальный момент времени турбина неподвижна ($\omega_T = 0$), и жидкость, отдав энергию, покинет турбину на окружности 4 (выход турбины) и поступит на вход насоса. В насосе жидкость снова получит энергию и опять поступит в турбину, т.е. образуется круг циркуляции жидкости между насосом и турбиной. Такой круг циркуляции называют *большим кругом циркуляции* (БКЦ на рис.7.4).

Если подводимой к турбине энергии будет достаточно, чтобы преодолеть внешнюю нагрузку на рабочем органе ($M_T \geq M_{нагр}$), то турбина сдвинется с места и начнет вращаться с некоторой угловой скоростью, отвечающей условию $M_T = M_{нагр}$.

Во вращающейся турбине на находящуюся в ней жидкость будет действовать центробежная сила, направленная против движения потока жидкости в турбине. Эта центробежная сила не позволяет жидкости выходить из турбины по окружности 4, а вытесняет ее раньше на окружности с радиусом R_1' (рис.7.4). Таким образом, круг циркуляции жидкости уменьшается. Такие круги циркуляции называются *малыми* (МКЦ на рис.7.4).

Чем быстрее вращается турбина, тем больше центробежная сила в ней и тем меньше круг циркуляции. В пределе, когда $\omega_T = \omega_H$, центробежные силы в турбине и насосе станут равны, и циркуляция жидкости в гидромуфте прекратится. Вся жидкость расположится на периферии рабочих колес, т.е. на окружности радиусом R_2 . Передача энергии от насоса к турбине прекратится. Это возможно, если $M_T = M_{нагр} = 0$, т.е. имеем *режим холостого хода*.

С момента трогания турбины до режима холостого хода от насоса (приводного двигателя) турбине передается энергия. Это так называемый *тяговый режим*.

Кроме названных режимов гидромуфта имеет еще стоповый, номинальный и тормозные режимы.

Для наглядного представления об изменении внешних параметров гидромуфты на разных режимах ее работы используется внешняя характеристика.

Внешней характеристикой гидромуфты называется зависимость моментов (M_H и M_T), мощностей (N_H и N_T) и КПД (η) от угловой скорости вращения турбины (ω_T), скольжения (S) или передаточного отношения (i) при постоянной скорости вращения насосного колеса ($\omega_H = \text{const}$). Неизменными принимаются вязкость (ν) и плотность (ρ) рабочей жидкости.

Для построения зависимости $M = f(\omega)$ формула (7.1) не достаточно удобна, т.к. угловая скорость и радиусы входа и выхода потока жидкости в рабочие колеса гидромуфты представлены в неявном виде. Поэтому установим зависимость крутящего момента на валах гидромуфты от основных геометрических (D_a) и кинематических (ω) ее параметров, а также характеристики используемой рабочей жидкости (ρ) в виде степенной функции

$$M^z = D_a^x \omega^y \rho^z, \quad (7.3)$$

показатели степени которой определим, используя метод размерностей теории подобия гидромеханических процессов [5].

Здесь в качестве характерного линейного размера принят так называемый активный диаметр D_a , отражающий изменения круга циркуляции и сечения потока жидкости.

Размерности параметров, входящих в выражение (7.3):

- крутящий момент - M [$\text{Н}\cdot\text{м} = \text{кг м}^2 \text{с}^{-2}$];
- активный диаметр - D_a [м];
- угловая скорость колеса - ω [с^{-1}];
- плотность рабочей жидкости - ρ [кг м^{-3}].

Тогда формула (7.3) в размерностях должна иметь вид

$$\text{кг м}^2 \text{с}^{-2} = \text{м}^x (\text{с}^{-1})^y (\text{кг м}^{-3})^z$$

или
$$\text{кг м}^2 \text{с}^{-2} = \text{м}^x \text{с}^{-y} \text{кг}^z \text{м}^{-3z}.$$

Сопоставляя левую и правую части этого выражения, получим

$$\begin{cases} z = 1; \\ 2 = x - 3z; \\ -2 = -y, \end{cases} \quad \text{отсюда } x = 5; y = 2; z = 1.$$

Тогда искомая зависимость будет иметь вид

$$\mathbf{M}' = \mathbf{D}^5 \omega^2 \rho. \quad (7.4)$$

Крутящий момент, рассчитанный по данному выражению, отличается от действительного, полученного по формуле (7.1), на постоянную величину \mathbf{m}_M , называемую *масштабом моментов*, т.е.

$$\mathbf{M} = \mathbf{m}_M \mathbf{M}' = \mathbf{m}_M \rho \omega^2 \mathbf{D}_a^5. \quad (7.5)$$

В соответствии с полученной зависимостью мощности на валах гидромуфты составят:

$$\text{- на валу насосного колеса} \quad \mathbf{N}_H = \mathbf{M}_H \omega_H = \mathbf{m}_M \rho \omega_H^3 \mathbf{D}_a^5;$$

$$\text{- на валу турбинного колеса} \quad \mathbf{N}_T = \mathbf{M}_T \omega_T = \mathbf{m}_T \rho \omega_T^3 \mathbf{D}_a^5.$$

Полный КПД гидромуфты определится из отношения этих мощностей

$$\eta = \frac{\mathbf{N}_T}{\mathbf{N}_H} = \frac{\mathbf{M}_T \omega_T}{\mathbf{M}_H \omega_H}$$

$$\text{и с учетом (7.2) получим} \quad \eta = \frac{\omega_T}{\omega_H} = i. \quad (7.6)$$

Таким образом, имеем линейную зависимость КПД от ω_T при $\omega_H = \text{const}$.

При $i \rightarrow 1$ ($\omega_T \rightarrow \omega_H$) КПД также стремится к единице. Однако в действительности из-за того, что зависимость (7.2) не является строгой, максимальный КПД гидромуфты достигает значений 0,95-0,98. Объясняется это тем, что потери энергии в гидромуфте при $i \approx 1$ становятся соизмеримыми с передаваемым крутящим моментом \mathbf{M}_T , и пренебрегать ими уже нельзя.

При $i = 1$ КПД вообще равен нулю, т.к. при холостом ходе ($\omega_T = \omega_H$) $\mathbf{M}_T = 0$, т.е. энергия не передается.

Пример графика внешней характеристики гидромуфты приведен на рис.7.5. Точка 1 на графике моментов соответствует стоповому режиму ($\omega_T = 0$), когда вся энергия, подводимая от приводного двигателя, преобразуется в тепло. Очевидно, что это происходит, когда $\mathbf{M}_T < \mathbf{M}_{\text{нагр}}$, т.е. при перегрузке. Точка 2 соответствует номинальному режиму, характеризующемуся максимальным КПД. Точка 3 соответствует режиму холостого хода.

Зона режимов работы гидромуфты между точками 1 и 3 является тяговым режимом работы.

В целом ряде приводов гидромуфта может работать в тормозных режимах, при которых мощность от рабочего органа передается гидромуфте, и при этом происходит замедление (торможение) рабочего органа. К таким приводам относятся, например, приводы автомобиля и грузоподъемных механизмов. Различают три вида тормозных режимов: обгонный, режим динамического торможения и режим противовращения.

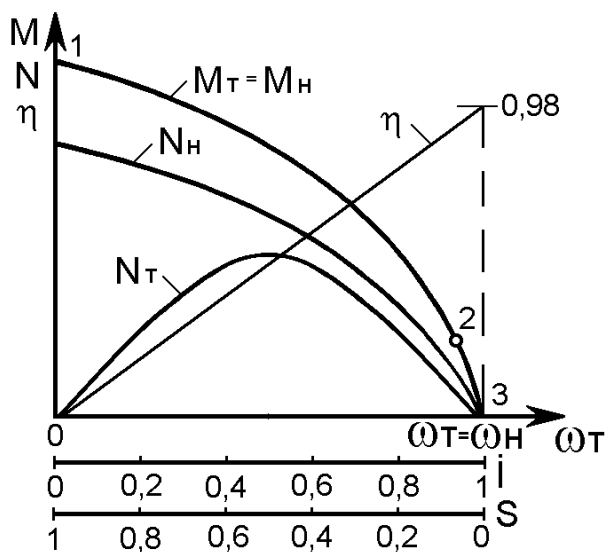


Рис.7.5. Внешняя характеристика гидромуфты

Внешняя характеристика гидромуфты

при котором скорость вращения турбины больше скорости вращения насоса.

Обгонным режимом работы гидромуфты называют такой режим, при котором скорость вращения турбины больше скорости вращения насоса.

Такой режим имеет гидромуфта в приводе автомобиля при его движении под гору на прямой передаче.

Поскольку $\omega_T > \omega_H$, то центробежная сила в турбине будет больше центробежной силы в насосном колесе и направление циркуляции потока жидкости изменится на обратное. Крутящий момент, развиваемый приводным двигателем, будет выполнять функцию нагрузки. График внешней характеристики гидромуфты, работающей в обгонном режиме, приведен на рис.7.6,а.

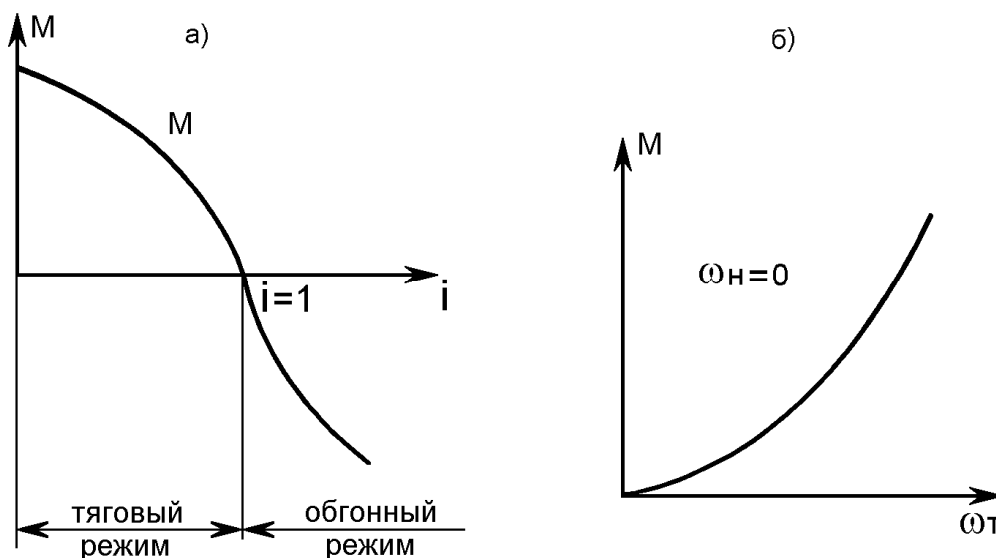


Рис.7.6. Внешние характеристики гидромуфты на обгонном (а) режиме и режиме гидродинамического торможения (б)

Режимом *динамического торможения* гидромуфты называется такой режим, который имеет место при остановленном насосном колесе ($\omega_n = 0$). Такой режим используется, например, на подъемных машинах при спуске груза. По существу гидромуфта работает как гидротормоз - турбина работает в режиме насоса. Внешняя характеристика гидромуфты в этом режиме представляет собой квадратичную параболу (рис.11.6,б). Данный режим по существу является предельным случаем обгонного режима.

Уравнение параболы, описывающей крутящий момент гидромуфты при гидродинамическом торможении имеет вид

$$M = A_i \omega_T^2, \quad (11.7)$$

где $A_i = \rho D_{ai}^5 = \text{const}$, т.к. круг циркуляции потока жидкости не меняется.

Режимом *противовращения* гидродинамической муфты называют такой режим, при котором турбина и насос вращаются в противоположные стороны. Такой режим будет, например, у грузоподъемного механизма при спуске груза, когда приводной двигатель (насос) не реверсирован. В данном режиме работы гидромуфты в ее рабочей камере происходит взаимодействие двух потоков (рис.7.7,а):

- основной поток Q из насоса в турбину;
- встречный поток Q' из турбины в насос.

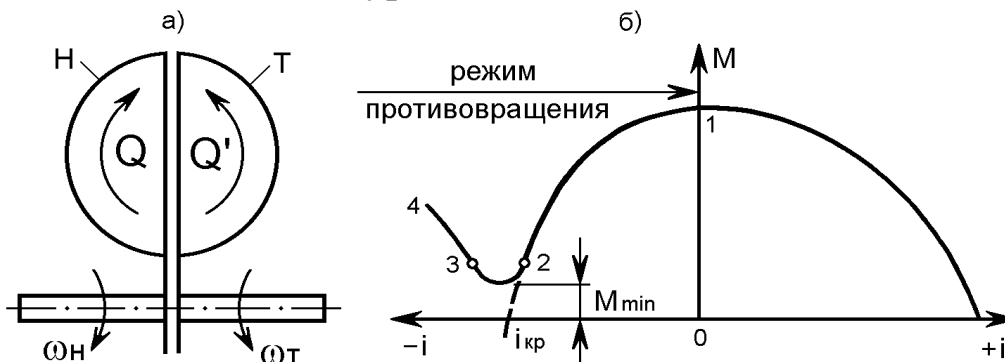


Рис.7.7. Схема работы гидромуфты на режиме противовращения (а) и ее внешняя характеристика (б)

Встречный поток тормозит основной, что приводит к уменьшению суммарного расхода и снижению крутящего момента (участок 1-2 на рис.7.7,б). При некотором передаточном отношении, называемом критическим ($i_{кр}$), будет $Q = Q'$ и суммарный расход станет равен нулю. Должен стать равным нулю и передаваемый крутящий момент. Однако, как показывают исследования, крутящий момент не падает до нуля, а имеет некоторое минимальное значение M_{min} . Он создается за счет вих-

ревых обменных течений между колесами при отсутствии основного течения. При дальнейшем увеличении скорости вращения турбины ($i > i_{кр}$) момент вновь начинает расти (участок 3-4). Момент M_{min} определяется экспериментально для каждой конкретной конструкции гидромуфты.

Недостатком режима противовращения является наличие "провала" в характеристике момента, который на практике можно исключить путем последовательного включения в передачу гидротормоза.

График, объединяющий внешние характеристики по всем режимам работы гидромуфты, называют *полной внешней характеристикой гидромуфты* (рис.7.8).

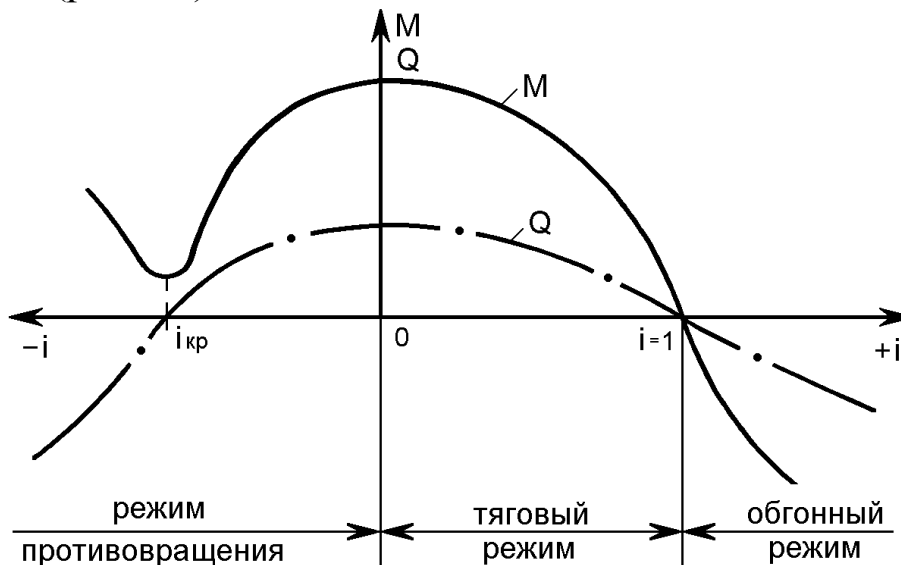


Рис.7.8. Полная внешняя характеристика гидромуфты

7.2.2. Входная и универсальная характеристики гидромуфты. Совместная работа гидромуфты с приводным двигателем

При установке гидродинамической муфты в привод той или иной машины необходимо, чтобы ее характеристики были согласованы с характеристиками рабочего органа и приводного двигателя. Только в этом случае будут реализованы все ее положительные качества. Для этих целей используются входная и универсальная характеристики гидромуфты.

Входной характеристикой гидромуфты называют зависимость момента от скорости вращения входа (насосного колеса) при постоянных значениях передаточного отношения i (рис.7.9,а). Строится она по уравнению (7.7), в котором $A = f(i)$, т.к. с изменением i меняется круг циркуляции потока жидкости. При $i=0$ имеем большой круг циркуляции

и $A_i = A_0 = \max$. С увеличением i круг циркуляции уменьшается. Поэтому уменьшается величина A_i , и графики проходят все ниже и ниже. При $i = 1$ (нет циркуляции) $A_i = 0$, и график входной характеристики совпадает с осью абсцисс.

Универсальной характеристикой гидромуфты называют совокупность ее внешних характеристик, построенных для разных скоростей вращения насосного колеса. На рис.7.9,б приведена универсальная характеристика гидромуфты в виде совокупности трех внешних характеристик, построенных, соответственно, для трех скоростей вращения насосного колеса ($\omega_{н2}$, $\omega_{н2}$ и $\omega_{н3}$). Входная и универсальная характеристики согласуются между собой и строятся обычно в одном масштабе.

На графике универсальной характеристики штрих-пунктирными линиями приведены графики подобных режимов, выражающих $M = f(\omega_T)$ при $i = \text{const}$.

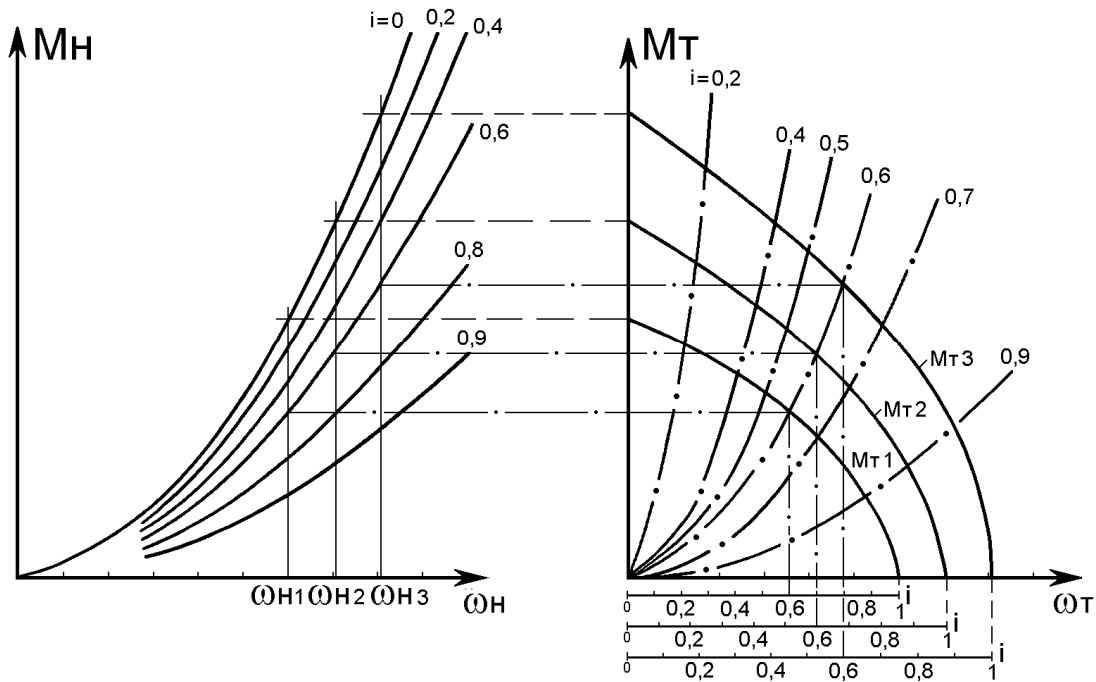


Рис.7.9. Входная (а) и универсальная (б) характеристики гидромуфты

Анализ характеристик гидромуфты позволяет отметить следующее:

1. При изменении внешней нагрузки скорость вращения турбины изменяется автоматически, т.е. происходит саморегулирование.
2. При нагружении муфты постоянным моментом изменение скорости вращения насоса приводит к соответствующему изменению скорости вращения турбины.
3. При изменении нагрузки по закону квадратичной параболы $M = A_i \omega_T^2$ (штрих-пунктирные линии на рис.7.9 при $i = \text{const}$) можно получить любую скорость вращения турбины в режиме с постоянным наи-

высшим КПД (т.к. $\eta = i$) за счет изменения скорости вращения насоса по зависимости $\omega_n = \sqrt{M / A_i}$.

4. При трогании с места насосного колеса крутящий момент на его валу равен нулю.

Последнее обстоятельство позволит существенно облегчить работу приводного двигателя при пуске привода. Особенно это благоприятно для асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором, который получил широкое применение в грузоподъемных механизмах и конвейерном транспорте. Типичная механическая характеристика такого двигателя приведена на рис.7.10,а.

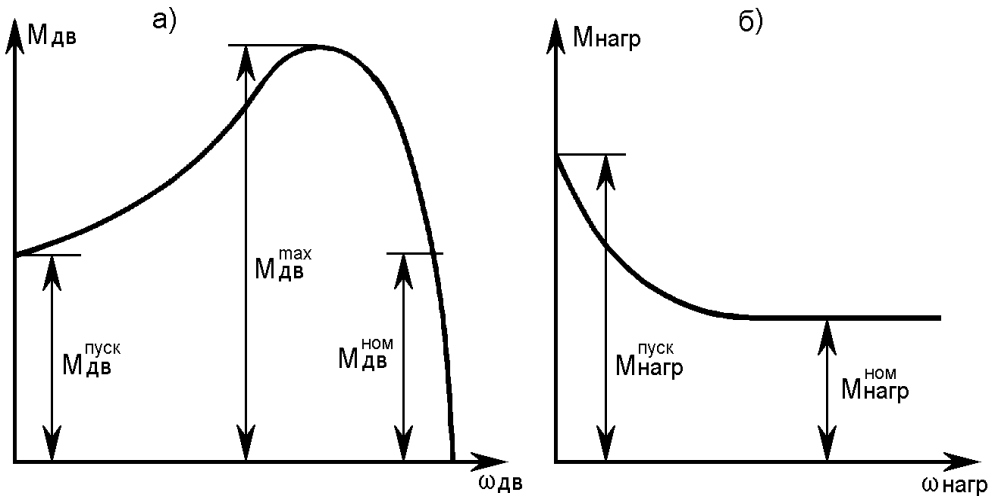


Рис.7.10. Типичные механические характеристики асинхронного электродвигателя с к.з. ротором (а) и рабочего органа транспортной машины (б)

Из графика видно, что при трогании с места электродвигатель развивает пусковой момент ($M_{дв}^{пуск}$) в 1,5-2 раза меньший, чем максимальный ($M_{дв}^{max}$). Это значит, что такой электродвигатель, например, не сможет сдвинуть с места рабочий орган, характеристика которого приведена на рис.7.10,б. Обусловлено это тем, что $M_{дв}^{пуск} < M_{нагр}^{пуск}$, хотя максимальный момент двигателя и превосходит $M_{нагр}^{пуск}$. В номинальном (установившемся) режиме работы рабочего органа машины, когда преодолены инерция и трение покоя, данный электродвигатель справился бы с работой, т.к. $M_{дв}^{ном} > M_{нагр}^{ном}$. В данном же случае с такой характеристикой нагрузки придется взять другой электродвигатель, у которого $M_{дв}^{пуск} > M_{нагр}^{пуск}$. Это значит, что электродвигатель будет с завышенной установленной мощностью, которая практически большую часть времени не будет использоваться. В свою очередь, при перегрузке боль-

шой запас по крутящему моменту электродвигателя повышает вероятность поломки рабочего органа.

