

Министерство образования Республики Беларусь

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

Кафедра «Гидропневмоавтоматика»

Ю. А. Андреевец

ЛОПАСТНЫЕ МАШИНЫ И ПЕРЕДАЧИ

КУРС ЛЕКЦИЙ

**по одноименной дисциплине для студентов
специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2009

УДК 621.22(075.8)
ББК 31.56я73
А65

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 1 от 29.09.2008 г.)*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. каф. «Технология машиностроения»
ГГТУ им. П. О. Сухого *Г. В. Петришин*

Андреев, Ю. А.
А65 Лопастные машины и передачи : курс лекций по одной дисциплине для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. и заоч. форм обучения / Ю. А. Андреев. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. – 75 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.
ISBN 978-985-420-880-0.

Описаны конструкции, изложены вопросы расчета, конструирования и изготовления лопастных машин различных типов, применяющихся в силовых гидравлических системах мобильных машин и водоснабжении коммунального и сельского хозяйства.

Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.22(075.8)
ББК 31.56я73

ISBN 978-985-420-880-0

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

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ ЛОПАСТНЫХ МАШИН

1.1. Основные термины и определения

Гидравлическими машинами называются машины, которые сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию (насос), либо получают от жидкости энергию и передают ее рабочему органу для полезного использования (гидравлическая турбина).

В динамических насосах жидкость движется под силовым воздействием в камере, имеющей постоянное сообщение с входным и выходным патрубками. К ним относятся лопастные машины, вихревые, струйные и другие типы насосов.

Лопастной машиной называется устройство, предназначенное для преобразования энергии потока жидкости или газа в энергию вращательного движения или наоборот. К гидравлическим лопастным машинам относятся лопастные насосы, гидротурбины, гидравлические динамические муфты и трансформаторы крутящего момента.

Лопастной насос – это устройство, в котором осуществляется преобразование механической энергии в гидравлическую за счет динамического взаимодействия между потоком жидкости и лопастями рабочего колеса.

Гидравлическая турбина – это устройство, в котором энергия потока жидкости преобразуется в механическую энергию, т. е. во вращательную энергию на валу рабочего колеса.

Рабочим органом лопастной машины является вращающийся ротор, состоящий из рабочего колеса и вала. **Рабочим колесом** называется система лопастей, закрепленная на валу машины.

1.2. Классификация лопастных машин

Общая классификация насосов показана на рис. 1.1.

По направлению движения потока жидкости в полости рабочего колеса различают центробежные и осевые машины.

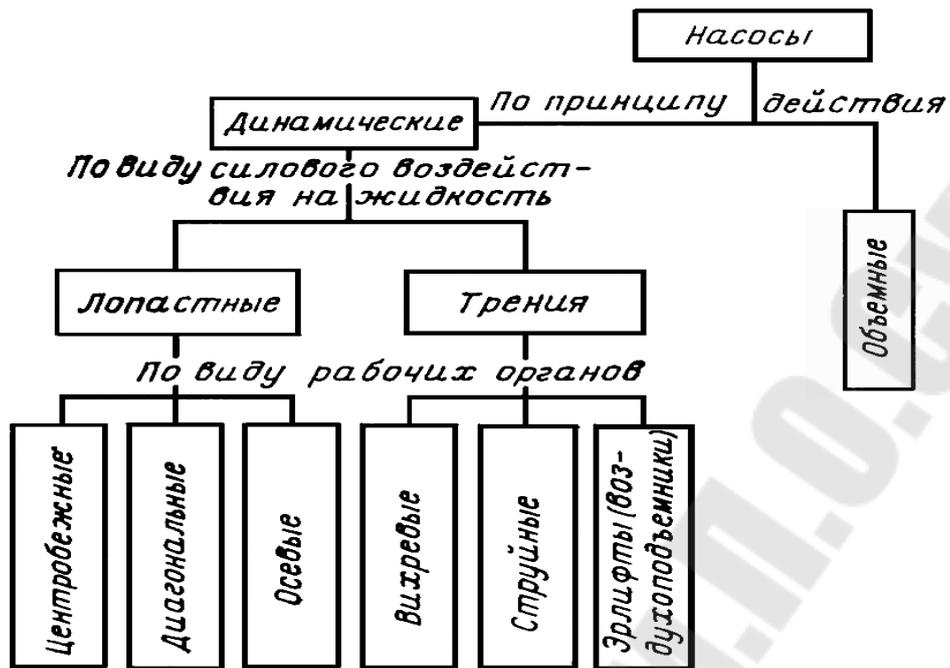


Рис. 1.1. Классификация насосов

В центробежной машине (рис. 1.2, б) поток жидкости направлен в полости рабочего колеса по радиусу от оси вращения; в осевом (рис. 1.2, а) – вдоль оси вращения рабочего колеса.

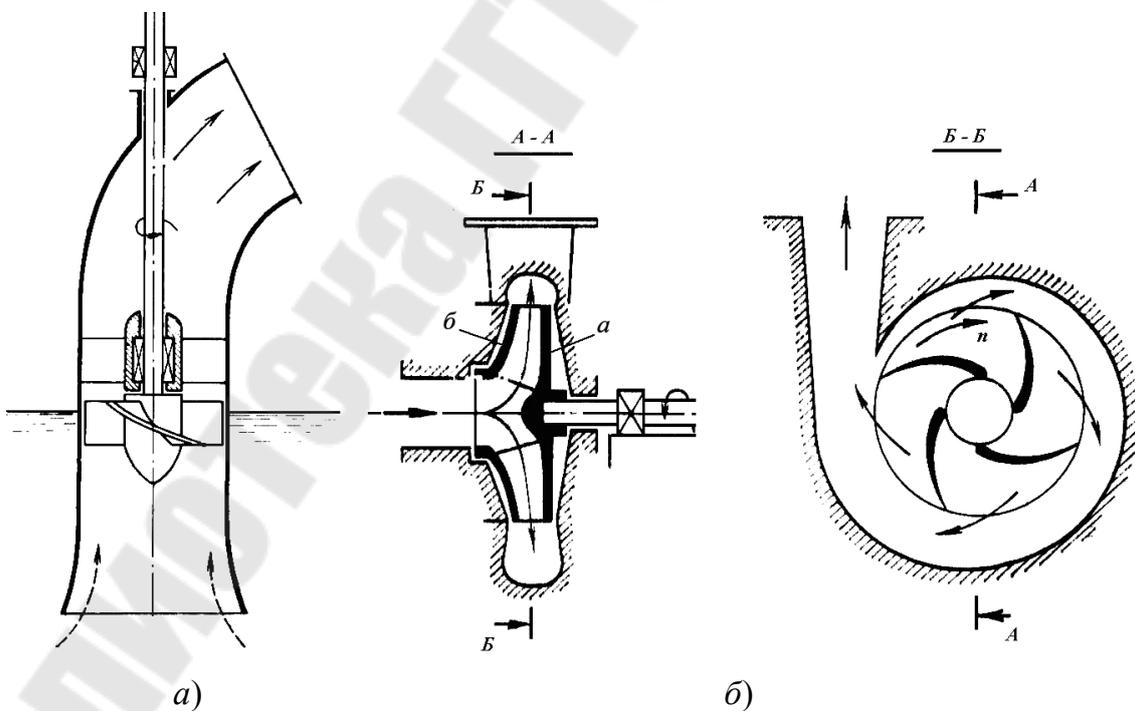


Рис. 1.2. Классификация лопастных машин по направлению движения жидкости: осевой (а) и центробежный (б) насосы

По конструкции рабочего колеса центробежные машины делятся на машины с закрытыми и открытыми рабочими колесами; а осевые – на жестколопастные и поворотнолопастные.

Выполненный заодно со ступицей ведущий диск *a* (рис. 1.2, *б*) является обязательной деталью колеса. Передний диск *б* может отсутствовать. Колесо с обоими дисками называется закрытым, а без переднего диска – открытым. В осевых насосах применяют всегда только открытые рабочие колеса.

Подводящее устройство предназначено для формирования потока жидкости на входе в рабочее колесо с минимальными потерями энергии на трение и вихреобразование. По типу подводящего устройства насосы делят на машины с осевыми (конфузорные и цилиндрические подводы) и боковыми (полуспиральные, кольцевые и коленообразные) подводами (рис. 1.3).

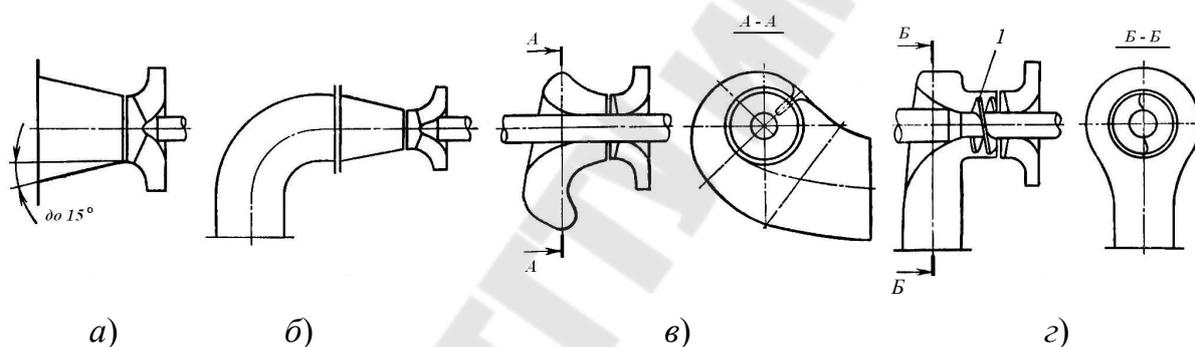


Рис. 1.3. Схемы подводящих устройств центробежных насосов: *a* – осевой конфузорный подвод; *б* – боковой коленообразный подвод; *в* – боковой полуспиральный подвод; *г* – боковой кольцевой подвод; *1* – предвключенное колесо

Отвод предназначен для формирования потока жидкости с минимальными потерями энергии на трение и вихреобразование на выходе из насоса. По конструктивному исполнению отводы делятся на спиральные, полуспиральные, кольцевые, двухвитковые и составные или отводы с направляющим аппаратом (рис. 1.4).

Спиральный отвод (рис. 1.4, *а*) представляет собой постепенно расширяющийся канал, охватывающий со своей открытой стороны выход рабочего колеса по всей окружности. В полуспиральном (рис. 1.4, *б*) полости отвода делится на два канала, каждый из которых охватывает половину окружности рабочего колеса. Полуспиральные отводы бывают однопоточные (рис. 1.4, *б*) и двухпоточные (рис. 1.4, *в*).

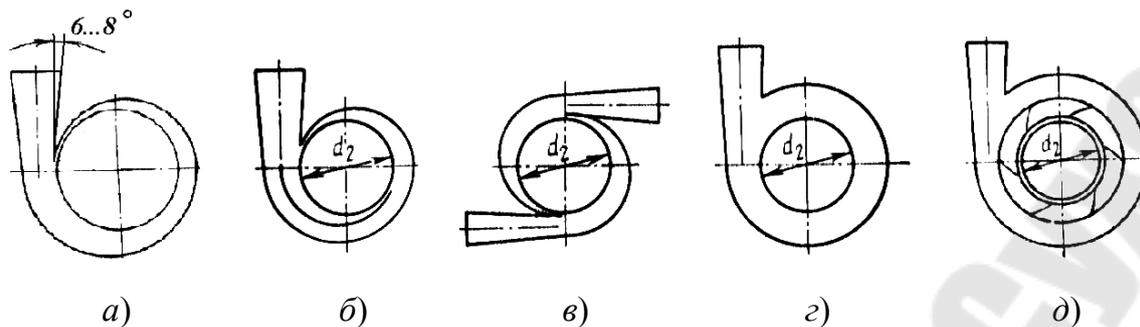


Рис. 1.4. Схемы отводящих устройств центробежных насосов:
a – спиральный; *б* – полуспиральный однопоточный; *в* – двухпоточный;
г – кольцевой; *д* – отвод с направляющим аппаратом

Применение отвода того или иного типа в конструкции насоса определяется родом перекачиваемой жидкости, ее вязкостью, чистотой, наличием в ее составе твердых и абразивных частиц.

1.3. Основные параметры лопастных машин

К рабочим параметрам насоса относится его подача, давление, напор, мощность, частота вращения лопастного колеса, коэффициент полезного действия.

Подачей насоса называют расход жидкости через выходной патрубок. Объемная Q подача насоса – отношение объема жидкости, проходящей через напорный патрубок к промежутку времени, за которое происходит перемещение этого объема жидкости.

Напор H – это разность энергий единицы веса жидкости в сечении потока после насоса и перед ним. В случае установившегося движения жидкости из уравнения Бернулли напор равен:

$$H = e_2 - e_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + (z_2 - z_1) + \frac{\alpha_2 \cdot v_2^2 - \alpha_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot g}, \text{ м}, \quad (1.1)$$

где e_1 и e_2 – удельная энергия потока жидкости на входе в рабочее колесо и на выходе из него; p – давление; z – энергия положения (потенциальная энергия); α – коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей жидкости по сечению; v – средняя скорость потока в данном сечении.

Потребляемая мощность насоса N – это энергия, подводимая к нему от двигателя за единицу времени:

$$N = M \cdot \omega, \quad (1.2)$$

где M – крутящий момент на валу, Н·м; ω – угловая скорость рабочего колеса.

Полезная мощность насоса $N_{\text{п}}$ – это энергия, приобретенная за единицу времени жидкостью, прошедшей через насос:

$$N_{\text{п}} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q, \quad (1.3)$$

где ρ – плотность жидкости.

Мощность насоса больше полезной мощности $N_{\text{п}}$ на величину потерь в насосе. Эти потери оцениваются КПД насоса η , который равен отношению полезной мощности к потребляемой:

$$\eta = N_{\text{п}}/N. \quad (1.4)$$

К насосу подводится мощность N . Потери мощности в насосе делят на механические, объемные и гидравлические.

Механические потери – это потери на трение в подшипниках, в уплотнениях вала и на трение наружной поверхности рабочих колес о жидкость (дисковое трение). Мощность $N_{\text{г}}$, остающаяся за вычетом механических потерь, передается рабочим колесом жидкости. Ее принято называть гидравлической. Величина механических потерь оценивается механическим КПД (рис. 1.5):

$$\eta_{\text{мех}} = N_{\text{г}}/N.$$

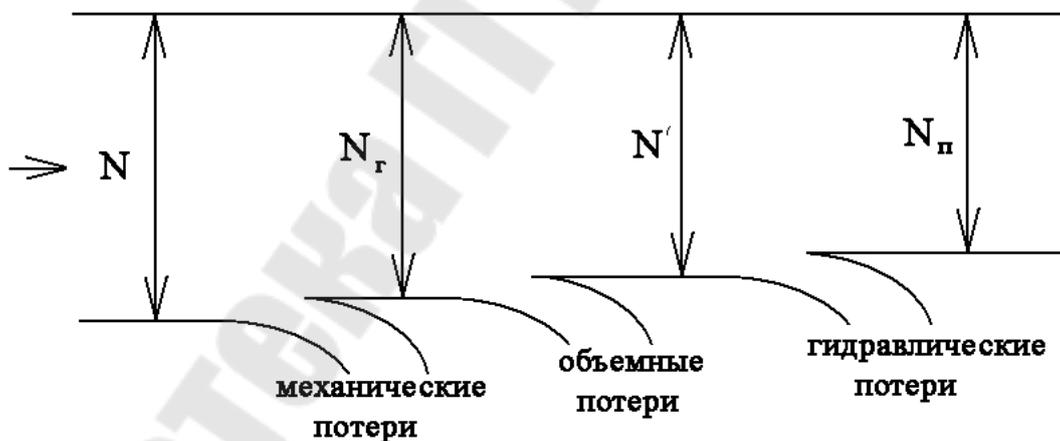


Рис. 1.5. Баланс энергии в лопастном насосе

Объемные потери – это утечки жидкости $\sum \Delta Q$ в рабочем колесе, обусловленные большим давлением на выходе из рабочего колеса чем на входе, оцениваются объемным КПД:

$$\eta_{\text{об}} = \frac{N'}{N_{\text{г}}} = \frac{Q}{Q + \sum \Delta Q}.$$

Гидравлические потери – это потери на преодоление гидравлического сопротивления подвода, рабочего колеса и отвода $\sum h_{\pi}$, оцениваются гидравлическим КПД насоса:

$$\eta_{\text{г}} = \frac{N_{\pi}}{N'} = \frac{H}{H + \sum h_{\pi}}.$$

Полный КПД насоса:

$$\eta = \frac{N_{\pi}}{N} = \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{мех}}.$$

2. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИНАХ

Рассмотрим кинематику потока в рабочем колесе (рис. 2.1). Движение частиц жидкости в межлопастных каналах рабочего колеса является неустановившимся, но в целом поток имеет определенное направление.

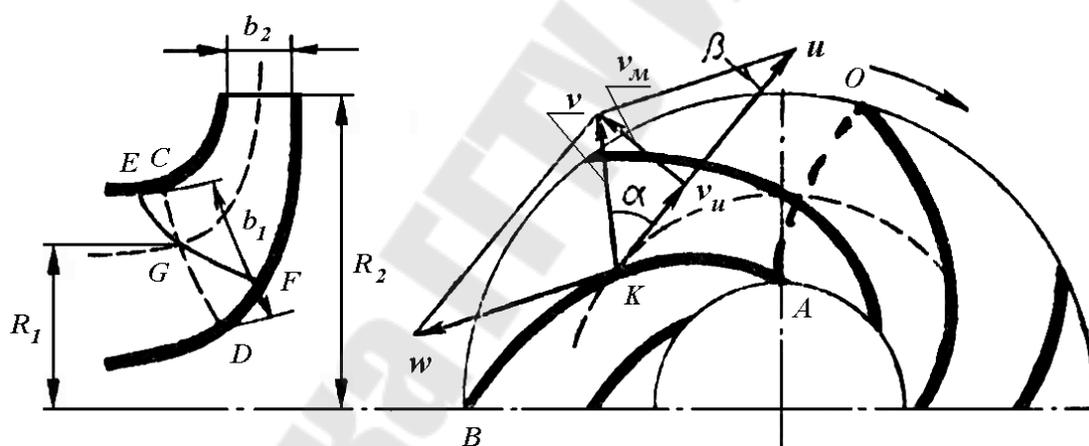


Рис. 2.1. Схема рабочего колеса

При описании кинематики потока жидкости в рабочем колесе принимают следующие допущения:

- а) в рабочей полости насоса движется идеальная жидкость, т. е. несжимаемая, в которой отсутствует трение между частицами;
- б) рабочее колесо имеет бесконечное число бесконечно тонких лопастей, поэтому поток жидкости во всех сечениях межлопастных каналов равноскоростной (осесимметричный);
- в) относительное движение потока жидкости в рабочем колесе при угловой скорости его вращения является установившимся $\omega = \text{const}$;

г) поле скоростей движущейся жидкости двумерное и расположено в плоскости, перпендикулярной к оси вращения рабочего колеса.

Следовательно, движение всех частиц жидкости в рабочей полости насоса одинаково и на них действует центробежная сила, окружная сила и сила Кориолиса. Под действием этих сил (центробежная и Кориолиса) частица жидкости движется относительно лопасти по траектории AB (рис. 2.1) с относительной скоростью w . Под действием окружной силы она совершает переносное движение с окружной скоростью u , и ее траекторией становится линия AO , по которой частица движется с абсолютной скоростью v равной:

$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{u}.$$

Следовательно, v , w и u образуют треугольник скоростей. Относительная скорость w направлена по касательной к лопасти; окружная скорость u – по касательной к окружности в сторону вращения рабочего колеса.

Разложим абсолютную скорость v на две взаимно перпендикулярные составляющие v_u – окружную составляющую абсолютной скорости и v_m – меридиональную скорость – проекцию абсолютной скорости на меридиональную плоскость, проходящую через ось колеса и рассматриваемую точку (вектор меридиональной скорости направлен вдоль радиуса рабочего колеса в меридиональном сечении):

$$v_m = v \cdot \sin \alpha;$$

$$v_u = v \cdot \cos \alpha = u - w \cdot \cos \beta,$$

где α – угол между абсолютной v и окружной u скоростями жидкости; β – угол между относительной w и отрицательным направлением окружной u скорости жидкости; рабочий угол лопаток, вершина которого определяет очертание лопастей (рис. 2.1).

Меридиональным называют воображаемый поток, движущийся через полость вращения, образованную ведомым и ведущим дисками рабочего колеса, со скоростями, равными меридиональным. Перпендикулярное сечение имеет форму поверхности вращения, которая образована вращением вокруг оси колеса линии CD , пересекающей под прямыми углами линии тока меридионального потока и проходящей через точку G (рис. 2.1).

В зависимости от величины рабочих углов β лопасти могут быть трех типов: отогнутые назад $\beta_2 < 90^\circ$ (рис. 2.2, а); радиальные $\beta_2 = 90^\circ$ (рис. 2.2, б); загнутые вперед $\beta_2 > 90^\circ$ (рис. 2.2, в).

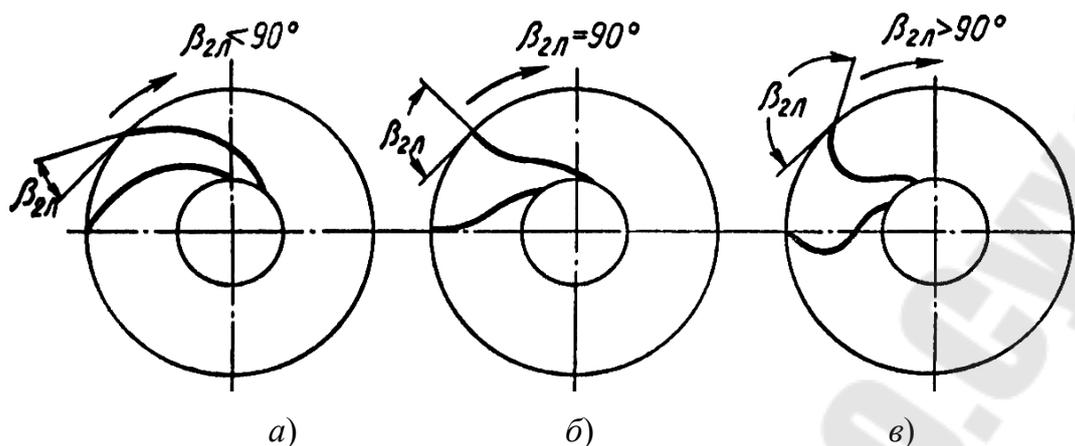


Рис. 2.2. Формы лопаток центробежного колеса:
 а – отогнутые назад $\beta_2 < 90^\circ$; б – радиальные $\beta_2 = 90^\circ$;
 в – загнутые вперед $\beta_2 > 90^\circ$

Угол α на входе в рабочее колесо определяет условие входа жидкости в колесо. Обычно жидкость радиально входит на рабочее колесо $\alpha_1 = 90^\circ$, в противном случае происходит закручивание потока.

2.1. Треугольники скоростей

Построим треугольник скоростей для точки G входной кромки EF рабочего колеса (рис. 2.1).

Меридиональная скорость v_m распределяется по ширине рабочего колеса равномерно, поэтому ее можно найти из уравнения расхода:

$$v_{m1} = \frac{Q_k}{S_1} = \frac{Q}{\eta_{об} \cdot S_1},$$

где Q_k – расход жидкости, протекающей через колесо; S_1 – площадь нормального сечения меридионального потока.

Площади нормального сечения меридионального потока на входе и на выходе определяются с учетом стеснения потока жидкости лопастями по формулам:

$$S_1 = \pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \left(1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1л}}\right) \text{ и } S_2 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \left(1 - \frac{z \cdot \delta_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{2л}}\right)$$

или

$$S_1 = \pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot K_1 \text{ и } S_2 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot K_2,$$

где D_1 и D_2 – диаметры рабочего колеса на входе и выходе; b_1 и b_2 – ширина рабочего колеса на входе и выходе; z – количество лопастей;

δ_1 и δ_2 – толщина лопасти на входе и выходе из рабочего колеса; K_1 и K_2 – коэффициенты стеснения потока на входе и выходе из рабочего колеса, определяются по формулам:

$$K_1 = \left(1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1л}}\right); \quad K_2 = \left(1 - \frac{z \cdot \delta_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{2л}}\right). \quad (2.1)$$

Следовательно, теоретическая подача насоса (расход через колесо) определяется по формуле

$$Q_T = \pi \cdot b_1 \cdot D_1 \cdot K_1 \cdot v_{m1} = \pi \cdot b_2 \cdot D_2 \cdot K_2 \cdot v_{m2}. \quad (2.2)$$

Для определения действительной подачи насоса необходимо учесть утечки жидкости при помощи объемного КПД. Действительная подача равна:

$$Q = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot K_2 \cdot v_{m2} \cdot \eta_{об}. \quad (2.3)$$

В лучших по гидродинамическим свойствам насосах коэффициенты стеснения потока на входе и на выходе и объемные КПД равны:

$$K_1 = 0,75-0,83 \text{ и } K_2 = 0,9-0,95;$$

$$\eta_{об} = 0,96-0,98 \text{ – для крупных насосов;}$$

$$\eta_{об} = 0,85-0,95 \text{ – для средних и малых насосов.}$$

При радиальном входе на рабочее колесо $v_{m1} = 0$.

Окружная скорость рабочего колеса определяется по формуле:

$$u_1 = \omega \cdot R_1,$$

где R_1 – радиус, на котором расположена точка G входной кромки колеса (рис. 2.1).

