

$$\eta_{\text{Гд}} = N_{\text{м}} / N_{\text{Г}} . \quad (47)$$

Следует отметить, что для характеристики энергетических потерь в гидромашинах кроме общего к.п.д. η , определяемого выражением (46) или (47), вводят частные к.п.д.:

$\eta_{\text{о}}$ - объемный к.п.д. учитывает потери объема жидкости на утечки через щели и зазоры;

$\eta_{\text{Г}}$ - гидравлический к.п.д. учитывает потери на вихреобразования и трение в потоке жидкости;

$\eta_{\text{м}}$ - механический к.п.д. учитывает потери на трение в подшипниках и других парах трения.

При этом общий к.п.д. гидромашин определяется произведением трех частных, т.е.

$$\eta = \eta_{\text{о}} \cdot \eta_{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{м}} . \quad (48)$$

Необходимо учитывать, что в некоторых гидромашинах отдельные виды потерь могут иметь весьма маленькие величины или отсутствовать. Тогда соответствующий частный к.п.д. принимает значение равное единице.

10. ДИНАМИЧЕСКИЕ ГИДРОМАШИНЫ.

10.1. Классификация динамических насосов.

Как было отмечено выше, в динамической гидромашине силовое взаимодействие между рабочим органом и жидкостью происходит в проточной части, которая постоянно сообщается с входом и выходом. Динамические насосы классифицируются по характеру этого взаимодействия и подразделяются на насосы трения и лопастные насосы.

В насосах трения нагнетание жидкости осуществляется за счет трения между рабочим органом и жидкостью. К ним относятся вихревые, дисковые, червячные (шнековые) и другие насосы. Насосы трения имеют ограниченное применение.

ние, так как в основу их работы положен принцип (трение), предполагающий значительные потери энергии.

Наибольшее распространение получили лопастные насосы. В этих насосах жидкость нагнетается лопастями, расположенными на вращающемся рабочем колесе или непосредственно на валу насоса.

Лопастные насосы в зависимости от траектории движения жидкости в проточной части насоса подразделяются на центробежные и осевые.

В центробежных насосах жидкость отбрасывается, за счет центробежных сил, от оси насоса к периферии.

В осевых насосах характер взаимодействия между лопатками и жидкостью не меняется, но перемещение последней происходит в осевом направлении.

Рабочие процессы во всех лопастных насосах однотипны и в зависимости, характеризующие их работу одинаковы. Учитывая, что наибольшее распространение в машиностроении нашел центробежный насос, рассмотрим его работу подробнее.

10.2. Характеристика и к.п.д. центробежного насоса.

На рис.21 приведена принципиальная схема центробежного насоса с осевым входом 1 и спиральным отводом 2. Основным элементом насоса является рабочее колесо 3 с лопастями (лопатками) 4. Рабочее колесо 1 приводится во вращение валом. Жидкость поступает в насос через вход 1 и, попадая на рабочее колесо 3, отбрасывается лопатками 4 к спиральному отводу 2. Последний направляет поток жидкости к выходу из насоса.

Важнейшим показателем, определяющим эксплуатационные свойства насоса, является его характеристика. Характеристикой насоса принято называть графическую зависимость его напора (или давления) от подачи при постоянной частоте вращения рабочего колеса n . Такие зависимости для центробежных насосов приведены на рис.22. Причем, характеристика может иметь экстремум (линия H_1) или не иметь его (линия H_2)

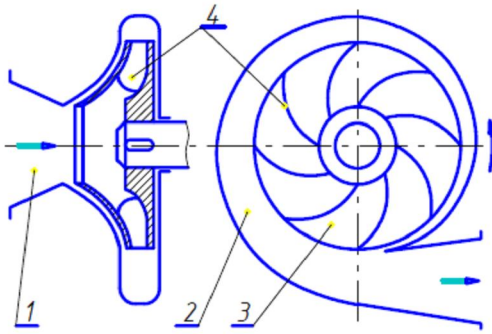


Рис. 21. Схема центробежного насоса.

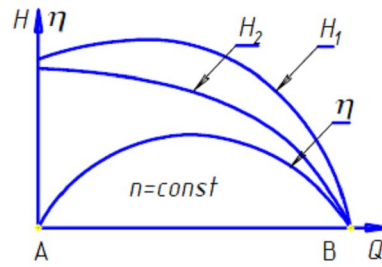


Рис. 22. Характеристика насоса.

На этом же рисунке приведена зависимость к.п.д. центробежного насоса от его подачи, которая дважды обращается в нуль: при $Q = 0$ (точка А) и при $H = 0$ (точка В). Так как в обоих случаях полезная работа в соответствии с (43) также равна нулю.