Установка гидродинамической муфты в данный привод позволит выбрать электродвигатель уже не по пусковому, а по максимальному моменту.

На рис.7.11 в одном масштабе приведены графики совместной работы приводного электродвигателя, гидромуфты и рабочего органа.

Положительный эффект от установки гидромуфты в привод будет обеспечен, если ее характеристика согласована как с характеристикой рабочего органа, так и с характеристикой приводного двигателя, т.е. должны быть выполнены следующие условия:

1) крутящий момент на валу турбины при $\omega_T = 0$ должен быть больше крутящего момента нагрузки при пуске, т.е. $M_T \geq M_{нагр}^{пуск}$ (точка A' на рис.7.11);

2) в номинальном режиме работы рабочего органа гидромуфта также должна работать в номинальном режиме, т.е. с высоким КПД (точка B' , $\eta \geq 0,75$);

3) приводной электродвигатель должен работать на устойчивой части своей характеристики, т.е. левее точки с $M_{дв}^{max}$ (точка A на рис.7.11).

Рассмотрим, как происходит пуск и разгон данного привода до номинального (установившегося) режима.

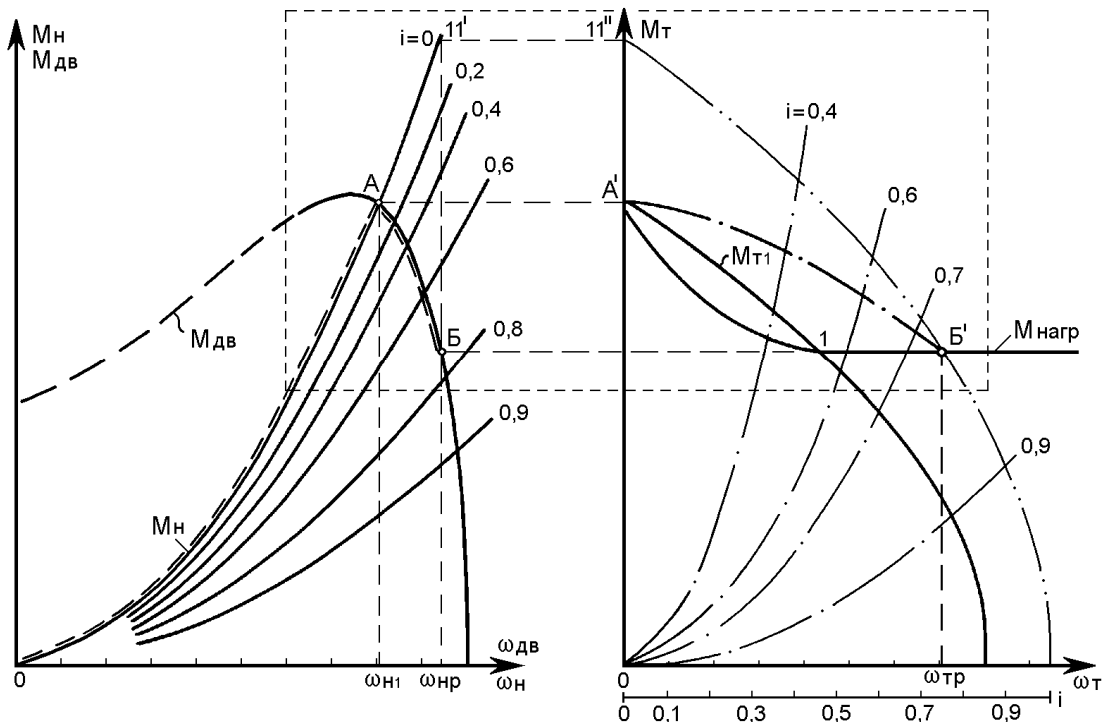


Рис.7.11. Графики совместной работы гидромуфты с электродвигателем

При включении приводного электродвигателя нагрузка на его валу равна нулю (точка 0 на входной характеристике гидромуфты). Поэтому двигатель легко тронется с места, приводя во вращение насосное колесо гидромуфты. Увеличение скорости вращения насосного колеса до $\omega_{н1}$ приводит к возрастанию крутящего момента на нем по графику входной характеристики $M_{н} = f(\omega_{н})$ при $i = 0$, т.е. при неподвижном турбинном колесе, т.к. $M_{т} < M_{нагр}^{пуск}$.

Во всем диапазоне от точки 0 до точки А $M_{дв} > M_{н}$, т.е. электродвигатель имеет большой резерв мощности. Поэтому его разгон происходит быстро и легко.

При $\omega_{н1}$ крутящий момент, передаваемый гидромуфтой, становится достаточным, чтобы преодолеть $M_{нагр}^{пуск}$ (точка А и соответствующая ей точка А' на внешней характеристике гидромуфты $M_{т1} = f(\omega_{т})$). С этого момента начинается движение турбины и присоединенного к ней рабочего органа машины.

По мере разгона турбины преодолеваются моменты инерции и трения покоя, и момент $M_{нагр}$ уменьшается, что позволяет турбине увеличивать скорость вращения, т.к. на участке графика А-1 $M_{т1} > M_{нагр}$. В точке 1 $M_{т1} = M_{нагр}$. Однако разгон привода на этом не заканчивается. Процесс дальнейшего разгона привода рассмотрим на фрагменте графиков на рис.7.11, ограниченного пунктирной рамкой. Этот фрагмент в увеличенном масштабе приведен на рис.7.12. Поскольку турбина вращается ($i \neq 0$), то изменится входная характеристика гидромуфты.

Точке 1 на входной характеристике соответствует точка 2 при начальной скорости вращения насоса и электродвигателя $\omega_{н1}$. Видно, что имеется превышение крутящего момента электродвигателя (точка А) над крутящим моментом, затрачиваемым на насосном колесе (точка 2).

Это позволяет электродвигателю, а вместе с ним и насосному колесу, увеличить скорость вращения. Точке 2 (как и точке 1) соответствует передаточное отношение $i = 0,52$ и насосное колесо разгоняется по графику входной характеристики $M_{н} = f(\omega_{н})$ при этом передаточном отношении от точки 2 до точки 3.

У увеличивающегося скорость вращения электродвигателя крутящий момент изменяется по графику $M_{дв} = f(\omega)$ от точки А до точки 3. В точке 3 имеем $M_{н} = M_{дв}$ при скорости вращения $\omega_{н2}$. Этой скорости будет соответствовать новая внешняя характеристика $M_{т2} = f(\omega_{т})$, определяемая по точкам 3' и 3''.

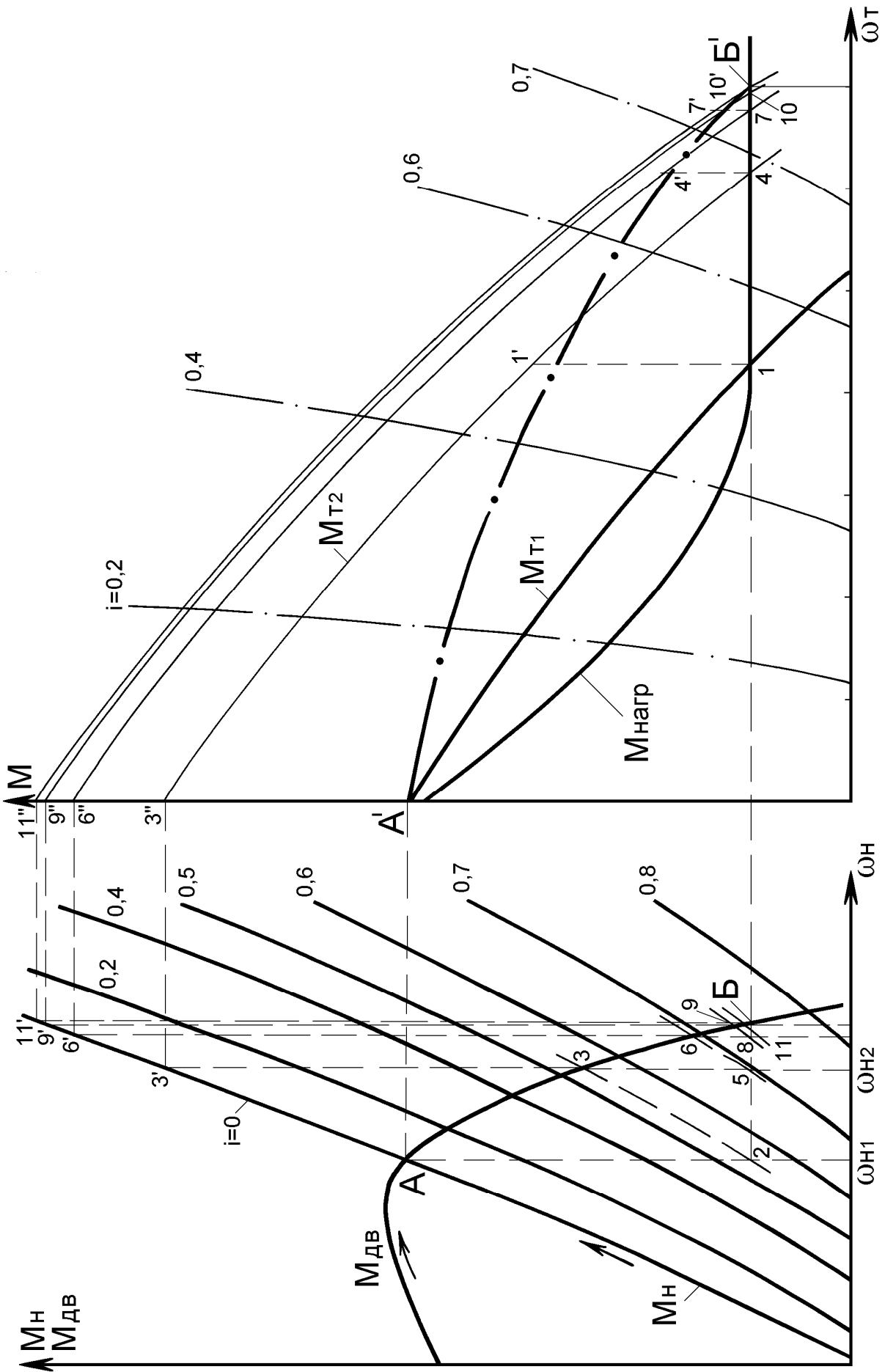


Рис.7.12. Фрагмент графиков совместной работы гидромоты с электродвигателем

Тогда момент на турбине будет определяться не точкой 1, а точкой 1г, при которой $M_T > M_{нагр}$. Поэтому турбина и рабочий орган будут увеличивать свою скорость вращения до величины, соответствующей точке 4. Точке 4 соответствует точка 5 на входной характеристике при новом передаточном отношении ($i = 0,68$). Насосное колесо и электродвигатель снова увеличат свою скорость вращения (точка б), а турбина перейдет на работу по новой внешней характеристике (точки б' и б''). Проследивая далее последовательно точки 4'-7-8-9-9'-9''-7'-10-11 и т.д., приходим в точки Б (входная характеристика) и Б' (внешняя характеристика), которые отвечают условию $M_{нагр} = M_T = M_H = M_{дв}$. Дальнейший разгон привода невозможен, т.е. данные точки являются точками установившегося режима работы привода. Насосное колесо с электродвигателем будут иметь скорость вращения $\omega_{нр}$, а турбины с рабочим органом - $\omega_{тр}$. Передаточное отношение, а значит, и КПД составят $\eta = i \approx 0,75$.

На рис.7.11 показаны результирующие графики:

- для насосного колеса - пунктирная линия **ОАБ**;
- для турбинного колеса - штрих-пунктирная линия **А' Б'**.

Анализируя полученные графики видно, что применение гидромуфты обеспечивает следующие преимущества:

1. Позволяет производить разгон привода при максимальном моменте двигателя, который значительно больше пускового момента двигателя. При включении нагрузка на валу двигателя равна нулю ($M_H = 0$), а затем плавно возрастает до $M_{дв}^{max}$. Поэтому разгон двигателя происходит быстро с кратковременным потреблением большого пускового тока без существенного нагрева двигателя.

2. Разгон рабочего органа происходит плавно, т.к. время разгона турбины от **А'** до **Б'** значительно (в 5-6 раз) больше времени разгона двигателя от 0 до **Б**.

3. Двигатель работает на устойчивой ветви своей механической характеристики **А-Б**. "Опрокидывание" (стопорение) двигателя не происходит даже при полной остановке турбины.

Кроме перечисленных преимуществ муфта позволяет сглаживать (демпфировать) толчки и рывки, защищая как двигатель от неравномерной нагрузки, так и рабочий орган машины от крутильных колебаний двигателя. Это свойство позволяет с помощью гидромуфт подключать к общему механизму несколько двигателей. Гидромуфты синхронизируют привод, обеспечивая сглаживание имеющейся разницы в скоростях вращения даже одинаковых по серии двигателей.

7.2.3. Конструкции и характеристики гидродинамических муфт различных типов

Классификация, приведенная на рис.7.3, показывает на большое разнообразие типов и конструкций гидромуфт.

Рассмотрим наиболее распространенные типы гидромуфт.

А. Ограничивающие гидромуфты.

Ограничивающие гидромуфты предназначены для ограничения передаваемого крутящего момента. Это гидромуфты имеют мягкую внешнюю характеристику и уменьшенный коэффициент перегрузки за счет применения в конструкциях специальных устройств для уменьшения момента при больших скоростях скольжения. К ограничивающим гидромуфтам относятся предохранительные, пусковые и пускотормозные гидромуфты.

Предохранительные гидромуфты предназначены для защиты приводного двигателя на установившихся режимах работы от внезапных перегрузок.

Типичными представителями предохранительных гидромуфт являются гидромуфты с самоопораживанием.

Основная идея, используемая в таких гидромуфтах, заключается в автоматическом изменении заполнения рабочей камеры жидкостью при изменении нагрузки.

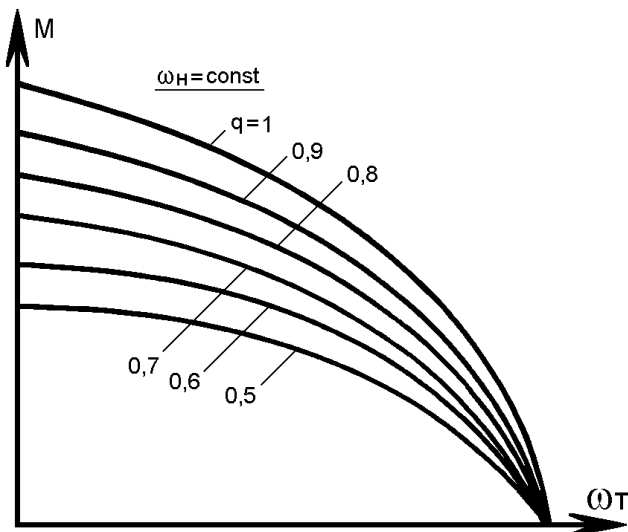


Рис.7.13. Внешние характеристики гидромуфты при различном заполнении

момента и скорости вращения турбины.

Причины и процесс автоколебаний будут рассмотрены ниже при описании регулируемых гидромуфт. По способу опораживания разли-

Действительно, из уравнения (7.1) видно, что изменение заполнения, а следовательно, и расхода Q приведет к изменению крутящего момента, передаваемого гидромуфтой. На рис.7.13 приведены графики внешних характеристик гидромуфты при различных величинах ее заполнения от 100% ($q = 1$) до 50% ($q = 0,5$).

Уменьшать заполнение гидромуфты менее 50% не рекомендуется ввиду того, что при малых заполнениях гидромуфты могут возникнуть автоколебания крутящего

чают гидромуфты со статическим и динамическим самоопоражнением.

На рис. 7.14 приведены конструкция и внешняя характеристика гидромуфты со *статическим самоопоражнением*. От обычной гидромуфты она отличается наличием порога в виде диска, прикрепленного к турбине на ее выходе, и дополнительной камерой ДК, расположенной за турбиной. В задней стенке турбины имеются отверстия А, равномерно распределенные по окружности выхода турбины вблизи порога.

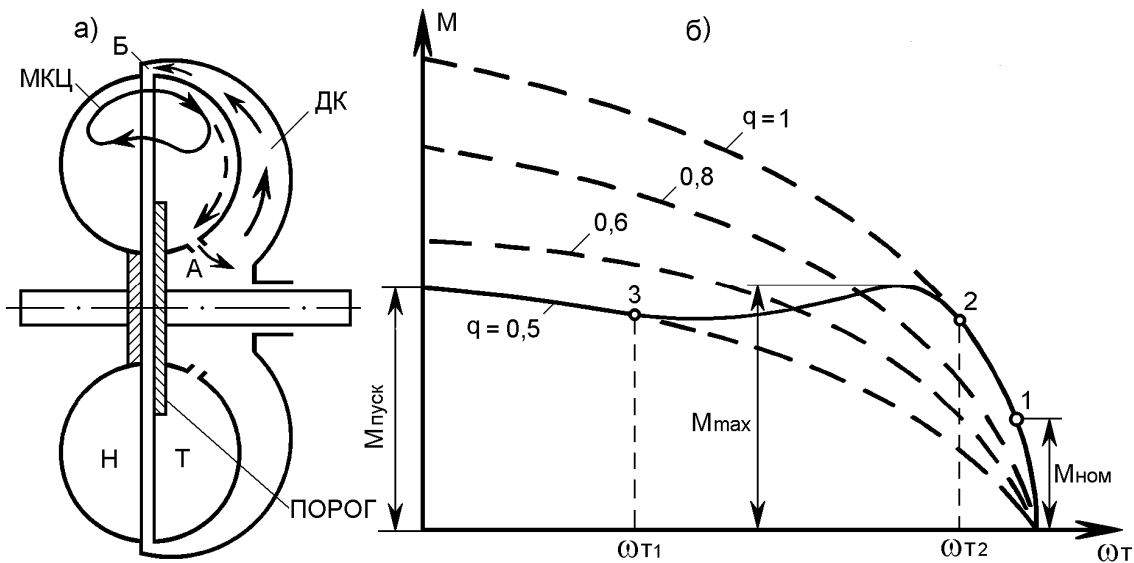


Рис.7.14. Конструкция (а) и внешняя характеристика (б) гидромуфты со статическим самоопоражнением

Работает гидромуфта следующим образом. При номинальной нагрузке $M_{ном}$ (точка 1 на рис.7.14,б) скорость вращения турбины большая. Это значит, что вся жидкость ($q = 1$) располагается на периферии рабочих колес и движется по малому кругу циркуляции (МКЦ на рис.7.14,а). При возникновении перегрузки скорость вращения турбины уменьшается, а передаваемый момент автоматически увеличивается. Снижение скорости турбины приводит к увеличению круга циркуляции, и при $\omega_{Т1}$ (рис.7.14,б) он становится таким, что поток жидкости, выходящий из турбины, встретит на своем пути порог. Возникшее препятствие вызовет скопление жидкости перед порогом и повышение статического давления в этом месте. Под действием этого давления жидкость вытесняется из рабочей камеры через отверстия А в дополнительную камеру, т.е. началось опоражнение рабочей камеры (точка 2 на внешней характеристике). Гидромуфта работает по внешней харак-

теристике частичного заполнения. Чем медленнее будет вращаться турбина, тем больше будет опораживание рабочей камеры.

Поскольку дополнительная камера образована кожухом, прикрепленным к насосному колесу, она будет вращаться со скоростью ω_n . Будет вращаться и жидкость, находящаяся в дополнительной камере, и на нее будет действовать центробежная сила. Эта сила заставит жидкость перемещаться к периферии дополнительной камеры, где через зазор Б (рис.7.14,а) жидкость вернется в рабочую камеру. Так как дополнительная камера вращается с постоянной скоростью, то расход через зазор Б будет неизменным, а расход через отверстия А увеличивается с уменьшением скорости вращения турбины. Однако при некоторой скорости вращения турбины ω_{r2} наступит равенство расходов через А и Б. Это значит, что в дополнительной камере в каждый момент времени будет находиться одно и то же количество жидкости. Отсюда и в рабочей камере будет неизменное количество жидкости, т.е. дальнейшее опораживание прекратится. Этому режиму соответствует точка 3 на графике внешней характеристики частичного заполнения.

Предельное значение опораживания гидромуфты зависит от величины и количества отверстий А. По рис.7.14,б гидромуфта опораживается до $q = 0,5$, т.е. наполовину.

Ввиду того, что для опораживания гидромуфты необходимо создать давление перед отверстием А, на что требуется определенное время, коэффициент перегрузки ($k = M_{max} / M_{ном}$) у такой гидромуфты будет высоким. При резких колебаниях нагрузки он может достигать значений 3-5 и более. Поэтому в приводах машин с большими по величине и частыми колебаниями нагрузки используют гидромуфту с *динамическим способом самоопораживания* (рис.7.15).

У этой гидромуфты рабочие колеса несимметричные и дополнительная камера ДК располагается за насосным колесом. На периферии насосного колеса в его задней стенке имеется система отверстий М, равномерно распределенных по окружности выхода из насосного колеса.

В номинальном режиме (точка 1 на рис.7.15,б) весь объем жидкости, залитой в гидромуфту, циркулирует в рабочей камере по малому кругу циркуляции.

При возрастании нагрузки скорость вращения турбины уменьшается, и круг циркуляции жидкости увеличивается. Частицы жидкости, оказавшиеся ниже сечения а-а, уже не попадут в насосное колесо, а лопат-

ками турбины будут выброшены под насосным колесом в дополнительную камеру, т.е. начинается опоражживание рабочей камеры.

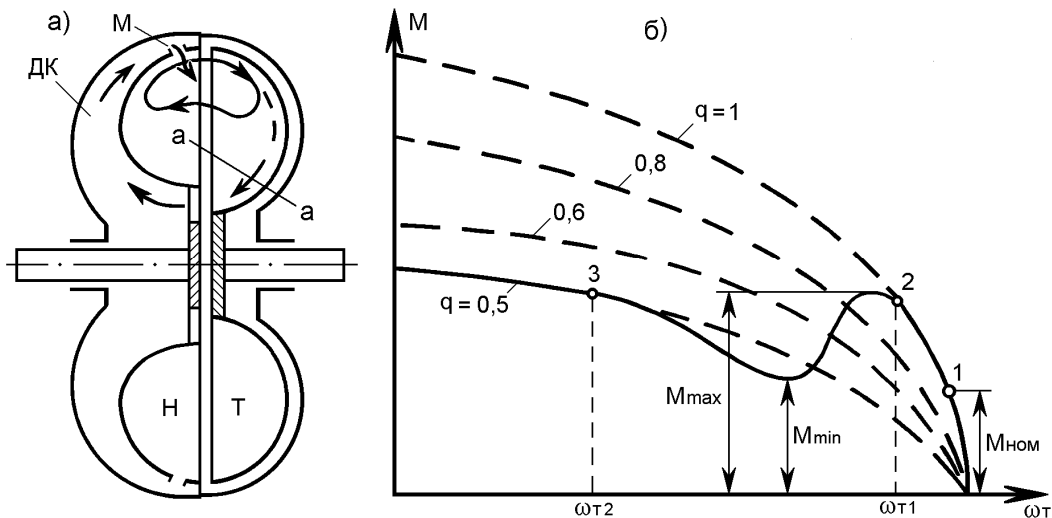


Рис.7.15. Конструкция (а) и внешняя характеристика (б) гидромуфты с динамическим самоопоражживанием

Этому моменту соответствует точка 2 на внешней характеристике гидромуфты. Во вращающейся дополнительной камере на жидкость будет действовать центробежная сила, которая заставит жидкость перемещаться к периферии дополнительной камеры и через отверстия **М** возвращаться в рабочую камеру. Как и в предыдущей муфте есть режим (точка 3), когда количество вытекающей в дополнительную камеру жидкости и возвращающейся назад в рабочую камеру становится одинаковым, т.е. опоражживание закончилось. В нашем примере (рис.7.15,б) минимальное заполнение составляет **q = 0,5**.