Зная величины v_{m1} , v_{u1} и u_1 , можно построить треугольник скоростей на входе (рис. 2.3, а) и определить относительную скорость w_1 и углы α_1 и β_1 .

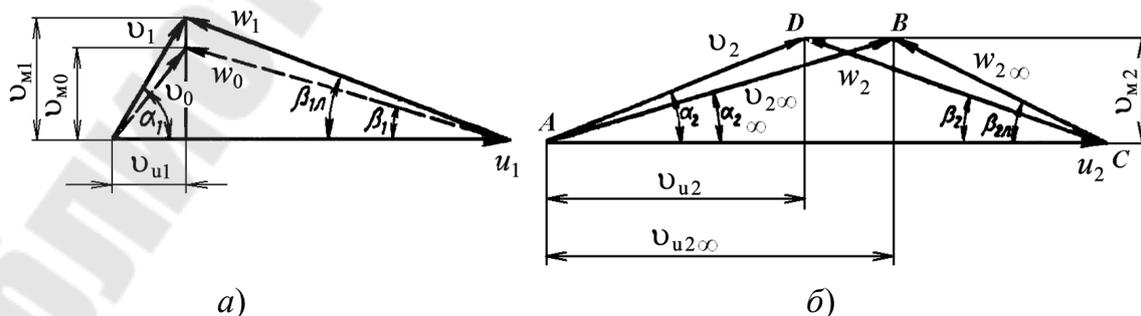


Рис. 2.3. Треугольники скоростей:
а – на входе; б – на выходе

Направление входного элемента лопатки выбирают близким к направлению относительной скорости w_1 . КПД и высота всасывания насоса выше, если входной элемент лопатки рабочего колеса установить по отношению к окружности не под углом β_1 , а под увеличенным углом на угол атаки $\beta_{1л} = \beta_1 + (3-8)^\circ$ (рис. 2.3, а).

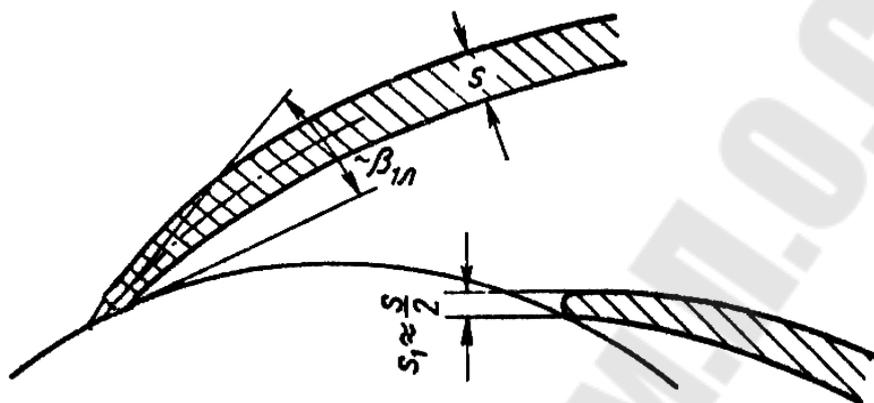


Рис. 2.4. Входной участок лопасти рабочего колеса

Начальный участок лопатки делают тоньше по направлению к входной кромке примерно в 2 раза (рис. 2.4) на длине равной $1/3-1/4$ длины лопатки, при этом улучшаются условия обтекания входной кромки, понижаются гидравлические потери на входе жидкости на лопатки рабочего колеса, повышается высота всасывания насоса.

В некоторых случаях необходимо знать относительную и абсолютную скорости потока перед входом на лопасти. Меридиональная скорость равна:

$$v_{m0} = \frac{Q}{\eta_{об} \cdot 2 \cdot \pi \cdot b_1 \cdot R_{ц1}},$$

где $R_{ц1}$ – радиус центра тяжести линии CD (рис. 2.1).

Величина окружной составляющей абсолютной скорости $v_{u0} = v_{u1}$, так как стеснение потока не влияет ее. Штриховые линии на рис. 2.3, а – это треугольник скоростей перед входом на лопасти.

Жидкость выходит из рабочего колеса через цилиндрическую поверхность площадью S_2 .

Окружная скорость и окружная составляющая абсолютной скорости на выходе определяются по формулам:

$$u_2 = \omega \cdot R_2 \quad \text{и} \quad v_{u2} = u_2 / 2,$$

где R_2 – радиус окружности на выходе рабочего колеса.

Зная эти величины, можно построить треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса (рис. 2.3, б) и определить из него величину и направление относительной скорости w_2 . Направление w_2 не совпадает с направлением выходного элемента лопатки. Следовательно, действительное значение окружной составляющей абсолютной скорости v_{u2} на выходе при конечном числе лопаток меньше, чем при бесконечном числе $v_{u2} < v_{u2\infty}$.

Окружную составляющую абсолютной скорости при бесконечном числе лопаток можно найти по формуле

$$v_{u2\infty} = v_{u2} + \frac{u_2 \cdot \pi \cdot \sin \beta_{2л}}{z},$$

где z – число лопастей рабочего колеса.

Построив треугольник скоростей для бесконечного числа лопаток, определим угол $\beta_{2л}$ установки выходного элемента лопатки. Зная угол $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$, получаем очертания лопатки в плане колеса.

2.2. Основное уравнение лопастных машин

Для нахождения силового взаимодействия между лопастями рабочего колеса и протекающей жидкостью используют теорему о моменте импульса: производная от момента импульса равна внешнему моменту, действующему на систему $\bar{M} = dL/dt$.

Рассмотрим произвольную частичку жидкости массой m , движущуюся со скоростью v по элементарной струйке, проходящей через рабочее колесо. При бесконечном числе лопастей момент M_i взаимодействия между жидкостью и соседними лопастями I и II (рис. 2.5) равен:

$$M_i = \frac{\delta \cdot l_2 - \delta \cdot l_1}{\Delta t} = \frac{m_2 \cdot v_2 \cdot OD - m_1 \cdot v_1 \cdot OC}{\Delta t}, \quad (2.4)$$

где $\angle AOC = \alpha_1$ и $\angle BOD = \alpha_2$ – углы между взаимно перпендикулярными сторонами (рис. 2.5).

Струйка жидкости ограничена также ведущим и ведомым дисками рабочего колеса и поверхностями 1 и 2, проведенными по входным и выходным кромкам лопастей. Момент, действующий на жидкость в колесе, обусловлен только воздействием на нее стенок каналов колеса (лопастей и внутренних поверхностей ведущего и ведомого дисков).

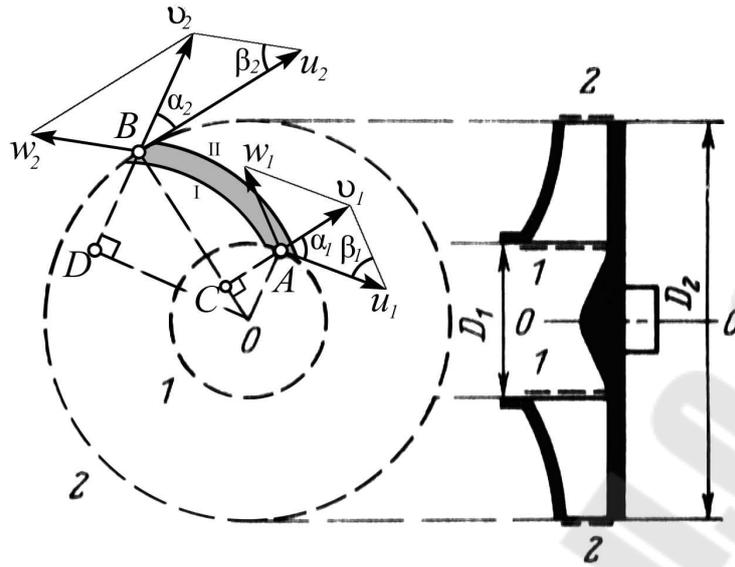


Рис. 2.5. Схема центробежного насоса к выводу основного уравнения лопастных машин

Массы частичек жидкости на входе и на выходе равны:

$$m_1 = \rho \cdot \Delta Q_1 \cdot \Delta t, \quad m_2 = \rho \cdot \Delta Q_2 \cdot \Delta t. \quad (2.5)$$

Так как в насосе бесконечное число бесконечно тонких лопастей между которыми заключены струйки жидкости, то $\Delta Q_1 = \Delta Q_2$, следовательно $m_2 = m_1 = m$. Так как $OD = R_2 \cdot \cos \alpha_2$, $OC = R_1 \cdot \cos \alpha_1$, поэтому, выражение (2.4) с учетом (2.5) можно представить в виде:

$$M_i = \rho \cdot \Delta Q \cdot (v_2 \cdot R_2 \cdot \cos \alpha_2 - v_1 \cdot R_1 \cdot \cos \alpha_1).$$

Общий момент на колесе M_T равен сумме всех i -х моментов или основное уравнение лопастных машин в форме моментов:

$$M_T = \rho \cdot Q_T \cdot (v_2 \cdot R_2 \cdot \cos \alpha_2 - v_1 \cdot R_1 \cdot \cos \alpha_1), \quad (2.6)$$

где Q_T – расход жидкости через колесо.

Мощность потока – это энергия, передаваемая рабочим колесом жидкости за единицу времени:

$$N = \omega \cdot M_T = \rho \cdot g \cdot Q_T \cdot H_{T\infty}.$$

Следовательно, теоретический напор при бесконечном числе лопастей $H_{T\infty}$ с учетом уравнения (2.6) равен:

$$H_{T\infty} = \frac{\omega \cdot (v_2 \cdot R_2 \cdot \cos \alpha_2 - v_1 \cdot R_1 \cdot \cos \alpha_1)}{g} = \frac{v_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 - v_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1}{g}.$$

Так как окружная составляющая абсолютной скорости $v_u = v \cdot \cos \alpha$, то основное уравнение лопастных машин в виде напоров:

$$H_{\infty} = \frac{u_2 \cdot v_{u2} - u_1 \cdot v_{u1}}{g}. \quad (2.7)$$

Основное уравнение дает возможность по заданному напору, частоте вращения и подаче насоса определить геометрические параметры на выходе из рабочего колеса.

2.3. Основное уравнение центробежного насоса

Подводящие устройства многих конструкций не закручивают поток и $v_{u1} \cdot R_1 = 0$. В этом случае основное уравнение центробежного насоса при бесконечном числе бесконечно тонких лопастей определяется как:

$$H_{\infty} = \frac{u_2 \cdot v_{u2}}{g}. \quad (2.8)$$

Для определения напора при конечном числе лопастей введем обозначения: K_z – коэффициент, учитывающий влияние неравномерности относительной скорости между лопастями $K_z = f(\beta_2; z)$; η_r – гидравлический КПД, учитывающий потери на преодоление гидравлического сопротивления подвода, рабочего колеса и отвода.

В этом случае основное уравнение центробежного насоса для реального потока имеет вид:

$$H = \frac{u_2 \cdot v_{u2}}{g} \cdot K_z \cdot \eta_r \quad \text{или} \quad H = \frac{u_2^2}{2g} \cdot K_z \cdot \eta_r. \quad (2.9)$$

2.4. Подобие лопастных машин

При проектировании и исследовании новых насосов широко используют теорию подобия. **Подобными** называют насосы, в которых подобны геометрия форм рабочих лопастей и проточных частей при одинаковой относительной шероховатости поверхностей стенок, а также кинематика и динамика потоков перекачиваемой жидкости.

При проектировании нового насоса производят пересчет параметров, соблюдая следующие условия:

1) геометрическое подобие рабочих колес, которое предполагает пропорциональность всех сходственных размеров проточных частей (R, D, b), равенство рабочих углов β , при одинаковом количестве рабочих лопастей z , натуре и модели. Это подобие описывается соотношением:

$$\frac{R_H}{R_M} = \frac{D_H}{D_M} = \frac{b_H}{b_M} = \dots = \delta = \text{const}, \quad (2.10)$$

где δ – линейный масштаб подобия;

2) равенство рабочих углов β натуре и модели на входе и выходе из рабочего колеса: $\beta_{1л.н} = \beta_{1л.м}$, $\beta_{2л.н} = \beta_{2л.м}$;

3) кинематическое подобие – подобие параллелограммов скоростей потоков в проточных частях насосов (натуре и модели)

$$\frac{v_H}{v_M} = \frac{w_H}{w_M} = \frac{u_H}{u_M} = \delta \cdot \frac{n_H}{n_M}; \quad (2.11)$$

4) динамическое подобие насосов – в подобных насосах числа Рейнольдса равны: $Re_H = Re_M$.

Следствиями теории подобия являются следующие формулы, которые позволяют определить подачу, напор и мощность на валу насоса, который подобен уже известному насосу – модели:

– соотношение подач:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{\pi \cdot D_{2H} \cdot b_{2H} \cdot v_{M2H}}{\pi \cdot D_{2M} \cdot b_{2M} \cdot v_{M2M}} = \left(\frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^3 \cdot \frac{n_H}{n_M}; \quad (2.12)$$

– соотношение напоров:

$$\frac{H_H}{H_M} = \frac{u_{2H}^2 \cdot 2g \cdot K_{ZH} \cdot \eta_{\Gamma H}}{u_{2M}^2 \cdot 2g \cdot K_{ZM} \cdot \eta_{\Gamma M}} = \left(\frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^2 \cdot \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2; \quad (2.13)$$

– соотношение мощностей на валу:

$$\frac{N_H}{N_M} = \frac{\rho_H \cdot g \cdot Q_H \cdot H_H \cdot \eta_H}{\rho_M \cdot g \cdot Q_M \cdot H_M \cdot \eta_M} = \left(\frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^5 \cdot \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 \cdot \frac{\eta_H}{\eta_M}. \quad (2.14)$$

2.5. Приведенные показатели лопастных машин

Формулы подобия могут быть приведены к одной формуле, представляющей критерий подобия форм проточных частей и режимов работы однотипных насосов. Этот обобщенный критерий называется коэффициентом быстроходности n_s , об/мин.

Примем один из насосов за эталонный, работающий на чистой воде и развивающий напор 1 м при подаче $0,075 \text{ м}^3/\text{с}$, оптимальном режиме. Исходя из критериев подобия эталонного и нового насоса, выводится формула для коэффициента быстроходности n_s :

$$\begin{cases} \frac{H_H}{H_M} = \frac{H}{1} = \left(\frac{n}{n_s}\right)^2 \cdot \left(\frac{D_2}{D_{2M}}\right)^2 & \rightarrow & \frac{H^3}{1} = \left(\frac{n}{n_s}\right)^6 \cdot \left(\frac{D_2}{D_{2M}}\right)^6 \\ \frac{Q_H}{Q_M} = \frac{Q}{0,075} = \frac{n}{n_s} \cdot \left(\frac{D_2}{D_{2M}}\right)^3 & \rightarrow & \frac{Q^2}{0,075^2} = \left(\frac{n}{n_s}\right)^2 \cdot \left(\frac{D_2}{D_{2M}}\right)^6 \end{cases}$$

Преобразовав эти выражения и выделив из них n_s , получим:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (2.15)$$

Коэффициент быстроходности n_s – это число оборотов эталонного насоса данного типа, который при работе на воде развивает напор 1 м, обеспечивая подачу $0,075 \text{ м}^3/\text{с}$.

У подобных насосов коэффициенты быстроходности равны. В зависимости от коэффициента быстроходности n_s насосы делятся на центробежные тихоходные, нормальные, быстроходные, диагональные и осевые. Пределы основных размеров их рабочих колес, графики КПД, формы графиков напоров и мощностей представлены на рис. 2.6.

n_5	35...70	80...120	150...250	300...500	700...1000
d_2/d_0	3...2,4	2,4...1,8	1,8...1,3	1,3...1,1	1

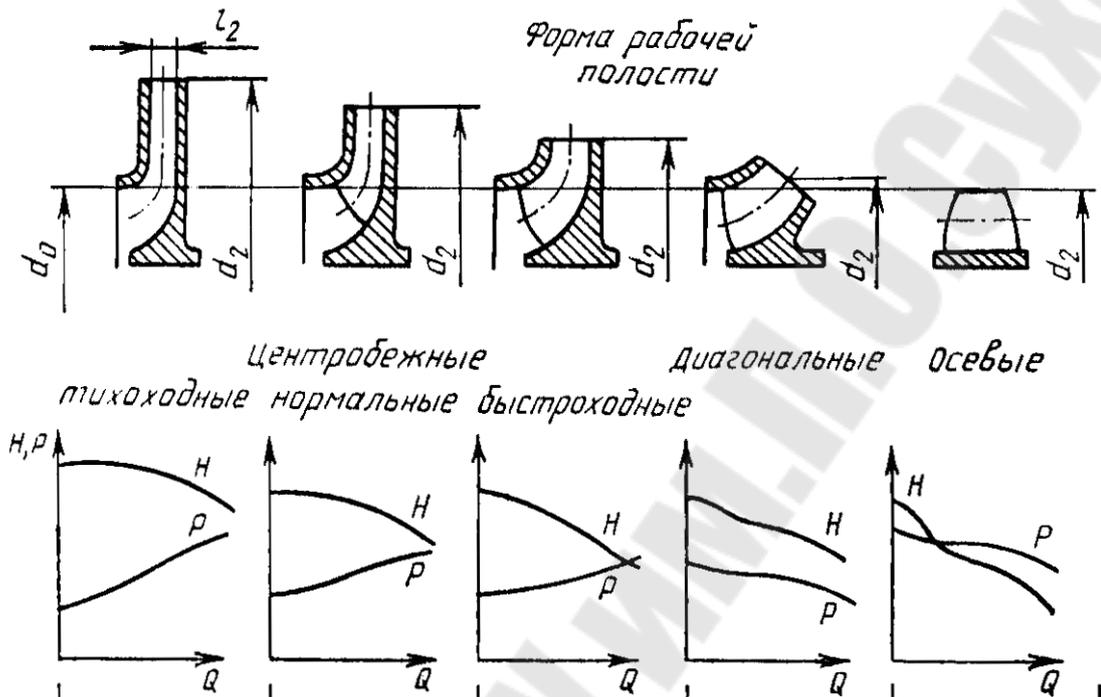


Рис. 2.6. Изменение параметров и классификация лопастных насосов в зависимости от коэффициента быстроходности

2.6. Реальная форма движения жидкости в рабочих колесах лопастных гидромашин

Реальное движение потока жидкости в рабочем колесе насоса определяется **присоединенными вихрями** – обтеканием лопастей жидкостью по замкнутому контуру в плоскости их профилей.

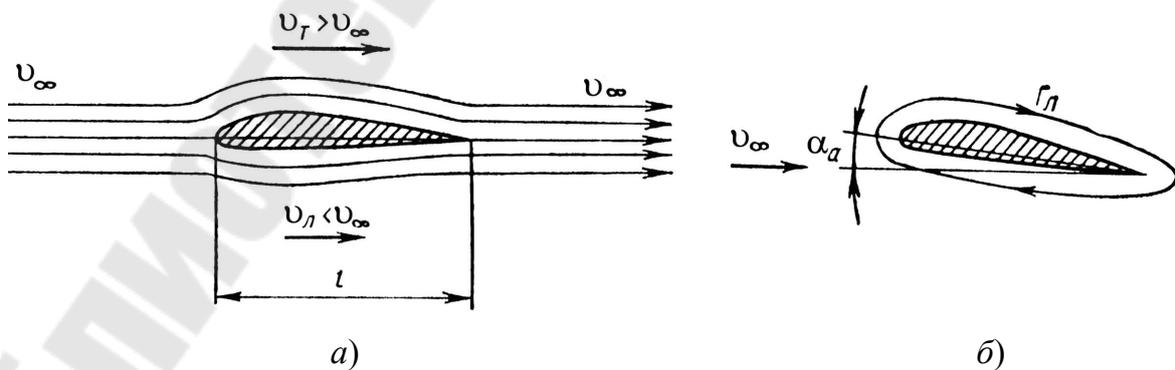


Рис. 2.7. Реальное движение потока жидкости: а – обтекание лопасти потоком жидкости; б – возникновение замкнутого контура при обтекании лопасти

Пусть профиль лопасти плавно обтекается движущимся из бесконечности и уходящим в нее со скоростью v_∞ потоком жидкости (рис. 2.7, а), а хорда профиля лежит на линии вектора скорости v_∞ . Струйки жидкости, обтекающие расположенную над хордой большую по длине часть контурной линии профиля искривляются больше, чем струйки, обтекающие нижнюю часть контурной линии. Так как расход жидкости в целом постоянен, то скорость движения жидкости с тыльной стороны профиля v_T больше v_∞ , а скорость с лицевой стороны v_L меньше v_∞ и $v_T > v_L$. Искривление струек потока зависит от угла атаки α_a к хорде профиля (рис. 2.7, б). При некотором критическом значении $\alpha_{a,кр}$ начинает нарушаться плавность обтекания лопасти потоком жидкости. На тыльной ее стороне образуется сильное завихрение потока со срывом струи жидкости.

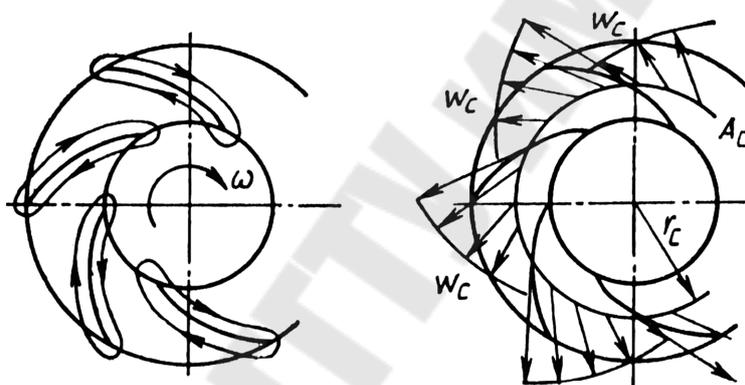


Рис. 2.8. Структура потока в рабочем колесе центробежного насоса: направление циркуляции присоединенных вихрей и распределение относительных скоростей в сечении A_C

Неравномерность распределения скоростей на лицевой и тыльной сторонах лопасти приводит к обтеканию ее частью потока по замкнутому контуру, определяемому очертаниями профиля (рис. 2.7, б). Такое обтекание лопасти называется присоединенным вихрем. В этом случае структура потока жидкости в рабочей полости отличается от схемы бесконечного числа лопастей (рис. 2.8).

Присоединенные вихри приводят к неравномерному распределению относительных скоростей w движения жидкости по сечению каждого межлопастного канала (рис. 2.8). Таким образом, формула теоретического напора будет иметь вид:

$$H_T = \frac{\mu}{g} \cdot (u_2 \cdot v_{u2} - u_1 \cdot v_{u1}), \quad (2.16)$$

где μ – коэффициент, учитывающий количество присоединенных вихрей, определяется по формуле

$$\mu = (1 + p) = 1 + 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{(1 - (R_1/R_2)^2)}, \quad (2.17)$$

где p – эмпирический коэффициент; ψ – эмпирический коэффициент для центробежных насосов с углом $\beta_2 < 50^\circ$ находится по формуле

$$\psi = (0,55 - 0,68) + 0,6 \cdot \sin \beta_2.$$

Теоретический напор, создаваемый насосом, существенно ($\approx 30\%$) меньше теоретического напора для колеса с бесконечным числом лопастей, но больше действительного на величину гидравлических потерь, возникающих при движении вязкой жидкости в каналах рабочего колеса, учитываемых гидравлический КПД:

$$H = H_T \cdot \eta_H. \quad (2.18)$$

2.7. Кавитация

Кавитация – это нарушение сплошности потока жидкости, выражающееся в образовании в ней пузырьков или полостей (каверн), заполненных паром или газом. Возникает при понижении давления в жидкости, что вызывает ее вскипание и выделение из нее растворенного газа. В большинстве случаев жидкость настолько быстро проходит через область пониженного давления, что газ не успевает выделиться. В этом случае кавитацию называют **паровой**. Последствием кавитации являются следующие явления:

1) эрозия материала стенок канала. При конденсации пузырьков пара давление внутри пузырька остается постоянным и равным давлению насыщенного пара, давление же жидкости повышается по мере продвижения пузырька. Пузырек схлопывается, происходит столкновение частиц жидкости, сопровождающееся мгновенным местным повышением давления до сотен мегапаскаль. При этом материал стенок каналов разрушается. Это явление называется **эрозией** и является наиболее опасным следствием кавитации;

2) звуковые явления (шум, треск, удары) и вибрация установки при колебаниях жидкости, вызванных схлопыванием каверн;

3) уменьшение подачи, напора, мощности и КПД насоса до нуля.

Конденсация паров происходит в области низкого давления, куда паро-воздушные пузырьки-каверны уносятся потоком жидкости.

Здесь же происходит и эрозия материалов стенок проточной части насоса. В лопастном насосе паровая кавитация возникает на лопасти рабочего колеса обычно на входе, где давление ниже давления во входном патрубке насоса. В пределах длины лопастей каверны, перемещающиеся потоком жидкости, попадают в условия, способствующие их разрушению.