Следует отметить, что в лопастных насосах имеют место все виды потерь описанные в разделе 9.2 и их общий к.п.д. определяется выражением (48).

Зависимости, приведенные на рис.22 получают экспериментально или методом пересчета, с использованием формул теории подобия лопастных насосов.

10.3. Подобие лопастных насосов и пересчет характеристик.

Критерием подобия лопастных насосов является коэффициент быстроходности. Он определяется на режиме максимального к.п.д. по формуле

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (49)$$

где n - частота вращения рабочего колеса (об / мин);

H - подача насоса ($\text{м}^3 / \text{с}$);

Q - напор насоса (м).

Следует иметь в виду, что коэффициент быстроходности n_s является размерной величиной, но на практике его размерность обычно не указывается. Примерные значения коэффициентов быстроходности составляют:

- центробежные насосы $n_s = 50 - 500$;
- осевые насосы $n_s = 500 - 1000$.

Таким образом, используя коэффициент быстроходности можно оценить подобие двух насосов, т. е. если они имеют одинаковые или близкие значения n_s , то они подобны. А для двух подобных насосов (1 и 2) справедливы следующие зависимости, связывающие их основные параметры:

$$\frac{n_1 \cdot D_1^3}{n_2 \cdot D_2^3} = \frac{Q_1}{Q_2}, \quad (50) \quad \frac{n_1^2 \cdot D_1^2}{n_2^2 \cdot D_2^2} = \frac{H_1}{H_2}, \quad (51)$$

где D - диаметр рабочего колеса (см. рис.21).

Необходимо отметить, что приведенные зависимости при использовании их для одного насоса (при разных частотах вращения последнего) существенно упрощаются ($D_1 = D_2$) и принимают вид:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2}, \quad (50a) \quad \frac{n_1^2}{n_2^2} = \frac{H_1}{H_2}, \quad (51a)$$

Формулы (50)-(51) позволяют получить характеристику лопастного насоса, если имеется характеристика подобного насоса (характеристика подобного насоса может быть подобрана по каталогу). А с использованием (50a)-(51a) аналогичным образом может быть пересчитана характеристика насоса с одной частоты вращения на другую.

10.4. Кавитация и кавитационный расчет насосов.

В разделе 4.3 была рассмотрена кавитация, возникающая в местных гидравлических сопротивлениях при высоких скоростях движения жидкости. Аналогичное явление может происходить и в лопастных насосах (обычно на входе в насосное колесо). В этом случае нарушается нормальная работа насоса, и падают его

эксплуатационные показатели. Для предотвращения кавитации в гидросистеме, после выбора насоса, проводят его проверочный (кавитационный) расчет.

При проведении этого расчета определяют кавитационный запас на входе в

$$\Delta h_{\text{кав}} = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho \cdot g} + \frac{V_{\text{вх}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{нп}}}{\rho \cdot g}, \quad (52)$$

где $V_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вх}}$ - давление и скорость жидкости на входе в насос;

$p_{\text{нп}}$ - давление насыщенных паров жидкости.

Для устранения возможности возникновения кавитации эта величина должна превышать на 10-30% критический кавитационный запас $\Delta h_{\text{кр}}$, который задается в паспорте насоса. При отсутствии данных по допустимому кавитационному запасу его можно найти из формулы Руднева

$$C = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{(h_{\text{кр}}/10)^{3/4}}, \quad (53)$$

где C - кавитационный коэффициент быстроходности можно найти по справочнику.

10.5. Динамические гидродвигатели (гидротурбины).

В машиностроении нашли применение динамические гидродвигатели лопастного типа - гидротурбины. Гидротурбина это гидромашина обратная лопастному насосу. Они применяются на гидроэлектростанциях для привода генераторов, а также в составе гидродинамических передач автомобилей и тракторов.

11. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ.

11.1. Общие свойства и классификация объемных насосов.

В отличие от динамических в объемных гидромашинах рабочий процесс происходит не в проточной части, а в замкнутых объемах - рабочих камерах. Под рабочей камерой понимается пространство, попеременно сообщаемое с всасывающим и напорным трубопроводами.

вую полость силового гидроцилиндра 4 и поршень 3 начнет движение вправо. При этом жидкость из правой полости гидроцилиндра 4 будет вытесняться через окно 5 в левую полость распределителя 2 и далее на слив.

Перемещаясь вправо, поршень 3 тянет за собой корпус распределителя 2. При смещении последнего на величину x щель, соединяющая центральную полость распределителя 2 и окно 6, перекрывается. Перекрывается также щель связывающая окно 5 и левую полость распределителя 2. Движение поршня прекращается. Таким образом, обеспечивается обратная связь между выходным и управляющим звеньями.