У гидромуфты рассмотренной конструкции процесс самоопоражживания происходит очень быстро (коэффициент перегрузки составляет (**k = 0,8 - 1,2**), и на графике внешней характеристики образуется провал - $M_{\min} < M_{\text{ном}}$. Как следствие этого работа привода с такой гидромуфтой может быть неустойчивой, выражающаяся в резком колебании скорости вращения турбины и рабочего органа. Более плавную внешнюю характеристику с почти полным устранением провала удастся получить в трехкамерных гидромуфтах динамического самоопоражживания, в которых кроме рабочей и дополнительной камер имеется еще камера предварительного опоражживания. Конструкция такой гидромуфты приведена на рис.7.16.

Как и в предыдущей конструкции рабочие колеса у этой гидромуфты несимметричные, и дополнительная камера расположена за насосным колесом.

Отличие в конструкции заключается в наличии камеры предварительного опоражнивания КПО, прикрепленной к насосному колесу. Эта камера представляет собой колесо с небольшим числом лопастей и отверстий **б** в ее задней стенке.

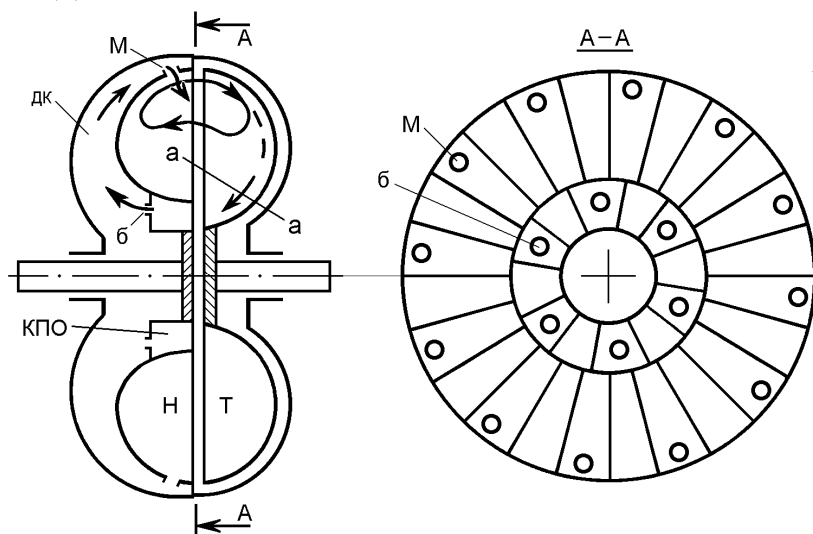


Рис.7.16. Конструкция трехкамерной гидромуфты с динамическим самоопоражниванием

Камера КПО предназначена для замедления опоражнивания, чем обеспечивается ликвидация провала на внешней характеристике. Замедление осуществляется за счет создания встречного потока из этой камеры в турбину.

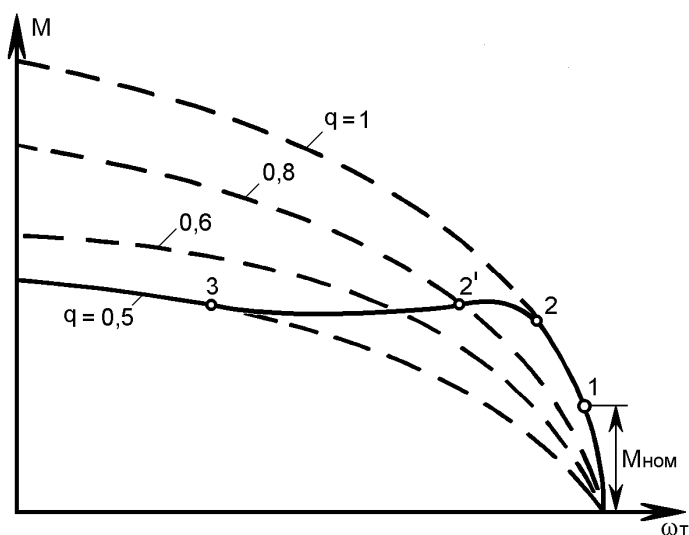


Рис.11.17. Внешняя характеристика 3-х камерной гидромуфты с динамическим самоопоражниванием

ка внешней характеристики.

Внешняя характеристика данной гидромуфты приведена на рис.7.17. Номинальный режим (точка 1) и начало опоражнивания (точка 2) подобны режимам предыдущей конструкции гидромуфты.

При замедлении скорости вращения турбины из-за перегрузки опоражнивание рабочей полости происходит также быстро, как и у предыдущей конструкции. Обусловлено это тем, что камера КПО еще не наполнилась жидкостью и противоток слабый. Это участок 2-2' графика внешней характеристики.

По мере заполнения камеры КПО мощность противотока жидкости растет, что приводит к замедлению опоражнивания и исчезновению провала в графике внешней характеристики.

Если перегрузка продолжает действовать, то в полностью заполненной камере КПО увеличивается статическое давление, и жидкость вытесняется в дополнительную камеру ДК через отверстия **б** (участок 2 - 3). В режиме работы гидромуфты, соответствующей точке 3 на графике, наступает равенство расходов жидкости, поступающей в камеры КПО и ДК и возвращающейся в рабочую камеру через отверстия **М** (рис.7.16), т.е. гидромуфта работает в режиме частичного заполнения (на рис.7.17 $q = 0,5$).

Пусковые гидромуфты позволяют снизить крутящий момент, передаваемый при пуске и разгоне системы с большими моментами инерции вращающихся частей. Наиболее часто для этой цели используются ограничивающие гидромуфты с дополнительной полостью облегчения пуска, которая сообщается с рабочей полостью отверстиями или каналами небольшого сечения.

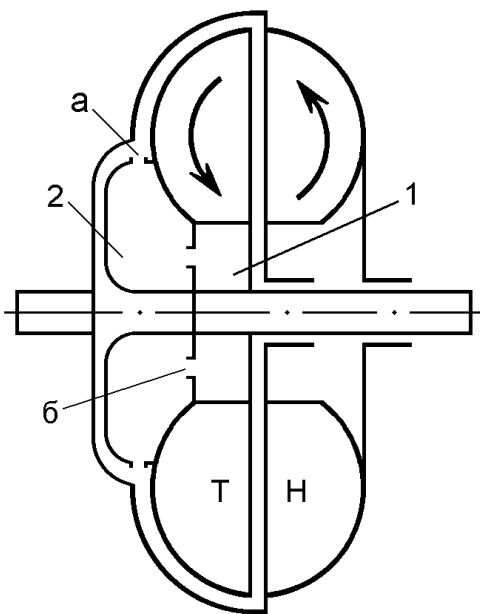


Рис.7.18. Схема пусковой гидромуфты

На рис. 7.18 приведена конструкция пусковой гидромуфты, у которой полость 2 облегчения пуска расположена в турбинном колесе. При неподвижной гидромуфте полость облегчения пуска заполнена жидкостью и этот объем жидкости не участвует в создании крутящего момента при пуске. Кроме этого часть жидкости при пуске оказывается в сбросной полости 1, т.к. при $\omega_T = 0$ будет большой круг циркуляции жидкости в рабочей полости гидромуфты. Таким образом, пуск гидромуфты происходит при частичном заполнении рабочей полости и, как следствие этого, при ограниченном пусковом моменте.

При трогании с места и разгоне турбины камера облегчения пуска также начнет вращаться и на жидкость, находящуюся в ней, будет действовать центробежная сила. Эта сила заставит жидкость из полости 2 выходить через отверстия а и поступать по затурбинному пространству и зазору между турбиной и насосом в рабочую полость. Из сбросной полости 1 жидкость поступает через отверстия б в камеру 2 и далее тем же путем в рабочую камеру. Запол-

нение рабочей камеры плавно увеличивается, что приводит к столь же плавному возрастанию крутящего момента.

Все это позволяет облегчить работу приводного двигателя при пуске и исключить его перегрузку.

Пускотормозные гидромуфты имеют мягкую внешнюю характеристику и уменьшенный коэффициент перегрузки. В таких гидромуфтах обычно используются колеса с наклонными лопастями, плоскости которых расположены под углом с плоскостями меридиональных сечений, а кромки сохраняют радиальное положение. На рис.7.19 показаны схемы гидромуфт с различными углами наклона и соответствующими планами скоростей.

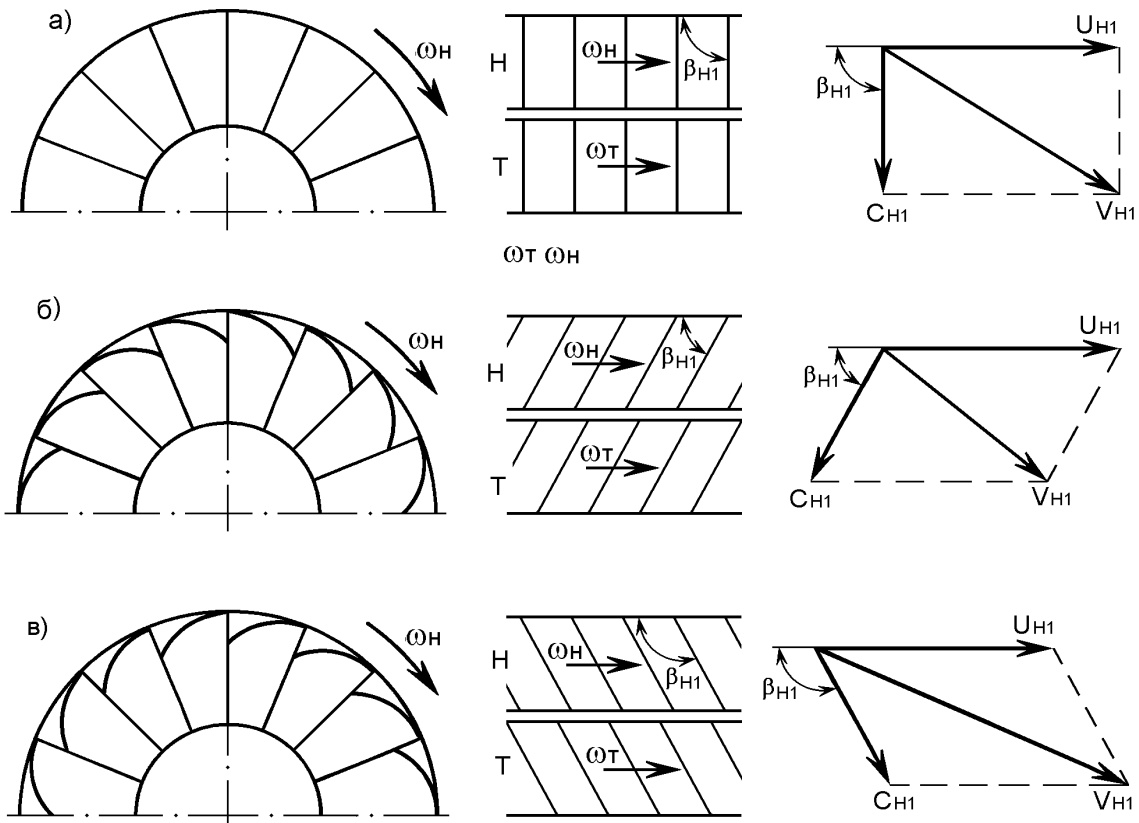


Рис.7.19. Схемы гидромуфт с лопастями: а- радиальными; б- наклоненными назад; в- наклоненными вперед

Изменение крутящего момента при наклоне лопастей обусловлено изменением направления относительной скорости C , что приводит к изменению величины и направления абсолютной скорости V . Внешние характеристики гидромуфт с различными углами наклона лопастей приведены на рис.7.20.

Использование в приводах машин гидромуфт с лопастями, наклоненными вперед, позволяет существенно увеличить энергоемкость (рис.7.20, кривая в).

Гидромуфты с лопастями, наклоненными назад, успешно ограничивают моменты, как на тяговом режиме работы (кривая б на рис.7.20), так и на режиме противовращения, что обуславливает их применение в реверсивных приводах и в приводах грузоподъемных механизмов, работающих с малыми "ползучими" скоростями.

Основными преимуществами гидромуфт с наклонными лопастями являются высокое быстродействие и стабильность характеристик, так как гидромуфты работают при полном заполнении.

Б. Блокируемые гидромуфты

Блокируемыми называются гидромуфты, у которых возможно осуществление жесткого соединения насосного и турбинного колес. При жестком соединении рабочих колес гидромуфты прекращается передача энергии при помощи жидкости, и привод рабочей машины работает как обычный привод без гидромуфты. В этом случае имеется возможность сочетать хорошие

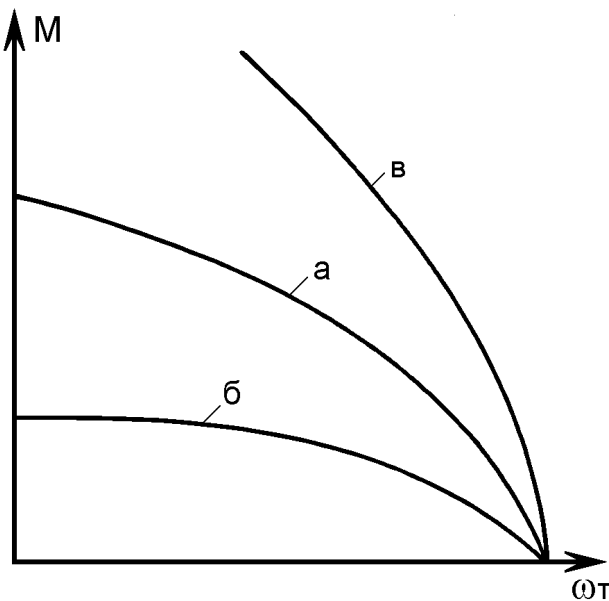


Рис.7.20. Внешние характеристики гидромуфт с различным наклоном лопастей

пусковые и разгонные свойства гидромуфты и весьма жесткую механическую характеристику с высоким КПД механической передачи. Жесткое соединение рабочих колес осуществляется различными способами, например, при помощи фрикционной муфты.

В. Регулируемые гидромуфты

Из приведенных в классификации гидромуфт (рис.7.3) способов их регулирования наибольшее распространение получил способ регулирования заполнением.

О возможности изменения передаваемого гидромуфтой крутящего момента путем изменения заполнения ее рабочей камеры уже рассматривалось выше (рис.7.13). Там же говорилось, что при заполнении гидромуфты менее 50% возникает ее неустойчивая работа, выражающаяся в автоколебаниях скорости вращения турбины и передаваемого момен-

та. Для регулируемых гидромуфт это имеет большое значение, т.к. может существенно ограничить допустимый диапазон регулирования. Поэтому данный вопрос рассмотрим здесь более подробно. На рис.7.21 приведены графики внешних характеристик гидромуфты при различном заполнении и формы кругов циркуляции жидкости при малом заполнении ($q < 0,5$) на разных режимах работы гидромуфты.

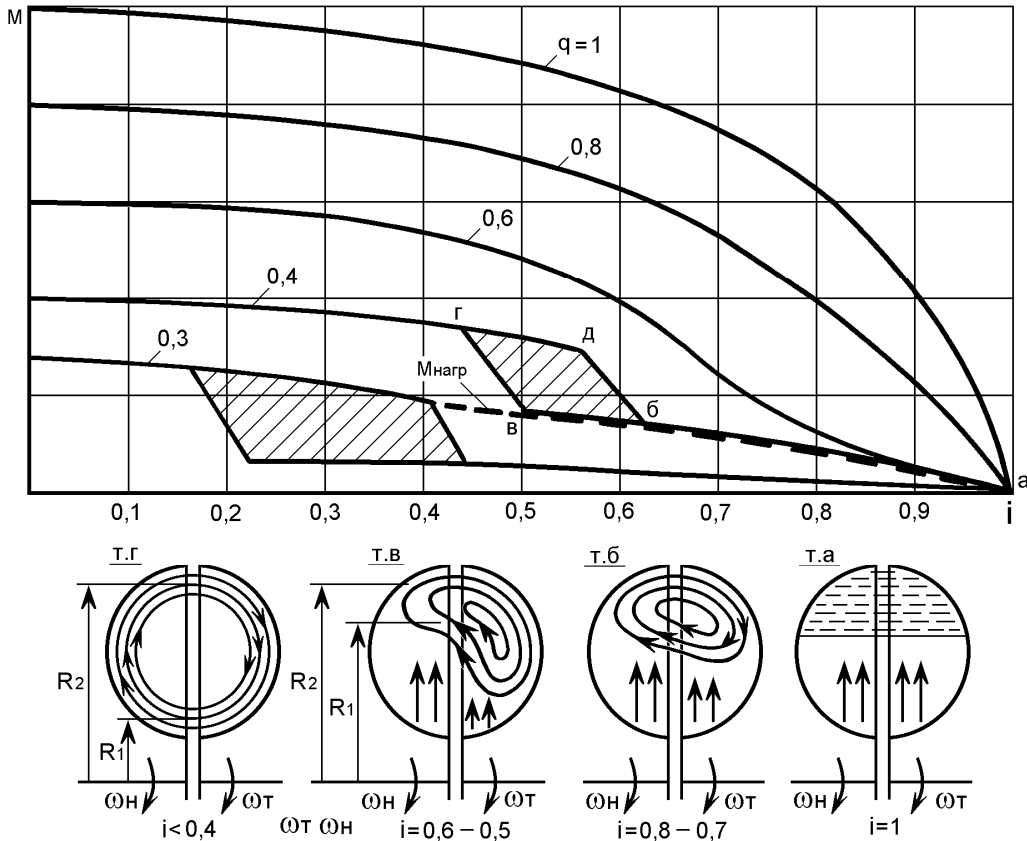


Рис.7.21. Внешние характеристики гидромуфты при переменном заполнении и виды циркуляции потока при различном ее нагружении

Пусть рассматриваемая гидромуфта имеет 40% ($q = 0,4$) заполнение и работает в режиме холостого хода. Этой ситуации соответствует точка α на графике внешней характеристики. Циркуляция жидкости отсутствует, т.к. центробежные силы в насосе и турбине равны и уравновешивают друг друга.

Увеличение нагрузки приведет к уменьшению скорости вращения турбины (линия $\alpha-\beta$), центробежные силы в турбине становятся меньше, чем в насосе, поэтому начинается циркуляция жидкости из насоса в турбину и назад. Однако центробежные силы в турбине еще достаточно велики, поэтому жидкость не может пройти всю турбину, а движется по малому кругу циркуляции (точка β).

Дальнейшее торможение турбины под действием нагрузки приводит к тому, что жидкость все ближе подходит к внутреннему радиусу тур-

бинного колеса, при этом часть жидкости будет циркулировать только в турбине (точка в).

При некотором критическом скольжении, энергии, запасенной в насосном колесе, окажется достаточно, чтобы жидкость, преодолев уменьшившуюся центробежную силу в турбине, достигла внутреннего радиуса колеса и здесь вышла в насос. Образуется кольцо жидкости, движущейся вдоль стенок колес - большой круг циркуляции (точка г). Перестройка потока с малого на большой круг циркуляции сопровождается скачком передаваемого момента, что объясняется увеличением разности радиусов ($R_2 - R_1$) и циркуляции Q , т.к. все элементарные струйки проходят оба колеса. В точке г момент, передаваемой гидромуфтой, становится больше момента от нагрузки $M_{нагр}$. Это приводит к разгону турбины (участок г-д). Возрастание скорости вращения турбины вызывает рост центробежной силы в ней, которые перестраивают поток на малый круг циркуляции (участок д-б). Если при этом нагрузка не изменится, то процесс будет беспрерывно повторяться, и гидромуфта перейдет на режим автоколебаний, характеризующийся резкими рывками скорости. Чем меньше заполнение гидромуфты, тем больше амплитуда колебаний и диапазон неустойчивых режимов.

Для устранения неустойчивости нужно предотвращать возможность перестройки потока жидкости с малого на большой круг циркуляции и назад. Применяются два способа (рис.7.22).

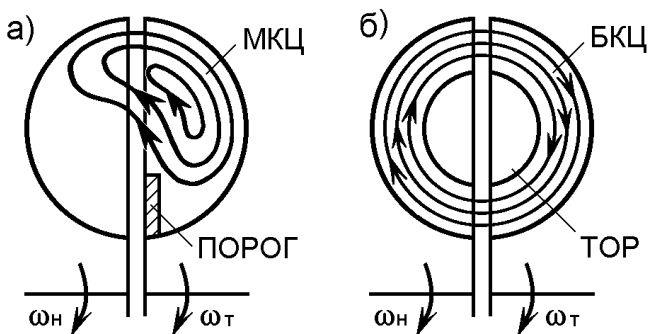


Рис.7.22.Формирование потока порогом (а) и тором (б)

Первый заключается в установке порога на выходе из турбинного колеса (рис.7.22,а). Порог не позволяет потоку жидкости перестроиться на большой круг циркуляции.

Второй способ - использование внутреннего тора (рис.7.22,б), исключая возникновение малого круга циркуляции. Конструктивно первый способ проще,

поэтому используется он гораздо чаще, чем второй. В обоих случаях КПД гидромуфты уменьшается на 10-12%, но глубина регулирования увеличивается до 80-90%.

Из гидромуфт, регулируемых заполнением, наибольшее распространение получили *гидромуфты с черпательной трубкой* благодаря простоте и надежности конструкции.

Один из вариантов конструкции такой гидромуфты приведен на рис.7.23. В данной конструкции за насосным колесом имеется вращающаяся дополнительная камера 2, в которой размещена черпательная трубка 3. Черпательная трубка не вращается, но вылет ее может изменяться при помощи специального механизма.

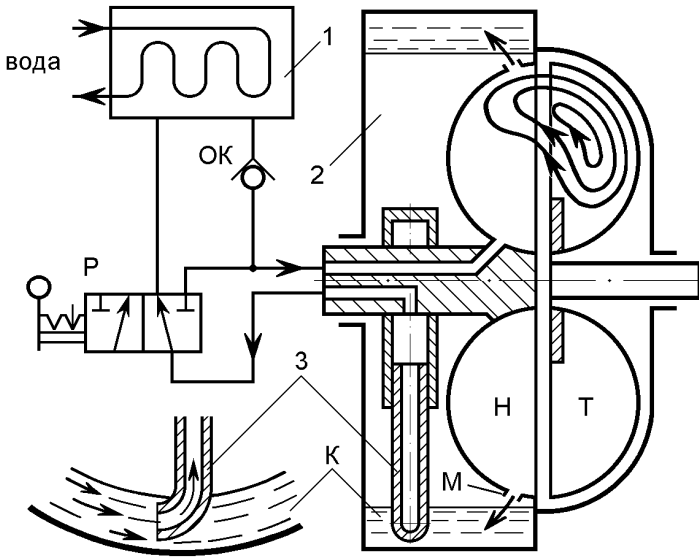


Рис.7.23. Регулируемая гидромуфта с черпательной трубкой

насосное колесо. Сечение канала черпательной трубки 3 больше сечения отверстий М. Поэтому, если трубка будет полностью заглублена в жидкость, то вычерпывание жидкости будет происходить быстрее, чем наполнение полости 2 через отверстия М.

При частичном заглублении трубки может наступить равновесие черпание-приток. Следовательно, меняя глубину погружения черпательной трубки, можно менять количество жидкости в полости 2, а значит, заполнение рабочей полости гидромуфты и частоту вращения турбины, если $M_{нагр} = \text{const}$.