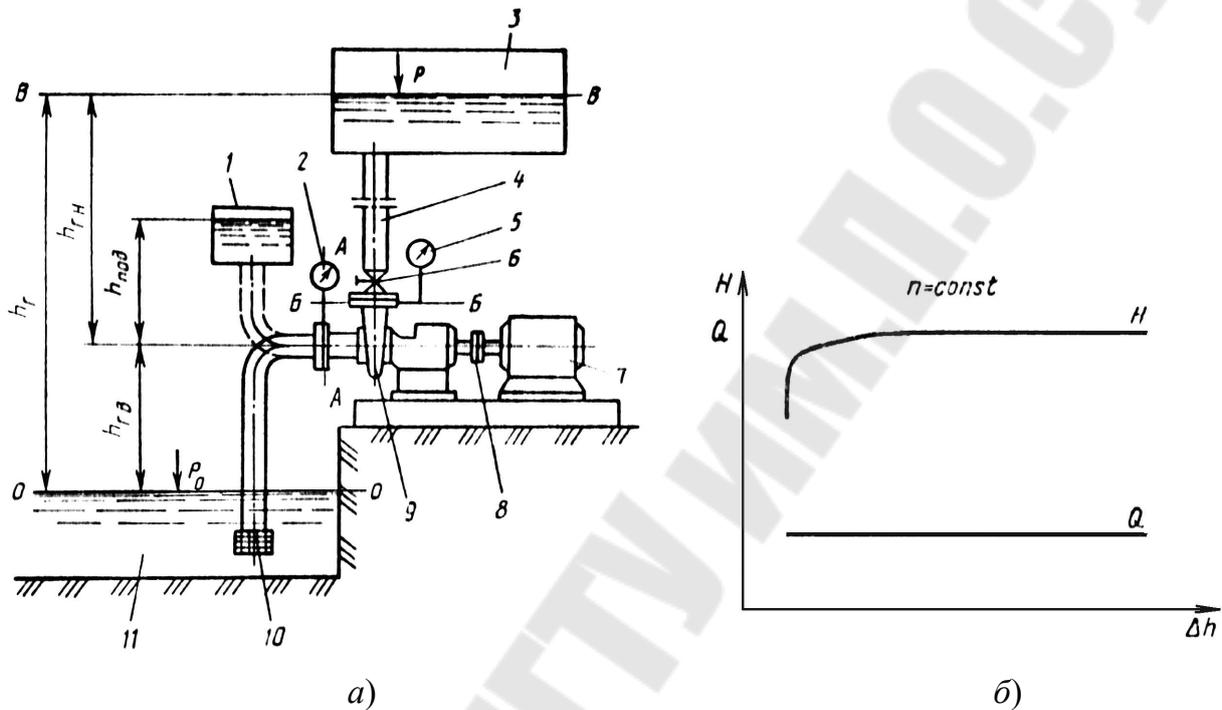


Рис. 2.9. Схема насосной установки (а) и кавитационная характеристика насоса (б)

К насосу 9 (рис. 2.9, а) приводимому от электродвигателя 7, жидкость поступает из приемного резервуара 11 по подводящему трубопроводу 10. Насос нагнетает жидкость в напорный резервуар 3 по напорному трубопроводу 4. В напорном трубопроводе 4 имеется регулирующая задвижка 6, при помощи которой меняется подача насоса. В начале подводящего трубопровода 10 предусматривают приемную сетку, предохраняющую насос от попадания твердых тел. Работа насоса контролируется по вакуумметру 2 и манометру 5, которые дают возможность определить напор насоса.

Назовем уровни свободной поверхности в напорном и приемном резервуарах напорным и приемным уровнями; разность этих уровней – **геометрическим напором** h_r насосной установки.

Напишем уравнение Бернулли для свободной поверхности жидкости в приемном резервуаре и у входного патрубка насоса (рис. 2.9, а):

$$\frac{p_0}{\rho \cdot g} = h_{\text{ГВ}} + \frac{p_{\text{В}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{В}}^2}{2 \cdot g} + \Delta h_w,$$

где $p_{\text{В}}$ и $v_{\text{В}}$ – давление и скорость жидкости во всасывающей патрубке насоса; $h_{\text{ГВ}}$ – геометрическая высота всасывания; Δh_w – потери в подводящем трубопроводе.

Следовательно, напор во всасывающей патрубке насоса:

$$\frac{p_{\text{В}}}{\rho \cdot g} = \frac{p_0}{\rho \cdot g} - h_{\text{ГВ}} - \frac{v_{\text{В}}^2}{2 \cdot g} - \Delta h_w.$$

Давление на входе в насос и на входе в рабочее колесо уменьшается с уменьшением давления в приемном резервуаре и увеличением геометрической высоты всасывания и потерь в подводящем трубопроводе. Давление на входе в насос может уменьшиться до давления насыщенных паров и возникнет кавитация.

Назовем кавитационным запасом превышение полного напора жидкости во входном патрубке над давлением ее насыщенного пара $p_{\text{н.п}}$:

$$\Delta h = \frac{p_0 - p_{\text{н.п}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{В}}^2}{2 \cdot g}. \quad (2.19)$$

Кавитационный запас, при котором происходит кавитация, называется критическим. Для его определения производят кавитационные испытания насоса, в результате которых для каждого режима работы насоса получают кавитационную характеристику (рис. 2.9, б).

Допустимая высота всасывания насоса находится по формуле

$$h_{\text{ГВ}}^{\text{доп}} = \frac{p_0 - p_{\text{н.п}}}{\rho \cdot g} - \frac{v_{\text{В}}^2}{2 \cdot g} - \Delta h_w - \Delta h. \quad (2.20)$$

Кавитационный запас Δh – это минимальная удельная энергия, обеспечивающая безкавитационную работу установки, критическое значение которого находится по формуле

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10 \cdot \left(\frac{n \sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3} \text{ и } \Delta h = (1,1 - 1,3) \cdot \Delta h_{\text{кр}}, \quad (2.21)$$

где c – кавитационный коэффициент быстроходности, зависящий от конструктивных особенностей насосов: а) $c = 800 - 1000$ – для обыч-

ных насосов; б) $c = 1300-3000$ – для насосов с повышенными кавитационными свойствами.

Чем меньше $\Delta h_{кр}$, тем лучше противокавитационные качества насоса. Его снижению способствуют такие меры, как уменьшение подачи насоса или снижение частоты вращения рабочего колеса, укорочение подводящего трубопровода и увеличение его диаметра. Противокавитационная стойкость насоса зависит от конструкции входного устройства и формы входа в рабочее колесо. Так она повышается с увеличением диаметра входной воронки рабочего колеса D_0 , с установкой во всасывающем патрубке одной или нескольких плоских радиальных лопаток (рис. 2.10, а), при бочкообразной форме входной полости рабочего колеса в меридиональном сечении (рис. 2.10, б).

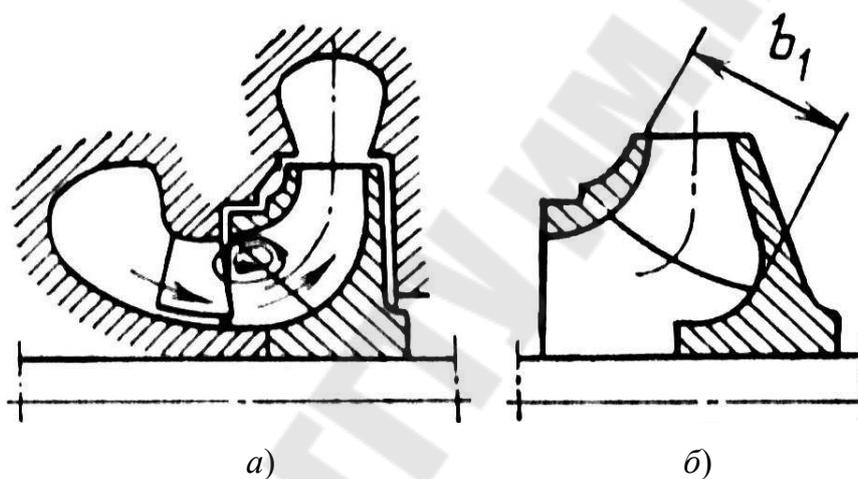


Рис. 2.10. Способы повышения противокавитационной стойкости насоса:

- а – установка на всасывании плоских радиальных лопаток;
- б – бочкообразная форма входной полости колеса

Выбор тех или иных конструктивных мер обеспечения противокавитационной стойкости в процессе конструирования насоса зависит от требований, предъявляемых к нему при эксплуатации.

3. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗНОВИДНОСТИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

3.1. Центробежный насос с двусторонним входом

Выпускают одноступенчатые насосы типа Д с рабочим колесом двустороннего входа (рис. 3.1).

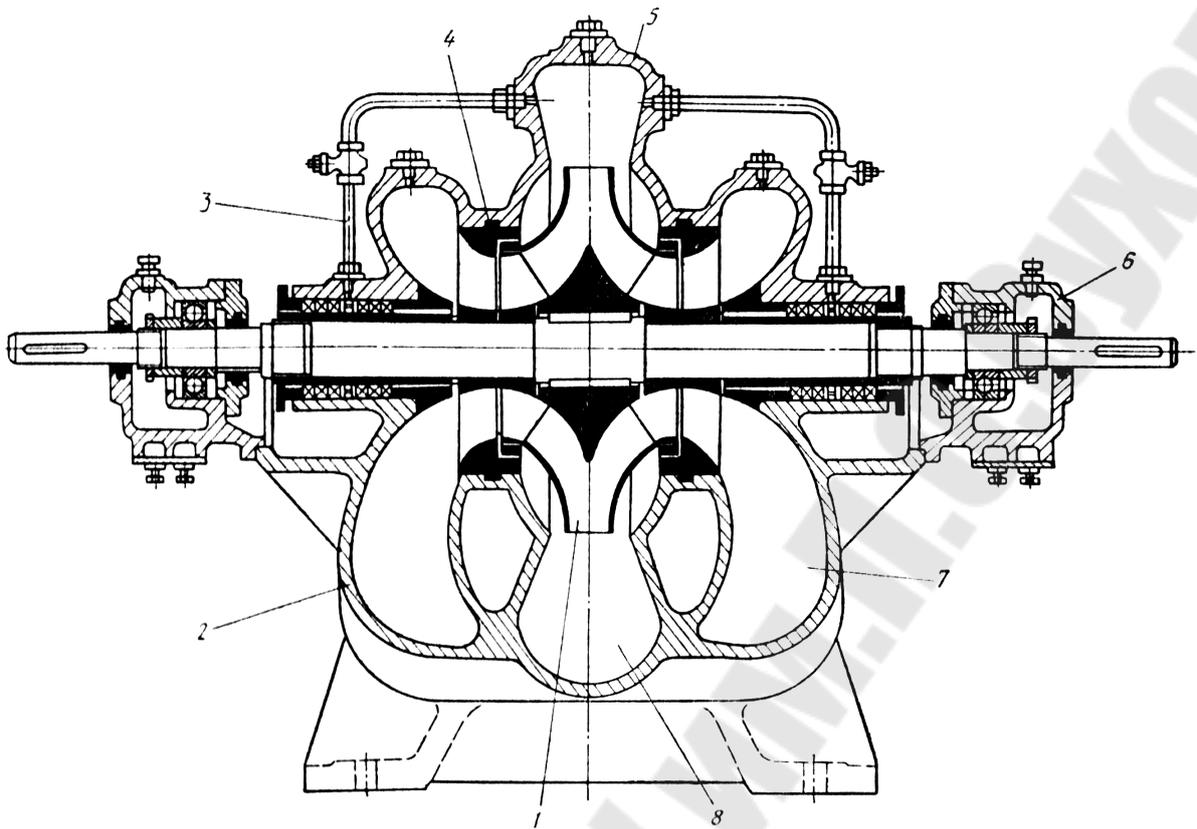


Рис. 3.1. Центробежный одноступенчатый горизонтальный насос с рабочим колесом двустороннего входа:

1 – рабочее колесо; 2 – основание; 3 – подвод запирающей воды к внешнему уплотнению; 4 – щелевое уплотнение; 5 – крышка; 6 – выносная опора; 7 – подвод; 8 – отвод

Насос данного типа имеет раздваивающийся спиральный подвод 7. Жидкость входит в рабочее колесо с двух сторон двумя потоками. В рабочем колесе 1 эти потоки соединяются и выходят в общий отвод 8.

Насосы типа Д общего назначения изготавливаются со следующими параметрами: подача 200–125000 м³/с; напор 15–120 м; частота вращения ротора 485–2950 об/мин.

3.2. Центробежный многоступенчатый насос

Для повышения напора применяют многоступенчатые насосы, в которых жидкость проходит через несколько рабочих колес, закрепленных на одном валу (рис. 3.2). Напор насоса увеличивается пропорционально числу колес. Корпус многоступенчатого однокорпусного секционного горизонтального насоса состоит из отдельных секций.

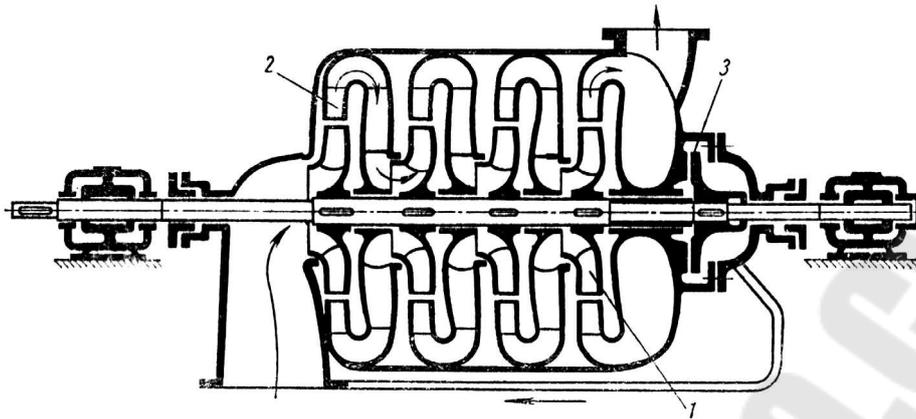


Рис. 3.2. Схема многоступенчатого секционного центробежного насоса:

1 – рабочее колесо; 2 – направляющий аппарат;
3 – гидравлическая пята

Функции отводяще-подводящего устройства между ступенями ротора насоса выполняют направляющие аппараты канального типа. Секционный корпус этого насоса закрыт жестяным кожухом для предупреждения потерь теплоты перекачиваемой жидкости.

В этом многоступенчатом насосе перекачиваемая жидкость проходит все ступени ротора последовательно при одностороннем расположении на валу рабочих колес одностороннего входа.

3.3. Осевой вертикальный насос

Осевые насосы используются, когда необходимо перекачивать большие объемы жидкости с относительно малыми напорами до 25 м.

Вертикальный насос (рис. 3.3, а) устанавливается на фундаментную закладную плиту б с обязательным ребром жесткости – опорной лапой 7. Рабочее колесо 4 насоса снабжено системой лопастей пространственного типа, которые могут быть повернуты относительно своих осей на требуемый угол при помощи приводного механизма, размещенного во втулке. Существуют два типа насосов: с жестким закреплением лопастей на задний угол при монтаже – тип **О** и с возможностью изменять его в процессе работы – тип **ОП**. Со стороны входа в рабочую полость насоса втулка закрыта обтекателем 13. Рабочее колесо сидит на консоли вала, подшипниковые опоры которого 9 и 12 размещены в корпусе насоса. Входное устройство насоса конфузورного типа состоит из фундаментного кольца 1 и всасывающего патрубка 2. За ним следует камера рабочего колеса 3.

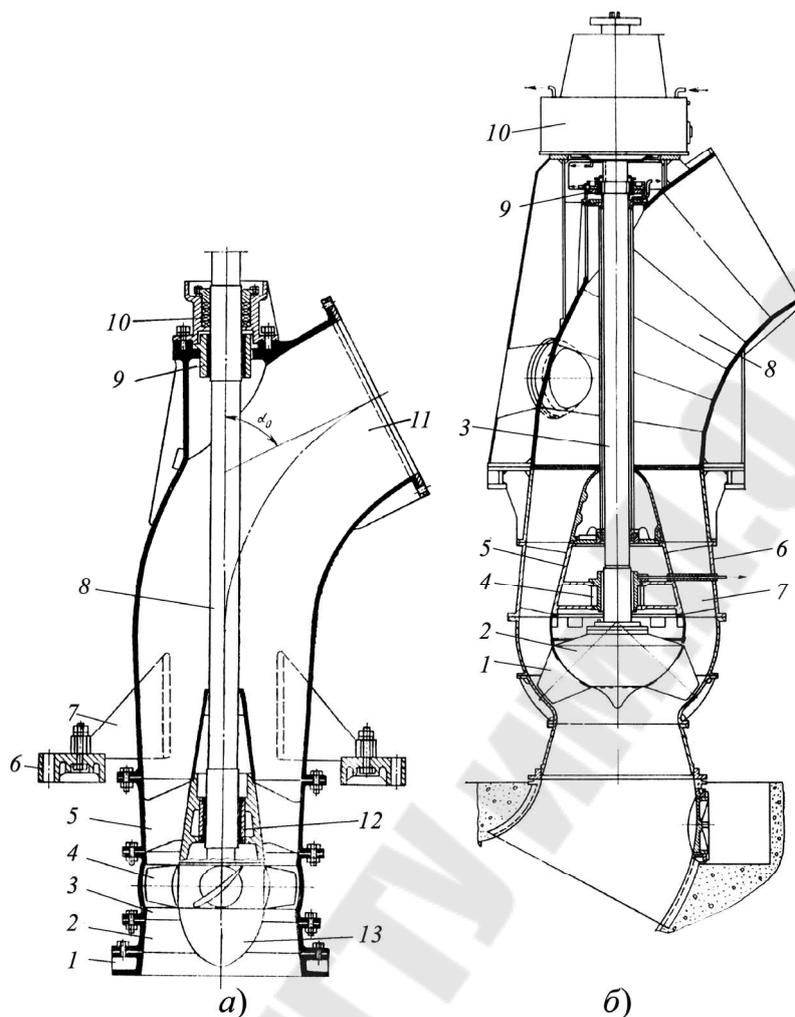


Рис. 3.3. Осевой вертикальный поворотно-лопастной насос типа ОПВ (а) и диагональный насос (б)

В отводе за рабочим колесом размещен выправляющий аппарат 5 с неподвижными лопатками. Отвод диффузорного типа переходит в коленообразный нагнетательный патрубок с присоединенным фланцем 11. Обычно колено нагнетательного патрубка имеет угол поворота 60° . У осевого насоса одно концевое уплотнение 10 сальниковых типа. Чтобы вал 8 не истирался примесями, имеющимися в жидкости, он защищен чехлом. С мотором вал соединяется при помощи жесткой муфты.

В осевом насосе жидкость движется по цилиндрическим поверхностям, оси которых совпадают с валом насоса. Следовательно, радиусы, на которых жидкость входит в колесо и выходит из него, одинаковы, окружные скорости на выходе и входе равны $u_2 = u_1 = u$, и основное уравнение лопастных машин принимает вид:

$$H_T = \frac{u \cdot (v_{u2} - v_{u1})}{g}. \quad (3.1)$$

Для получения напоров более 25 м применяются двухступенчатые насосы, у которых колеса расположены в одном патрубке одно за другим.

3.4. Диагональный насос

На рис. 3.3, б показан диагональный насос поворотно-лопастного типа, рассчитанный на напор 30 м. Основными его частями являются рабочее колесо, состоящее из лопастей 1, укрепленных во втулке 2, вала 3, направляющего подшипника 4, расположенного внутри обтекателя 5, который опирается на корпус 6 через выправляющие лопатки 7. Отвод воды осуществляется коленом 8, к которому присоединяется напорный трубопровод. В верхней части расположены сальник 9 и блок подшипников 10. Число лопастей диагональных насосов равно 6–9. Диагональные насосы, особенно мелкие, выпускаются и с жестким закреплением лопастей.

3.5. Вихревые насосы

Напор вихревого насоса в 3–9 раз больше, чем центробежного. Большинство вихревых насосов имеет способность при пуске всасывать жидкость без предварительного заполнения подводящего трубопровода. Недостатком является низкий КПД, не больше 45 %. Вихревые насосы изготавливают на подачу до 12 л/с. Напор вихревых насосов достигает 250 м, мощность доходит до 25 кВт; $n_s = 4–40$. Вихревые насосы не пригодны для перекачивания жидкости с большой вязкостью и жидкостей с абразивными частицами и широко применяются для подачи легко летучих жидкостей (бензин, спирт и др.), сжиженных газов, кислот, щелочей и других химически агрессивных реагентов.

Насосы бывают закрытовихревые и открытовихревые. Рабочим органом закрытовихревого насоса (рис. 3.4, а) является рабочее колесо 1 с радиальными или наклонными лопатками, помещенное в цилиндрический корпус с малыми торцовыми зазорами. В боковых и периферийной стенках корпуса имеется концентричный канал 2, начинающийся у входного отверстия и заканчивающийся у напорного. Канал прерывается перемычкой 4 – уплотнением между напорной и входной полостями. Жидкость поступает через входной патрубок 5 непосредственно в канал 2, перемещается по нему рабочим колесом и уходит в напорный патрубок 3.

В открытовихревых насосах (рис. 3.4, б) жидкость из подводящего патрубка 1 поступает в подвод 2, из которого через входное окно 3 подается к лопаткам рабочего колеса 4 и, только пройдя через него, поступает в канал 5. Далее жидкость перемещается по каналу рабочим колесом и через напорное отверстие 8 уходит в отвод 6 и напорный патрубок 7. Этот насос имеет открытый канал, который заканчивается напорным отверстием 8.

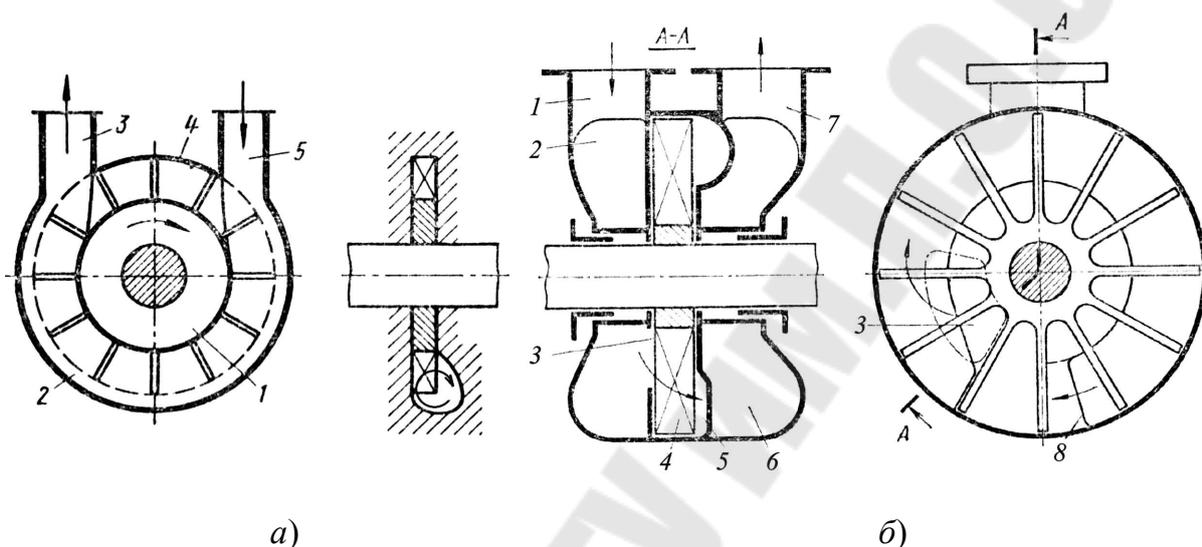


Рис. 3.4. Схемы насосов:
 а – закрытовихревого; б – открытовихревого

Рабочее колесо вихревого насоса работает аналогично рабочему колесу центробежного насоса, засасывая жидкость из внутренней части канала и нагнетая во внешнюю. В результате возникает продольный вихрь (рис. 3.4, а). При вращении рабочего колеса возникают центробежные силы, под действием которых жидкость выбрасывается в канал 2. Таким образом, жидкость, двигаясь вдоль канала от всасывающего трубопровода к нагнетательному, совершает вихревое движение, входя в межлопастное пространство рабочего колеса и выходя из него. При каждом таком вихре жидкость получает новую порцию энергии, и поэтому напор вдоль канала возрастает.

В закрытовихревых насосах жидкость подводится непосредственно в канал. Следовательно, на рабочее колесо она поступает на большом радиусе с большими окружными и относительными скоростями, поэтому кавитационные качества таких насосов очень низкие. Для улучшения кавитационных качеств закрытовихревого насоса перед рабочим колесом подключают центробежную ступень. Такой насос называют центробежно-вихревым.

4. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Характеристикой динамического насоса называется зависимость основных его технических показателей от подачи при постоянных: частоте вращения рабочего органа, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос.

4.1. Характеристики центробежных насосов

Различают теоретическую и действительную, относительную, безразмерную и кавитационную характеристики. Зависимость напора от подачи $H = f(Q)$ называется **главной** характеристикой.