При смещении золотника 1 влево жидкость от насоса через окно 5 будет поступать в правую полость гидроцилиндра 4 и движение всех элементов происходит в обратном направлении, а жидкость вытесняется из левой полости гидроцилиндра в бак через окно 6.

15. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.

Гидродинамическая передача - это гидропередача, составленная из двух лопастных (динамических) гидромашин предельно сближенных друг с другом. У неё отсутствуют трубопроводы, и она выполняется в едином корпусе. Гидродинамические передачи разделяют на гидромуфты и гидротрансформаторы.

15.1. Гидромуфты.

Гидромуфты передают мощность, не изменяя величины момента.

Гидромуфта (рис.46) состоит, из соосно расположенных насосного колеса 1 (выполняет функции насоса) и турбинного колеса 2 (выполняет функции гидродвигателя), расположенных в едином корпусе 3. Лопатки 4 насосного и турбинного колес гидромуфты обычно выполняются плоскими и располагаются по радиусу. Внутренние поверхности рабочих колес образуют рабочую полость, в которой циркулирует поток жидкости, обтекающий лопатки 4.

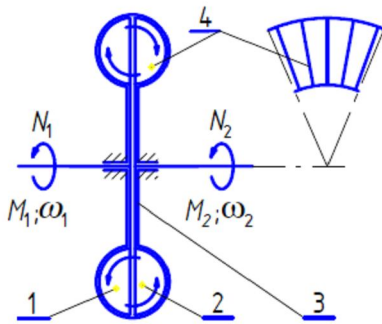


Рис. 46. Гидромуфта.

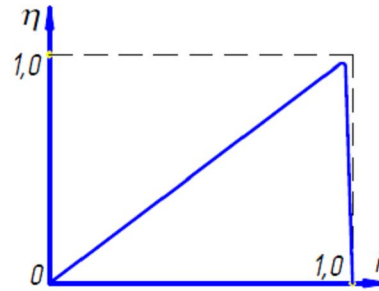


Рис. 47. Характеристика гидромуфты.

Насосное колесо 1 получает мощность N_1 от ведущего вала. Его лопатки сообщают полученную мощность потоку жидкости, который вращается вместе с насосным колесом и под действием центробежных сил отбрасывается от оси вращения к периферии колес. Затем циркулирующий поток жидкости переходит с лопаток насосного колеса 1 на лопатки турбинного колеса 2. Далее он движется вдоль лопаток турбинного колеса и отдает ему полученную мощность, которая используется на ведомом валу (N_2).

Гидромуфта связана лишь с ведущим и ведомым валами и не имеет внешней опоры. Поэтому на установившемся режиме работы сумма моментов (M_1 и M_2), приложенных к ней извне, должна быть равна нулю, т.е. без учета потерь на трение

$$M_1 = M_2 \quad . \quad (61)$$

Характеристика гидромуфты, представляющая собой зависимость крутящего момента $M = M_1 = M_2$ от передаточного отношения $i = \omega_2 / \omega_1$ при постоянной скорости вращения ведущего вала $\omega_1 = \text{const}$, имеет вид падающей кривой (рис.47).

Характеристика включает также зависимость к.п.д. η от передаточного отношения i . Так как в гидромуфте выполняется равенство (61), то величина её к.п.д. η равна передаточному отношению i :

$$\eta = \frac{N_1}{N_2} = \frac{M_1 \cdot \omega_1}{M_2 \cdot \omega_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i \quad . \quad (62)$$

Зависимость (62) имеет линейный характер (рис. 47), однако при $i \rightarrow 0$ линейность нарушается. Так как момент M , передаваемый муфтой, в этой зоне быстро стремится к нулю и его величина становится соизмеримой с потерями на трение.

15.1. Гидротрансформаторы.

Гидротрансформатор в отличие от гидромуфты не только передает мощность, но и способен автоматически изменять крутящий момент.

Гидротрансформатор (рис. 48) кроме насосного 1 и турбинного 2 колес имеет дополнительное колесо 3, неподвижно закрепленное на корпусе между ними (таких колес может быть несколько). Это дополнительное колесо 3 называется реактивным или реактором. Лопатки всех колес гидротрансформатора, в отличие от колес гидромуфты, имеют сложный профиль.

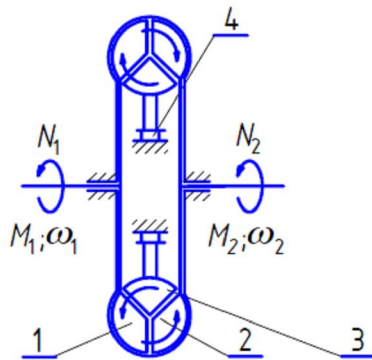


Рис. 48. Гидротрансформатор.