В мощных гидромуфтах вместо черпательной трубки применяют дополнительный насос, питающий рабочую полость гидромуфты, из которой происходит постоянный слив жидкости. Регулируя подачу дополнительного насоса (обычно это объемный насос), изменяют объем жидкости в рабочей полости гидромуфты.

Через отверстия М жидкость из насосного колеса постоянно выливается в полость 2, где располагается в виде вращающегося кольца К. В это кольцо жидкости опущена черпательная трубка 3, развернутая входным отверстием в сторону набегающего потока жидкости кольца К.

Под действием скоростного напора жидкость по центральному каналу в черпательной трубке идет в теплообменник 1, откуда вновь возвращается в

7.3. Гидродинамические трансформаторы

7.3.1. Рабочий процесс и характеристики гидротрансформатора

При рассмотрении рабочего процесса гидротрансформатора (рис.7.24) воспользуемся следующими выражениями:

$$M = Q\rho (U_2R_2 - U_1R_1), \quad (7.8)$$

$$M_H + M_T \pm M_P = 0, \quad (7.9)$$

$$\eta_{гг} = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T\omega_T}{M_H\omega_H} = k i, \quad (7.10)$$

где k -коэффициент трансформации.

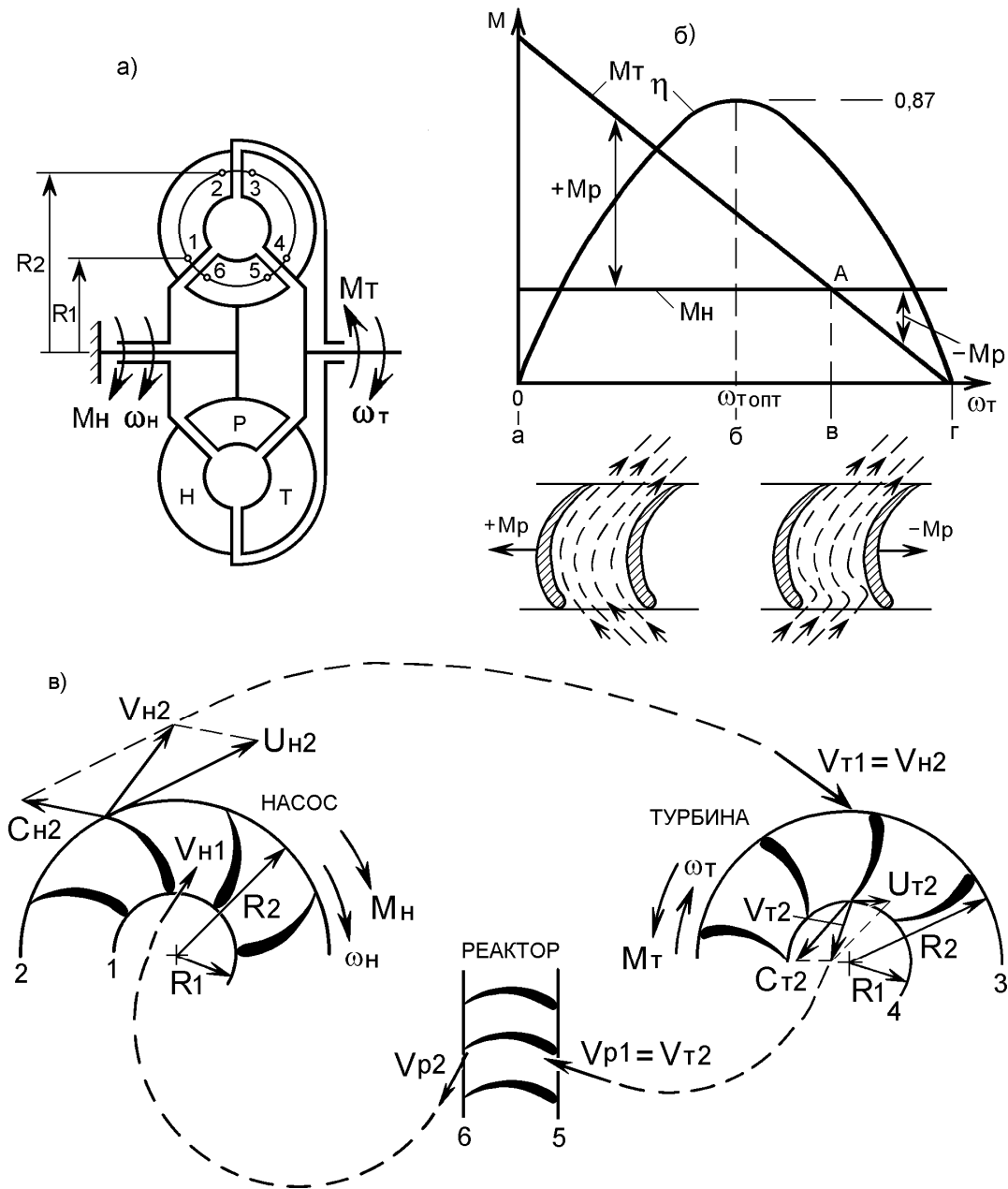


Рис.7.24. Конструктивная схема (а), внешняя характеристика (б) и схема потоков в лопастной системе (в) гидротрансформатора

Выражение (7.8) аналогично формуле, полученной для центробежного насоса, т.к. профили лопаток рабочих колес гидротрансформатора и центробежного насоса весьма подобны.

Формула (7.9) отражает баланс крутящих моментов в гидротрансформаторе и называется *основным уравнением гидротрансформатора*.

В насосном колесе поток жидкости, получая энергию от приводного двигателя, разгоняется до скорости $V_{н2}$ (рис.7.24, в) и поступает в турбину, где, взаимодействуя с лопатками, отдает ей энергию.

В результате поток покидает турбину со скоростью $V_{т2}$. Кроме того, обтекая лопатки турбины поток меняет направление (закручивается). Если бы не было реактора, то раскрутку потока выполнял бы сам насос, затрачивая на это часто получаемую от приводного двигателя энергию. Такая ситуация имеет место в гидромукфе и именно этим объясняется ее невысокий КПД при трогании и разгоне турбинного колеса. В гидротрансформаторе неподвижный реактор, как направляющий аппарат, раскручивает поток в обратном направлении, избавляя тем самым насос от необходимости затрачивать на это энергию.

Величина закрутки потока зависит от скорости вращения турбины. В момент пуска ($\omega_t = 0$) закрутка потока максимальная, а на холостом ходу гидротрансформатора ($\omega_t = \omega_n$) закрутки потока нет. Отсюда следует, что эффективность работы реактора, имеющего лопатки неизменной кривизны, будет меняться. Этот факт находит отражение на внешней характеристике гидротрансформатора (рис.7.24,б).

Момент насосного колеса на графике изображен в виде горизонтальной линии, из чего следует, что он постоянен на всех режимах работы трансформатора.

Обусловлено это тем, что у трансформатора имеется внутренний тор (рис.7.24,а), позволяющий потоку жидкости двигаться только по большому кругу циркуляции. В противном случае при уменьшении круга циркуляции реактор мог остаться не у дел.

Неизменность круга циркуляции обуславливает постоянство радиуса R_1 и при $\rho = \text{const}$ и $Q = \text{const}$, а также $\omega_n = \text{const}$ в формуле (7.8) нет переменных параметров, т.е. $M_n = \text{const}$.

При пуске (точка **a** на рис.7.24,б) закрутка потока большая, и вся лицевая сторона лопаток реактора взаимодействует с потоком, поэтому $M_p = \text{max}$. Отсюда и на турбине будет максимальный крутящий момент.

По мере разгона турбины закрутка потока уменьшается, и все меньшая часть лицевой стороны лопаток реактора будет взаимодействовать с потоком. Поэтому крутящий момент на реакторе и вслед за ним крутящий момент на турбине будут уменьшаться (участок **а-б** на графике внешней характеристики). В точке **А** графика $M_T = M_H$ реактор вообще перестает оказывать положительное воздействие на поток.

Входные кромки реактора, имея большой угол атаки, будут даже мешать потоку и только выходные его кромки еще направляют поток.

В результате $M_p = 0$.

При дальнейшем увеличении скорости вращения турбины и еще большего уменьшения закрутки поток начинает бить в тыльную сторону лопаток реактора, и направление действия момента на реакторе меняется на противоположное. Происходит так называемое отрывное обтекание реактора потоком жидкости, которое сопровождается потерями энергии. В результате реализуемый на турбине крутящий момент еще более уменьшается (участок **в-г**). В точке **г** $M_T = 0$, т.е. это режим холостого хода.

Из графика следует, что коэффициент трансформации является переменной величиной, изменяющейся от максимального значения при пуске до нуля на режиме холостого хода.

Уменьшение крутящего момента на турбине при увеличении ее скорости в общем соответствует разгонным характеристикам машин, т.к. обычно нагрузка на рабочем органе машины уменьшается по мере преодоления пусковых сопротивлений (инерции и трения покоя).

Обычно разгон заканчивают при скорости вращения турбины, соответствующей точке **б** внешней характеристики, где гидротрансформатор работает с наивысшим КПД и небольшим коэффициентом трансформации.

Режимы работы, соответствующие участку **в-г**, характеристики используются при отрицательной нагрузке (например, при движении автомобиля под уклон).

7.3.2. Входная и универсальная характеристики гидротрансформатора. Совместная работа гидротрансформатора с приводным двигателем

Как и для гидромолоты к механическим характеристикам гидротрансформатора относятся также входная и универсальная характеристики. Их вид во многом определяется обратимостью или как принято

называть прозрачностью гидротрансформатора. Прозрачность оценивается *коэффициентом прозрачности*, отражающим степень влияния нагрузки турбины на нагруженность насосного колеса

$$\Pi = \frac{M_{\text{нпуск}}}{M_{\text{а}}}, \quad (7.11)$$

где $M_{\text{нпуск}}$ - крутящий момент на насосном колесе при пуске, когда $\omega_{\text{т}} = 0$;

$M_{\text{на}}$ - крутящий момент на насосном колесе, когда $M_{\text{т}} = M_{\text{н}}$ (точка А на рис.7.24,б).

Трансформатор, у которого $\Pi \leq 1,2$, считают *непрозрачным*.

У *прозрачного гидротрансформатора* график $M_{\text{н}}$ на внешней характеристике представляет собой наклонную линию. Для того, чтобы турбина влияла на насос, ее лопатки и лопатки реактора выполняют с малой кривизной профиля, поэтому прозрачные гидротрансформаторы имеют слабые преобразующие свойства, т.е. малый коэффициент трансформации.

Входная и универсальная характеристики непрозрачного гидротрансформатора приведены на рис.7.25.

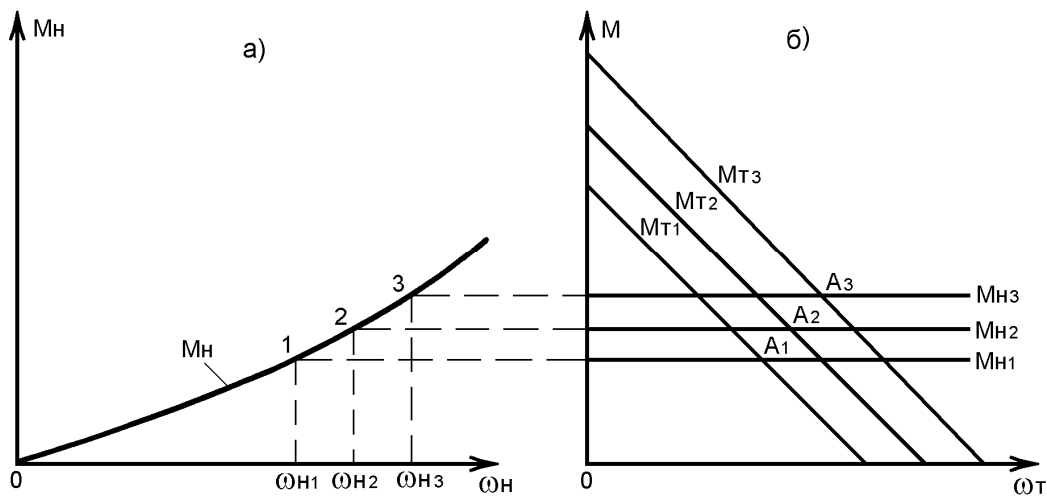


Рис.7.25. Входная (а) и универсальная (б) характеристики непрозрачного гидротрансформатора

У такого трансформатора входная характеристика (рис.7.25,а) отображается только одной кривой, описываемой уравнением (7.7).

В соответствии с входной характеристикой при изменении скорости вращения насосного колеса у гидротрансформатора будет своя внешняя характеристика, совокупность которых и является универсальной характеристикой (рис.7.25,б).

Имея такие механические характеристики непрозрачный гидро-

трансформатор наиболее приемлем для использования в приводах машин с дизельным двигателем внутреннего сгорания. Механическая характеристика дизеля $M_{дв} = f(\omega_{дв})$ жесткая (рис.7.26), т.е. его крутящий момент почти не зависит от скорости вращения коленчатого вала, а у непрозрачного гидротрансформатора крутящий момент на насосном колесе постоянен на всех режимах работы турбины.

Подбор гидротрансформатора и дизельного двигателя для привода рабочего органа заключается во взаимном согласовании их механических характеристик.

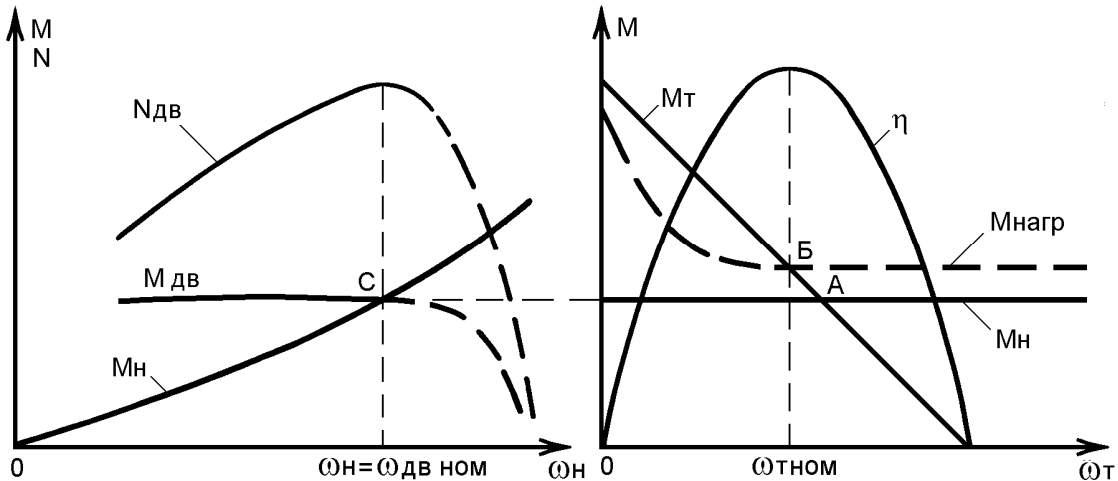


Рис.7.26. Совместная работа непрозрачного гидротрансформатора с дизельным двигателем

Необходимо, чтобы при установившемся режиме работы рабочего органа гидротрансформатор работал в оптимальном режиме (с большим КПД). На рис. 7.26 это точка Б. При этом надо помнить, чтобы при пуске ($\omega_T = 0$) момент, развиваемый на валу турбины был достаточен для преодоления пусковых нагрузок рабочего органа, т.е. $M_T \geq M_{нагр}^{пуск}$. В свою очередь, необходимо обеспечить и номинальный режим работы дизельного двигателя. Это точка С на рис.7.26, соответствующая режиму работы дизеля с отдачей максимальной мощности. Входная и универсальная характеристики прозрачного гидротрансформатора приведены на рис.7.27. У такого гидротрансформатора входная характеристика (рис.7.27,а) представляет собой семейство кривых $M_H = f(\omega_H)$ для различных значений передаточного отношения i . Причем с уменьшением $i = \omega_T / \omega_H$ кривые входной характеристики располагаются круче, т.к. в зоне малых передаточных отношений крутящий момент турбины растет, следовательно, растет и его тормозящее воздействие на насосное колесо, что вызывает более интенсивный рост M_H .

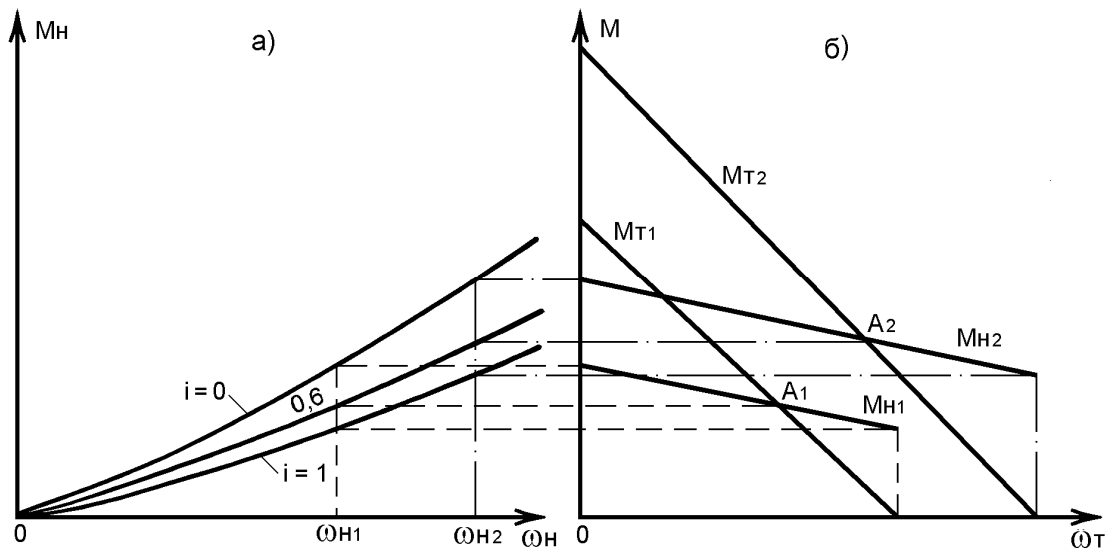


Рис.7.27. Входная и универсальная характеристики прозрачного гидротрансформатора

Универсальная характеристика прозрачного гидротрансформатора приведена на рис.7.27,б, представляя собой в данном случае совокупность двух внешних характеристик, соответствующих двум фиксированным скоростям вращения насосного колеса $\omega_{н1}$ и $\omega_{н2}$.

Сравнивая механические характеристики прозрачного и непрозрачного гидротрансформаторов видно, что прозрачный имеет более мягкие характеристики. Поэтому прозрачный гидротрансформатор лучше подходит к приводным двигателям тоже с мягкой характеристикой, например, к карбюраторному двигателю внутреннего сгорания.

Обобщая рассмотрение механических характеристик гидротрансформатора, отметим еще одну их особенность. Если у гидромукты режим холостого хода будет при $i = 1$ ($\omega_t = \omega_n$), то у гидротрансформаторов режим холостого хода ($M_t = 0$) может быть при передаточном отношении как меньшим, так и большим единицы. Для современных гидротрансформаторов $i_{хх} = 0,6-1,7$.

7.3.3. Конструкции и характеристики гидротрансформаторов различных типов

Как показывает классификация, приведенная на рис.7.3, конструкции гидротрансформаторов отличаются еще большим разнообразием, чем гидромукты. При использовании различных типов рабочих колес и их взаимного положения можно получить различные направления взаимного вращения насосного и турбинного колеса и механические характеристики гидротрансформатора. Так, если реактор расположен по-

сле турбины перед входом в насос, то направления входного и выходного валов гидротрансформатора будут одинаковыми. Это гидротрансформатор прямого хода. Установка реактора после насосного колеса позволит получить направления вращения насосного и турбинного колес в разные стороны - гидротрансформатор обратного хода.

Гидротрансформатор, в котором турбина может менять направление вращения без изменения направления вращения насосного колеса, называется реверсирующим, а гидротрансформатор, позволяющий осуществить реверс выходного звена (турбины) с реверсом входного звена (насоса), называется реверсируемым.

По числу рабочих колес одного назначения различают одно- и многоступенчатые (как правило, не более трех) гидротрансформаторы. На рис.7.28 приведены схемы одноступенчатых гидротрансформаторов с различным расположением колес в рабочей полости.

Тип турбинного колеса определяется по протекающему в нем потоку рабочей жидкости. Имея в виду, что рабочая жидкость, в основном, перемещается от центробежного насосного колеса к турбине и далее, то гидротрансформаторы, показанные на рис.7.28,а,г,д, имеют центростремительную турбину. На рис.7.28,б имеем центробежную турбину, а на рис.7.28,в,е - осевую.

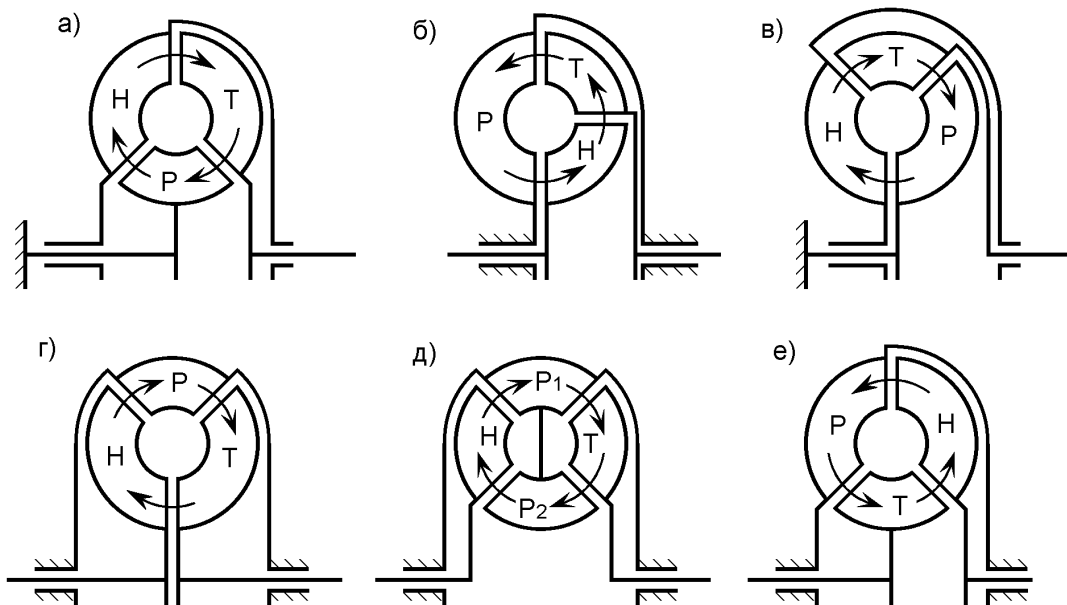


Рис.7.28. Схемы одноступенчатых гидротрансформаторов

Отдельную особую группу среди конструкций гидротрансформаторов составляют комплексные гидротрансформаторы. **Комплексным** называют гидротрансформатор, который при некоторых передаточных отношениях может работать как гидромуфта.

Рассмотрение внешней характеристики обычного гидротрансформатора (рис.7.24,б) показывает, что область оптимальных режимов работы трансформатора (η_{\max}) весьма ограничена (вблизи точки **б** на рис. 7.24,б). Если уменьшение КПД в зоне малых i допустимо, т.к. на этих режимах коэффициент трансформации $k > 1$ и улучшаются тяговые качества машины, то уменьшение КПД в зоне больших i является неоправданным и нежелательным, потому что на этих режимах гидротрансформатор работает в благоприятных условиях малых значений сопротивления (нагрузки). В противоположность гидротрансформатору гидромуфта в режимах при больших i имеет высокий КПД (см.рис.7.5). Отсюда и идея переводить гидротрансформатор на режимы работы гидромуфты при больших i . Это позволяет сделать естественное свойство гидротрансформатора - изменение направления действия крутящего момента на реакторе M_p . При малых значениях i (левее точки **А** на рис.7.24,б) крутящий момент на реакторе положительный ($+M_p$). В точке **А** реактор не воздействует на поток ($M_p = 0$), а правее точки **А** реактор мешает потоку ($-M_p$). Поэтому на этих режимах желательно убрать реактор, т.е. исключить воздействие реактора на поток путем обеспечения его свободного вращения в потоке жидкости.