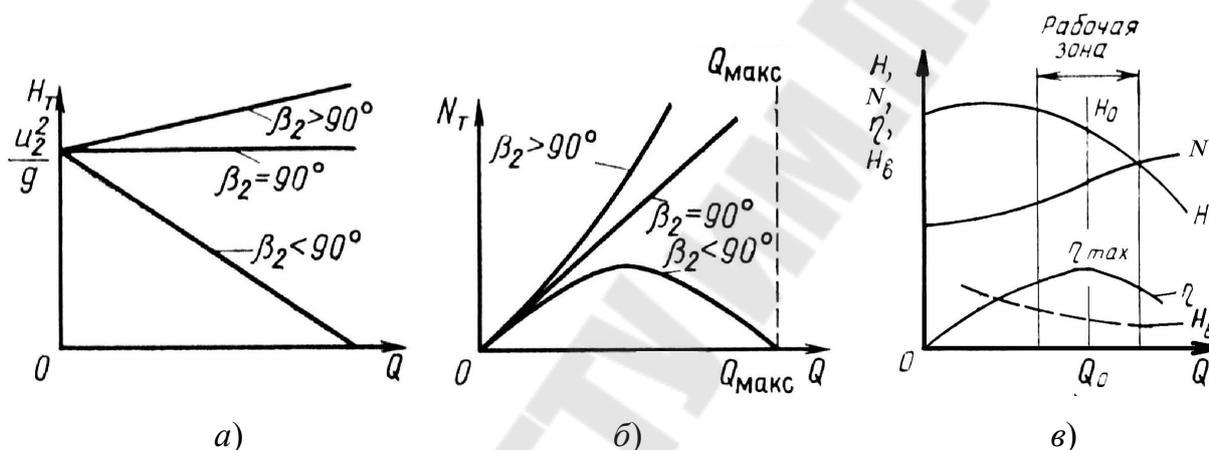


Рис. 4.1. Характеристики насоса:

а – теоретическая напорная; *б* – характеристика мощности на валу;
в – рабочая

Без закрутки потока жидкости на входе в рабочее колесо окружная составляющая абсолютной скорости $v_{u1} = 0$ и теоретический напор при бесконечном числе лопастей будет определяться по формуле

$$H_{\text{т}^\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{Q \cdot u_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot g \cdot K_2 \cdot \eta_{\text{об}}} \cdot \text{ctg} \beta_{2\text{л}}. \quad (4.1)$$

Наклон идеальных теоретических характеристик напора и мощности определяется выходным углом лопасти $\beta_{2\text{л}}$ (рис. 4.1, *а* и *б*). Так как в насосе при его работе возникают потери энергии на закручивание потока, на преодоление гидравлических сопротивлений и утечки жидкости через пазухи рабочего колеса, поэтому реальная рабочая характеристика (рис. 4.1, *в*) отличается от идеальных теоретических характеристик.

Рассмотренные характеристики являются частными, так как получены при определенной частоте вращения рабочего колеса. *Универсальная характеристика насоса* (рис. 4.2, а) – это характеристики насоса, полученные при разных частотах вращения рабочего колеса.

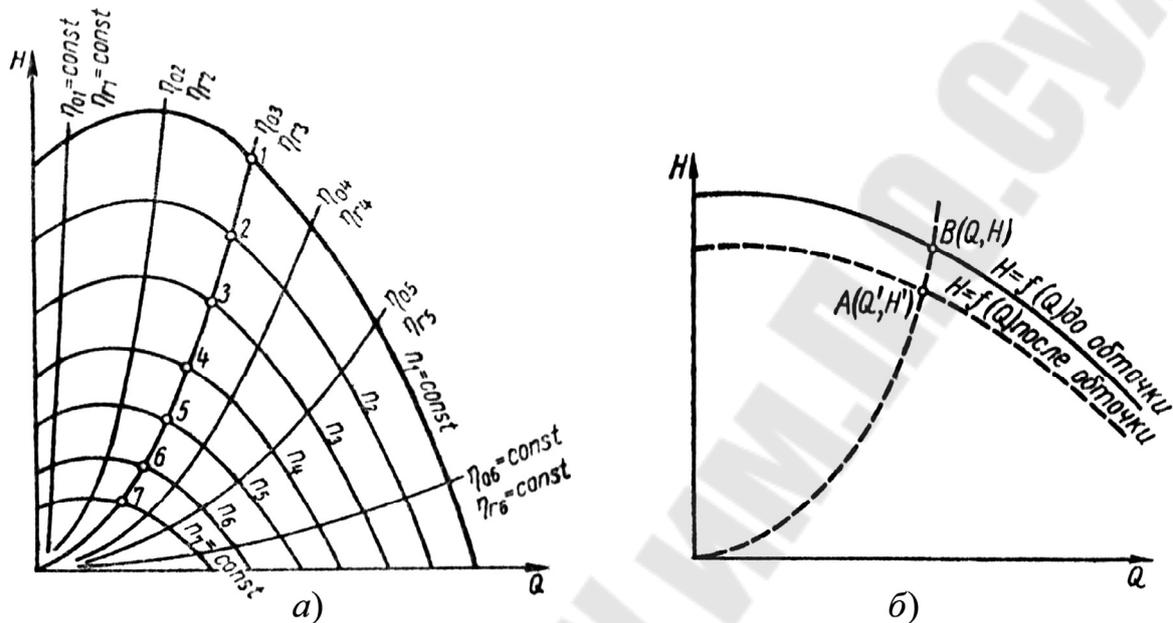


Рис. 4.2. Характеристики центробежного насоса:
а – универсальная; б – характеристика при обточке рабочего колеса

Для построения этих характеристик пользуются формулами подобия. При этом гидравлический и объемный КПД можно считать одинаковыми. Следовательно, можно построить кривую подобных режимов (точки 1–7), которая будет являться кривой равных объемных и гидравлических КПД насоса.

4.2. Характеристики осевого и вихревого насосов

Характеристики осевого насоса. Напор осевого насоса максимален при $Q = 0$ (рис. 4.3, а). При малых подачах кривая $H = f(Q)$ круто падает вниз, имея характерный изгиб в точке А. Так как напор, сообщаемый колесом жидкости на разных радиусах различен, поэтому при малых подачах на части рабочего колеса возникает обратное движение жидкости из отвода в рабочее колесо. Многократное прохождение жидкости через колесо приводит к дополнительной передаче ей энергии от лопастей.

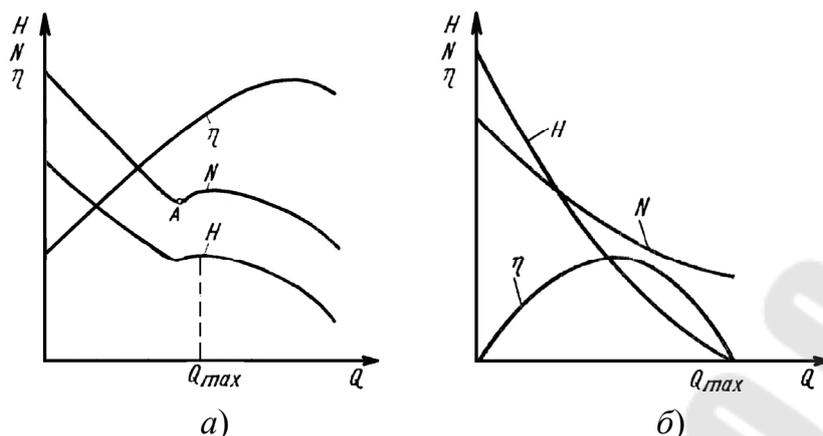


Рис. 4.3. Характеристики насосов:
a – осевого; *б* – вихревого

Характеристики вихревого насоса. Чем меньше подача насоса, тем больше разница окружных скоростей в колесе и канале, тем больше центробежные силы, вызывающие продольный вихрь, тем больше напор (рис. 4.3, *б*). Если скорость движения жидкости в канале будет равна окружной скорости рабочего колеса, то вихревое движение прекратится и напор станет равным нулю.

4.3. Пересчет характеристик центробежного насоса

Предположим, что от насоса требуется получить подачу Q' и H' , причем режимная точка A лежит ниже характеристики насоса (рис. 4.2, *б*). Для того чтобы работа насоса соответствовала точке A , следует так изменить его характеристику, чтобы она прошла через эту точку. Для этой цели применяют обточку рабочего колеса по наружному диаметру.

Исходя из формул подобия можно записать следующие соотношения для случая обточки рабочего колеса:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{D_2}{D_2'} \rightarrow \frac{H}{H'} = \left(\frac{D_2}{D_2'}\right)^2 \rightarrow \frac{H}{H'} = \left(\frac{Q}{Q'}\right)^2 \rightarrow \frac{H}{Q^2} = \frac{H'}{(Q')^2} = \text{const} = c.$$

Следовательно, парабола обточек имеет вид:

$$H = c \cdot Q^2. \quad (4.2)$$

Проведем через точку A параболу обточек (рис. 4.2, *б*). На пересечении этой кривой с характеристикой насоса находим режимную точку B с координатами Q и H . Зная исходный диаметр рабочего ко-

леса D_2 , определяем D'_2 обточенного колеса. Предельная величина обточки рабочего колеса зависит от коэффициента быстроходности n_s (табл. 4.1).

Таблица 4.1

n_s , об/мин	60	120	200	300	350	> 350
$\frac{D_2 - D'_2}{D_2}$	0,2	0,15	0,11	0,09	0,07	0,00

5. ПОДБОР ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

5.1. Характеристика установки (сети)

Насос (рис. 2.9, а) всегда работает в составе установки, к которой подбирается с помощью совмещения его напорной характеристики с характеристикой установки (сети).

Для того чтобы перемещать жидкость по трубопроводам установки из приемного резервуара в напорный, необходимо затрачивать энергию на подъем жидкости на высоту геометрического напора h_r , на преодоление разности давлений $p - p_0$ в резервуарах и на преодоление суммарных гидравлических потерь $\Sigma h_{\text{п}}$ всасывающего и напорного трубопроводов. Таким образом, потребный напор установки определяется по формуле

$$H_{\text{потр}} = h_r + \frac{p - p_0}{\rho \cdot g} + \Sigma h_{\text{п}} = H_{\text{ст}} + \Sigma h_{\text{п}} = H_{\text{ст}} + k \cdot Q^2, \quad (5.1)$$

где $H_{\text{ст}}$ – статический напор установки; k – сопротивление трубопровода насосной установки.

Основными исходными данными для подбора насосов служат требуемая суммарная подача и напор, по которым находится оптимальный вариант насосного оборудования (типоразмеры, количество).

На рис. 5.1 справа изображена характеристика насосной установки с насосом, слева – схема установки. Уровень в приемном резервуаре совмещен с осью Q . Характеристика насосной установки представляет собой суммарную характеристику трубопроводов $\Sigma h_{\text{п}} = k \cdot Q^2$, смещенную вдоль оси напоров на величину статического напора $H_{\text{ст}}$.

Имея характеристику установки и напорные характеристики насосов, можно приступить к подбору насоса для установки.

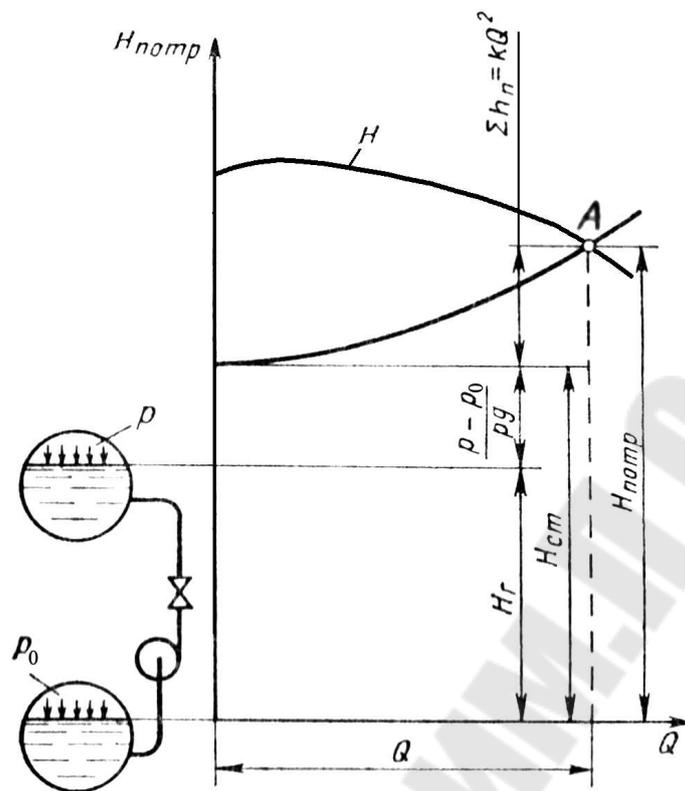


Рис. 5.1. Характеристика насосной установки

Насос данной установки работает в таком режиме, при котором энергия, потребляемая при движении жидкости по трубопроводам установки ($H_{\text{потр}}$), равна энергии, сообщаемой жидкости насосом ($H_{\text{насоса}}$). Определение рабочего режима насосной установки производится совмещением на одном графике (рис. 5.1) в одинаковых масштабах характеристики насоса с характеристикой насосной установки. Равенство напоров получается для режима, определяемого точкой A пересечения характеристик, которая называется **рабочей** точкой с координатами: потребный напор – H_A и фактическая подача Q_A .

Точка A должна находиться в зоне оптимального КПД, в которой КПД не должен отличаться от максимального больше чем на 2–3 %.

При отсутствии насоса с необходимыми характеристиками устанавливаются два и более меньших по параметрам насосов.

Для каждого вида насосов предусматривается выпуск определенного ряда типоразмеров, соответствующих требуемому диапазону параметров, который и представляет собой **номенклатуру** насосов. Номенклатуры насосов в форме полей $Q-H$, на которых показаны области всех предусмотренных типоразмеров насосов данного вида, приводятся в соответствующих каталогах и справочниках, где обычно даются их характеристики и необходимые размеры насосов.

5.2. Совместная работа лопастных насосов

Работа лопастных насосов при последовательном включении в гидросистему. При последовательном соединении подача насосов одинакова, а общий напор равен сумме напоров обоих насосов. Суммарная характеристика насосов I+II (рис. 5.2, а) получается сложением ординат кривых напоров I и II обоих насосов при одинаковой подаче. Пересечение суммарной характеристики насосов с характеристикой насосной установки даст рабочую точку A, которая определяет подачу Q и суммарный напор $H_I + H_{II}$ обоих насосов.

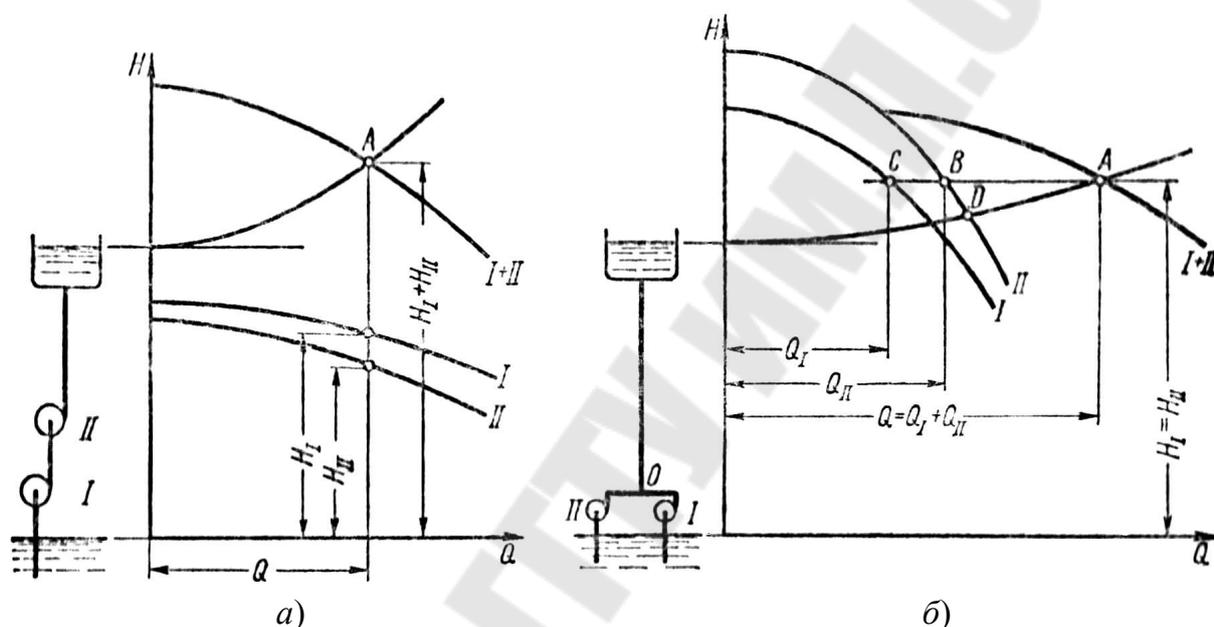


Рис. 5.2. Определение режима работы насосов, соединенных:
а – последовательно; б – параллельно

Последовательное включение нескольких насосов менее экономично, чем использование одного высоконапорного насоса.

Работа лопастных насосов при параллельном включении в гидросистему. Параллельное соединение насосов обычно применяют для увеличения подачи. Насосы, работающие параллельно на один длинный трубопровод, обычно устанавливают близко один от другого, в пределах одного машинного зала и приемные уровни обоих насосов обычно одинаковы. Для получения суммарной характеристики двух насосов, следует сложить абсциссы точек кривых напора $H = f(Q)$ обоих насосов, взятых при одной и той же ординате. Пересечение суммарной характеристики I+II (рис. 5.2, б) с характеристикой насосной установки дает рабочую точку A, которая определяет суммарную подачу $Q_I + Q_{II}$ и напор насосов $H_I = H_{II}$.

Параллельное включение насосов оправдывает себя лишь в том случае, когда характеристика насосной установки является пологой кривой, и чем она положе, тем значительнее приращение подачи.

6. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

6.1. Правила установки лопастных насосов

В процессе проектирования насосных установок и станций необходимо учитывать ряд требований, влияющих на надежность их работы:

1) выбор типоразмеров насосов и их числа должен производиться по необходимым расходам и напорам;

2) при выборе геометрической высоты всасывания $h_{гв}$ (см. рис. 2.9, *а*), необходимо уменьшать потери во всасывающем трубопроводе $\Delta h_{вс}$ следующими способами:

- длина всасывающей линии должна быть минимальной;
- скорость во всасывающем трубопроводе должна быть меньше, чем в напорном;

- необходимо избегать лишних поворотов всасывающего трубопровода, чтобы не создавать дополнительных местных потерь;

3) надежность работы и легкость запуска насоса зависят от качества прокладки всасывающего трубопровода:

- необходимо обеспечивать герметичность, так как при работе через неплотности в стыках будет всасываться воздух.

- форма всасывающего трубопровода должна быть такой, чтобы в нем не могли создаваться «воздушные мешки». Для этого конфузор и всасывающий трубопровод должны быть выполнены так, как показано на рис. 6.1, *а*.

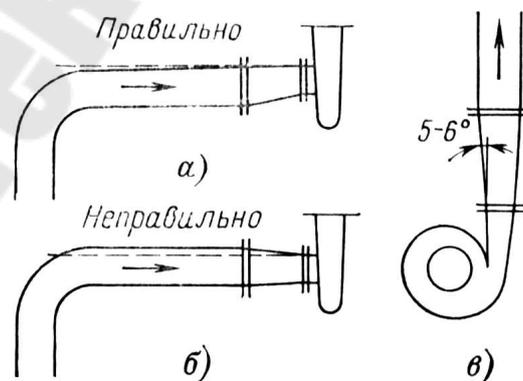


Рис. 6.1. Правила установки лопастных насосов:

- а* – правильный способ прокладывания всасывающего трубопровода;
- б* – неправильный способ прокладывания всасывающего трубопровода;
- в* – присоединение к насосу напорного трубопровода

Если же его сделать по рис. 6.1, б, то при заливке в верхней части останется воздушная полость. Эта полость при вращении рабочего колеса начнет вращаться, расширится, перекроет все сечение и не даст возможности запустить насос;

– средняя скорость в напорном патрубке насосов достигает 6–7 м/с, а в напорных трубопроводах она обычно составляет 2–3 м/с. С целью снижения потерь рекомендуется у напорного патрубка ставить конический диффузор с центральным углом 10–12° (рис. 6.1, в).

6.2. Запуск лопастных насосов

Если корпус и всасывающая линия насоса заполнены воздухом, то после включения электродвигателя насос будет способен поднять воду во всасывающую линию на 3–8 см, что меньше геометрической высоты всасывания $h_{гв}$ и насос не запустится. Поэтому для начала работы насоса при включении электродвигателя необходимо заполнить жидкостью его всасывающую линию, камеру и рабочее колесо. Способы запуска:

1) установка насоса с подпором: геометрическая высота всасывания $h_{гв} < 0$ (рис. 6.2, а);

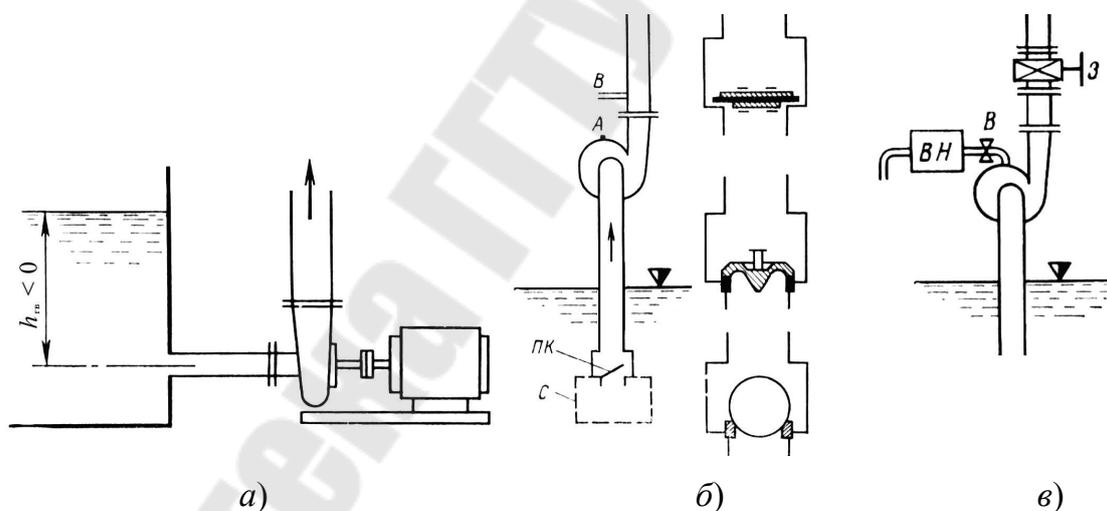


Рис. 6.2. Способы запуска насоса:

а – установка насоса с подпором; б – заливка насоса;

в – насосная установка с вакуум-насосом

2) заливка всасывающей линии и корпуса насоса водой перед запуском (рис. 6.2, б). На конце всасывающего трубопровода устанавливается приемный клапан ПК. Перед запуском воду заливают либо через напорный трубопровод (точка В), либо через отверстие в спирали (точка А). Успех запуска зависит от того, насколько хорошо закрывается приемный клапан: откидной (из металла или мягкой резины); седло-

вой и шаровой клапаны. Чтобы уменьшить вероятность засорения и повреждения клапана, перед ним ставится защитная сетка или перфорированный кожух С. Такой способ используется для установок с диаметром всасывающего трубопровода менее 200 мм;

3) использование вакуум-насосов. Вакуум-насос **ВН** (рис. 6.2, в) присоединяется к верхней точке спирали центробежного насоса. Перед запуском насоса задвижка **З** на напорном трубопроводе закрывается, открывается вентиль **В**. При откачке воздуха вода поднимается вверх по всасывающей линии до тех пор, пока из вакуум-насоса **ВН** вместо воздуха начнет выбрасываться вода. После этого нужно включить электродвигатель и открыть задвижку **З**. Насос начнет работать и будет подавать воду в напорный трубопровод. Вентиль **В** закрывается и вакуум-насос **ВН** отключается. Процесс запуска получается весьма простым, но требуется достаточная герметичность всей системы. Для запуска насосов применяются специальные вакуум-насосы, которые не боятся попадания в них воды: водокольцевые вакуум-насосы и эжекторы.

6.3. Регулирование подачи лопастного насоса

В условиях эксплуатации часто необходимо регулировать подачу насоса в широких пределах. Изменить подачу можно либо за счет изменения характеристики насоса, либо сети. В практике используется несколько способов регулирования подачи:

1) регулирование задвижкой или дросселированием. Уменьшая открытие задвижки, установленной на напорной линии, создают дополнительное сопротивление и за счет этого изменяют характеристику сети, которая будет определяться формулой

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + K_{\text{тр}} \cdot Q^2 + K_{\text{завд}} \cdot Q^2, \quad (6.1)$$

где $K_{\text{тр}}$ и $K_{\text{завд}}$ – коэффициенты, учитывающие потери в трубопроводах и создаваемые задвижкой.

Изменение характеристики сети и подачи насоса с изменением открытия задвижки s в процентах можно проследить по точкам 0–4 (рис. 6.3, а) пересечения напорной характеристики насоса и характеристик сети. Исходя из характеристики фактического расхода $Q_{\text{ф}} = f(s)$ в напорном трубопроводе в зависимости от открытия задвижки s видно, что расход плавно регулируется в диапазоне от максимального значения до нуля;

2) регулирование изменением частоты вращения насоса. Если при некоторой расчетной частоте вращения n_0 (рис. 6.3, б) характеристика насоса H_{n0} , подача Q_{\max} , то уменьшение частоты вращения до $0,9 \cdot n_0$, $0,8 \cdot n_0$ и т. д. приведет к снижению характеристик и уменьшению подачи согласно формулам подобия.