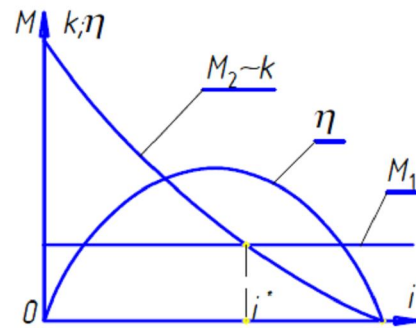


Рис. 48. Характеристика гидротрансформатора.

Работа циркулирующего потока в гидротрансформаторе аналогична работе потока в гидромуфте. Но реактор 3 меняет направление потока жидкости (т.е. скорость) при его движении от турбинного колеса 2 к насосному 1. Поэтому количество движения, уносимое потоком с турбинного колеса 2, и количество движения, приносимое им на насосное колесо 1, различны. А величина крутящего момента на любом из этих колес определяется изменением момента количества движения. Следовательно, различны и крутящие моменты на этих колесах. Таким образом, обеспечивается изменение передаваемого момента.

Гидротрансформатор, в отличие от гидромуфты, имеет дополнительную внешнюю опору - неподвижный реактор 3. Поэтому при записи уравнения баланса моментов на установившемся режиме работы, кроме моментов на насосном колесе M_1 и турбинном колесе M_2 , следует учитывать момент на реакторе M_3 . Тогда, без учета потерь на трение, получим

$$M_2 = M_1 \pm M_3 \quad . \quad (63)$$

Откуда следует, что крутящий момент на ведомом валу может быть как больше, так и меньше момента приложенного к ведущему валу.

Характеристика гидротрансформатора, представляющая собой зависимость крутящего момента на ведомом валу M_2 от передаточного отношения $i = \omega_2 / \omega_1$ при постоянных ω_1 и M_1 , нанесена на рис.49. Из анализа приведенной зависимости следует, что в основной области работы гидротрансформатора ($i < i^*$) момент на ведомом валу M_2 больше, чем на ведущем M_1 , т.е. реактивный момент в уравнении (63) имеет знак +. При некотором значении $i = i^*$ реактор перестает воздействовать на поток, т.е. $M_3 = 0$ и $M_2 = M_1$. Этот режим работы принято называть режимом гидромуфты. При дальнейшем возрастании i момент M_3 меняет свой знак - делается отрицательным.

Формулу для к.п.д. гидротрансформатора получим из отношения мощностей на ведомом и ведущем валах

$$\eta = \frac{N_1}{N_2} = \frac{M_1 \cdot \omega_1}{M_2 \cdot \omega_2} = k \cdot i, \quad (64)$$

где $k = M_1 / M_2$ - коэффициент трансформации момента. Причем, его изменение по i при $M_1 = \text{const}$ совпадает с изменением M_2 (рис.49). Зависимость $\eta = f(Q)$ также приведена на рис.49.

Анализ зависимости (64), приведенной на рис. 49, показывает резкое снижение к.п.д. при высоких значениях i . К.п.д. гидромфты при увеличении i наоборот растет (рис.47). Для устранения указанного недостатка гидротрансформатора его можно сделать комплексным, т.е. при $i = i^*$ перевести в режим гидромфты.

Комплексный гидротрансформатор может быть получен из простого трансформатора, если его снабдить муфтой свободного хода (поз. 4 на рис. 48).

Последняя способна передавать момент только в одном направлении.

Поэтому, когда момент M_3 меняет знак (при $i = i^*$), реактор начинает свободно вращаться в потоке и гидротрансформатор превращается в гидромфту. Характеристика комплексного гидротрансформатора приведена на рис.50.

Для ещё большего повышения к.п.д. могут иметь несколько реакторов с последовательно срабатывающими муфтами сводного хода.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. - М.: Машиностроение, 1982 - 424 с.
2. Некрасов Б.Б., Беленков Ю.А. Насосы, гидроприводы и гидропередачи. - М.: МАМИ, 1976. - 128 с.

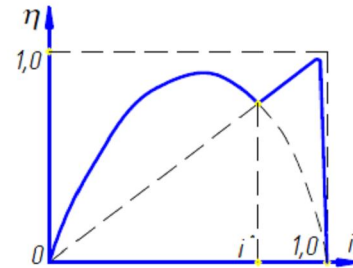


Рис. 50. Характеристика комплексного гидротрансформатора.