В комплексных гидротрансформаторах это осуществляется автоматически путем установки реактора на муфту свободного хода (МСХ на рис.7.29).

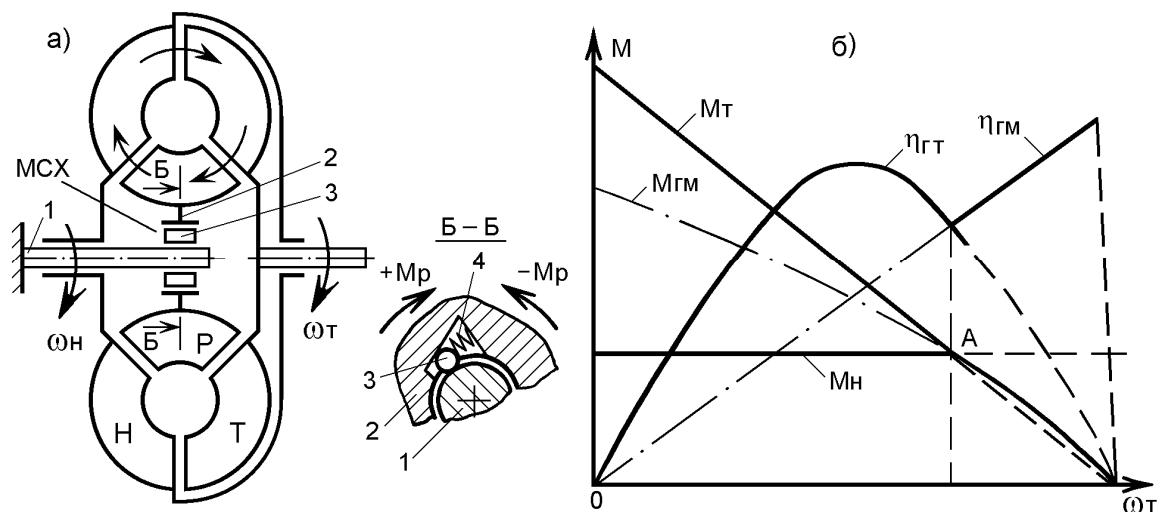


Рис.7.29. Конструктивная схема (а) и внешняя характеристика (б) комплексного трехколесного гидротрансформатора

Неподвижная ось реактора 1 охватывается обоймой 2, жестко связанной с самим реактором. В обойме 2 имеются клинообразные пазы, в которых размещены ролики 3 и пружины 4. При действии на реактор

положительного момента $+M_p$ он с обоймой 2 стремится вращаться по часовой стрелке (см. сечение Б-Б на рис.7.29,а), и наклонные плоскости обоймы надвигаются на ролики 3. В результате происходит заклинивание ролика между обоймой 2 и осью 1 и реактор не вращается. Имеем обычный режим работы гидротрансформатора ($k > 1$).

При действии на реактор отрицательного момента ($-M_p$) он с обоймой стремится вращаться против часовой стрелки и этому ничто не препятствует, т.к. наклонные плоскости пазов в обойме стремятся отойти от роликов, и реактор вместе с обоймой может свободно вращаться. При этом гидротрансформатор работает без трансформации крутящего момента ($k = 1$), т.е. как гидромурфта.

Внешняя характеристика такого гидротрансформатора показана на рис.7.29,б. Она представляет собой совокупность внешних характеристик обычного гидротрансформатора (пунктирные линии) и гидромурфты, гидромеханически подобной данному гидротрансформатору (штрих-пунктирные линии). Результирующие характеристики показаны сплошными линиями.

Анализ полученных характеристик показывает, что область режимов работы с высоким КПД существенно расширилась. Вместе с тем, в момент перехода гидротрансформатора на работу в режиме гидромурфты (точка А) на графике КПД имеется "провал". Снижение КПД в этом режиме обусловлено тем, что скорость вращения турбины еще существенно отличается от скорости вращения насосного колеса ($i = 0,7-0,8$) и происходит так называемое перерезание потока жидкости при его переходах из турбины в реактор и из реактора в насос. Из-за разности скоростей вращения рабочих колес в местах перехода происходит деформация потока, сопровождающаяся значительными потерями энергии.

Наиболее универсальным и часто применяемым способом, позволяющим уменьшить "провал" КПД, является вариант разделения реактора на две части, каждую из которых устанавливают на свою муфту свободного хода (рис.7.30,а).

Разделение реактора на два самостоятельных колеса позволяет иметь суммарную их кривизну большую, чем у однореакторного гидротрансформатора, без уменьшения области рабочих режимов работы гидротрансформатора, когда коэффициент трансформации $k > 1$. Действительно, чем больше кривизна профиля реактора, тем быстрее он станет мешать потоку, т.е. точка А ($k = 1$) будет смещаться влево в область с меньшими передаточными отношениями. Хотя в этом случае коэффициент трансформации будет увеличиваться.

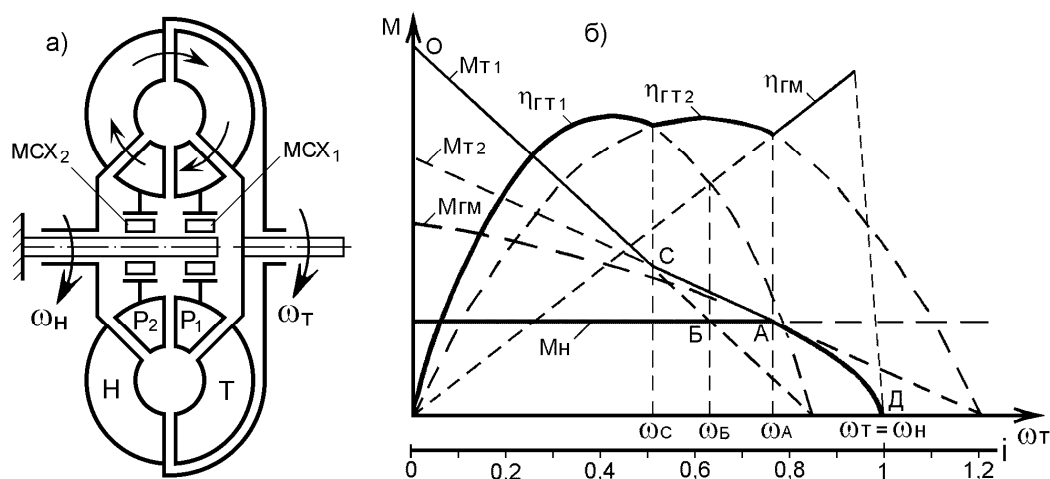


Рис.7.30. Конструктивная схема (а) и внешняя характеристика (б) четырехколесного комплексного гидротрансформатора

Внешняя характеристика четырехколесного комплексного гидротрансформатора (рис.7.30,б) представляет собой совокупность внешних характеристик двух гидротрансформаторов и гидромуфты.

При пуске и разгоне турбины до скорости вращения ω_c (участок о-с) оба реактора неподвижны, т.е. имеем первый гидротрансформатор, характеризующийся большим коэффициентом трансформации (характеристики с индексом 1). Схема обтекания реакторов потоком жидкости для данного режима работы гидротрансформатора приведена на рис.7.31,а.

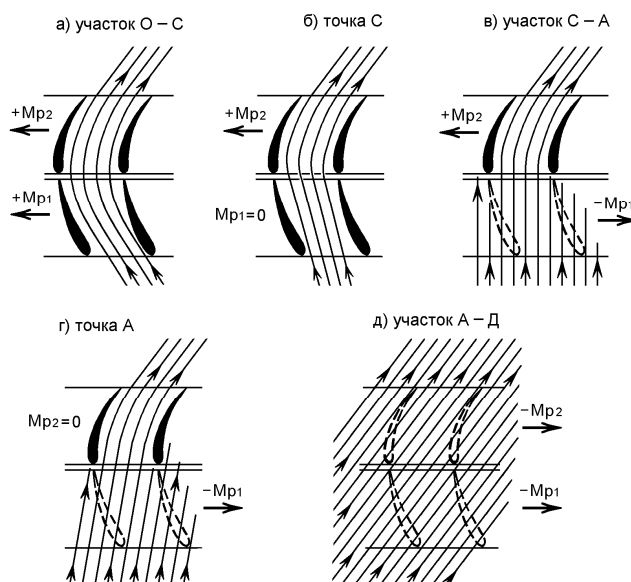


Рис.7.31. Схемы обтекания реакторов четырехколесного комплексного гидротрансформатора потоком жидкости

В точке С внешней характеристики реактор r_1 перестает взаимодействовать с потоком жидкости, т.е. $M_{p1}=0$ (рис.7.31,б). При увеличении скорости вращения турбины более ω_c крутящий момент на этом реак-

торе меняет направление и благодаря муфте свободного хода МСХ₁ (рис.7.30,а) реактор p_1 начинает вращаться. Направляет поток только реактор p_2 (рис.7.31,в), т.е. имеем второй гидротрансформатор, характеризующийся малыми преобразующими свойствами (характеристики с индексом 2). Данный режим работы гидротрансформатора представляется участком С-А внешней характеристики на рис.7.30,б.

В точке А становится бесполезным также и реактор p_2 (рис.7.31,г). При $\omega_T > \omega_A$ этот реактор начинает вращаться благодаря муфте МСХ₂. Таким образом, на участке А-Д внешней характеристики гидротрансформатор работает как гидромуфта (рис.7.31,д). В точке Д гидротрансформатор работает в режиме холостого хода. График КПД показывает, что такой комплексный гидротрансформатор имеет высокий КПД почти во всем диапазоне тягового режима работы от $i = 0,35$ до $i = 1$.

Плавная моментная характеристика (О-С-А-Д) данного гидротрансформатора является почти идеальной для тяговых режимов работы многих мобильных машин.

Очевидно, что приведенные внешние характеристики трех (рис.7.29,б) и четырехколесного (рис.7.30,б) гидротрансформаторов являются теоретическими, т.к. вращающиеся реакторы все же оказывают небольшое сопротивление потоку, и на само их вращение надо затрачивать энергию. Поэтому реальный КПД несколько ниже теоретического.

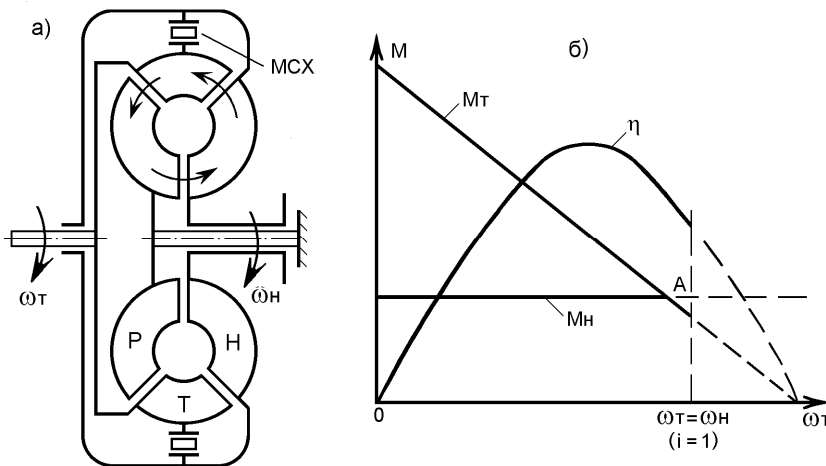


Рис.7.32. Конструктивная схема (а) и внешняя характеристика (б) гидротрансформатора, блокируемого при помощи муфты свободного хода

Жесткое соединение насосного и турбинного колес.

Как показывают исследования, особенно целесообразно делать блокируемыми гидротрансформаторы с осевой и центробежной турбинами

В приводах с гидротрансформатором получить КПД в заданном режиме, практически равным КПД обычной механической передачи ($\eta = 0,9-0,95$), удастся, если этот гидротрансформатор блокируемый.

Блокируемым называют гидротрансформатор, у которого на заданном режиме работы можно осуществ-

при их работе на режимах, когда коэффициент трансформации становится меньше единицы.

На рис.7.32,а приведена конструктивная схема блокируемого гидротрансформатора, в основе конструкции которого использован обычный гидротрансформатор с осевой турбиной и имеющий режим холостого хода при $i > 1$ (рис.7.32,б).

В данной конструкции гидротрансформатора между кожухом, жестко связанным с насосным колесом, и турбиной установлена муфта свободного хода МСХ.

На всех режимах работы, когда $\omega_T < \omega_H$, трансформатор работает как обычный. Муфта свободного хода срабатывает (заклинивает насосное и турбинное колеса) автоматически при $i = 1$ (когда $\omega_T = \omega_H$), не позволяя турбинному колесу обогнать насосное. При этом на характеристике как бы отсекается зона с низкими значениями M_T и η .

На рис.7.33 приведена схема и внешняя характеристика комплексно и блокируемого с помощью фрикционной муфты ФМ гидротрансформатора.

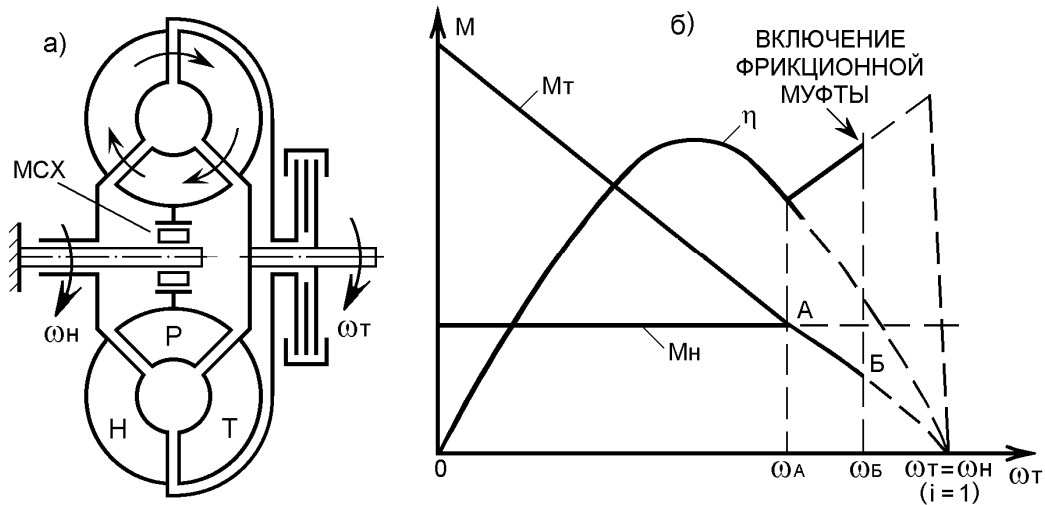


Рис.7.33. Конструктивная схема (а) и внешняя характеристика (б) комплексно и блокируемого гидротрансформатора

Из характеристики (рис.7.33,б) видно, что при $0 < \omega_T < \omega_A$ гидротрансформатор работает с трансформацией момента ($k > 1$). При $\omega_T \geq \omega_A$ происходит переход на режим работы гидромуфты ($k = 1$). Блокировка рабочих колес гидротрансформатора осуществляется оператором машины или каким-либо автоматическим устройством при достижении требуемой скорости вращения турбины. На рис.7.33,б показана блокировка при $\omega_T = \omega_B$. Блокировку желательно производить при скоростях вращения турбины, близких к скорости вращения насосного колеса, чтобы

избежать резкого рывка турбины при включении фрикционной муфты.

В блокируемых гидротрансформаторах на режиме блокировки мощность приводного двигателя расходуется не только на выполнение полезной работы по преодолению нагрузки и преодолению механических сопротивлений в подшипниках, уплотнениях и т.п., но и на дисковое трение, на циркуляцию рабочей жидкости в лопастной системе, которая состоит как бы из одного двухступенчатого насосного колеса (насосное плюс турбинное колеса и неподвижного реактора, который тормозит движение сблокированных колес. Поэтому для уменьшения потерь на режимах блокировки из рабочей полости удаляют жидкость, исключая дисковые и циркуляционные потери.

Комплексные и блокируемые гидротрансформаторы находят применение в приводах с тяжелыми режимами работы, к которым относятся приводы автомобилей, тракторов, тепловозов, судов, строительных, дорожных, буровых, горных и других машин и механизмов.

7.4. Контрольные вопросы

1. Чем отличается гидродинамическая передача от гиростатической?
2. Что понимается под внутренним и внешними параметрами гидродинамической передачи?
3. Приведите классификацию гидродинамических передач.
4. Опишите принцип действия гидродинамической муфты.
5. Почему для гидродинамической муфты можно записать $M_T \approx M_H$?
6. Запишите зависимости крутящего момента, мощности и КПД для гидродинамической муфты.
7. Изобразите график внешней характеристики гидродинамической муфты.
8. Опишите режимы работы гидродинамической муфты.
9. Как выглядит полная внешняя характеристика гидродинамической муфты?
10. Что такое входная характеристика гидродинамической муфты?
11. Чем отличается универсальная характеристика от внешней характеристики гидродинамической муфты?
12. Опишите процесс разгона привода транспортной машины с электродвигателем и гидродинамической муфтой.
13. В чем отличие гидродинамических муфт со статическим и динамическим опораживанием?

14. Какое влияние на характеристику гидродинамической муфты оказывает наклон ее лопаток?
15. Что такое блокируемая гидродинамическая муфта?
16. Какие применяются способы повышения устойчивости работы регулируемой гидродинамической муфты?
17. Опишите рабочий процесс гидродинамического трансформатора.
18. Как выглядят входная и универсальная характеристики гидродинамического трансформатора с различной прозрачностью?
19. Какого типа гидродинамический трансформатор рационально использовать в приводе с дизельным двигателем?
20. Что такое комплексный гидротрансформатор?
21. Опишите рабочий процесс рабочий процесс четырехколесного комплексного гидродинамического трансформатора.
22. Что такое блокируемый гидродинамический трансформатор?

8. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД

8.1. Общие сведения о применении газов в технике

Любой объект, в котором используется газообразное вещество, можно отнести к *газовым системам*. Поскольку наиболее доступным газом является воздух, состоящий из смеси множества газов, то его широкое применение для выполнения различных процессов обусловлено самой природой. В переводе с греческого *pneumatikos* - воздушный, чем и объясняется этимологическое происхождение названия *пневматические системы*. В технической литературе часто используется более краткий термин - *пневматика*, так же, как и *гидравлика* по отношению к жидкостным системам, а не только к водяным (от греч. *hydor*- вода и *aulos*- трубка).

Пневматические устройства начали применять еще в глубокой древности (ветряные двигатели, музыкальные инструменты, кузнечные меха и пр.), но самое широкое распространение они получили вследствие создания надежных источников пневматической энергии - нагнетателей, способных придавать газам необходимый запас потенциальной и (или) кинетической энергии.

Пневматический привод, состоящий из комплекса устройств для приведения в действие машин и механизмов, является далеко не единственным направлением использования воздуха (в общем случае газа) в технике и жизнедеятельности человека. В подтверждение этого положения кратко рассмотрим основные виды пневматических систем, отличающихся как по назначению, так и по способу использования газообразного вещества.

По наличию и причине движения газа все системы можно разделить на три группы.

К первой группе отнесем системы с *естественной конвекцией* (циркуляцией) газа (чаще всего воздуха), где движение и его направление обусловлено градиентами температуры и плотности природного характера, например, атмосферная оболочка планеты, вентиляционные системы помещений, горных выработок, газоходов и т.п.

Ко второй группе отнесем системы с *замкнутыми камерами*, не общающимися с атмосферой, в которых может изменяться состояние газа вследствие изменения температуры, объема камеры, наддува или отсасывания газа. К ним относятся различные аккумулирующие емкости (пневмобаллоны), пневматические тормозные устройства (пневмо-

буферы), всевозможные эластичные надувные устройства, пневмогидравлические системы топливных баков летательных аппаратов и многие другие. Примером устройств с использованием вакуума в замкнутой камере могут быть пневмозахваты (пневмоприсоски), которые наиболее эффективны для перемещения штучных листовых изделий (бумага, металл, пластмасса и т.п.) в условиях автоматизированного и роботизированного производства.

К третьей группе следует отнести такие системы, где используется энергия *предварительно сжатого газа* для выполнения различных работ. В таких системах газ перемещается по магистралям с относительно большой скоростью и обладает значительным запасом энергии. Они могут быть *циркуляционными* (замкнутыми) и *бесциркуляционными*. В циркуляционных системах отработавший газ возвращается по магистралям к нагнетателю для повторного использования (как в гидроприводе) и их применение весьма специфично, например, когда недопустимы утечки газа в окружающее пространство или невозможно применение воздуха из-за его окислительных свойств. Примеры таких систем можно найти в криогенной технике, где в качестве энергоносителя используются агрессивные, токсичные газы или летучие жидкости (аммиак, пропан, сероводород, гелий, фреоны и др.).

В бесциркуляционных системах газ может быть использован потребителем как химический реагент (например, в сварочном производстве, в химической промышленности) или как источник пневматической энергии. В последнем случае в качестве энергоносителя обычно служит воздух. Выделяют три основных направления применения сжатого воздуха.

К первому направлению относятся технологические процессы, где воздух выполняет непосредственно операции обдувки, осушки, распыления, охлаждения, вентиляции, очистки и т.п. Очень широкое распространение получили системы пневмотранспортирования по трубопроводам, особенно в легкой, пищевой, горнодобывающей отраслях промышленности. Штучные и кусковые материалы транспортируются в специальных сосудах (капсулах), а пылевидные в смеси с воздухом перемещаются на относительно большие расстояния аналогично текучим веществам.

Второе направление - использование сжатого воздуха в пневматических системах управления (ПСУ) для автоматического управления технологическими процессами (системы пневмоавтоматики). Это направление получило интенсивное развитие с 60-х годов благодаря соз-

данию универсальной системы элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭПА). Широкая номенклатура УСЭПА (пневматические датчики, переключатели, преобразователи, реле, логические элементы, усилители, струйные устройства, командоаппараты и т.д.) позволяет реализовать на ее базе релейные, аналоговые и аналого-релейные схемы, которые по своим параметрам близки к электротехническим системам. Благодаря высокой надежности они широко используются для циклового программного управления различными машинами, роботами в крупносерийном производстве, в системах управления движением мобильных объектов.

Третьим направлением применения пневмоэнергии, наиболее масштабным по мощности, является пневматический привод, который в научном плане является одним из разделов общей механики машин. У истоков теории пневматических систем стоял И.И.Артоболевский. Он был руководителем института машиноведения (ИМАШ) в Ленинграде, где под его руководством в 40-х - 60-х годах систематизировались и обобщались накопленные сведения по теории и проектированию пневмосистем. Одной из первых работ по теории пневмосистем была статья А.П.Германа "Применение сжатого воздуха в горном деле", опубликованная в 1933 г., где впервые движение рабочего органа пневмоустройства решается совместно с термодинамическим уравнением состояния параметров воздуха.

Значительный вклад в теорию и практику пневмоприводов внесли ученые Б.Н.Бежанов, К.С.Борисенко, Н.А.Бухарин, А.И.Вощинин, Е.В.Герц, Г.В.Крейнин, А.И.Кудрявцев, В.А.Марутов, В.И.Мостков, Ю.А.Цейтлин и другие.

8.2. Особенности пневматического привода.