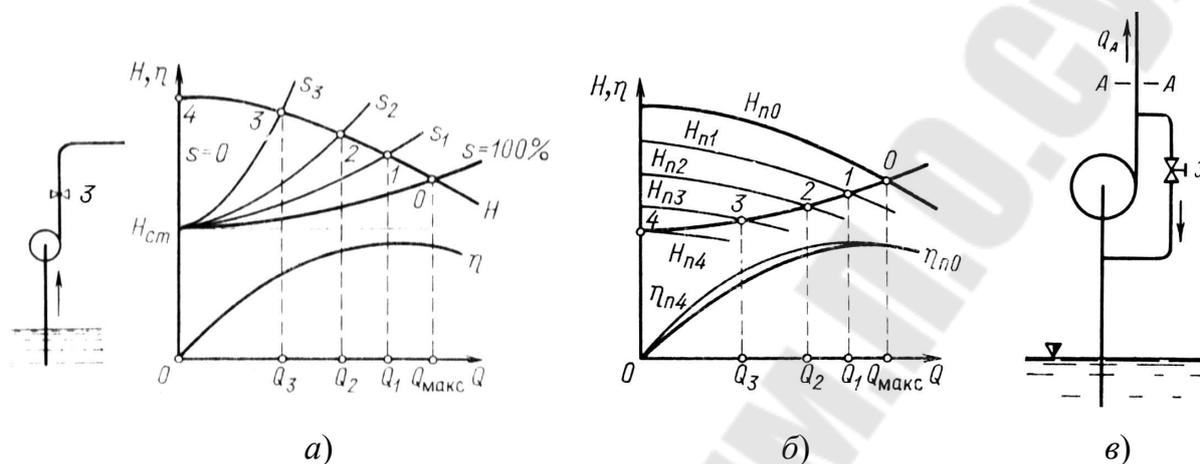


Рис. 6.3. Способы регулирования подачи:
 а – дросселированием; б – изменением частоты вращения насоса;
 в – перепуском

В результате плавное изменение частоты вращения позволяет плавно изменять расход $Q = f(n)$ в широком диапазоне;

3) регулирование перепуском (рис. 6.3, в) осуществляется изменением открытия задвижки 3, установленной на обводном трубопроводе. С увеличением открытия этой задвижки расход Q_A , поступающий в напорный трубопровод, уменьшается. Такой способ регулирования целесообразен только для быстроходных насосов, у которых с увеличением подачи мощность снижается.

6.4. Кавитационный и абразивный износ насосов

При эксплуатации насос может выйти из строя через 1–2 года из-за кавитации и абразивного воздействия твердых примесей, содержащихся в перекачиваемой жидкости, или совместного их действия.

Интенсивный кавитационный износ может являться следствием следующих факторов:

1) **эксплуатационные**, к которым относятся все причины, в результате которых фактический вакуум во всасывающем патрубке больше или фактический кавитационный запас меньше, чем допус-

каемые из-за повышенных гидравлических потерь во всасывающем трубопроводе; фактическое значение геометрической высоты всасывания $h_{гв}$ больше допустимого;

2) **качество материалов и изготовления насоса**; при этом его паспортные кавитационные характеристики (допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_B^{доп}$, допустимый кавитационный запас $\Delta h_{доп}$) не обеспечивают отсутствия кавитации. Повышенный кавитационный износ может вызываться и отдельными дефектами изготовления или монтажа (неровности, перекосы, увеличенные зазоры и пр.).

В центробежных насосах (рис. 6.4) опасными областями по условиям кавитационного износа являются входные участки лопастей рабочего колеса с тыльной стороны A , внутренняя поверхность входного обода B и зазор уплотняющей кромки C . В зазоре развивается щелевая форма кавитации, вызываемая местными отжимами потока, где создается дополнительное понижение давления.

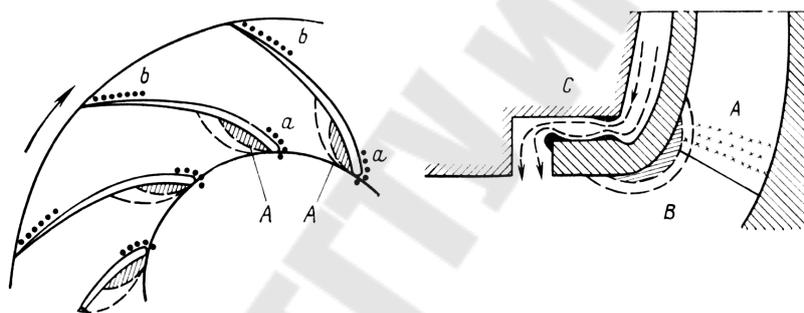


Рис. 6.4. Места интенсивного износа центробежных насосов:
 A, B, C – кавитационного; a, b – абразивного

Абразивный износ в основном зависит от содержания в воде примесей, относительной скорости в насосе и показателя абразивной изнашиваемости материала. В центробежных насосах (рис. 6.4) интенсивному абразивному износу подвергаются лопасти рабочего колеса у входной кромки a и на выходном участке b с рабочей стороны. Попадание твердых частиц приводит к быстрому износу уплотняющих зазоров, износу сальников и подшипников и ускоренному местному истиранию вала. Для облегчения ремонта в местах износа на вал надевается сменная втулка, и предусматриваются сменные уплотняющие кольца.

Кавитационный износ насосов можно уменьшить различными средствами:

– снизить до минимума время работы в кавитационно-опасных режимах;

– увеличить фактический кавитационный запас (уменьшая геометрическую высоту всасывания $h_{гв}$, сокращая потери во всасывающем трубопроводе);

– заменить менее стойкие к износу материалы (чугун) на более стойкие (нержавеющая сталь, пластмассы и резина).

При высоком содержании в воде абразивных частиц следует применять специальные песковые или грунтовые насосы.

7. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

7.1. Общие сведения

Гидродинамическая передача – это устройство для передачи механической энергии от вала двигателя на вал приводимой им машины, в которой имеет место двойное преобразование энергии посредством жидкости, при отсутствии жесткого соединения входного и выходного валов.

Гидродинамические передачи делятся на:

– **гидродинамическую муфту** – передачу, обеспечивающую гибкое соединение и передачу мощности с ведущего на ведомый вал при взаимодействии рабочей жидкости с лопатками без изменения крутящего момента;

– **гидродинамический трансформатор** – это энергетическая машина, обеспечивающая гибкое соединение валов и передачу мощности с входного вала на выходной с преобразованием крутящего момента и изменением скорости вращения ведомого вала по сравнению со скоростью вращения ведущего.

Гидродинамические передачи могут ограничивать момент сопротивления, нагружающего двигатель, и сглаживать пульсации этого момента при пульсирующем изменении сопротивления потребителя. Этим они защищают двигатель и механическую часть трансмиссии от перегрузок и ударных нагрузок, увеличивая их долговечность. Гидродинамические передачи устраняют также перегрузку двигателей во время пуска, при разгоне приводимых объектов с большой инерцией; автоматически изменяют крутящий момент в зависимости от нагрузки со стороны потребителя.

Гидродинамические трансформаторы обеспечивают бесступенчатое изменение передаваемого момента в зависимости от изменения частоты вращения выходного вала. Все указанные функции гидродинамические передачи выполняют автоматически. Гидродинамические передачи широко распространены в приводах транспортных, строи-

тельных, дорожных, горных и других машин, имеющих переменные нагрузки на рабочих органах и работающих в особо тяжелых условиях.

К недостаткам гидродинамических передач относятся:

- 1) КПД гидротрансформаторов (90–93 %) на расчетном режиме ниже КПД механической передачи (93–97 %). КПД гидродинамических передач изменяется в зависимости от режима работы;
- 2) высокая стоимость и сложность изготовления;
- 3) необходимость питания и охлаждения передач.

7.2. Рабочие жидкости для гидродинамических передач

Для обеспечения нормальной работы в течение длительного времени гидродинамические передачи должны иметь следующие свойства:

- малую вязкость при достаточной смазывающей способности;
- большую плотность;
- высокую температуру вспышки и низкую температуру застывания;
- большие теплоемкость и коэффициент теплопроводности;
- пониженную кислотность;
- должны быть чистыми и не содержать смолистых и асфальтовых веществ;
- должны быть устойчивыми к пенообразованию и к перемешиванию с водой;
- должны быть безвредными и безопасными в работе.

Наиболее отвечают этим требованиям минеральные, синтетические масла и их смеси со специальными присадками различного назначения. Для большинства гидромуфт, работающих в нормальных условиях, применяется турбинное масло Т–22(л) с добавлением антивспенивающих присадок. Для гидротрансформаторов применяют смесь масел, трансформаторное масло или ВНИИ НП-403 и др.

7.3. Гидродинамические муфты

7.3.1. Классификация гидродинамических муфт

Гидродинамические муфты классифицируют по нескольким основным признакам.

По назначению гидромуфты делятся на:

- 1) ограничивающие:
 - предохранительные – ограничивают передаваемый крутящий момент;

– пусковые – ограничивают стоповый момент (момент, передаваемый при остановленном турбинном колесе);

– пускотормозные – ограничивают момент, передаваемый в каком либо одном направлении при реверсивной работе гидромуфты;

2) регулируемые, в которых передаваемый крутящий момент изменяется за счет принудительного управления процессом передачи с помощью: изменения наполнения рабочей полости муфты; изменения формы рабочей полости.

По количеству рабочих полостей делятся на:

1) однополостные;

2) двуполостные: параллельно-двуполостные (обе полости работают одновременно) и последовательно-двуполостные (полости включаются в работу попеременно).

По количеству опор гидромуфты делятся на: безопорные (опорами служат опоры вала двигателя и опоры входного вала исполнительной машины), одно- и двухопорные.

По циркуляции рабочей жидкости делятся на:

1) проточные со специальным насосом – жидкость циркулирует между рабочей полостью и внешней емкостью, в которой охлаждается;

2) непроточные, в которых жидкость не выводится из замкнутого пространства гидромуфты, а ее потери через уплотнения восполняются насосом подпитки из специального резервуара.

При наличии в конструкции блокировочного механизма для рабочих колес гидромуфта относится к **блокируемым**.

Гидромуфты, передающие одинаковые крутящие моменты при вращении рабочих колес как в одном, так и в другом направлении, называются **реверсируемыми**.

7.3.2. Устройство и принцип действия гидромуфт

В общем случае гидромуфты состоят из насосного колеса 1 (рис. 7.1, б), связанного с ведущим валом 5, который получает вращение от двигателя, и турбинного колеса 2, связанного с ведомым валом 4, передающим вращение исполнительным механизмам. С насосом или турбиной связан замыкающий кожух 3, который при помощи уплотнения А герметизирует рабочую полость передачи. Чаще всего проточная часть образована внутренним и наружным торами, между которыми расположены лопасти. В рабочей полости движется поток рабочей жидкости, обтекая лопасти колес. Насосное колесо получает энергию от двигателя и посредством своих лопастей сообщает ее по-

току жидкости. Поток обтекает лопасти турбины, приводит во вращение ее лопасти, сообщая им энергию, используемую на выходном валу для передачи потребителю.

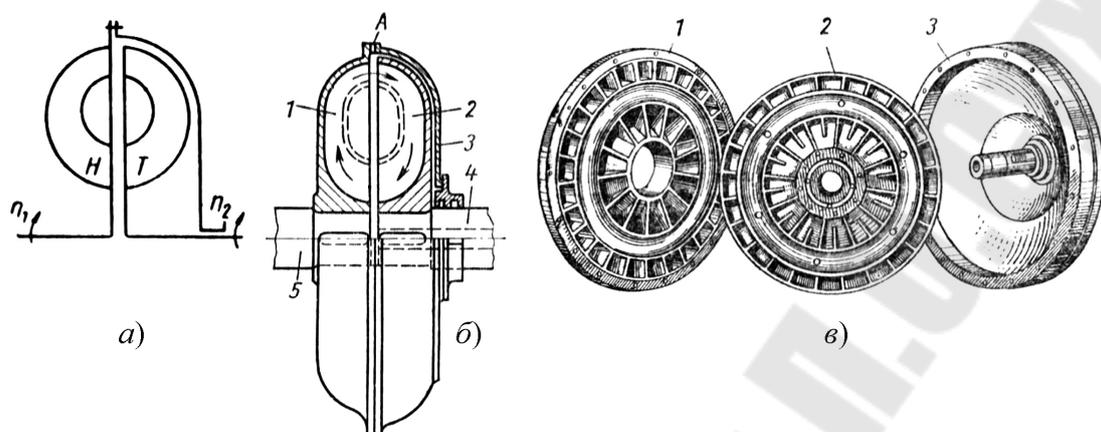


Рис. 7.1. Гидромуфта:
а – схема; б – конструктивная схема; в – рабочие органы

В гидромуфте не имеется механического сцепления, следовательно, движение с 5 на 4 передается мягко, момент возникает только на выходе.

При установившемся режиме работы сумма моментов, приложенных извне к гидромуфте равна нулю. Такими моментами являются M_1 , приложенный со стороны двигателя к ведущему валу 5 насосного колеса (рис. 7.1, б); момент сопротивления потребителя M_2 , приложенный к ведомому валу турбинного колеса 4, и момент трения M_B вращающегося корпуса 3 об окружающую среду:

$$M_1 - M_2 - M_B = 0. \quad (7.1)$$

Момент M_B обычно мал. Поэтому принимают, что момент от двигателя передается потребителю без изменений. Главная часть момента передается турбинному колесу потоком жидкости, обтекающим лопастные системы, только при обгоне турбинного колеса насосным, когда $n_1 > n_2$.

Отношение частот вращения ведомого и ведущего валов $i = n_2/n_1$ называют **передаточным отношением**.

Относительная разность частот вращения $s = (n_1 - n_2)/n_1 = 1 - i$ называется **скольжением**. Без скольжения расход Q и момент M равны нулю. При малых частотах вращения выходного вала n_2 турбинное колесо оказывает малое противодействие протеканию потока рабочей жидкости при этом расход и передаваемый момент максимальны.

7.3.3. Характеристики гидромуфт

Работу гидромуфт отражают внешние и внутренние характеристики. Внутренние представляют зависимости между параметрами потока жидкости в рабочей полости гидромуфты, внешние – зависимости внешних параметров гидромуфты от передаточного отношения при постоянных вязкости и плотности рабочей жидкости, частоте вращения или крутящем моменте входного звена.

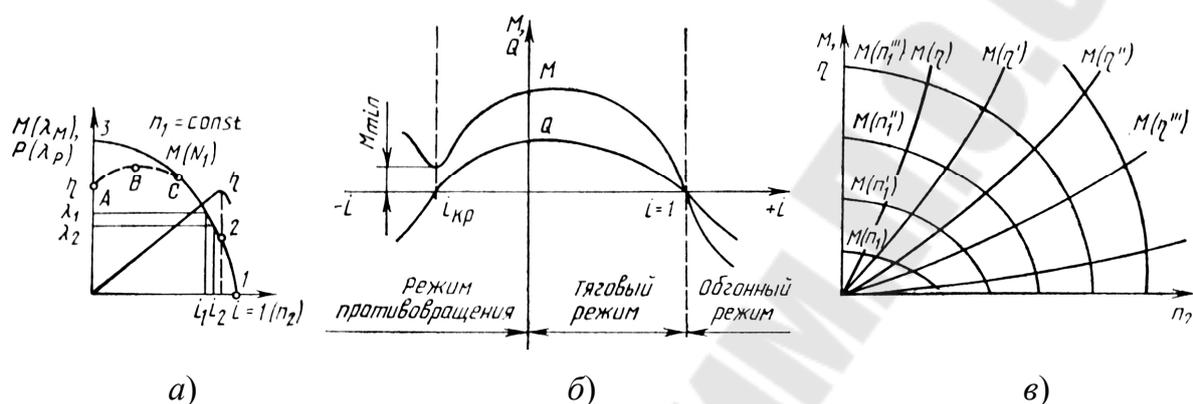


Рис. 7.2. Внешние характеристики гидромуфт:
а – тяговая; б – полная; в – универсальная

Внешние характеристики (рис. 7.2) делятся на тяговую, полную и универсальную:

1. **Тяговая** характеристика – это внешняя характеристика гидромуфты при таком ее режиме работы, при котором мощность передается от входного к выходному звену. В тяговую характеристику входит зависимости крутящего момента и КПД от частоты вращения выходного вала n_2 при постоянной частоте вращения входного вала $n_1 = \text{const}$ или от передаточного отношения i (рис. 7.2, а).

На тяговой характеристике различают режимные точки:

- режим холостого хода (точка 1) – работа гидромуфты при отсутствии нагрузки на ведомом звене, теоретически при этом частоты вращения их звеньев гидромуфты равны и передаточное отношение $i_{\text{х.х}} = 1$, КПД равно 0;

- номинальный режим работы (точка 2) – это режим при котором гидромуфта имеет максимальный КПД $\eta = 95\text{--}98\%$ и $i_{\text{н}} = 0,95\text{--}0,98$;

- стоповый режим (точка 3) – такой режим работы при остановленном турбинном колесе ($n_2 = 0$) $i = 0$.

Тяговая характеристика может быть приведена к безразмерному виду. Для этого по законам подобия заменяют зависимости момента и мощности зависимостями коэффициента момента $\lambda_M = f(i)$ и коэф-

коэффициента мощности $\lambda_p = f(i)$ от передаточного отношения по формулам:

$$\lambda_M = \frac{M}{(n_1)^2 \cdot (D_a)^5} \text{ и } \lambda_P = \frac{P}{(n_1)^2 \cdot \omega_1 \cdot (D_a)^5}, \quad (7.2)$$

где D_a – активный диаметр гидромуфты.

2. **Полная** характеристика гидромуфты – внешняя характеристика, отражающая тяговый, тормозной и обратимый режимы работы (рис. 7.2, б).

Тормозной режим – режим, при котором мощность подводится к гидромуфте со стороны одного из звеньев при остановленном другом или со стороны обоих звеньев. Различают:

– обгонный – такой тормозной режим, при котором на выходном звене знак крутящего момента противоположен, а направление вращения соответствует тяговому режиму работы. Турбинное колесо начинает работать как насосное, так как $n_2 > n_1$, а насосное как турбинное колесо;

– режим противовращения – тормозной режим при котором входные и выходные звенья гидромуфты вращаются в разные стороны.

Обратимый режим – режим, при котором мощность передается от выходного звена гидромуфты к входному.

3. **Универсальная** характеристика гидромуфты – совокупность ее внешних характеристик, полученных при различных частотах вращения входного звена (рис. 7.2, в). Обычно с ней совмещается характеристика передаваемого крутящего момента, полученного при различных КПД или i .

7.3.4. Регулирование гидромуфт

Регулирование гидромуфт – это управляемое изменение скорости выходного вала или его крутящего момента, осуществляемое следующими способами:

1) изменением заполнения рабочей полости жидкостью – объемное регулирование;

2) изменением формы рабочей полости – механическое регулирование;

Объемное регулирование – это работа гидромуфты с частичным заполнением рабочей полости. Существует несколько конструктивных разновидностей таких муфт (рис. 7.3):

– *гидромуфта, регулируемая насосом* (рис. 7.3, а), состоит из насосного 1 и турбинного 2 колес, расположенных внутри неподвижного масляного резервуара – кожуха 3. При работе гидромуфта теряет рабо-

чую жидкость, вытекающую из рабочей полости через жиклеры (ниппели) 7 под действием центробежной силы, а необходимый объем рабочей жидкости в полости поддерживается питающим насосом 4. Насос 4 подает жидкость из масляного резервуара через теплообменник 5 на вход насосного колеса при включенном регулировочном золотнике 6. Управляя регулировочным золотником, изменяют заполнение рабочей полости гидромуфты. Это приводит к изменению передаваемого гидромуфтой крутящего момента передаточного отношения i ;

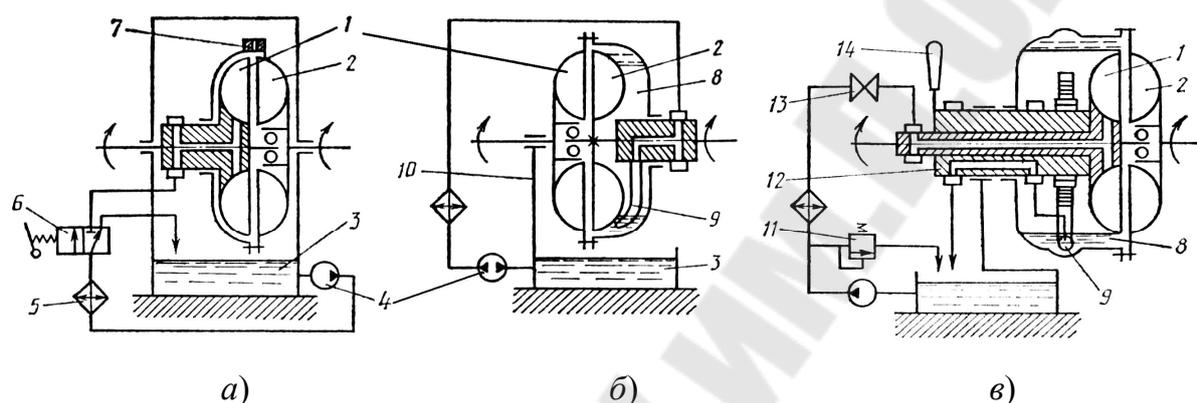


Рис. 7.3. Схемы регулируемых гидродинамических муфт:
 а – регулируемой насосом; б – регулируемой насосом и неподвижной черпательной трубкой; в – регулируемой подвижной черпательной трубкой

– гидромуфта, регулируемая насосом и неподвижной черпательной трубкой (рис. 7.3, б). За счет увеличения кожуха образуется дополнительная камера 8, в которой вращается неподвижно закрепленная на валу турбинного колеса 2 черпательная трубка 9. Дополнительная и рабочая полости муфты работают по принципу сообщающихся сосудов. Внешняя опора 10 является элементом основания – внешнего масляного резервуара 3. Он связан через питающий насос двустороннего действия 4 и теплообменник с дополнительным объемом гидромуфты.

Управление рассмотренной гидромуфтой осуществляется насосом через коллектор с большим давлением, обеспечивающим быстрый отвод жидкости из рабочей полости гидромуфты и затрудняющим ее подвод, когда необходимо увеличить передаваемый гидромуфтой крутящий момент;

– гидромуфта, регулируемая насосом и подвижной черпательной трубкой (рис. 7.3, в), включает насосное 1 и турбинное 2 рабочие

колеса, дополнительный объем 8 образуемый кожухом, подвижную относительно вала коллектора 12 черпательную трубку 9, внешний масляный резервуар-основание 3 с внешней опорой. Дополнительная и рабочая полости муфты являются сообщающимися сосудами. Отвод жидкости из рабочей полости осуществляется под действием напора в дополнительном объеме через черпательную трубку. При этом чем больше заглублена трубка, тем интенсивнее отводится рабочая жидкость. Заглубление черпательной трубки регулируется поворотом зубчатого сектора коллектора рукояткой управления 14. Отводимая рабочая жидкость сливается во внешний резервуар. Подача рабочей жидкости в гидромуфту осуществляется питающим насосом из внешнего резервуара через теплообменник, коллектор на валу насосного колеса и далее по каналам вала до входа в насосное колесо. Закрытием вентиля 13 прекращается подача жидкости в гидромуфту и рабочая жидкость от насоса сливается во внешний резервуар через перепускной клапан 11.

Эта гидромуфта является наиболее распространенной из-за достаточного быстрого действия как при отводе жидкости из муфты, так и при подводе ее в рабочую полость.

Недостаток гидромуфт, регулируемых изменением наполнения рабочей полости: при некотором заполнении рабочей полости жидкостью и при определенной нагрузке ведомого звена они теряют устойчивость, что снижает их регулирующие возможности.

Существуют следующие схемы механического регулирования гидромуфт:

– гидромуфта с шиберным регулированием (рис. 7.4, а). Шибер 1 играет роль регулирующего органа и представляет собой кольцеобразную заслонку, расположенную в нише турбинного колеса. При движении шиберного кольца в проточную полость перекрываются межлопастные каналы турбины, поток рабочей жидкости завихряется и несколько снижается передаваемый гидромуфтой момент. Применяют в машинах, где необходимо плавное изменение передаваемого приводом момента в небольшом диапазоне;

– гидромуфта с переменным объемом сбросной камеры (рис. 7.4, б). В этой схеме за счет дополнительной камеры с подвижной заслонкой 3 и пружиной 2 изменяется форма рабочей полости. Заслонка 3 не дает мгновенно сбрасываться рабочей жидкости в дополнительную камеру. Когда под напором жидкости заслонка сжимает пружину 2, объем сбросной камеры постепенно увеличивается и

изменяется передаваемый момент. В этой схеме ручное регулирование заменяется автоматическим;

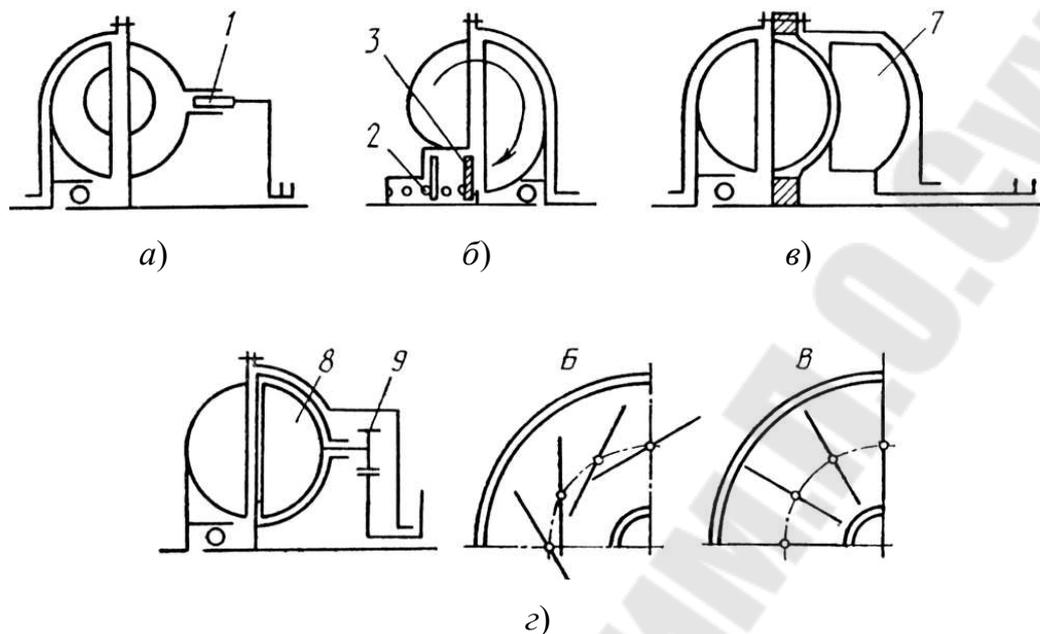


Рис. 7.4. Схемы механического регулирования гидромуфт:
 а – перемещением шибера; б – изменением объема сбросной камеры;
 в – выдвиганием лопастей; з – поворотом лопастей

– гидромуфта с выдвигаемыми лопастями (рис. 7.4, в) – изменение передаваемого крутящего момента происходит за счет изменения рабочей поверхности лопастей. При выдвигании лопастей 7 через щели из чаши турбинного колеса уменьшается площадь контакта лопастей гидромуфты с рабочей жидкостью. Следовательно, снижается передаваемый гидромуфтой крутящий момент;

– гидромуфта с поворотными лопастями (рис. 7.4, з). Лопатки 8 сворачиваются относительно оси, параллельной оси муфты при помощи зубчатого механизма 9 из нормального положения В в положение полного перекрытия межлопастных каналов Б. При этом уменьшается передаваемый гидромуфтой момент. Недостаток: сложность конструкции.

7.4. Гидродинамические трансформаторы

Это энергетические машины, обеспечивающие гибкое соединение валов и передачу мощности с входного вала на выходной с преобразованием крутящего момента и изменением скорости вращения ведомого вала по сравнению со скоростью вращения ведущего. В гидротрансформаторе между насосным и турбинным колесами устанавливают колесо реактора, соединенное с неподвижным корпусом (рис. 7.5). Принцип

действия гидротрансформаторов такой же, как и у гидромуфта, лопасти колеса реактора играют роль направляющей для рабочей жидкости.

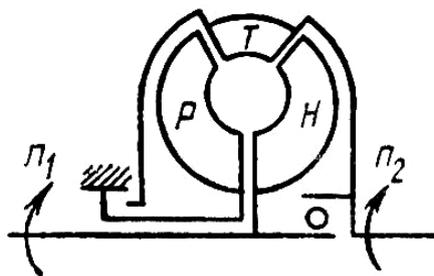


Рис. 7.5. Схема гидротрансформатора

7.4.1. Классификация гидротрансформаторов

Гидродинамические трансформаторы, или преобразователи крутящего момента классифицируются на основе наиболее характерных свойств и особенностей конструкции.

По направлению вращения выходного звена:

– **прямого хода** (рис. 7.6, б) – ведущее и ведомое звенья вращаются при тяговом режиме работы в одном направлении. Для них характерен порядок расположения рабочих колес **Н–Т–Р** (насос–турбина–реактор) по направлению движения потока рабочей жидкости;

— **обратного хода** (рис. 7.6, в) – при тяговом режиме работы выходное звено вращается в направлении, обратном направлению вращения входного. Порядок расположения их рабочих колес: **Н–Р–Т** (насос–реактор–турбина).

По свойствам среди гидротрансформаторов различают:

– **мультипликаторы** – гидротрансформаторы, частота вращения выходного звена которых при номинальном режиме больше, чем входного (рис. 7.6, а). Они имеют подвижный, связанный с ведущим звеном реактор, который может принудительно вращаться с большей частотой, чем насосное колесо, повышая частоту вращения турбинного колеса до значения, большего, чем частота вращения насосного;

– **реверсирующие** – это трансформаторы, осуществляющие реверс выходного звена без реверсирования входного. Как правило, они бывают двухполостными (двухциркуляционными) или многополостными (многоциркуляционными). Реверсирующий двухполостной гидротрансформатор (рис. 7.6, г) состоит из гидротрансформаторов обратного 1 и прямого 2 хода. Реверсирование выходного звена осуществляется за счет поочередного наполнения его рабочих полостей рабочей жидкостью и их опораживания;

– **реверсируемые** – это трансформаторы, у которых входное звено может вращаться в прямом и обратном направлениях. Для реверсируемого гидротрансформатора обратного хода (рис. 7.6, д) характерно симметричное расположение насосного и турбинного колес. Реверс выходного звена осуществляется за счет реверсирования вращения входного. Имеют низкий КПД;

– **комплексные** – это трансформаторы, которые в области больших значений передаточного отношения i переходят на режим работы гидромукфы. В данном случае реакторное колесо вращается только в направлении вращения турбинного колеса. При вращении в другую сторону реактор останавливается. Такая работа реактора обеспечивается автоматически действующей обгонной муфтой 3, связывающей его с неподвижными частями опор гидротрансформатора (рис. 7.6, е, ж);

– **блокируемые** – это трансформаторы, в которых при номинальном режиме работы осуществляется блокировка турбинного колеса с насосным для снижения потерь на скольжение. Блокировочным механизмом служит фрикционная дисковая или кулачковая муфта, управляемой рычажной или гидравлической системой. Блокируемый гидротрансформатор с фрикционной дисковой муфтой (рис. 7.6, ж) управляется гидравлической бустерной системой. При возникновении давления в гидросистеме поршень бустера 4 с силой F сжимает пакет дисков фрикционной муфты и блокирует таким образом турбинное и насосное колеса;

– **регулируемые** гидротрансформаторы объемным (встречаются редко) или механическим способом. Механическое регулирование осуществляется за счет поворота лопаток реактора или лопастей насосного колеса. У гидротрансформатора, регулируемого изменением формы рабочей полости за счет поворота лопаток реактора P_2 (рис. 7.6, з), поворот последних осуществляется перемещением управляющего коллектора по направлениям S ;

– если в процессе работы гидротрансформатора крутящий момент на его входном звене изменяется с изменением момента на выходном (момента сопротивления), такой гидротрансформатор называется **прозрачным трансформатором**. Гидротрансформатор, у которого с изменением нагрузочного момента крутящий момент на входном звене остается неизменным, называется **непрозрачным**.

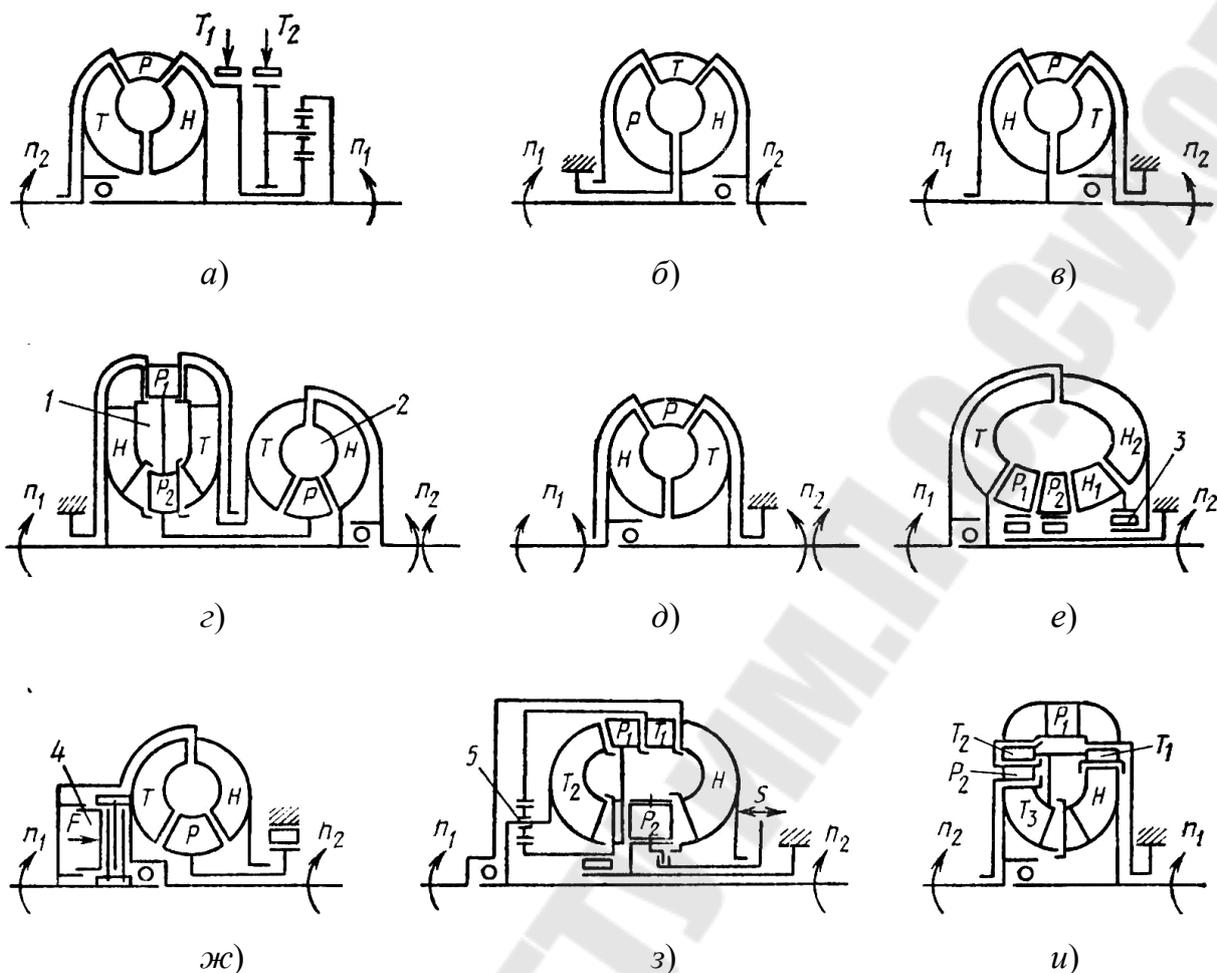


Рис. 7.6. Схемы гидродинамических трансформаторов:
 а – мультипликатора; б – одноступенчатого прямого хода;
 в – одноступенчатого обратного хода; г – реверсирующего
 двухполостного; д – реверсируемого обратного хода; е – комплексного
 l -реакторного m -насосного; ж – комплексного однореакторного
 блокируемого; з – регулируемого l -реакторного n -турбинного;
 и – многоступенчатого

По конструктивным особенностям различают:

– **одноступенчатые** – гидротрансформаторы, имеющие одно турбинное колесо с одной степенью лопастей (рис. 7.6, а, б, д, е, ж);

– **многоступенчатые** – гидротрансформаторы с многоступенчатое турбинное колесо (двух- или трехступенчатое). На рис. 7.6, и показана схема гидротрансформатора, имеющего турбинное колесо с тремя ступенями лопастей (T_1 , T_2 и T_3);

– гидротрансформаторы **n -турбинного** исполнения имеют два и более турбинных колес, связанных между при помощи передаточного механизма. Это позволяет каждому турбинному колесу последовательно включаться в работу при увеличении частоты вращения ве-

домого звена гидротрансформатора и поддерживать передаваемый крутящий момент на высоком уровне как при малых, так и при больших передаточных отношениях. У двухтурбинного гидротрансформатора (рис. 7.6, з) турбины T_1 и T_2 соединены между собой и с разделяющим их реактором P_1 планетарным механизмом 5;

– гидротрансформаторы с двумя и более насосными колесами называются ***m*-насосными** (рис. 7.6, е). Дополнительные насосные колеса H_1 служат для уменьшения ударных потерь, возникающих при набегании потока рабочей жидкости на входные кромки лопастей основного насосного колеса H_2 под большим углом атаки. Поэтому дополнительные насосные колеса вращаются свободно относительно основного или блокируются с ним обгонной муфтой 3 в зависимости от направления поступающего в основной насос потока рабочей жидкости;

– гидротрансформаторы с двумя и более реакторами называются ***l*-реакторными** (рис. 7.6, з). Реактор P_1 посажен на неподвижную трубчатую ось через обгонную муфту и при определенных условиях включается во вращение вместе с турбинными колесами T_1 и T_2 выравнивая их частоту вращения за счет отключения планетарного механизма 5 растормаживанием солнечной шестерни.

7.4.2. Параметры гидротрансформаторов

Работа гидротрансформатора характеризуется мощностью на входном (ведущем) P_1 и выходном (ведомом) P_2 звеньях, частотой вращения входного n_1 и выходного n_2 валов, передаточным отношением $i = n_2/n_1$ (кинематическим параметром), крутящими моментами на входном M_1 и выходном M_2 валах, коэффициентом трансформации k (силовым параметром), коэффициентом полезного действия η и коэффициентом прозрачности Π . Часто вместо крутящих моментов на входном и выходном валах используются их аналоги – коэффициенты моментов, определяемые по формулам:

$$\lambda_1 = M_1 / (\rho \cdot \omega_1^2 \cdot D_a^5) \text{ и } \lambda_2 = M_2 / (\rho \cdot \omega_1^2 \cdot D_a^5), \quad (7.3)$$

где D_a – активный диаметр – наибольший размер рабочей полости.

Коэффициент трансформации k , характеризующий преобразующие свойства гидротрансформатора, определяется по формуле

$$k = M_2 / M_1 = \lambda_2 / \lambda_1. \quad (7.4)$$

При $i = 0$ (стоповом режиме работы гидротрансформатора) коэффициент трансформации k_0 наибольший. Рабочим является коэф-

коэффициент трансформации, получаемый при передаточном отношении, соответствующем КПД гидротрансформатора $\eta = 0,8$.

Экономичность гидротрансформатора характеризуется КПД:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1} = k \cdot i. \quad (7.5)$$

Нагружающие свойства – это способность гидротрансформатора нагружать определенным образом двигатель. Характеризуются зависимостью $\lambda_1 = f(i)$ коэффициента момента входного вала передачи от передаточного отношения. Эта зависимость бывает двух видов:

1) характеристика вида $\lambda_1 = \text{const}$ называется **непрозрачной** (кривая *Б* на рис. 7.7).

2) характеристика вида $\lambda_1 \neq \text{const}$ называется **прозрачной**. Прозрачные характеристики делятся на характеристики прямой (кривая *А* на рис. 7.7) и обратной (кривая *В*) прозрачности.

Прозрачность гидротрансформатора оценивается **коэффициентом прозрачности** – отношение коэффициента момента при стоповом режиме k_0 , к коэффициенту момента, соответствующему режиму прекращения трансформации:

$$\Pi = \lambda_{1\max} / \lambda_{1\min}, \quad \Pi = M_{1\max} / M_{1\min}. \quad (7.6)$$

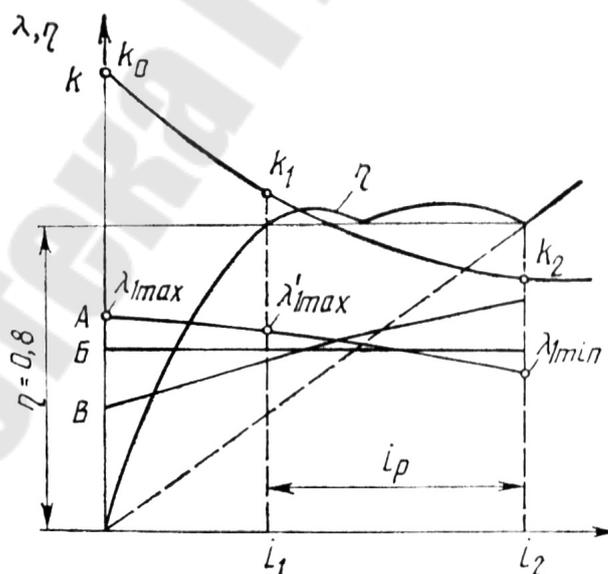


Рис 7.7. Комплексная характеристика гидротрансформатора с разными кривыми коэффициента момента на входном валу (А, Б, В)

У непрозрачного трансформатора $\Pi = 1$ (1–1, 2). У трансформатора с прямой прозрачностью $\Pi > 1$, а с обратной $\Pi < 1$.

7.4.3. Характеристики гидротрансформаторов

Свойства гидротрансформатора и его взаимосвязь с двигателем и исполнительной машиной определяются его характеристиками: входной (нагрузочной); выходной; комплексной, как правило, безразмерной; регулировочной; полной:

1) **входная (нагрузочная)** характеристика гидротрансформатора, представляющая зависимость момента (мощности) на входном валу от его частоты вращения $M_1(P_1) = f(n_1)$, полученную при различных значениях $i = \text{const}$, отражает способность гидротрансформатора нагружать двигатель;

2) **выходная** характеристика гидротрансформатора, представляющая зависимость момента (мощности) на выходном валу от его частоты вращения $M_2(P_2) = f(n_2)$, полученную при $n_1 = \text{const}$, отражает способность гидротрансформатора воспринимать нагрузку и изменять режим работы потребителя;

3) **комплексная** характеристика гидротрансформатора, представляющая совокупность зависимостей коэффициентов момента, трансформации и полезного действия от передаточного отношения $\lambda_1 = f(i)$, $k = f(i)$ и $\eta = f(i)$, характеризует сам гидротрансформатор как передачу;

4) **регулирующая** характеристика является комплексной, соответствующей разным положениям регулирующего органа гидротрансформатора: поворотных лопаток реактора и поворотных лопастей насосного колеса, шибера, регулировочного золотника и т. п.;

5) **полная** характеристика гидротрансформатора представляет зависимость крутящих моментов на насосном и турбинном колесах, а также КПД от передаточного отношения различных режимах работы (рис. 7.8):

– *тяговый режим* – передача потока мощности от двигателя через гидротрансформатор к потребителю. В области тягового режима находится рабочая зона большинства исполнительных машин. На рис. 7.8 рабочая зона определяется диапазоном от i_{75}' до i_{75}'' .

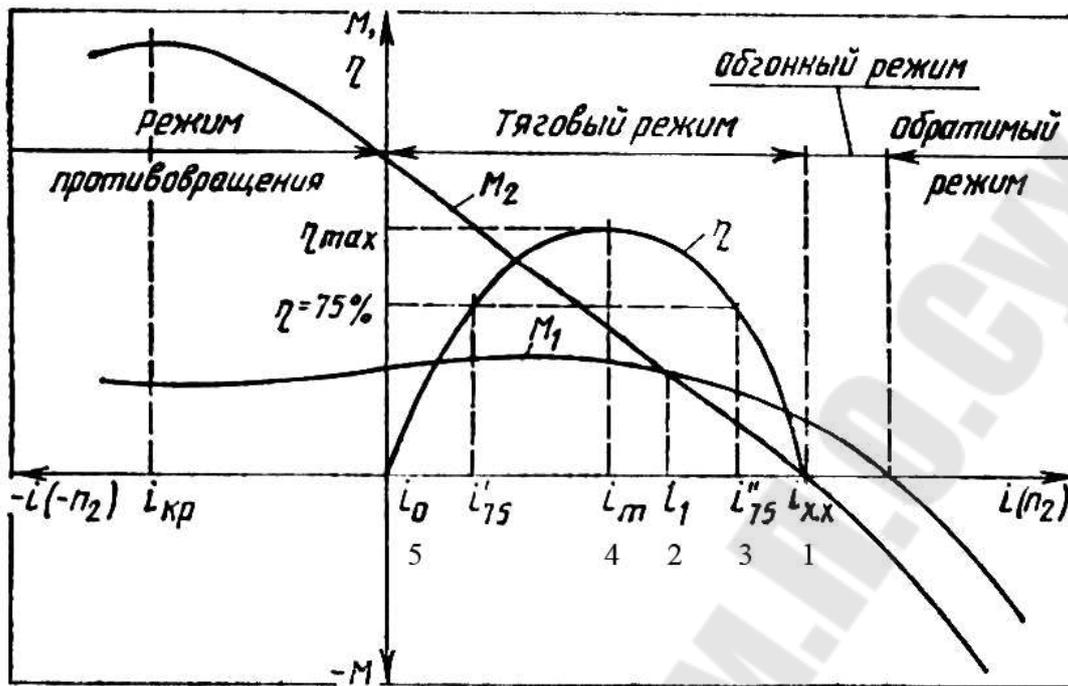


Рис. 7.8. Полная внешняя характеристика гидротрансформатора

На тяговой характеристике различают режимные точки (рис. 7.8):

а) точка 1 – режим холостого хода, в которой момент на турбинном колесе $M_T = 0$; мощность насосного колеса $P_H \neq 0$; $i_{x.x} \gg 1$; $\eta = 0$; мощность на выходе трансформатора $P_2 = 0$; мощность на входе равна потерям энергии $P_1 = P_{\text{пот}}$;

б) точка 2 – режим равенства моментов на насосе M_H и турбине M_T $i = i_{k=1}$; момент на реакторе $M_p = 0$. В точке 2 меняется знак момента на реакторе;

в) точка 3 – режим синхронного вращения: частоты вращения насоса и турбины равны $n_H = n_T$; передаточное отношение $i = 1$. Этот режим существует у гидротрансформаторов, имеющих $i_{x.x} > 1$;

г) точка 4 – режим максимального КПД (расчетный, номинальный режим) – это режим минимальных потерь для каждого гидротрансформатора свой;

д) точка 5 – стоповый режим: $i = 0$; $\eta = 0$; $M_T = M_{\text{max}}$; $M_H \neq 0$; $P_H \neq 0$, $P_1 = P_{1\text{max}}$;

– *тормозной режим* – мощность поступает к трансформатору со стороны двигателя и со стороны исполнительной машины:

а) если переход с тягового режима на тормозной сопровождается изменением направления вращения турбинного колеса, такой тормозной режим называется режимом **противовращения**. На участке

характеристики, соответствующем режиму противовращения, находится максимальный крутящий момент, который может развивать гидротрансформатор. Передаточное отношение, соответствующее максимальному крутящему моменту, называется **критическим**;

б) если переход от тягового режима работы на тормозной сопровождается изменением знака крутящего момента на валу турбинного колеса, такой режим называется **обгонным**;

в) при увеличении частоты вращения n_2 крутящий момент M_1 на валу насосного колеса постепенно уменьшается до нуля. Начиная с $M_1 = 0$, происходит переход к **обратимому** режиму работы. При этом режиме мощность идет от потребителя к двигателю через гидротрансформатор.

7.4.4. Комплексные гидротрансформаторы

Гидротрансформатор имеет максимальное значение КПД только на одном режиме. Исключить зону с низкими значениями КПД можно за счет блокирования турбины с насосом.

Гидротрансформаторы, у которых осуществляется автоматический переход с режима гидротрансформатора на режим гидромуфты и наоборот, в зависимости от условий работы называются **комплексными**.

Если реактору конструктивно дать возможность свободно вращаться и предположить, что момент сопротивления при его вращении равен нулю, то гидротрансформатор будет работать как гидромуфта.

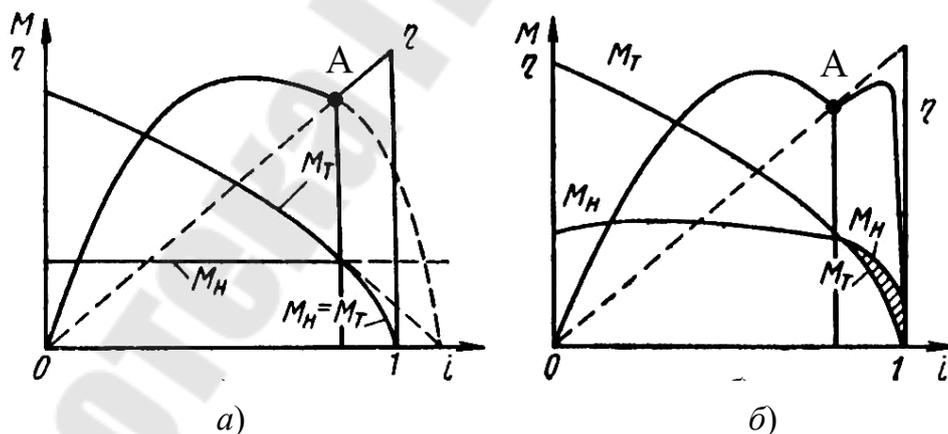


Рис. 7.9. Характеристики комплексного гидротрансформатора: а – идеальная внешняя характеристика; б – реальная характеристика

При этом, слева от точки А (рис. 7.9) реактор будет вращаться в направлении, противоположном направлению вращения турбины и насоса, а справа от точки А – в том же направлении, что турбина и насос. Слева от точки А комплексный гидротрансформатор работает

на режиме гидротрансформатора (момент насоса меньше момента турбины), а реактор должен быть жестко закреплен. Справа от точки *A* комплексный гидротрансформатор работает на режиме гидромуфты (момент насоса больше момента турбины), а реактор свободно вращается. Пунктирные линии характеризуют работу гидротрансформатора и гидромуфты отдельно.

Идеальная характеристика (рис. 7.9, *a*) получена для момента сопротивления при вращении реактора равного нулю. В реальных условиях имеют место потери при вращении реактора, следовательно получаем действительную характеристику комплексного гидротрансформатора (рис. 7.9, *б*).