Достоинства и недостатки

Область и масштабы применения пневматического привода обусловлены его достоинствами и недостатками, вытекающими из особенностей свойств воздуха. В отличие от жидкостей, применяемых в гидроприводах, воздух, как и все газы, обладает высокой сжимаемостью и малой плотностью в исходном атмосферном состоянии (около $1,25 \text{ кг/м}^3$), значительно меньшей вязкостью и большей текучестью, причем его вязкость существенно возрастает при повышении температуры и давления. Отсутствие смазочных свойств воздуха и наличие некоторого количества водяного пара, который при интенсивных термодинамиче-

ских процессах в изменяющихся объемах рабочих камер пневмомашин может конденсироваться на их рабочих поверхностях, препятствует использованию воздуха без придания ему дополнительных смазочных свойств и влагопонижения. В связи с этим в пневмоприводах имеется потребность кондиционирования воздуха, т.е. придания ему свойств, обеспечивающих работоспособность и продляющих срок службы элементов привода.

С учетом вышеописанных отличительных особенностей воздуха рассмотрим достоинства пневмопривода в сравнении с его конкурентами - гидро- и электроприводом.

1. Простота конструкции и технического обслуживания. Изготовление деталей пневмомашин и пневмоаппаратов не требует такой высокой точности изготовления и герметизации соединений, как в гидроприводе, т.к. возможные утечки воздуха не столь существенно снижают эффективность работы и КПД системы. Внешние утечки воздуха экологически безвредны и относительно легко устраняются. Затраты на монтаж и обслуживание пневмопривода несколько меньше из-за отсутствия возвратных пневмолиний и применения в ряде случаев более гибких и дешевых пластмассовых или резиновых (резинотканевых) труб. В этом отношении пневмопривод не уступает электроприводу. Кроме того, пневмопривод не требует специальных материалов для изготовления деталей, таких как медь, алюминий и т.п., хотя в ряде случаев они используются исключительно для снижения веса или трения в подвижных элементах.

2. Пожаро- и взрывобезопасность. Благодаря этому достоинству пневмопривод не имеет конкурентов для механизации работ в условиях, опасных по воспламенению и взрыву газа и пыли, например, в шахтах с обильным выделением метана, в некоторых химических производствах, на мукомольных предприятиях, т.е. там, где недопустимо искрообразование. Применение гидропривода в этих условиях возможно только при наличии централизованного источника питания с передачей гидроэнергии на относительно большое расстояние, что в большинстве случаев экономически нецелесообразно.

3. Надежность работы в широком диапазоне температур, в условиях пыльной и влажной окружающей среды. В таких условиях гидро- и электропривод требуют значительно больших затрат на эксплуатацию, т.к. при температурных перепадах нарушается герметичность гидросистем из-за изменения зазоров и изолирующих свойств электротехнических материалов, что в совокупности с пыльной, влажной и, нередко,

агрессивной окружающей средой приводит к частым отказам. По этой причине пневмопривод является единственным надежным источником энергии для механизации работ в литейном и сварочном производстве, в кузнечно-прессовых цехах, в некоторых производствах по добыче и переработке сырья и др. Благодаря высокой надежности пневмопривод часто используется в тормозных системах мобильных и стационарных машин.

4. Значительно больший срок службы, чем гидро- и электропривода. Срок службы оценивают двумя показателями надежности: гамма процентной наработкой на отказ и гамма - процентным ресурсом. Для пневматических устройств циклического действия ресурс составляет от 5 до 20 млн. циклов в зависимости от назначения и конструкции, а для устройств нециклического действия около 10-20 тыс. часов. Это в 2-4 раза больше, чем у гидропривода и в 10-20 раз больше, чем у электропривода.

5. Высокое быстродействие. Здесь имеется в виду не скорость передачи сигнала (управляющего воздействия), а реализуемые скорости рабочих движений, обеспечиваемых высокими скоростями движения воздуха. Поступательное движение штока пневмоцилиндра возможно до 15 м/с и более, а частота вращения выходного вала некоторых пневмомоторов (пневмотурбин) до 100000 об/мин. Это достоинство в полной мере реализуется в приводах циклического действия, особенно для высокопроизводительного оборудования, например, в манипуляторах, прессах, машинах точечной сварки, в тормозных и фиксирующих устройствах, причем увеличение количества одновременно срабатывающих пневмоцилиндров (например, в многоместных приспособлениях для зажима деталей) практически не снижает время срабатывания. Большая скорость вращательного движения используется в приводах сепараторов, центрифуг, шлифовальных машин, бормашин и др. Реализация больших скоростей в гидроприводе и электроприводе ограничивается их большей инерционностью (масса жидкости и инерция роторов) и отсутствием демпфирующего эффекта, которым обладает воздух.

6. Возможность передачи пневмоэнергии на относительно большие расстояния по магистральным трубопроводам и снабжение сжатым воздухом многих потребителей. В этом отношении пневмопривод уступает электроприводе, но значительно превосходит гидропривод, благодаря меньшим потерям напора в протяженных магистральных линиях. Электрическая энергия может передаваться по линиям электропередач на многие сотни и тысячи километров без ощутимых по-

ть, а расстояние передачи пневмоэнергии экономически целесообразно до нескольких десятков километров, что реализуется в пневмосистемах крупных горных и промышленных предприятий с централизованным питанием от компрессорной станции.

Известен опыт создания городской компрессорной станции в 1888 г. одним из промышленников в Париже. Она снабжала заводы и фабрики по магистралям протяженностью 48 км при давлении 0,6 МПа и имела мощность до 18500 кВт. С появлением надежных электропередач ее эксплуатация стала невыгодной.

Максимальная протяженность гидросистем составляет около 250-300 м в механизированных комплексах шахт для добычи угля, причем в них используется обычно менее вязкая водно-масляная эмульсия.

7. Отсутствие необходимости в защитных устройствах от перегрузки давлением у потребителей. Требуемый предел давления воздуха устанавливается общим предохранительным клапаном, находящимся на источниках пневмоэнергии. Пневмодвигатели могут быть полностью заторможены без опасности повреждения и находиться в этом состоянии длительное время.

8. Безопасность для обслуживающего персонала при соблюдении общих правил, исключающих механический травматизм. В гидро- и электроприводах возможно поражение электрическим током или жидкостью при нарушении изоляции или разгерметизации трубопроводов.

9. Улучшение проветривания рабочего пространства за счет отработанного воздуха. Это свойство особенно полезно в горных выработках и помещениях химических и металлообрабатывающих производств.

10. Нечувствительность к радиационному и электромагнитному излучению. В таких условиях электрогидравлические системы практически непригодны. Это достоинство широко используется в системах управления космической, военной техники, атомных реакторах и т.п.

Несмотря на вышеописанные достоинства, применяемость пневмопривода ограничивается в основном экономическими соображениями из-за больших потерь энергии в компрессорах и пневмодвигателях, а также других недостатков, описанных ниже.

1. Высокая стоимость пневмоэнергии. Если гидро- и электропривод имеют КПД, соответственно, около 70% и 90%, то КПД пневмопривода обычно 5-15% и очень редко до 30%. Во многих случаях КПД может быть 1% и менее. По этой причине пневмопривод не применяется в машинах с длительным режимом работы и большой мощности, кроме

условий, исключающих применение электроэнергии (например, горнодобывающие машины в шахтах, опасных по газу).

2. Относительно большой вес и габариты пневмомашин из-за низкого рабочего давления. Если удельный вес гидромашин, приходящийся на единицу мощности, в 5-10 раз меньше веса электромашин, то пневмомашин имеют примерно такой же вес и габариты, как последние.

3. Трудность обеспечения стабильной скорости движения выходного звена при переменной внешней нагрузке и его фиксации в промежуточном положении. Вместе с тем мягкие механические характеристики пневмопривода в некоторых случаях являются и его достоинством.

4. Высокий уровень шума, достигающий 95-130 дБ при отсутствии средств для его снижения. Наиболее шумными являются поршневые компрессоры и пневмодвигатели, особенно пневмомолоты и другие механизмы ударно-циклического действия. Наиболее шумные гидроприводы (к ним относятся приводы с шестеренными машинами) создают шум на уровне 85-104 дБ, а обычно уровень шума значительно ниже, примерно как у электромашин, что позволяет работать без специальных средств шумопонижения.

5. Малая скорость передачи сигнала (управляющего импульса), что приводит к запаздыванию выполнения операций. Скорость прохождения сигнала равна скорости звука и, в зависимости от давления воздуха, составляет примерно от 150 до 360 м/с. В гидроприводе и электроприводе, соответственно, около 1000 и 300000 м/с.

Перечисленные недостатки могут быть устранены применением комбинированных пневмоэлектрических или пневмогидравлических приводов.

8.3. Течение воздуха

Инженерные расчеты пневмосистем сводятся к определению скоростей и расходов воздуха при наполнении и опорожнении резервуаров (рабочих камер двигателей), а также с его течением по трубопроводам и через местные сопротивления. Вследствие сжимаемости воздуха эти расчеты значительно сложнее, чем расчеты гидравлических систем, и в полной мере выполняются только для особо ответственных случаев. Полное описание процессов течения воздуха можно найти в специальных курсах газодинамики.

Основные закономерности течения воздуха (газа) такие же, как и для жидкостей [5], т.е. имеют место ламинарный и турбулентный режимы

течения, установившийся и неустановившийся характер течения, равномерное и неравномерное течение из-за переменного сечения трубопровода и все остальные кинематические и динамические характеристики потоков. Вследствие низкой вязкости воздуха и относительно больших скоростей режим течения в большинстве случаев турбулентный.

Для промышленных пневмоприводов достаточно знать закономерности установившегося характера течения воздуха. В зависимости от интенсивности теплообмена с окружающей средой расчеты параметров воздуха выполняются с учетом вида термодинамического процесса, который может быть от изотермического (с полным теплообменом и выполнением условия $T = \text{const}$) до адиабатического или изоэнтропного (без теплообмена).

В реальных условиях неизбежно происходит некоторый теплообмен между воздухом и деталями системы, и имеет место так называемое политропное изменение состояния воздуха. Весь диапазон реальных процессов описывается уравнением этого состояния

$$pV^n = \text{const} \quad \text{и} \quad \frac{p}{\rho^n} = \text{const}, \quad (8.1)$$

где n - показатель политропы, изменяющийся в пределах от $n = 1$ (изотермический процесс) до $n = 1,4$ (адиабатический процесс).

Близкими к изотермическому являются процессы медленного сжатия или расширения газа, например, при разрядке газогидравлического аккумулятора в режиме поддержания давления в системе. Движение воздуха в длинных трубопроводах также близко к изотермическому.

При больших скоростях исполнительных механизмов и течения газа через сопротивления процесс сжатия считается адиабатическим с показателем адиабаты $k = 1,4$. В практических расчетах показатель адиабаты заменяют на показатель политропы (обычно принимают $n = 1,3-1,35$), что позволяет учесть потери, обусловленные трением воздуха, и возможный теплообмен.

При расчете газовых систем необходимо иметь в виду два принципиальных отличия от расчета гидросистем.

Первое отличие заключается в том, что определяется не объемный расход воздуха, а массовый. Это позволяет унифицировать и сравнивать параметры различных элементов пневмосистем по стандартному воздуху ($\rho = 1,25 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 14,9 \text{ мм}^2/\text{с}$ при $p = 101,3 \text{ кПа}$ и $t = 20^\circ\text{C}$). В этом случае уравнение расходов записывается в виде

$$Q_{m1} = Q_{m2} \quad \text{или} \quad \rho_1 V_1 S_1 = \rho_2 V_2 S_2. \quad (8.2)$$

Второе отличие заключается в том, что при сверхзвуковых скоростях течения воздуха изменяется характер зависимости расхода от перепада давлений на сопротивлении. В связи с этим существуют понятия подкритического и надкритического режимов течения воздуха. Смысл этих терминов поясняется ниже.

В основу расчетов течения воздуха положено известное уравнение Бернулли движения идеального газа в адиабатном режиме

$$gz + \frac{V^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} = \text{const} . \quad (8.3)$$

Рассмотрим общий случай течения воздуха через местное сопротивление с площадью проходного сечения S при неограниченном объеме воздуха на входе (рис.8.1,а).

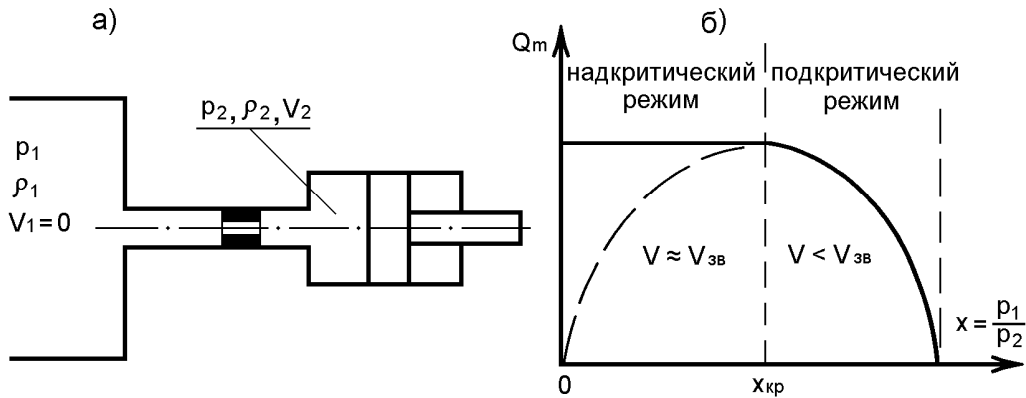


Рис.8.1. Расчетная схема истечения воздуха через дроссель (а) и зависимость расхода воздуха от степени расширения (б)

Пренебрегая разностью геометрических напоров $z_1 - z_2$ и полагая скорость $V_1 = 0$ из-за вышеотмеченного условия, выражение (8.3) можно записать так:

$$\frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{k}{k-1} \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2} .$$

Отсюда расчетная скорость истечения воздуха V_2 может быть определена по формуле:

$$V_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2} \right)} .$$

Подставляя полученное выражение скорости в формулу массового расхода (8.1), получим

$$Q_m = \rho_2 V_2 S_2 = \rho_2 S_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2} \right)} . \quad (8.4)$$

Для случая с идеальным газом

$$\rho_2 = \rho_1 (p_2/p_1)^{1/k}. \quad (8.5)$$

Тогда формула (8.4) после преобразований и замены $S_2 = S$ приобретает вид

$$Q_m = S \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 \rho_1} \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k+1)/k}} = j S \sqrt{p_1 \rho_1}, \quad (8.6)$$

где
$$j = \sqrt{\frac{2k}{k-1}} \sqrt{x^{2/k} - x^{(k+1)/k}}. \quad (8.7)$$

В последнем выражении $x = p_2/p_1$ называется степенью расширения газа.

Математический анализ формулы (8.7) на экстремум позволяет установить, что при некотором $x = x_{кр}$ имеет место максимальный расход, а именно при

$$x_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}. \quad (8.8)$$

Можно доказать, что максимальному расходу соответствует и максимальная скорость течения газа, которая равна скорости звука в той зоне, куда происходит истечение. Критическая скорость определяется по известной из курса газодинамики формуле

$$V_{кр} = V_{зв} = \sqrt{k \frac{p}{\rho}}. \quad (8.9)$$

Численное значение $x_{кр} = 0,528$ при $k = 1,4$ (адиабатический процесс) и $x_{кр} = 0,555$ при $n = 1,25$ (политропное состояние).

Характеристика истечения газа в зависимости от степени расширения x показана на рис.8.1,б, из которого видно, что существует две зоны (области) течения:

при $x_{кр} < x < 1$ скорость течения меньше скорости звука, и газ ведет себя подобно жидкости - это зона подкритического (докритического) течения;

при $0 < x < x_{кр}$ скорость течения постоянна и близка к скорости звука - это зона надкритического течения.

В надкритической зоне имеет место максимальная скорость и расход, соответствующие критическому расширению газа. Исходя из этого при определении расходов воздуха предварительно определяют по перепаду давления режим истечения (зону), а затем расход. Потери на трение воздуха учитывают коэффициентом расхода μ , который с достаточной точностью можно вычислить по формулам для несжимаемой жидкости ($\mu = 0,1...0,6$).

Окончательно получаем формулу для определения массового расхода в докритической зоне истечения

$$Q_m = \mu S \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 \rho_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k+1)/k} \right]}. \quad (8.10)$$

Заменяв степень расширения p_2/p_1 на величину $x_{кр}$ (8.8) и произведя преобразования, получим формулу расхода в надкритической зоне истечения

$$Q_m = \mu S \left(\frac{2k}{k+1} \right)^{1/(k-1)} \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_1 \rho_1}. \quad (8.11)$$

Полученные формулы используются при проектировочных расчетах пневмосопротивлений, а при эксплуатационных расчетах чаще пользуются расходной характеристикой проточного пневмоустройства (распределителя, дросселя, клапана и т.п.), которая оценивается *параметром пропускной способности* K_v . Он определяется экспериментально путем проливки воды ($\rho=1000 \text{ кг/м}^3$) при перепаде давления 0,098 МПа (1 атм) и обязательно имеется в паспортных данных устройства

$$K_v = Q_v / \sqrt{\Delta p}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (8.12)$$

где Q_v - расход воды, $\text{м}^3/\text{ч}$; Δp - перепад давления, Па.

Для определения расхода воздуха, приведенного к нормальным условиям ($p = 1 \text{ атм}$ и $t = 20^\circ\text{C}$) пользуются следующими формулами:

для подкритического истечения

$$Q = 4,7 K_v \sqrt{p_2 (p_1 - p_2)}, \text{ м}^3/\text{мин}; \quad (8.13)$$

для надкритического истечения

$$Q = 4,7 K_v p_2 / 2, \text{ м}^3/\text{мин}. \quad (8.14)$$

8.4. Подготовка сжатого воздуха

В промышленности используются различные конструкции машин для подачи воздуха под общим названием *воздуходувки*. При создании избыточного давления до 0,015 МПа они называются *вентиляторами*, а при давлении свыше 0,115 МПа - *компрессорами*.

Вентиляторы относятся к лопастным машинам динамического действия и кроме своего основного назначения - проветривания, применяются в пневмотранспортных системах и низконапорных системах пневмоавтоматики.

В пневмоприводах источником энергии служат компрессоры с рабочим давлением в диапазоне 0,4-1 МПа. Они могут быть объемного дей-

ствия (чаще поршневые) или динамического (лопастные). Теория работы компрессоров изучается в специальных дисциплинах.

По виду источника и способу доставки пневмоэнергии различают *магистральный*, *компрессорный* и *аккумуляторный* пневмопривод.

Магистральный пневмопривод характеризуется разветвленной сетью стационарных пневмолиний, соединяющих компрессорную станцию с цеховыми, участковыми потребителями в пределах одного или нескольких предприятий. Компрессорная станция оборудуется несколькими компрессорными линиями, обеспечивающими гарантированное снабжение потребителей сжатого воздуха с учетом возможной неравномерной работы последних. Это достигается установкой промежуточных накопителей пневмоэнергии (ресиверов) как на самой станции, так и на участках. Пневмолинии обычно резервируются, чем обеспечивается удобство их обслуживания и ремонта. Типовой комплект устройств, входящих в систему подготовки воздуха, показан на принципиальной схеме компрессорной станции (рис.8.2).

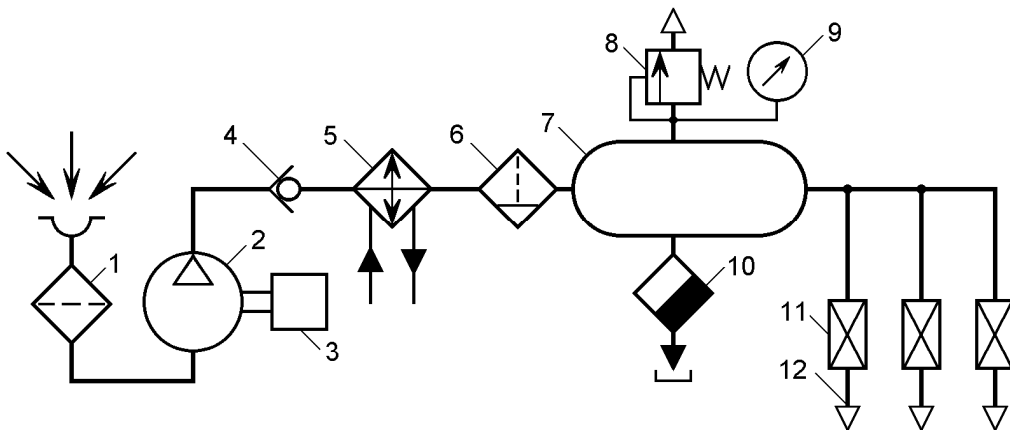


Рис.8.2. Принципиальная схема компрессорной станции

Компрессор 2 с приводным двигателем 3 всасывает воздух из атмосферы через заборный фильтр 1 и нагнетает в ресивер 7 через обратный клапан 4, охладитель 5 и фильтр-водоотделитель 6. В результате охлаждения воздуха водяным охладителем 5 происходит конденсация 70-80% содержащейся в воздухе влаги, улавливаемой фильтром-водоотделителем и со 100%-ной относительной влажностью воздух поступает в ресивер 7, который аккумулирует пневмоэнергию и сглаживает пульсацию давления. В нем происходит дальнейшее охлаждение воздуха и конденсация некоторого количества влаги, которая по мере накопления удаляется вместе с механическими примесями через вентиль 10. Ресивер обязательно оборудуется одним или несколькими

предохранительными клапанами 8 и манометром 9. Из ресивера воздух отводится к пневмолиниям 12 через краны 11. Обратный клапан 4 исключает возможность резкого падения давления в пневмосети при отключении компрессора.

Компрессорный пневмопривод отличается от вышеописанного магистрального своей мобильностью и ограниченностью числа одновременно работающих потребителей. Передвижные компрессоры наиболее широко используются при выполнении различных видов строительных и ремонтных работ. По комплекту устройств, входящих в систему подготовки воздуха, он практически не отличается от вышеописанной компрессорной станции (водяной охладитель заменяется на воздушный). Подача воздуха к потребителям осуществляется через резиноканевые рукава.

Аккумуляторный пневмопривод ввиду ограниченного запаса сжатого воздуха в промышленности применяется редко, но широко используется в автономных системах управления механизмов с заданным временем действия. На рис.8.3 показаны несколько примеров аккумуляторного питания пневмосистем.

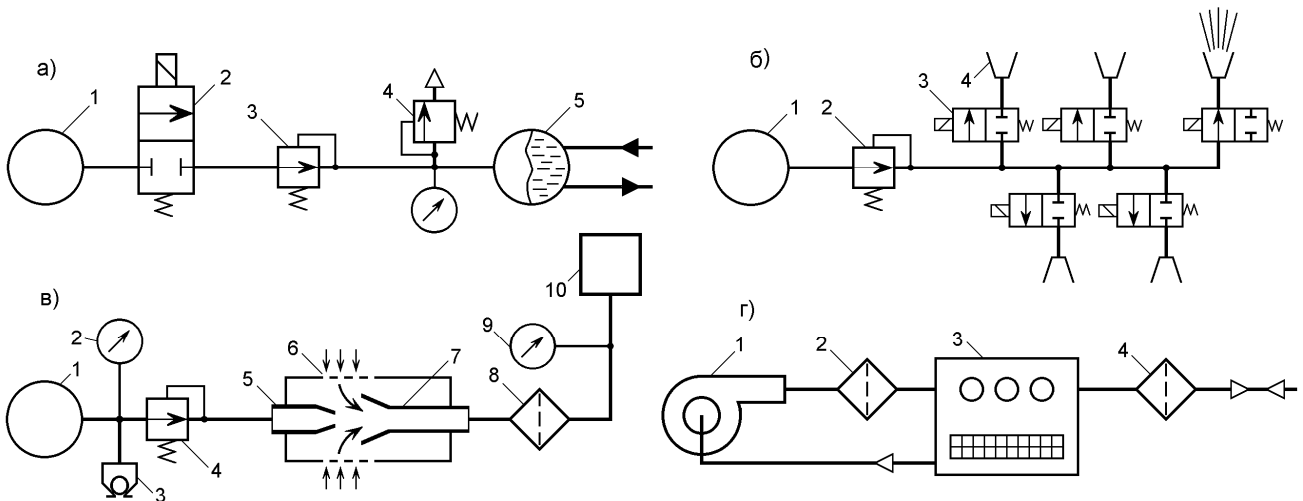


Рис.8.3. Принципиальные схемы аккумуляторного питания пневмосистем (а,б,в) и замкнутой пневмосистемы (г)

Для бесперебойной подачи жидкости в гидросистему или топлива в двигатели внутреннего сгорания аппаратов с переменной ориентацией в пространстве применяется наддув бака с жидкостью (рис.8.3,а) от пневмобаллона 1.