Для обеспечения автоматического заклинивания реактора и его освобождения применяются различные конструкции муфт свободного хода (рис. 7.10, *a*). Неподвижная, жестко закрепленная на полом валау реактора внутренняя обойма *1* охватывается наружной обоймой *2*, которая жестко связана с реактором *5*. Наружная обойма имеет пазы с наклонными плоскостями; между обоймой *1* и наклонными плоскостями обоймы *2* установлены ролики *3*, которые поджимаются пружинами *4*. При наличии на реакторе положительного момента $+M_p$ реактор с обоймой *2* стремится вращаться слева направо, и наклонные плоскости обоймы находят на ролики. Так как угол наклона плоскости меньше угла трения, то происходит заклинивание, и наружная обойма с реактором останавливается. При этом передача работает на режиме гидротрансформатора. При наличии на реакторе отрицательного момента $-M_p$ реактор с наружной обоймой вращается справа налево. При этом наклонные плоскости наружной обоймы стремятся отойти от роликов, реактор может свободно вместе с обоймой вращаться и передача работает на режиме гидромуфты.

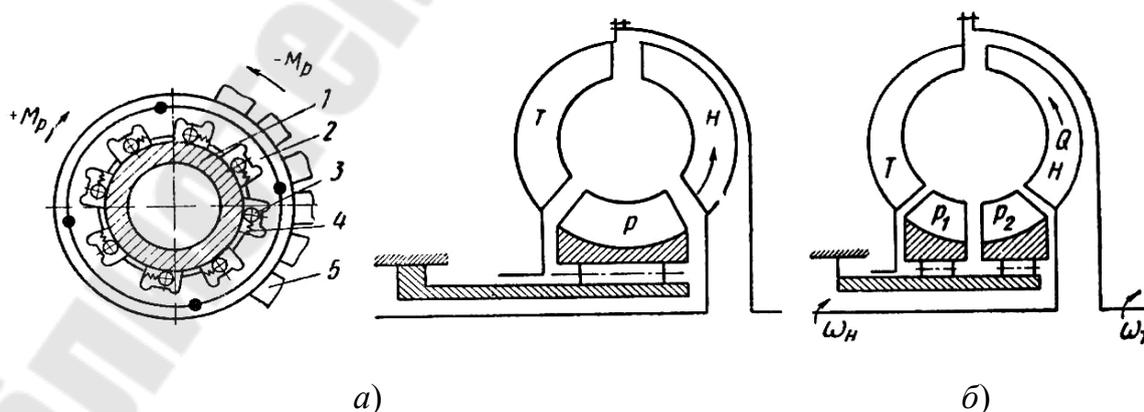


Рис. 7.10. Конструктивная схема комплексного трансформатора: *a* – с одним реактором; *б* – с двумя реакторами: *1* – внутренняя обойма; *2* – наружная обойма; *3* – ролик; *4* – пружина; *5* – реактор

Требования, которые предъявляются к гидропередаче и трансмиссии в целом, иногда не удовлетворяются из-за значительного снижения КПД на участке от оптимального режима работы гидротрансформатора с максимальным КПД до перехода на режим гидромукты. Для устранения этого провала применяют комплексный гидротрансформатор с разрезным реактором, каждая из частей которого поставлена на свою муфту свободного хода (рис. 7.10, б).

7.5. Гидродинамические передачи в приводах машин

7.5.1. Совместная работа двигателя и гидромукты

Характеристика привода, который представляет собой комплекс двигатель–гидромукта, определяется их совместными параметрами. На большинстве транспортных и строительно-дорожных машин применяются двигатели внутреннего сгорания, а на подъемно-транспортных и горных машинах – электродвигатели. В связи с этим рассмотрим совместную работу гидромукты с двигателями внутреннего сгорания и с электродвигателями.

Работа гидромукты с двигателем внутреннего сгорания. Для построения характеристики совместной работы двигателя внутреннего сгорания и гидромукты рассмотрим отдельно:

– характеристику двигателя внутреннего сгорания (рис. 7.11, а) – зависимость крутящего момента на валу двигателя от его частоты вращения $M = f(n_{\text{дв}})$, где кривая 1 соответствует полному открытию дроссельной заслонки, кривая 2 частичному открытию;

– характеристику гидромукты (рис. 7.11, б) – зависимость крутящего момента от частоты вращения $M = f(n_2)$.

Для выявления нагружающих свойств гидромукты строим ее входную характеристику (рис. 7.11, в) – зависимость момента от частоты вращения насоса при $i = \text{const}$. Характеристики входа мы строим для ряда значений $i = 0; 0,3; 0,5$ и т. д. до i^* , перестраивая внешнюю характеристику мукты в координатах $\lambda_M = f(i)$, считая, что $n_1 = n_{\text{дв}}$ (рис. 7.11, в).

Построение характеристик входа (или нагрузочных характеристик) гидромукты выполняем следующим образом: задаемся значением передаточного отношения i ; затем по графику $\lambda_M = f(i)$ находим соответствующее значение λ_M ; вычисляем постоянную для данного i

величину $A = \frac{\lambda_M \cdot \gamma \cdot D_a^5}{i^2}$ и по уравнению строим параболу $M = f(n_1)$.

Аналогично строим параболы для других значений i (рис. 7.11, в).

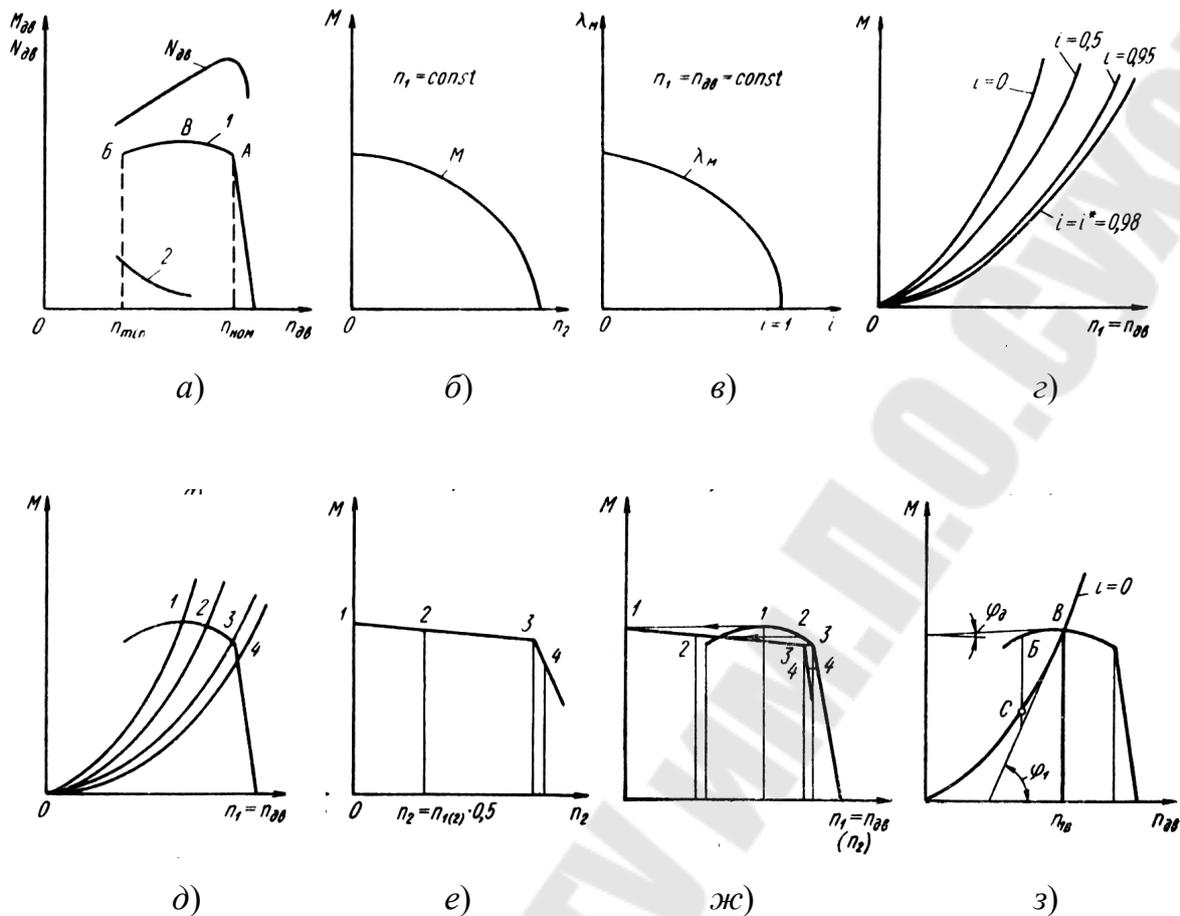


Рис. 7.11. Совместная работа гидромуфты с ДВС:

- a* – характеристика двигателя; *б* – внешняя характеристика гидромуфты $M = f(n_2)$; *в* – приведенная характеристика гидромуфты;
- г* – характеристика входа гидромуфты; *д* – совместная характеристика двигателя и входа гидромуфты; *е* – выходная характеристика привода;
- ж* – совмещение характеристики двигателя и выходной характеристики привода; *з* – условие устойчивой работы двигателя с гидромуфтой

Совместив на одном графике характеристику двигателя и нагрузочную характеристику муфты (рис. 7.11, *д*), получаем точки 1, 2, 3, 4, которые являются точками совместной работы двигателя и гидромуфты.

Строим выходную характеристику привода, т. е. кривую изменения крутящего момента на валу турбины в зависимости от частоты вращения турбины при полностью открытой дроссельной заслонке двигателя (рис. 7.11, *е*). Эту зависимость иногда называют деформированной характеристикой двигателя. Каждой точке пересечения кривой нагрузки гидромуфты и кривой крутящего момента двигателя (рис. 7.11, *д*) соответствуют определенный крутящий момент M и частота вращения $n_1 = n_{дв}$, а частота вращения турбины составляет $n_2 = n_1 \cdot i$.

С учетом изложенного построим кривую крутящих моментов $M = f(n_2)$ на ведомом валу при совместной работе данного двигателя и гидромуфты. Построив совместную характеристику двигателя и входа гидромуфты и выходную характеристику привода в одинаковом масштабе, увидим, что все значения моментов (точки 1, 2, 3, 4) сдвинутся влево по горизонтали, так как по оси абсцисс отложена частота вращения $n_2 = n_1 \cdot i$, где $i < 1$. Поэтому характеристику (рис. 7.11, е), называют **деформированной характеристикой двигателя**.

Особенностью деформированной характеристики является то, что она, в отличие от обычной характеристики двигателя, имеет начало на оси ординат, т. е. привод с гидромуфтой позволяет получить любую скорость вала трансмиссии, связанного с валом турбины, вплоть до нулевой.

Из совмещенной характеристики двигателя и выходной характеристики привода (рис. 7.11, ж) следует:

1) при наличии гидромуфты крутящий момент на валу двигателя при малой частоте вращения n_2 больше, чем без гидромуфты. Это объясняется тем, что при наличии гидромуфты двигатель развивает большую частоту вращения и работает на режиме большего крутящего момента. Таким образом, сдвиг влево кривой крутящих моментов вызван работой двигателя при различной частоте вращения;

2) двигатель может работать при остановленной турбине и что момент при начале движения с места ($n_2 = 0$) на ведомом валу привода мало отличается от максимального крутящего момента двигателя.

Для нормальной эксплуатации необходимо, чтобы двигатель с гидромуфтой работал устойчиво при всех изменениях нагрузки, для определения устойчивости используют характеристику устойчивой работы двигателя внутреннего сгорания с гидромуфтой (рис. 7.11, з). Если при работе двигателя с гидромуфтой при любом $i < 0$ по какой-либо причине возрастет нагрузка на ведомом валу привода (вплоть до его останова), двигатель не заглохнет, а будет устойчиво работать на режиме, определяемом точкой В характеристики при частоте вращения n_1 , соответствующей $i = 0$. Если при этом крутящий момент двигателя уменьшится до значения, соответствующего точке В (например вследствие падения давления при всасывании), то частота вращения двигателя также уменьшится и уменьшится момент, нагружающий двигатель до значения, определяемого точкой С. Так как нагружающий момент уменьшается быстрее, чем момент двигателя (рис. 7.11, з), то вал двигателя начнет увеличивать частоту вращения, пока не установится новый равновесный режим работы.

Таким образом, работа двигателя с гидромуфтой будет устойчивой при условии, что тангенс угла наклона нагрузочной кривой моментов в точке B будет больше тангенса угла наклона кривой момента двигателя, т. е. $\left| \operatorname{tg} \varphi_1 \right|_B > \left| \operatorname{tg} \varphi_d \right|_B$.

К гидромуфте, работающей совместно с двигателем внутреннего сгорания, предъявляются следующие требования:

1) для передачи номинальной мощности при максимальном КПД характеристика входа гидромуфты при $i = 0,97$ должна проходить через точку A , в которой момент $M = M_{\text{ном}}$ (рис. 7.11, a);

2) при минимально устойчивой частоте вращения вала двигателя муфта должна нагружать двигатель моментом, не превышающим $M_{\text{дв}}$ при $n_{1\text{min}}$. Это требование необходимо для того, чтобы при остановке транспортной машины ее не «вело» при включенном сцеплении, т. е. момент сопротивления передвижению машины должен быть больше момента, развиваемого гидромуфтой;

3) для использования максимального момента двигателя характеристика входа гидромуфты при $i = 0$ должна проходить через точку B , в которой момент максимален.

Известно, что двигатели внутреннего сгорания запускают вспомогательным оборудованием (например, стартером), и они не могут работать при частоте вращения, меньшей определенной минимальной частоты вращения n_{min} . Гидромуфты позволяют осуществить разгон ведомого вала с места под нагрузкой, не перегружая двигатель, и обеспечить его устойчивую работу во всем диапазоне изменений скоростей ведомого вала. Одновременно с этим гидромуфта частично предохраняет ведомый вал привода от передачи ему крутильных колебаний вала двигателя и защищает двигатель от передачи толчков со стороны ведомой части. Гидромуфта допускает совместную работу нескольких двигателей в одной рабочей машине.

Работа гидромуфты с электродвигателем переменного тока. Асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором являются наиболее надежными и дешевыми. К их недостаткам относится малый пусковой момент (требуется применение специальных устройств для пуска их под нагрузкой) и узкий диапазон изменения рабочей частоты вращения и крутящего момента.

Существенного улучшения характеристик привода с асинхронным короткозамкнутым двигателем можно достигнуть применением гидромуфт. При этом, например, решается проблема привода больших инерционных масс, для разгона которых без гидромуфты требуется глубокое и длительное по времени регулирование скольжения двигателя.

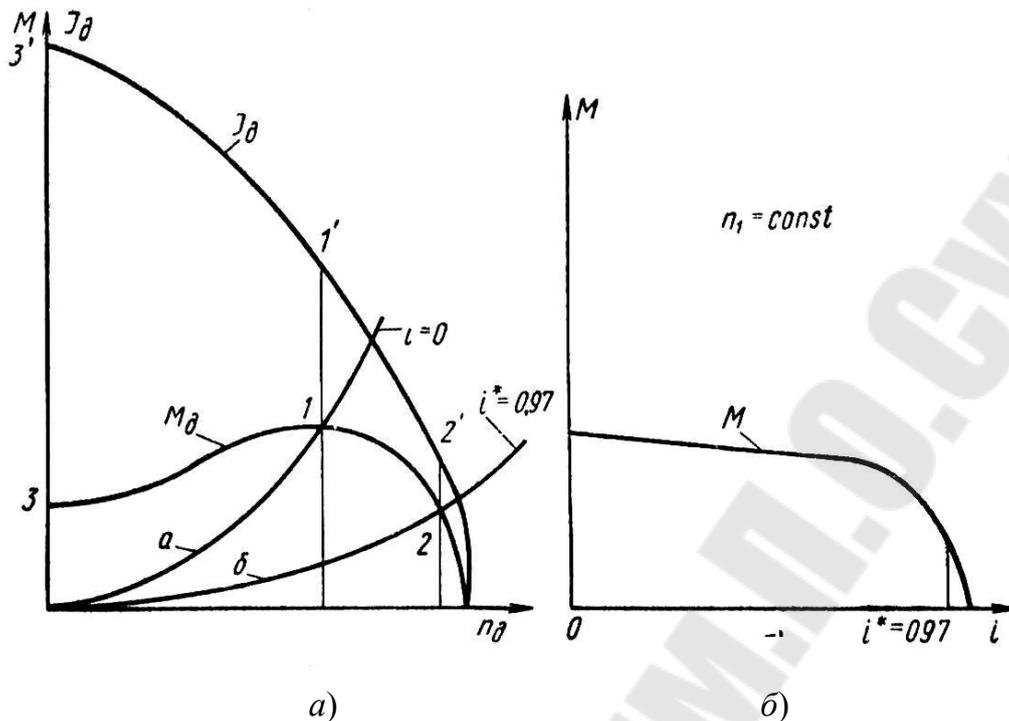


Рис. 7.12. Совместная работа гидромuffты с электродвигателем переменного тока:
 а – характеристика электродвигателя с короткозамкнутым ротором;
 б – внешняя характеристика гидромuffты

Для работы с данным двигателем гидромuffту подбирают таким образом, чтобы ее характеристика входа при $i = 0$ (кривая a , рис. 7.12, а) пересекала характеристику двигателя в точке 1 , соответствующей максимальному крутящему моменту, благодаря чему появляется возможность при пуске использовать этот момент, а не пусковой момент двигателя (точка 3), который значительно меньше. Соответствующая сила тока при пуске (точка $1'$) будет также значительно меньше пускового тока (точка $3'$). Характеристика входа гидромuffты для $i = i^* = 0,97$ (кривая b) должна пересекать характеристики момента M_d и тока J_d двигателя в точках 2 и $2'$.

Частота вращения вала может быстро увеличиваться (рис. 7.12, а), так как электродвигатель заметно нагружается уже в области сравнительно высокой частоты вращения. Благодаря этому уменьшается время потребления большого пускового тока и уменьшается нагрев двигателя. Кроме того, для пуска рабочей машины используется максимальный крутящий момент двигателя, развиваемый при меньшем потреблении тока и интенсивном охлаждении из-за высокой частоты вращения. В связи с этим привод, состоящий из короткозамкнутого

электродвигателя с гидромуфтой, по пусковым свойствам не только не уступает, но даже превосходит асинхронный электродвигатель с контактными кольцами и пусковым реостатом. Так как мощность электродвигателя для пуска под нагрузкой выбирают по пусковому моменту двигателя, то гидромуфты позволяют снизить установочную мощность и при самых сложных условиях пуска применять короткозамкнутые электродвигатели. Совместная характеристика привода, содержащего электродвигатель и гидромуфту, имеет вид аналогичный совместной характеристике двигателя внутреннего сгорания и выходной характеристики привода (рис. 7.11, ж).

7.5.2. Совместная работа гидротрансформатора и двигателя

Характеристика привода, который представляет собой комплекс двигатель–гидротрансформатор–исполнительная машина, зависит от совмещения характеристик всех трех компонентов, составляющих систему.

Работа гидротрансформатора с двигателем внутреннего сгорания. Нагружающая характеристика гидротрансформатора совмещается с универсальной скоростной характеристикой двигателя путем наложения первой на вторую после предварительного приведения обеих к одному масштабу. Получаемая при этом совместная характеристика называется *характеристикой входа силовой установки двигатель – гидротрансформатор*. Рассмотрим как она строится на примере совмещения универсальной скоростной характеристики двигателя внутреннего сгорания с непрозрачной (рис. 7.13, а) и прозрачной (рис. 7.13, б) характеристиками гидротрансформатора.

Для совмещения используют характеристику коэффициента момента гидротрансформатора $\lambda_1 = f(\omega_1)$, преобразованную в нагрузочную характеристику $M_1 = f(n_1)$; и универсальную скоростную характеристику двигателя, преобразованную с учетом отбора мощности, которая расходуется на нужды вспомогательных устройств исполнительской машины и подводится к ним, минуя гидротрансформатор. Преобразованную с учетом отбора мощности характеристику двигателя приводят к входному валу гидротрансформатора на основе баланса энергии $P_d = P_1$ или $M_d \cdot \omega_d = M_1 \cdot \omega_1$. Следовательно, можно записать равенство:

$$M_{д.пр} = M_1 = M_d \cdot \omega_d / \omega_1 = M_d / i_{п},$$

где $M_{д.пр}$ – приведенный ко входному валу гидротрансформатора крутящий момент на валу двигателя; $i_{п}$ – передаточное отношение промежуточной передачи между двигателем и гидротрансформатором.

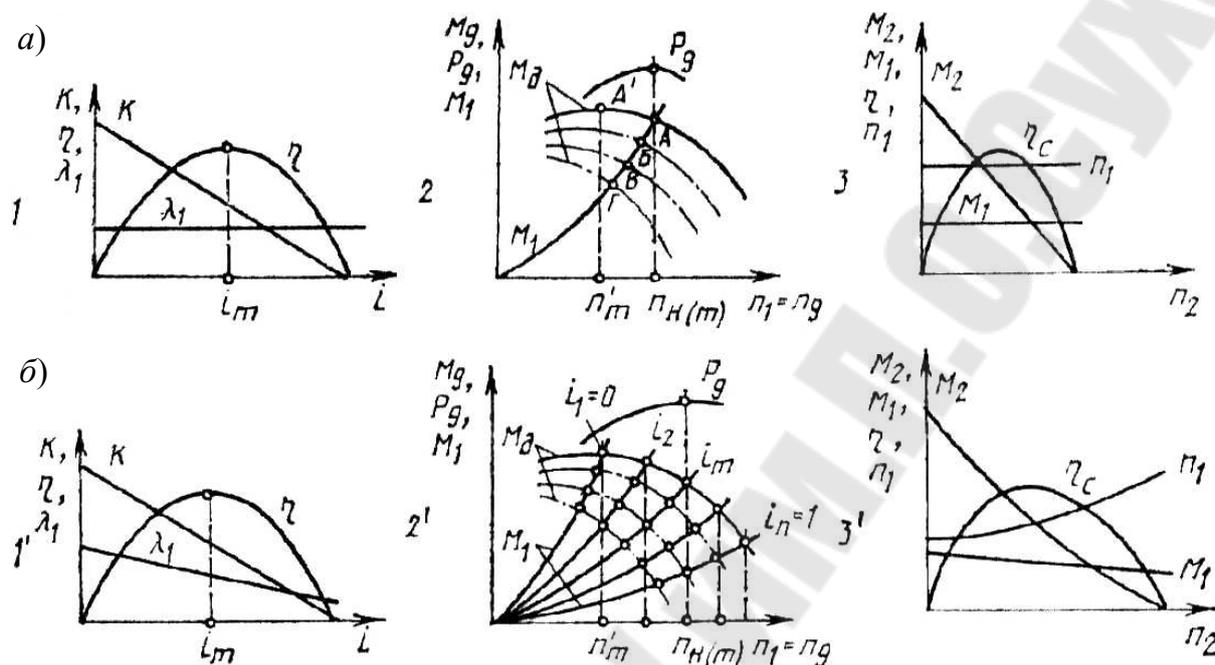


Рис. 7.13. Построение характеристики совместной работы гидротрансформатора и двигателя внутреннего сгорания:
 а – при непрозрачном гидротрансформаторе;
 б – при прозрачном гидротрансформаторе

При наложении характеристики гидротрансформатора и двигателя выявляются точки A , B , B и G совместной работы (рис. 7.13, а, позиция 2). Так как у прозрачного гидротрансформатора нагрузочная характеристика представляет ряд кривых $M_1 = f(n_1)$, полученных при различных передаточных отношениях $i_i = \text{const}$, то и точек совместной работы больше (рис. 7.13, а, позиция 2'). Совмещение считается хорошим, если нагрузочная кривая непрозрачного гидротрансформатора и нагрузочная кривая прозрачного, полученная при передаточном отношении $i_m = \text{const}$, пересекают предельную кривую крутящего момента на валу двигателя, получаемую при полном открытии дросселя (наружная кривая $M_{д.}$, позиции 2 и 2' на рис. 7.13, а и б), в точке, которая соответствует номинальному режиму работы гидротрансформатора и двигателя. На совместной характеристике ее положение определяется номинальной частотой вращения входного вала двигателя $n_{н(м)}$. Для прозрачного гидротрансформатора совмещение было бы идеаль-

ным, если бы его кривая, полученная при $i_1 = 0$, прошла через максимум предельной кривой крутящего момента на валу двигателя. Однако это встречается крайне редко. Поэтому стремятся к тому, чтобы максимум предельной кривой крутящего момента двигателя при совмещении характеристик всегда оставался слева от кривой $i_1 = 0$.

Совмещение, при котором кривая характеристики гидротрансформатора, соответствующая передаточному отношению $i_m = \text{const}$, пересекается с предельной характеристикой крутящего момента двигателя в точке, соответствующей максимальной мощности двигателя $P_{\text{д max}}$ или номинальной частоте вращения его вала $n_{\text{н}(m)}$, называется **совмещением при максимальной мощности**, используемое при подборе гидротрансформатора к двигателю. Иногда при гидротрансформаторе с непрозрачной характеристикой выгоднее совмещение характеристик при максимальном крутящем моменте. Например, это приводит к повышению тяговых показателей тракторов и экономии топлива при малых скоростях и больших сопротивлениях движению. В случае совмещения характеристик при максимальном крутящем моменте нагрузочная характеристика гидротрансформатора должна проходить через точку A' максимума предельной кривой характеристики крутящего момента двигателя, которую получают при полном открытии дроссельной заслонки системы питания (рис. 7.13, а, позиция 2).

Работа гидротрансформатора с электродвигателем переменного тока. На внешнюю характеристику асинхронного электродвигателя (рис. 7.14, а) нанесены кривые моментов насосного колеса M_1 гидротрансформатора с прозрачной характеристикой при различных передаточных числах i . Из этого графика следует, что двигатель при $n_2 = 0$ может работать. Внешняя характеристика совместной работы асинхронного электродвигателя с гидротрансформатором показана на рис. 7.14, б. Если по условиям работы агрегата неизбежна длительная работа в зоне моментов больших номинальных $M_1 > M_{\text{ном}}$, то это может повести к перегреву двигателя; в этом случае необходимо применять гидротрансформатор с непрозрачной характеристикой.

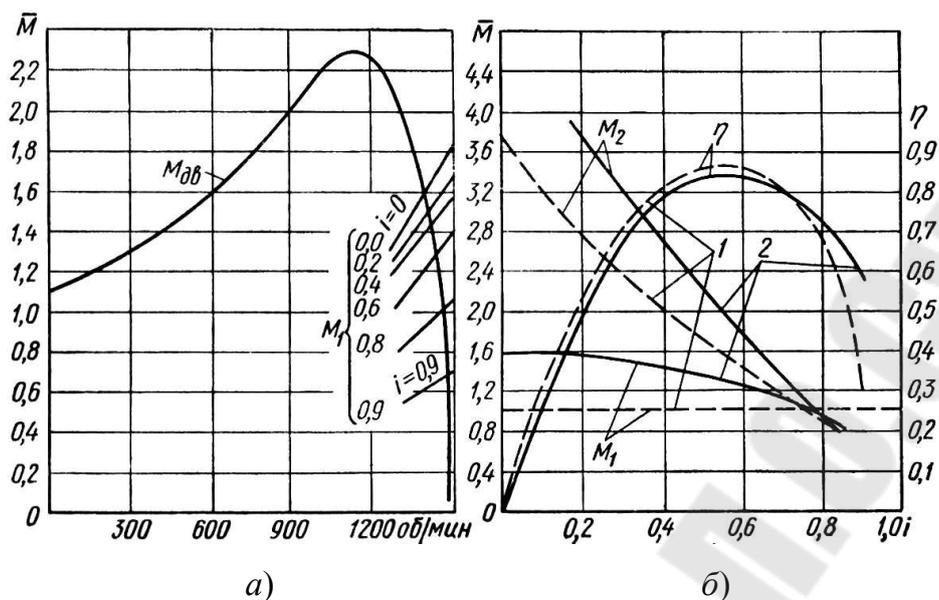


Рис. 7.14. Согласование характеристики гидротрансформатора с характеристикой электродвигателя переменного тока:
a – характеристика двигателя с нагрузочной характеристикой прозрачного гидротрансформатора; *б* – характеристика совместной работы:
 1 – гидротрансформатор с непрозрачной характеристикой;
 2 – гидротрансформатор с прозрачной характеристикой

Наличие гидротрансформатора позволяет использовать короткозамкнутый электродвигатель для тяговых целей. Это обстоятельство делает возможным применять подобные агрегаты, например, для строительных и монтажных кранов.

8. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Гидромеханическими передачами называют передачи, у которых мощность ведущего вала передается ведомому валу двумя путями: одна часть мощности – через гидродинамическую передачу, другая – через механическую передачу. Для разветвления мощности ведущего вала и суммирования ее на ведомом валу служат планетарные дифференциальные передачи. Более высокий КПД ветви, по которой мощность передается через механическую передачу, по сравнению с ветвью, по которой мощность передается через гидродинамическую передачу, приводит к более высокому КПД гидромеханической передачи по сравнению с гидродинамической.

Гидродинамическая и механическая передачи составляют силовую часть передачи. В передачу входят также обслуживающие и управляющие системы:

– система охлаждения и питания предназначенная для охлаждения циркулирующей внутри гидродинамической передачи рабочей жидкости, а также в компенсации утечек жидкости через уплотнения. Кроме того, система питания, создавая повышенное давление в рабочей полости гидротрансформатора, препятствует возникновению кавитации;

– система управления обеспечивает управление ступенчатой коробки передач, если она применяется в качестве механической передачи. Если коробка автоматизированная, то в систему управления включается автомат.

Схемы гидромеханических передач с разветвлением силового потока могут выполняться с разветвлением силового потока в механической (*внешнее разветвление*) и гидродинамической (*внутреннее разветвление*) передачах. Характеристики таких передач подобны характеристикам гидродинамических передач. В гидромеханических передачах в большинстве случаев применяются планетарные дифференциальные механизмы.

8.1. Гидромеханические передачи с внешним разветвлением силового потока

Задачей расчета обычно является выбор схемы и передаточных чисел механической передачи при определенной характеристике гидротрансформатора. В связи с этим расчет производится с использованием безразмерной характеристики гидротрансформатора и уравнений связи между кинематическими и силовыми параметрами механической передачи.

Рассматривая гидротрансформатор как механизм с двумя валами (реактор жестко соединен с неподвижным корпусом), можно представить различные способы соединения этих валов с планетарными механизмами (рис. 8.1, *а–е*).

Схема (рис. 8.1, *б*) представляет собой последовательное соединение гидротрансформатора и механической передачи. В схеме (рис. 8.1, *в*) механический редуктор устанавливает постоянное передаточное отношение между насосом и турбиной, а схема (рис. 8.1, *е*) представляет собой передачу с гидротормозом. В большинстве случаев применяются схемы (рис. 8.1, *г*) с разветвлением потока на выходе и с разветвлением на входе (рис. 8.1, *д*).

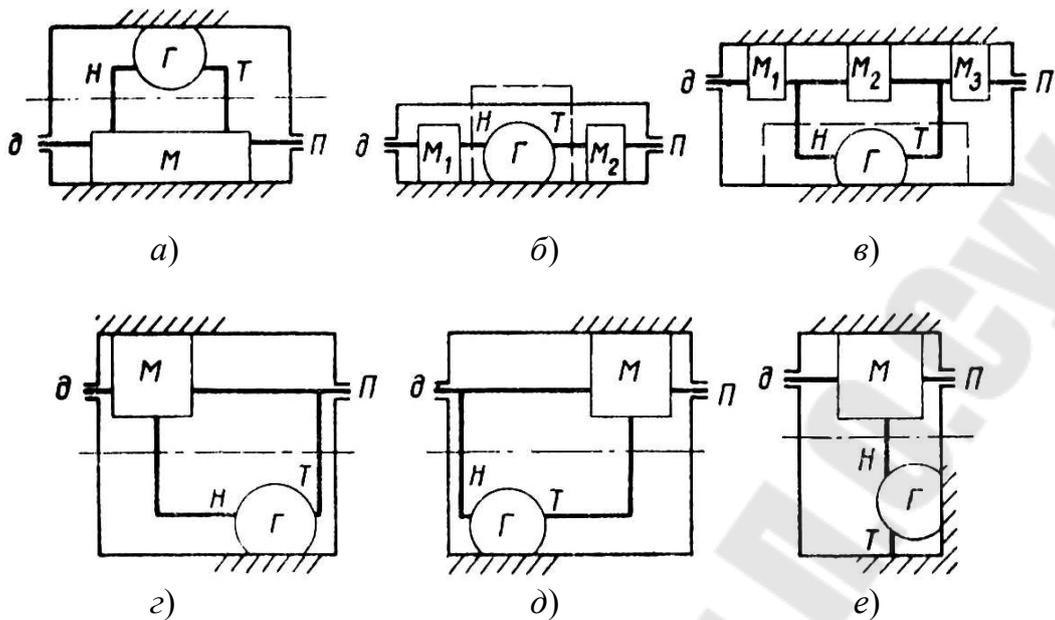


Рис. 8.1. Конструктивные схемы гидромеханических передач:
a – общий случай; *б* – последовательная; *в* – кинематически замкнутая;
г – с разветвлением на выходе; *д* – с разветвлением на входе;
е – с гидротормозом; М – механическая передача;
 Г – гидротрансформатор; Д – двигатель; П – потребитель

Рассмотрим эти схемы более подробно. В схеме (рис. 8.2, *a*) мощность подводится одновременно к насосу гидротрансформатора и к солнечной (главной малой) шестерне 3 планетарной передачи. Солнечная шестерня находится в зацеплении с сателлитом 4. Мощность турбины гидротрансформатора передается тому же сателлиту через коронную (большую главную) шестерню 5. Таким образом, сателлит 4 суммирует обе мощности и через водило 6 передает суммарную мощность ведомому валу 2.

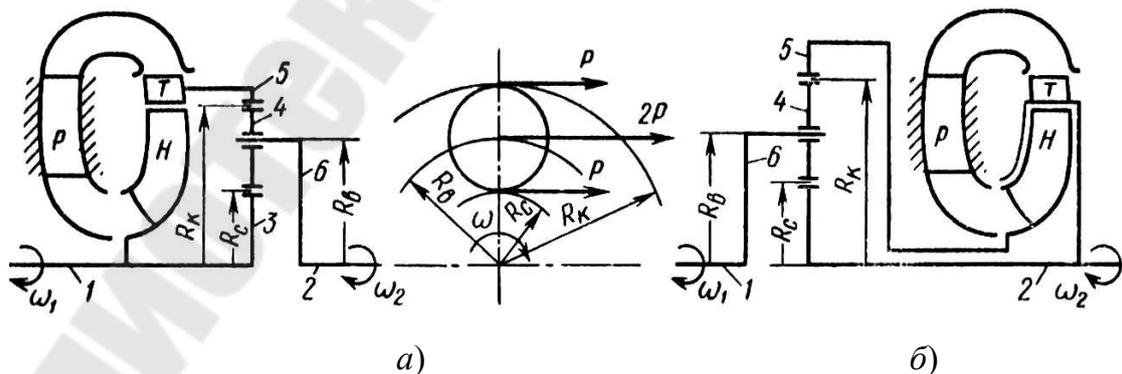


Рис. 8.2. Наиболее распространенные конструктивные схемы гидромеханических передач:
a – суммирующий планетарный ряд; *б* – разделительный планетарный ряд;
 1 – ведущий вал; 2 – ведомый вал; 3 – солнечная шестерня;
 4 – сателлит; 5 – коронная шестерня; 6 – водило

В схеме (рис. 8.2, б) мощность подводится к водилу 6 сателлита 4. Сателлит передает мощность одновременно насосу гидротрансформатора (через коронную шестерню 5) и ведомому валу 2 через солнечную шестерню 3. Мощность турбины гидротрансформатора передается также ведомому валу 2.

8.2. Гидромеханические передачи с внутренним разветвлением силового потока

Эти схемы в настоящее время изучены мало.

Расчет подобных схем должен производиться как для отдельного гидротрансформатора, но с учетом дополнительных связей между рабочими колесами. В отличие от схем с внешним разветвлением силового потока, где гидротрансформатор рассматривается как двухвальный механизм и используется его безразмерная характеристика, правда, в более широком диапазоне передаточных отношений, в схемах с внутренним разветвлением силового потока гидротрансформатор рассматривается как многовальный механизм (обычно трех- или четырехвальный), причем благодаря зависимому вращению рабочих колес существенно изменяются условия обтекания лопаток.

В результате применение обычных гидротрансформаторов в подобных схемах во многих случаях может оказаться неприемлемым, поэтому задачей расчета подобных схем является выбор схемы расположения рабочих колес, их основных геометрических параметров и передаточных чисел механических передач, устанавливающих дополнительные связи между рабочими колесами.

Гидромеханическая передача фирмы «Трилок» (ФРГ) (рис. 8.3, а) имеет внешнюю характеристику, показанную на рис. 8.3, в. Гидромеханическая передача фирмы «СРМ» (Швеция) (рис. 8.3, б) имеет внешнюю характеристику, показанную на рис. 8.3, г.

На рис. 8.4, а представлена гидромеханическая передача, состоящая из трехтурбинного гидротрансформатора и двух планетарных рядов.

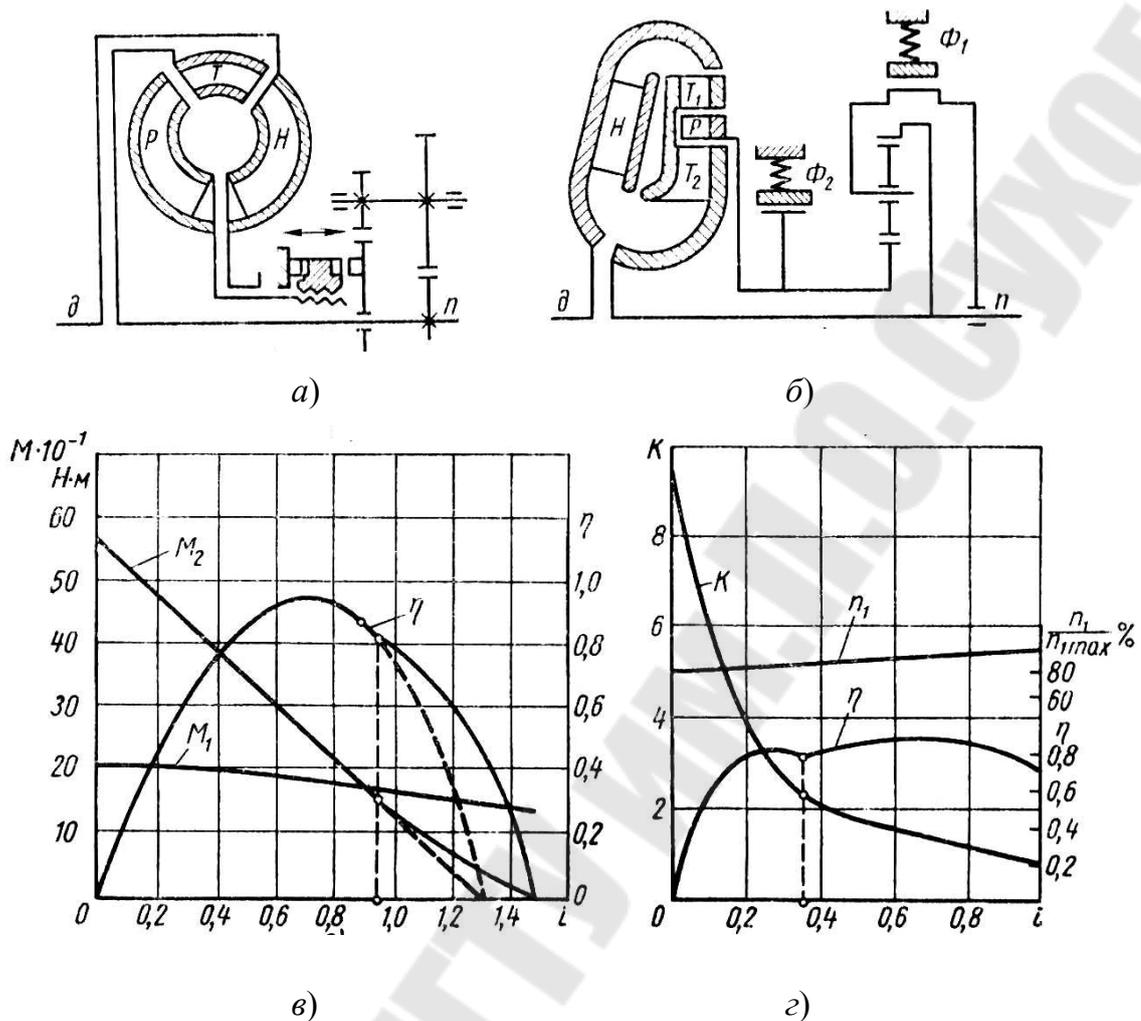


Рис. 8.3. Гидромеханические передачи с внутренним разветвлением силового потока:
 а и б – конструктивные схемы передачи «Трилок» (ФРГ), «СРМ» (Швейцария); в и г – внешние характеристики;
 Φ_1 и Φ_2 – фрикционные тормоза

В данном гидротрансформаторе за насосом 1 расположены три независимые турбины 2, 3 и 4, из которых турбина 4 соединена с ведомым валом 13, а турбины 2 и 3 передают вращение ведомому валу 13 через два планетарных ряда. Турбина 2 соединена с солнечной шестерней 9, находящейся в зацеплении с сателлитом 8, обкатывающим неподвижную коронную шестерню 7. Водило 6 сателлита изготовлено как одно целое с ведомым валом 13.

Из плана скоростей (рис. 8.4, б) следует, что угловая скорость ω_a турбины 2 больше угловой скорости ведомого вала ω_2 . Таким образом, планетарный ряд шестерен 7, 8, 9 является понижающей механической ступенью; при этом момент, передаваемый первой турбиной,

достигает значительной величины, но лишь при малой частоте вращения ведомого вала.

Турбина 3 связана с коронной шестерней 10, находящейся в зацеплении с сателлитом 11, обкатывающим неподвижную солнечную шестерню 12. Сателлит 11 расположен на водиле 6, представляющем одно целое с ведомым валом 13. Планетарный ряд, образованный шестернями 10, 11 и 12, является также понижающей ступенью (рис. 8.4), но с меньшим передаточным числом, чем предыдущий планетарный ряд.

Угловая скорость ω_b турбины 3 больше угловой скорости ω_2 , но меньше скорости ω_a , поэтому крутящий момент турбины 3 передается ведомому валу также увеличенным. На рис. 8.4, з приведена характеристика передачи с трехтурбинным гидротрансформатором. Пунктирными линиями показаны кривые крутящих моментов соответствующих турбин, а сплошной линией – суммарная кривая крутящего момента M_2 .

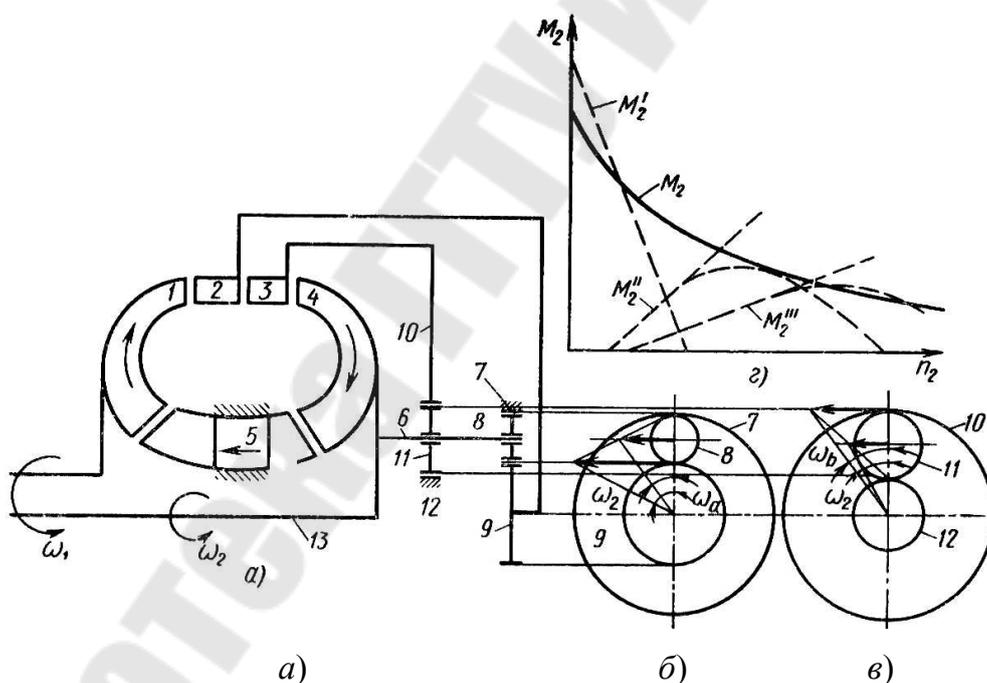


Рис. 8.4. Гидромеханическая передача

с трехтурбинным гидротрансформатором:

- a* – гидротрансформатор и планетарные ряды; *б* – план скоростей первого планетарного ряда; *в* – план скоростей второго планетарного ряда;
- 1 – насос; 2, 3 и 4 – турбины; 5 – реактор; 6 – водило; 7–12 – шестерни;
- 13 – ведомый вал; *з* – внешняя характеристика

Основные *преимущества* гидромеханических передач по сравнению с механическими передачами (зубчатыми):

1) непрерывность и автоматичность регулирования крутящего момента двигателя, что является основным требованием, предъявляемым к силовым передачам транспортных машин;

2) управление машиной значительно упрощается и сводится к двум операциям: управлению подачи топлива и управлению механизмом поворота;

3) гидротрансформатор (основная часть гидромеханической передачи) конструктивно прост и надежен в работе. Износу в нем подвергаются лишь подшипники качения, воспринимающие осевые нагрузки, уплотнения и механизм свободного хода. Рабочие органы (лопастная система) не изнашиваются. Гидротрансформатор обладает высокой энергоемкостью, так как передаваемая им мощность является функцией его диаметра в пятой степени;

4) поток мощности, идущий от двигателя к ведущим колесам машины, при изменении скорости ее движения не претерпевает разрыва, как это имеет место в зубчатых силовых передачах, что обеспечивает плавное движение машины и отсутствие ударных нагрузок в гидромеханической передаче, а также в двигателе. Гидротрансформатор при этом работает бесшумно;

5) машины с гидромеханической передачей обладают лучшей проходимостью на мягких грунтах, а также на крутых подъемах;

6) в машинах с этой передачей меньше динамические нагрузки, вызванные крутильными колебаниями, так как гидротрансформатор является демпфером, который гасит эти колебания;

7) испытания показали, что при прочих равных условиях средние скорости движения машин с гидромеханической передачей выше, чем со ступенчатой коробкой передач.

Некоторые *недостатки* машин с гидромеханической передачей, вытекающие из принципа их действия:

1) максимальный КПД механической силовой передачи составляет примерно 0,85–0,9, а гидромеханической передачи – 0,75–0,85. Это вызывает некоторый перерасход топлива, составляющий в среднем 5–8 %;

2) гидромеханическая передача требует специальной системы питания и охлаждения, что, в свою очередь, приводит к некоторому усложнению машины.

Литература

1. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы : учеб. для машиностр. вузов / Т. М. Башта [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1982. – 423 с.

2. Кабанов, В. И. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Лопастные машины и гидромеханические передачи : учеб. пособие для вузов / В. И. Кабанов ; под ред. В. В. Гуськова. – Минск : Выш. шк., 1989. – 183 с.

3. Кривченко, Г. И. Гидравлические машины: турбины и насосы : учеб. для вузов / Г. И. Кривченко. – Москва : Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.

4. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер [и др.]. – Минск : Выш. шк., 1985. – 382 с.

5. Стесин, С. П. Гидродинамические передачи / С. П. Стесин, Е. А. Яковенко. – Минск : Выш. шк., 1973. – 405 с.

Содержание

1. Основные понятия и классификация лопастных машин.....	3
1.1. Основные термины и определения	3
1.2. Классификация лопастных машин.....	3
1.3. Основные параметры лопастных машин.....	6
2. Рабочий процесс в лопастных гидромашинах	8
2.1. Треугольники скоростей.....	10
2.2. Основное уравнение лопастных машин	13
2.3. Основное уравнение центробежного насоса	15
2.4. Подобие лопастных машин	15
2.5. Приведенные показатели лопастных машин	17
2.6. Реальная форма движения жидкости в рабочих колесах лопастных гидромашин	18
2.7. Кавитация.....	20
3. Конструктивные разновидности лопастных насосов.....	23
3.1. Центробежный насос с двусторонним входом.....	23
3.2. Центробежный многоступенчатый насос	24
3.3. Осевой вертикальный насос.....	25
3.4. Диагональный насос	27
3.5. Вихревые насосы.....	27
4. Характеристики лопастных насосов	29
4.1. Характеристики центробежных насосов.....	29
4.2. Характеристики осевого и вихревого насосов	30
4.3. Пересчет характеристик центробежного насоса	31
5. Подбор лопастных насосов.....	32
5.1. Характеристика установки (сети).....	32
5.2. Совместная работа лопастных насосов.....	34
6. Эксплуатация лопастных насосов.....	35
6.1. Правила установки лопастных насосов	35
6.2. Запуск лопастных насосов	36
6.3. Регулирование подачи лопастного насоса.....	37
6.4. Кавитационный и абразивный износ насосов	38
7. Гидродинамические передачи.....	40
7.1. Общие сведения	40
7.2. Рабочие жидкости для гидродинамических передач	41
7.3. Гидродинамические муфты	41
7.4. Гидродинамические трансформаторы	48
7.5. Гидродинамические передачи в приводах машин	58

8. Гидромеханические передачи	66
8.1. Гидромеханические передачи с внешним разветвлением силового потока	67
8.2. Гидромеханические передачи с внутренним разветвлением силового потока.....	69
Литература	73

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

Андреевца Юлиа Ахатовна

ЛОПАСТНЫЕ МАШИНЫ И ПЕРЕДАЧИ

Курс лекций

**по одноименной дисциплине для студентов
специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Редактор

В. В. Вороник

Компьютерная верстка

Н. Б. Козловская

Подписано в печать 30.11.09.

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

Ризография. Усл. печ. л. 4,42. Уч.-изд. л. 4,58.

Изд. № 132.

E-mail: ic@gstu.gomel.by

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

Издатель и полиграфическое исполнение:

Издательский центр учреждения образования

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

ЛИ № 02330/0549424 от 08.04.2009 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.