Вытеснение жидкости из бака 5, разделенного мембраной на две части, обеспечивается постоянным давлением воздуха, зависящим от настройки редукционного клапана 3 при включении электроклапана 2. Предельное давление ограничивается клапаном 4.

Система ориентации летательного аппарата (рис.8.3,б) состоит из управляющих реактивных пневмодвигателей 4, питающихся от шарового пневмобаллона 1 через редукционный клапан 2 и электроклапаны 3.

Для питания систем промышленной пневмоавтоматики часто используется не только средний (нормальный) диапазон давления воздуха (0,118-0,175 МПа), а и низкий диапазон (0,0012-0,005 МПа). Это позволяет уменьшить расход сжатого воздуха, увеличить проходное сечение элементов и, следовательно, снизить вероятность засорения дросселирующих устройств, а в некоторых случаях получить ламинарный режим течения воздуха с линейной зависимостью $Q = f(\Delta p)$, что весьма важно в устройствах пневмоавтоматики.

При наличии источника высокого давления можно обеспечить питание пневмосистемы низкого давления с большим расходом воздуха при помощи эжектора (рис.8.3,в). От пневмобаллона высокого давления 1, оборудованного редукционным клапаном 4, манометром 2 и зарядным клапаном 3 воздух поступает на питающее сопло 5 эжектора. При этом внутри корпуса эжектора создается пониженное давление, и из окружающей среды через фильтр 6 подсасывается воздух, который поступает в приемное сопло 7 большего диаметра. После эжектора воздух вторично очищается от пыли фильтром 8 и поступает к устройствам 10 пневмоавтоматики. Манометром 9 контролируется рабочее давление, величина которого может корректироваться редуктором 4.

Все вышеописанные пневмосистемы относятся к разомкнутым (бесциркуляционным). На рис.8.3,г показана замкнутая схема питания системы пневмоавтоматики, используемая в условиях пыльной атмосферы. Подача воздуха к блоку пневмоавтоматики 3 осуществляется вентилятором 1 через фильтр 2, причем всасывающий канал вентилятора соединен с внутренней полостью герметичного кожуха блока 3, которая одновременно через фильтр тонкой очистки 4 сообщается с атмосферой. Часто в качестве вентилятора используются бытовые электропылесосы, способные создавать давление до 0,002 МПа.

Воздух, поступающий к потребителям, должен быть очищен от механических загрязнений и содержать минимум влаги. Для этого служат фильтры-влажнотделители, у которых в качестве фильтрующего элемента обычно используется ткань, картон, войлок, металлокерамика и другие пористые материалы с тонкостью фильтрации от 5 до 60 мкм. Для более глубокой осушки воздуха его пропускают через адсорбенты, поглощающие влагу. Чаще всего для этого используется силикагель. В

обычных пневмоприводах достаточную осушку обеспечивают ресиверы и фильтры-влагоотделители, но вместе с тем воздуху необходимо придавать смазочные свойства, для чего служат маслораспылители фитильного или эжекторного типа.

На рис.8.4 показан типовой узел подготовки воздуха, состоящий из фильтра-влагоотделителя 1, редукционного клапана 2 и маслораспылителя 3.

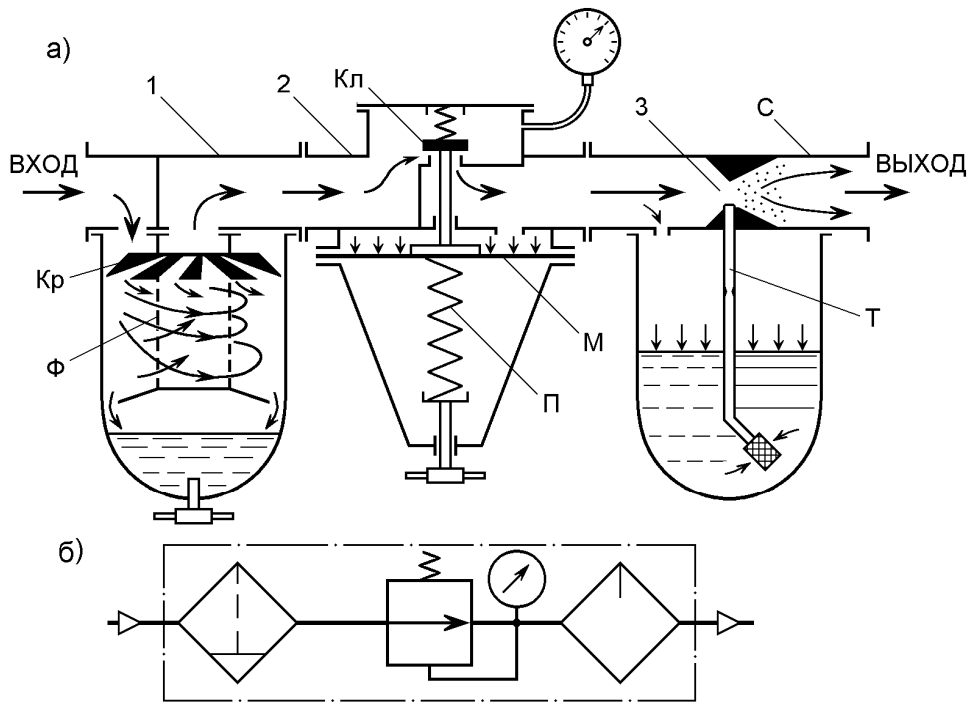


Рис.8.4. Типовой узел подготовки воздуха и его обозначение

Поступающий на вход фильтра воздух получает вращательное движение за счет неподвижной крыльчатки К. Центробежной силой частицы влаги и механических примесей отбрасываются к стенке прозрачного корпуса и оседают в его нижнюю часть, откуда по мере необходимости удаляются через сливной кран. Вторичная очистка воздуха происходит в пористом фильтре Ф, после которого он поступает на вход редуктора, где происходит дросселирование через зазор клапана К, величина которого зависит от выходного давления над мембраной М. Увеличение усилия сжатия пружины П обеспечивает увеличение зазора К клапана и, следовательно, выходного давления. Корпус маслораспылителя 3 делается прозрачным и заполняется через пробку смазочным маслом. Создаваемое на поверхности масла давление вытесняет его через трубку Т вверх к соплу С, где оно эжектируется и распыляется потоком воздуха. В маслораспылителях фитильного типа вместо трубки Т

установлен фитиль, по которому масло поступает в распылительное сопло за счет капиллярного эффекта.

8.5. Исполнительные пневматические устройства

Исполнительными устройствами пневмоприводов называются различные механизмы, обеспечивающие преобразование избыточного давления воздуха или вакуума в рабочее усилие. Если при этом рабочий орган совершает движение относительно пневмоустройства, то он называется пневмодвигателем, а если движения нет или оно происходит совместно с пневмоустройством, то оно называется пневмоприжимом или пневмозахватом.

Пневмодвигатели могут быть, как и гидродвигатели, вращательного или поступательного действия и называются, соответственно, пневмомоторами и пневмоцилиндрами. Конструктивное исполнение этих устройств во многом похоже на их гидравлические аналоги, описанные в п.1.2.

Наибольшее применение получили шестеренные, пластинчатые и радиально-поршневые пневмомоторы объемного действия. На рис.8.5,а показана схема радиально поршневого мотора с передачей крутящего момента на вал через кривошипно-шатунный механизм.

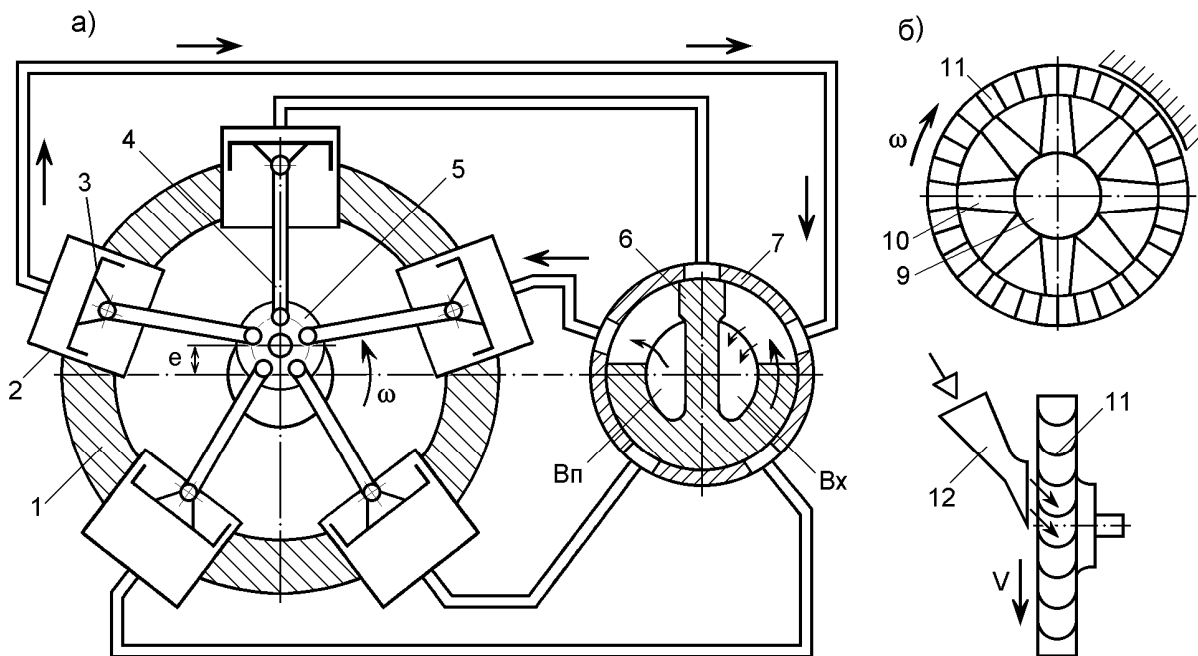


Рис.8.5. Схемы пневмомоторов объемного (а) и динамического (б) действия

В корпусе 1 симметрично расположены цилиндры 2 с поршнями 3. Усилие от поршней передается на коленчатый вал 5 через шатуны 4, прикрепленные шарнирно к поршням и кривошипу коленчатого вала. Сжатый воздух подводится к рабочим камерам по каналам 8, которые поочередно сообщаются с впускным ВП и выхлопным ВХ каналами распределительного золотника 6, вращающегося синхронно с валом мотора. Золотник вращается в корпусе распределительного устройства 7, к которому подведены магистрали впуска и выхлопа воздуха.

Радиально-поршневые пневмомоторы являются относительно тихоходными машинами с частотой вращения вала до 1000-1500 об/мин. Более быстроходны шестеренные и пластинчатые моторы (2000-4000 об/мин), но самыми быстроходными (до 20000 об/мин и более) могут быть турбинные пневмомоторы, в которых используется кинетическая энергия потока сжатого воздуха. В частности, такие моторы используются для вращения рабочих колес вентиляторов на горных предприятиях. На рис.8.5,б показана схема пневмопривода колеса вентилятора, состоящего из ступицы 9 с лопаток 10, к которым жестко прикреплен вращающийся обод с лопатками пневмомотора 11. Поток сжатого воздуха, вытекающий из сопла 12 по касательной к изогнутым лопаткам 11, отдает свою энергию и заставляет вращаться колесо вентилятора с большой скоростью. Описанное устройство можно назвать пневмопреобразователем, преобразующим поток воздуха высокого давления в поток низкого давления с гораздо большим расходом.

Пневмопривод отличается большим разнообразием оригинальных исполнительных устройств с эластичными элементами в форме мембран, оболочек, гибких нитей, рукавов и т.п. Они широко используются в зажимных, фиксирующих, переключающих и тормозных механизмах современных автоматизированных производств. К ним относятся *мембранные* и *сильфонные пневмоцилиндры* с относительно малой величиной рабочего хода штока (рис.1.10). Плоская резиновая мембрана позволяет получить перемещение штока $0,1 \dots 0,5$ ее эффективного диаметра. При выполнении мембраны в форме гофрированного чулка рабочий ход увеличивается до нескольких диаметров мембраны. Такие пневмоцилиндры называются *сильфонными*. Они могут быть с внешним и внутренним подводом воздуха. В первом случае длина гофрированной трубки под действием давления уменьшается, во втором увеличивается за счет деформации гофров. В качестве эластичного элемента применяется резина, резинотканевые и синтетические материалы, а также тонколистовая сталь, бронза, латунь.

Увеличение скорости выполнения операций во многих случаях достигается применением пневмозахватов, схемы которых показаны на рис.8.6.

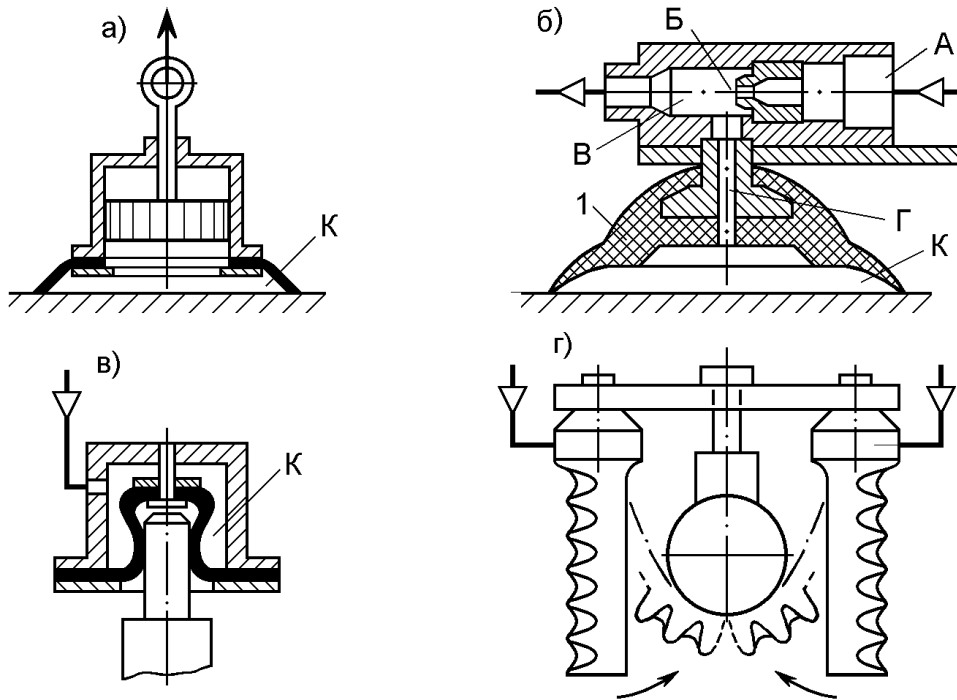


Рис.8.6. Схемы пневмозахватов

Для перемещения листовых изделий используются пневмоприсоски, относящиеся к вакуумным захватам безнасосного и насосного типа. В захватах безнасосного типа (рис.8.6,а) вакуум в рабочей камере **К** создается при деформации самих элементов захвата, выполненных в виде гибкой тарелки, прилегающей своей кромкой к детали и подвижным поршнем, к которому прикладывается внешнее усилие. Величина вакуума при подъеме детали пропорциональна ее весу и обычно бывает не более 55 кПа. Для обеспечения лучшего притяжения и недостаточно гладкой поверхности детали применяют захваты насосного типа, у которых воздух из рабочей камеры отсасывается насосом до глубины вакуума 70...95 кПа.

Часто применяют простые устройства эжекторного типа (рис.8.6,б), в которых кинетическая энергия струи жидкости, пара или воздуха используется для отсасывания воздуха из рабочей камеры **К**, находящейся между присоской 1 и деталью. Сжатый воздух, поступающий на вход **А**, проходит с большой скоростью через сопло **Б** эжектора и создает пониженное давление в камере **В** и канале **Г**, сообщаемым с рабочей камерой **К**.

Для зажима деталей цилиндрической формы применяют пневмозахваты, выполненные по схемам в и г (рис.8.6). При подводе воздуха в

рабочую камеру **К** упругий цилиндрический колпачок охватывает шейку вала и создает усилие, достаточное для его зажима. На схеме **г** показан двусторонний пневмозахват, рабочими элементами которого служат сильфоны с односторонним гофром. При создании избыточного давления внутри сильфона гофрированная сторона растягивается на большую длину, чем гладкая, что вызывает перемещение незакрепленной (консольной) стороны трубки в направлении охватываемой детали. Такими устройствами можно фиксировать детали не только круглой формы, но и с любыми фасонными поверхностями.

В ряде случаев возникает потребность в перемещении рабочих органов на большие расстояния до 10-20 м и более по прямолинейной или искривленной траектории. Применение обычных штоковых пневмоцилиндров ограничено рабочим ходом до 2 м. Конструкции бесштоковых пневмоцилиндров, удовлетворяющих этим требованиям, показаны на рис.8.7.

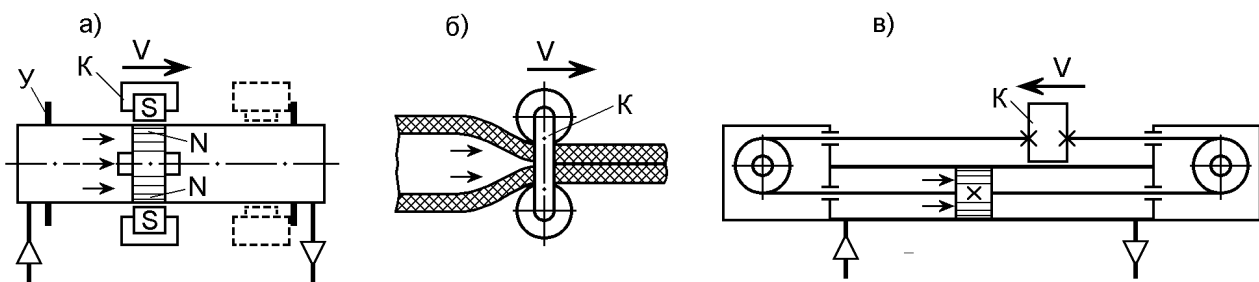


Рис.8.7. Схемы бесштоковых пневмодвигателей
поступательного движения

Отсутствие жесткого штока позволяет практически в два раза уменьшить длину цилиндра в выдвинутом положении. На схеме **а** показан длинноходовой пневмоцилиндр с передачей усилия через сильный постоянный магнит. Абсолютно герметичная гильза цилиндра выполнена из немагнитного материала, а ее внутренняя полость разделяется поршнем на две камеры, к которым подводится сжатый воздух. В поршне и каретке **К**, соединенной с рабочим органом, встроены противоположные полюса магнита **S** и **N**, взаимодействие которых обеспечивает передачу движущего усилия на каретку, скользящую по направляющим на внешней поверхности гильзы. Ход каретки ограничивается конечными упорами **У**.

Практически неограниченную длину хода имеют пневмоцилиндры с эластичной гильзой (рис.8.7,б), охватываемой двумя роликами, соеди-

ненными кареткой **К**. Они очень эффективны для перемещения штучных грузов по сложной траектории и небольших рабочих усилиях.

Пневмоцилиндр с гибким штоком показан на схеме рис.8.7,в. В такой конструкции тяговое усилие передается на каретку **К** от поршня через гибкий элемент (обычно стальной трос, облицованный эластичной пластмассой), охватывающий обводной и натяжной ролики, расположенные на крышках цилиндра.

8.6. Индикаторные диаграммы пневмодвигателей

Принцип действия и особенности работы пневмодвигателей наиболее рационально рассмотреть на основе теоретических индикаторных диаграмм, представляющих собой графическую иллюстрацию состояния воздуха в рабочей камере двигателя в координатах $p - V$. На рис.8.8,а,б показаны индикаторные диаграммы идеального (теоретического) пневмоцилиндра.

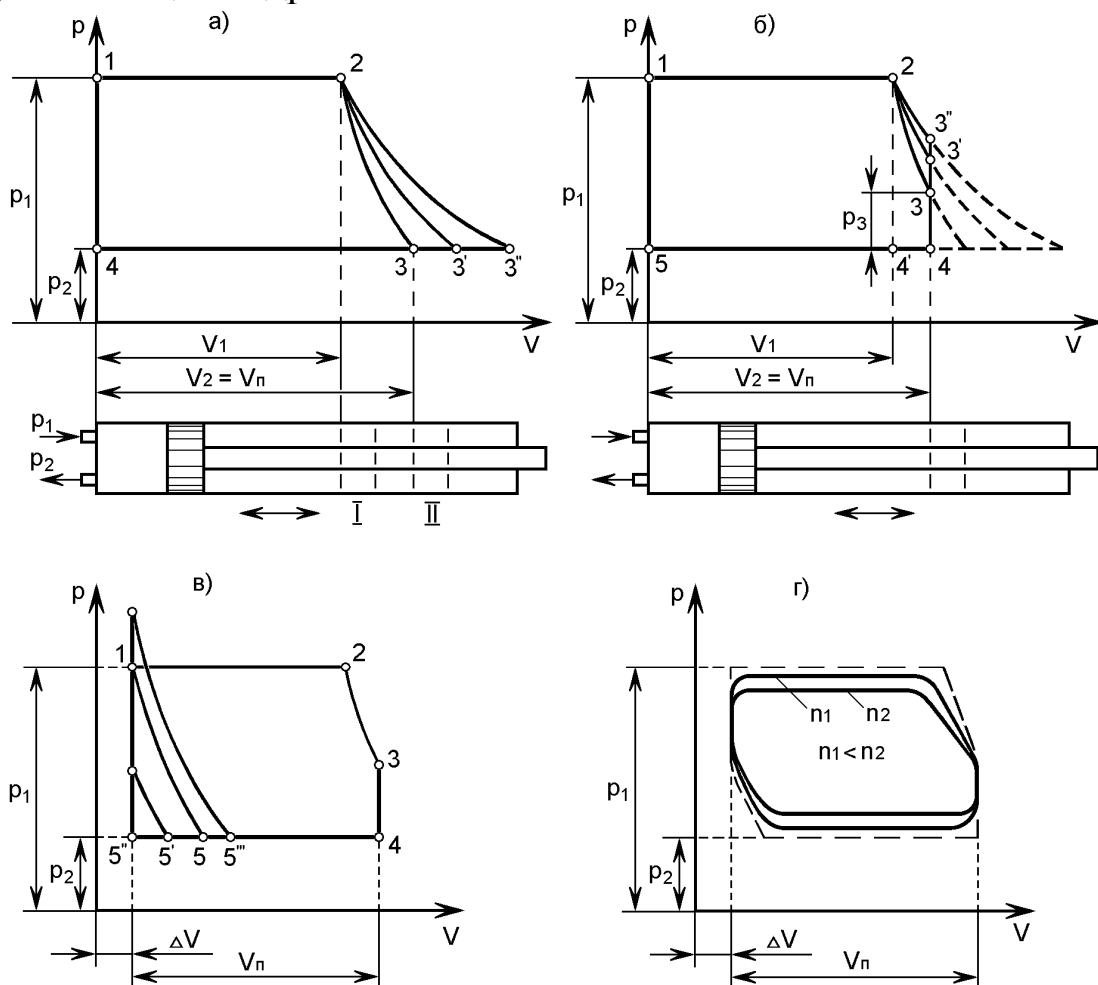


Рис.8.8. Индикаторные диаграммы пневмодвигателя

Под идеальным понимают пневмодвигатель, у которого отсутствует вредное пространство (т.е. рабочая камера используется на 100%), пол-

ностью отсутствуют потери энергии, распределитель воздуха безынерционный (т.е. подводящий и выхлопной каналы открываются и закрываются мгновенно на полную величину), расширение сжатого воздуха происходит при постоянном показателе термодинамического процесса.

На рис.8.8,а показана диаграмма для случая полного расширения сжатого воздуха. Воздух, поступающий под давлением p с температурой T_1 перемещает поршень вправо (линия 1-2). В положении поршня I подача воздуха и наполнение камеры прекращается (точка 2), но поршень продолжает перемещаться за счет расширения воздуха (линия 2-3) до конечного положения II (точка 3). В этот момент открывается выходной канал, и поршень под действием внешних сил перемещается влево, выталкивая воздух при давлении p_2 в окружающую среду с таким же давлением (линия 3-4). При достижении поршнем крайнего левого положения (точка 4) выходной канал мгновенно закроется, а входной откроется, что приведет к скачку давления на поршень (линия 4-1) и цикл повторится.

Рассмотренная диаграмма 1-2-3-4-1 соответствует адиабатическому расширению при $pV^k = \text{const}$, т.е. при полном отсутствии теплообмена с окружающей средой, что вполне соответствует работе реального двигателя из-за очень большой скорости протекания процесса. В этом случае температура воздуха в камере при расширении (2-3) резко уменьшается от T_1 до T_2 . Согласно уравнению Клайперона-Менделеева справедливы соотношения $p_1/\rho_1 = RT_1$ и $p_2/\rho_2 = RT_2$. Кроме того, при адиабатном процессе $p_1/\rho_1^k = p_2/\rho_2^k$, откуда

$$\rho_1/\rho_2 = (p_2/p_1)^{-1/k}. \quad (8.15)$$

Решая совместно эти уравнения, можно определить конечную температуру воздуха (точка 3 диаграммы):

$$T_2 = T_1 \frac{p_2 \rho_1}{p_1 \rho_2} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k}. \quad (8.16)$$

При $p_1 = 0,4$ МПа, $p_2 = 0,1$ МПа, $T_1 = 293$ К и показателе адиабаты $k = 1,4$, что соответствует реальным условиям работы, конечная температура будет:

$$T_2 = 293 \left(\frac{0,1}{0,4} \right)^{(1,4-1)/1,4} = 197\text{К} = -76^\circ\text{C}.$$

В пневмодвигателях конечная минимальная температура должна быть не ниже -40°C (233К), т.к. при меньших температурах происходит

недопустимое повышение вязкости смазки и обмерзание выхлопных окон, что выводит двигатель из строя. Поэтому степень расширения воздуха (степень снижения давления) в одной ступени двигателя в соответствии с уравнением (8.16) должна быть не менее

$$\left(\frac{p_2}{p_{1\min}}\right) = \left(\frac{T_{2\min}}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = \left(\frac{233}{293}\right)^{1,4/(1,4-1)} = 0,45. \quad (8.17)$$

При полном расширении воздуха в двигателе от давления p_1 до конечного давления $p_2 = p_{\text{атм}} = 0,1$ МПа условие (8.17) выполняется при $p_{1\max} = p_2 / 0,45 = 0,1/0,45 \approx 0,22$ МПа. Следовательно, при обычном давлении в пневмосети $p_1 = 0,5-0,6$ МПа работа двигателя по такому циклу недопустима. Есть два варианта предотвращения падения температуры ниже -40°C . Первый вариант осуществляется путем подогрева двигателя с приближением процесса расширения к изотермическому, которому соответствует диаграмма 1-2-3''-4-1. Дополнительно подведенное тепло приводит к большему расширению воздуха и увеличивает ход поршня. Так как площадь диаграммы тождественна выполненной работе, то при изотермическом процессе работа, совершаемая воздухом, будет больше, чем при адиабатном (примерно на 10-20%). Однако, этот положительный эффект кажущийся, так как для подогрева нужно затратить дополнительную энергию. Кроме того для обеспечения теплообмена нужно определенное время, что исключает применение этого варианта в быстроходных двигателях. Изотермический процесс возможен только в случае очень малых скоростей. В реальных условиях чаще происходит политропный процесс расширения по диаграмме 1-2-3'-4-1, занимающий промежуточное положение между адиабатическим и изотермическим, причем, чем больше скорости движения, тем показатель политропы n ближе к показателю адиабаты $k = 1,4$.

Практически переохладение воздуха предотвращается применением двигателей с *неполным расширением* (рис.8.8,б). В этом варианте выхлопной канал открывается раньше при давлении $p_3 > p_2$, и находящийся под избыточным давлением воздух устремляется на выход, не отдав полностью энергию. Площадь отсеченной части диаграммы соответствует прямым потерям энергии в двигателе. Как и в предыдущей диаграмме точки 3, 3', 3'' отражают характер и показатель термодинамического процесса при расширении. Из рисунка видно, что разница в значениях выполненной работы (площади диаграмм) при неполном расширении менее ощутима, чем при полном расширении (рис.8.8,а), причем она тем меньше, чем больше степень расширения.

Из диаграммы (рис.8.8,б) видно, что чем раньше откроется выхлопной канал, тем меньше фаза расширения (2-3) воздуха и ход поршня. При повышенных требованиях к компактности двигателей распределительный механизм проектируют так, чтобы моменты закрытия входного и открывания выходного каналов совпадали. Тогда работа двигателя происходит без расширения по диаграмме 1-2-4'-5-1. В случаях с неполным расширением воздух под избыточным давлением выходит в окружающее пространство и создает аэродинамический шум, для снижения которого выхлопные каналы снабжаются глушителями. По схеме без расширения воздуха работают пневмомолотки (бурильные, отбойные, клепальные) и шестеренные прямозубые пневмомоторы. Все остальные пневмодвигатели работают с неполным расширением, причем при перегрузках возможен переход на режим без расширения воздуха.

Из-за наличия вредного пространства, потерь давления и инерционности распределительных устройств действительные индикаторные диаграммы значительно отличаются от теоретических. Наличие вредного пространства обусловлено конструкцией камеры, подвижных частей и распределителя. В поршневом двигателе для исключения соударения поршня с крышкой (дном) выполнен кинематический зазор, образующий пространство ΔV (рис.8.8,в). В двигателе со свободным движением поршня (в пневмомолотках отсутствует шток) вредное пространство необходимо для создания упругой воздушной подушки, предотвращающей соударение поршня с крышкой. Индикаторная диаграмма при наличии вредного пространства и эффекта обратного сжатия воздуха показана на рис.8.8,в. Очевидно, что площадь индикаторной диаграммы, эквивалентная совершенной работе, меньше предыдущей (рис.8.8,б) на величину $\Delta V(p_1-p_2)$, что справедливо в случае одновременного закрытия выходного и открытия входного каналов (точки 5'' и 1). Если закрытие выходного канала происходит несколько ранее (точки 5', 5, 5'''), то происходит полное или частичное обратное сжатие воздуха, соответственно, по линиям 5-1 и 5'-1', что также уменьшает площадь индикаторной диаграммы из-за выполнения отрицательной работы на сжатие. При еще более раннем закрытии выходного канала происходит обратное сжатие воздуха по линии 5'''-1''. В этом случае возможен кратковременный встречный поток воздуха из цилиндра в подводящий канал. Такой вариант работы специально обеспечивают в пневмомолотках для гашения инерционных сил при обратном ходе поршня и исключения его соударения с крышкой. Линии обратного сжатия воздуха конгруэнтны линии 2-3, т.к. вследствие быстротходности

двигателя и отсутствия теплообмена они практически описываются уравнениями адиабатического процесса.

Реальные индикаторные диаграммы (рис.8.8,г) получают только экспериментальным путем и они по площади, естественно, меньше теоретических. Линия наполнения расположена ниже линии давления в сети p_1 , а линия выталкивания выше давления, окружающей среды p_2 из-за сопротивления распределительных каналов. Вследствие инерционности распределительного устройства и плавного изменения его площади проходного сечения нет четкого разграничения между тактами, т.е. все линии плавно переходят одна в другую. Изменение режима работы двигателя путем регулирования расхода воздуха или под действием внешней нагрузки также влияет на форму индикаторной диаграммы, так как потери давления пропорциональны квадрату скорости воздуха.

Отношение площадей реальной и теоретической индикаторных диаграмм принято называть условным адиабатным КПД, величина которого в оптимальном режиме обычно находится в пределах $\eta_{ад} = 0,35-0,55$.

8.7. Основные технические показатели и характеристики пневмодвигателя

Техническая характеристика пневмодвигателей оценивается скоростными параметрами (частота вращения вала мотора n и скорость поршня цилиндра V), силовыми параметрами (крутящий момент мотора M и усилие цилиндра R), потребляемой и полезной мощностью N и $N_{вых}$, абсолютным давлением воздуха на входе и выходе p_1 и p_2 , массовым расходом воздуха Q_m и объемным расходом Q_o , приведенным к нормальным условиям, удельным расходом воздуха на единицу мощности $Q_{уд} = Q / N$ и адиабатным КПД $\eta_{ад} = N / N_{вх}$.

Для определения перечисленных величин нужно предварительно определить расчетным путем удельную энергию E , потребляемую пневмодвигателем. Уменьшение энергии воздуха на пневмомоторе определяется как разность удельных энергий на входном и выходном патрубках (рис.8.9,а)

$$E = E_1 - E_2. \quad (8.18)$$

В соответствии с уравнением Бернулли при адиабатном процессе расширения воздуха (8.3) это выражение можно представить так:

$$E_{\text{ад}} = \left(gz_1 + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \right) - \left(gz_2 + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_2}{\rho_2} \right). \quad (8.19)$$

Обычно изменение кинетической энергии $\alpha_1 V_1^2/2 - \alpha_2 V_2^2/2$ и энергии положения $gz_1 - gz_2$ столь малы, что ими можно пренебречь. Тогда с учетом формулы (8.15) удельная энергия составит

$$E_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \right]. \quad (8.20)$$

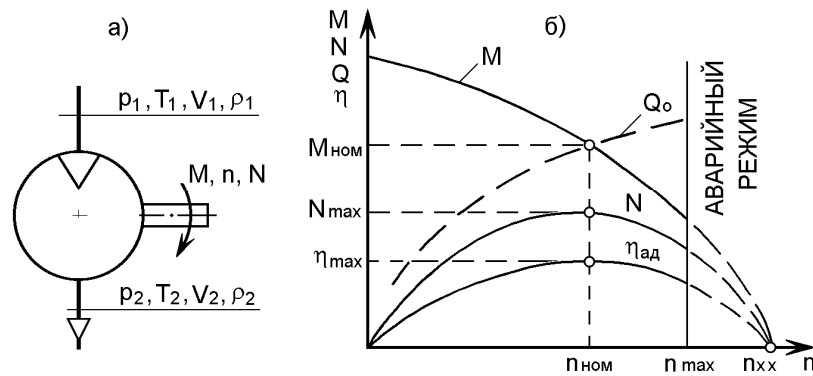


Рис.8.9. Схема к определению удельной энергии воздуха (а) и характеристики пневмомотора (б)

Полученное выражение позволяет определять расчетным путем основные показатели пневмодвигателей по следующим соотношениям:

$$N = N_{\text{вх}} \eta_{\text{ад}} = E_{\text{ад}} Q_{\text{м}} \eta_{\text{ад}} = E_{\text{ад}} \rho_0 Q_0 \eta_{\text{ад}}; \quad (8.21)$$

$$M = N/2\pi n; \quad (8.22)$$

$$R = N/V. \quad (8.23)$$

Показатели пневмодвигателей зависят от конструкции и могут изменяться в широком диапазоне. Удельный расход воздуха при мощности 3-55 кВт и давлении на входе 0,4 МПа обычно находится в пределах 50-80 (м³/ч)/кВт. Адиабатный КПД, которым учитываются все потери, зависит от типа и размера пневмодвигателя, а также от режима работы, что хорошо видно по характеристике $\eta_{\text{ад}} = f(n)$, показанной на рис.8.9,б. При правильно выбранных параметрах пневмомотора максимальному значению адиабатного КПД соответствует режим работы с максимальной мощностью и номинальными величинами $M_{\text{ном}}$ и $n_{\text{ном}}$. Одной из важнейших характеристик мотора является отношение пускового и номинального моментов $M_{\text{п}} / M_{\text{ном}}$, от которого зависит способность работы в тяжелых условиях с большими перегрузками. Обычно у пневмомоторов это отношение находится в пределах 1,2-2, причем большие

значения имеют поршневые машины и шестеренные с шевронными зубьями.

С уменьшением нагрузочного момента M возрастают его обороты n , расход воздуха Q_0 , и возможен так называемый "разнос", т.е. переход мотора в аварийный режим работы. Допустимое превышение максимальных оборотов n_{\max} над $n_{\text{ном}}$ может быть в зависимости от типа мотора в 1,5-2,8 раза.

Снижение выходной мощности N и КПД $\eta_{\text{ад}}$ в зоне больших скоростей происходит в основном из-за увеличения гидравлического сопротивления в каналах распределения потока воздуха и возрастания утечек.

Для предотвращения "разноса" двигателей, работающих с переменной нагрузкой, их снабжают регуляторами, ограничивающими расход воздуха при снижении нагрузки и стабилизирующими частоту вращения вала.

8.8. Пневмогидравлические приводы

Так называемая "податливость" пневмоприводов и неравномерность скорости при переменной нагрузке из-за сжимаемости воздуха может быть устранена применением пневмогидравлических устройств, в которых движущее усилие создается воздухом, а регулирование скорости и

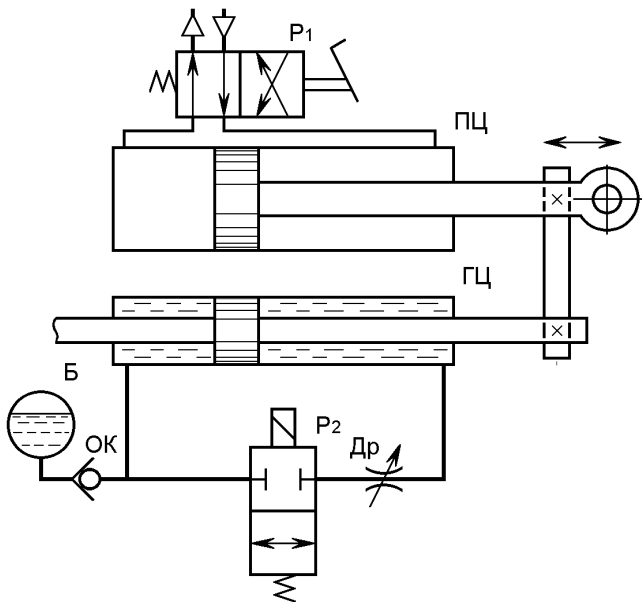


Рис.8.10. Пневмогидравлический узел подачи

фиксация исполнительного механизма в промежуточном положении обеспечиваются жидкостным контуром.

На рис.8.10 показана принципиальная схема узла подачи механизма, состоящего из двух параллельно (или соосно) расположенных цилиндров, штоки которых жестко соединены между собой. Пневмоцилиндр ПЦ, управляемый распределителем P1, создает движущее усилие, а гидроцилиндр ГЦ выполняет роль тормозящего (демпфирующего) устройства за счет перетекания жидкости между его полостями. Дроссель Др позволяет регулировать скорость движения, а распределитель P2 при выключенном электромагните прекращает перетекание жидкости и фиксирует узел подачи в любом промежуточном положении. Утечки жидкости из

счет перетекания жидкости между его полостями. Дроссель Др позволяет регулировать скорость движения, а распределитель P2 при выключенном электромагните прекращает перетекание жидкости и фиксирует узел подачи в любом промежуточном положении. Утечки жидкости из

замкнутого жидкостного контура восполняются из компенсационного бачка Б через обратный клапан ОК.

Для получения больших усилий в устройствах фиксации или торможения различных механизмов при их ограниченных габаритах используют пневмогидравлические преобразователи давления (мультипликаторы), схема которого показана на рис.8.11.

Мультипликатор М за счет разности площади поршней подает жидкость в рабочий пневмогидроцилиндр ПГЦ под высоким давлением с расходом, определяемым настройкой дросселя Др. Обратный ход ПГЦ происходит быстро при переключении распределителя Р в противоположную позицию.

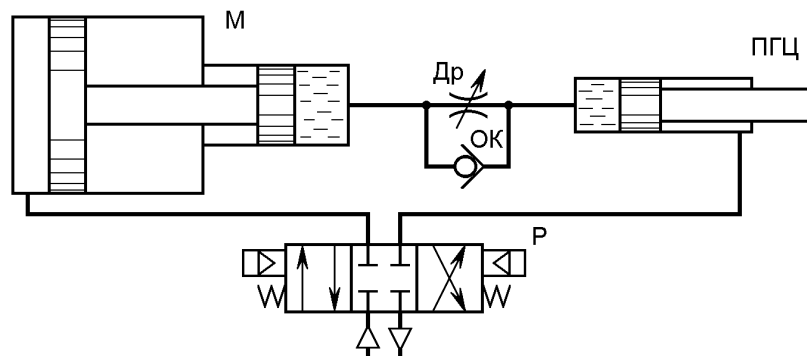


Рис.8.11. Пневмогидравлический преобразователь давления

Пневмогидравлические приводы позволяют устранить ряд недостатков пневмопривода и автоматизировать рабочие процессы машин.

8.9. Контрольные вопросы

1. Как применяются газы в современной технике? Что такое пневматический привод и каковы его основные отличительные особенности по сравнению с гидравлическим приводом?
2. Перечислите достоинства и недостатки пневматического привода.
3. Опишите закономерности течения воздуха.
4. Как выглядит принципиальная схема компрессорной станции и что входит в типовой узел подготовки воздуха?
5. Приведите схемы конструкций пневмомоторов объемного и динамического действия. Как выглядит бесштоковый пневмодвигатель?
6. Что такое индикаторная диаграмма пневмодвигателя и какие технические показатели характеризуют его работу?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов. 2-е изд.- М.: Машиностроение, 1982.
2. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Учебник для вузов.- М.: Машиностроение, 1972.
3. Гейер В.Г., Дулин С.В., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод: Учебник для вузов.- 3-е изд.- М.: Недра, 1991.
4. Стесин С.П., Яковенко Е.А. Лопастные машины и гидродинамические передачи: Учебник для вузов.- М.: Машиностроение, 1990.
5. Скорняков Н.М., Вернер В.Н., Кузнецов В.В. Гидравлика: теоретический курс с примерами практических расчетов: Учеб. пособие - / ГУ. Кузбас. гос. техн. ун-т. Кемерово, 2003.
6. Нагорный В.С., Денисов А.А. Устройства автоматизации гидро- и пневмосистем: Учеб. пособие техн.вузов.- М.: Высшая школа, 1991.
7. Коновалов В.М., Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Очистка рабочих жидкостей в гидроприводах станков.- М.: Машиностроение, 1976.
8. Сердечный В.Н., Бызов Н.А., Хаймусов А.К. Нормы расхода топливно-смазочных материалов в лесной промышленности: Справочник.- М.: Лесная пром-сть, 1990.
9. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник/ Е.В.Герц, А.И.Кудрявцев, О.В.Ложкин и др. - М.: Машиностроение, 1981.
10. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин: Учебник для вузов.- М.: Машиностроение, 1979.
11. Рехтен А.В. Струйная техника: Основы, элементы, схемы: Пер. с нем./ Пер. А.А.Левин.- М.: Машиностроение, 1980.
12. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник.- М.: Машиностроение, 1983.
13. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник.- 2-е изд., перераб. и доп..- М.: Машиностроение, 1988.
14. Гудилин Н.С., Кривенко Е.М., Маховиков Б.С., Пастоев И.Л. Гидравлика и гидропривод: Учеб. Пособие / Под общей ред. И.Л. Пастоева.- 3-е изд. стер.- М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2001.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ОБЪЕМНЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД И ГИДРОМАШИНЫ.....	4
1.1. Основные расчетные зависимости, баланс мощности и КПД объемной гидropередачи.....	5
1.2. Объемные гидромашини и их характеристики.....	12
1.2.1. Конструкции объемных гидравлических насосов.....	15
1.2.2. Конструкции объемных гидравлических двигателей.....	25
1.2.3. Характеристики объемных гидромашин.....	34
1.3. Контрольные вопросы.....	41
2. УСТРОЙСТВА УПРАВЛЕНИЯ, РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ.....	42
2.1. Распределители жидкости.....	42
2.2. Гидравлические дроссели.....	47
2.3. Регуляторы давления.....	50
2.4. Контрольные вопросы.....	59
3. РЕГУЛИРОВАНИЕ, СТАБИЛИЗАЦИЯ И СИНХРОНИЗАЦИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	60
3.1. Машинный способ регулирования скорости.....	63
3.2. Дроссельный способ регулирования скорости.....	66
3.3. Сравнение способов регулирования гидроприводов.....	71
3.4. Стабилизация и синхронизация движения гидродвигателей.....	75
3.5. Контрольные вопросы.....	84
4. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ГИДРОПЕРЕДАЧ.....	85
4.1. Обратные клапаны и гидрозамки.....	85
4.2. Устройства для измерения и контроля давления.....	88
4.3. Расходомеры.....	92
4.4. Гидроаккумуляторы.....	95
4.5. Контрольные вопросы.....	98
5. ГЕРМЕТИЗАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ, ХРАНЕНИЕ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ.....	99
5.1. Герметизация (уплотнение) соединений гидравлических устройств.....	99
5.2. Рабочие жидкости гидropередач.....	109
5.3. Устройства кондиционирования рабочей жидкости.....	115
5.4. Контрольные вопросы.....	125
6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ.....	126
6.1. Общие положения и структурная схема следящей системы.....	126
6.2. Конструкции и принцип действия гидрообъемных усилителей.....	129
6.3. Конструкции и принцип действия гидродинамических (струйных) гидроусилителей.....	134
6.4. Точность, чувствительность и устойчивость гидроусилителя.....	145
6.5. Контрольные вопросы.....	148

7. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.....	150
7.1. Общая характеристика гидродинамических передач.....	150
7.2. Гидродинамические муфты.....	154
7.2.1. Рабочий процесс и характеристики гидромуфты.....	154
7.2.2. Входная и универсальная характеристики гидромуфты. Совместная работа гидромуфты с приводным двигателем.....	160
7.2.3. Конструкции и характеристики гидродинамических муфт различных типов.....	167
7.3. Гидродинамические трансформаторы.....	178
7.3.1. Рабочий процесс и характеристики гидротрансформатора.....	178
7.3.2. Входная и универсальная характеристики гидротрансформатора. Совместная работа гидротрансформатора с приводным двигателем.....	180
7.3.3. Конструкции и характеристики гидротрансформаторов различных типов.....	183
7.4. Контрольные вопросы.....	190
8. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД.....	192
8.1. Общие сведения о применении газов в технике.....	192
8.2. Особенности пневматического привода. Достоинства и недостатки.....	194
8.3. Течение воздуха.....	198
8.4. Подготовка сжатого воздуха.....	202
8.5. Исполнительные пневматические устройства.....	207
8.6. Индикаторная диаграмма пневмодвигателей.....	211
8.7. Основные технические показатели и характеристики пневмодвигателя.....	215
8.8. Пневмогидравлические приводы.....	217
8.9. Контрольные вопросы.....	218
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	219