

6 Динамические гидромашины

6.1. Классификация динамических насосов

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

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

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

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

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

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

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

6.2. Устройство и принцип действия центробежных насосов

На рисунке 6.1 приведена схема центробежного насоса. Основным рабочим органом центробежного насоса является рабочее колесо 4 с

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

Жидкость подводится к рабочему колесу 4 вдоль оси его вращения через всасывающий патрубок 1. Далее она через отверстие 2 попадает в межлопаточное пространство колеса 4, раскручивается лопатками 6 и отбрасывается в спиральный отвод 7. Спиральный отвод имеет улиткообразную форму и предназначен для того, чтобы уловить выходящую с колеса жидкость. По спиральному отводу жидкость направляется к напорному патрубку 5, который часто имеет расширяющуюся форму (форму диффузора).

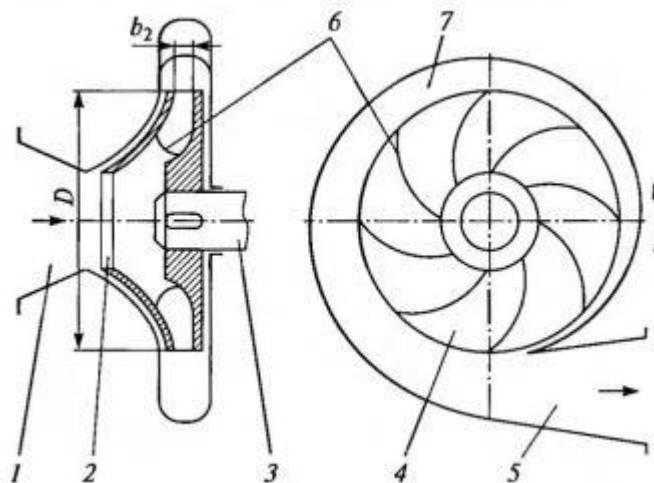


Рисунок 6.1 - Схема центробежного насоса: 1 - всасывающий патрубок; 2 - входное отверстие рабочего колеса; 3 - вал; 4 - рабочее колесо; 5 - напорный патрубок; 6 - лопатка; 7 - спиральный отвод.

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

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

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

На одном приводном валу насоса может быть установлено несколько изолированных друг от друга рабочих колес. Если жидкость проходит через

них последовательно, то такие насосы называются многоступенчатыми и служат для получения высокого давления на выходе. Если у каждого из этих колес есть собственный вход и собственный выход, т.е. жидкость проходит через них параллельными потоками, то такие насосы называются многопоточными и служат для получения больших подач.

Кроме того, центробежные насосы различаются по конструкции рабочих колес.

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

Рассматриваемые насосы могут выпускаться вместе с приводным двигателем как единое изделие. Такое устройство называется насосным агрегатом. Если насосный агрегат дополнительно снабжен трубопроводами и смонтированным оборудованием, обеспечивающим его работу, то такое устройство называют насосной установкой.

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

6.3. Основное уравнение центробежного насоса

Для вывода основного уравнения центробежного насоса рассмотрим схему движения жидкости в межлопаточном пространстве (рисунок 6.2), при этом величины, относящиеся к входу на лопатку (точка 1 на рисунке 6.2), будем обозначать с индексом 1, а относящиеся к выходу (точка 2 на рисунке 6.2), - с индексом 2. Например, радиус на входе колеса обозначен символом R_1 , а радиус на выходе - R_2 ($R_2 = D/2$).

Движение жидкости в межлопаточных каналах вращающегося колеса (от точки 1 к точке 2) является сложным. Его можно рассматривать как результат сложения двух движений: вращения вместе с колесом с угловой скоростью ω и перемещения относительно лопатки колеса. Поэтому в любой точке внутри колеса вектор абсолютной скорости v является суммой двух

векторов: окружной скорости U и относительной скорости W . В качестве примера на рисунке 6.2 показаны векторы скоростей на выходе с рабочего колеса (в точке 2), поэтому они обозначены с индексами 2.

На схеме также указаны углы между векторами скоростей. Причем следует иметь в виду, что угол α_2 между векторами скоростей v_2 и U_2 является величиной, изменяющейся в процессе работы насоса, а угол β_2 между векторами скоростей W_2 и U_2 - величина постоянная для данного насоса, так как он одновременно является углом между касательной к лопатке и касательной к окружности колеса. Поэтому угол β_2 - одна из важных геометрических характеристик рабочего колеса, а следовательно, и насоса.

Для анализа различных аспектов работы центробежного насоса, кроме указанных скоростей, используют проекцию абсолютной скорости v_2 на направление окружной скорости U_2 . Эта величина обозначена на рисунке 6.2 вектором v_{2U} . Также используют и проекцию абсолютной скорости v_2 на направление радиуса. Эта величина обозначена на рисунке 6.2 вектором v_{2R} .

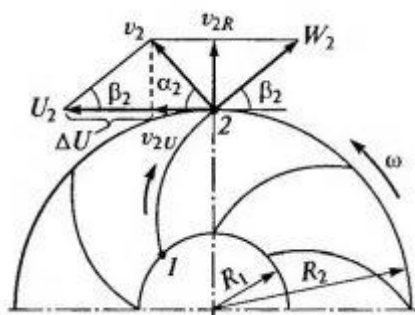


Рисунок 6.2 - Схема движения жидкости в межлопаточном пространстве

Для вывода основного уравнения центробежного насоса сделаем следующие допущения.

1. Число лопаток бесконечно велико и они имеют бесконечно малую толщину, т.е. в межлопаточном пространстве существует струйное течение и форма всех струй совершенно одинакова, так как каждая струйка движется между двух лопаток.

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

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

$$M\omega = H_{T\infty}\rho gQ. \quad (16.1)$$

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

Момент количества движения равен произведению вектора количества движения и радиуса. Например, если в точке 2 (рисунок 6.3) находится частица жидкости массой m_0 с абсолютной скоростью v_2 , то ее момент количества движения может быть вычислен по формуле

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

так как из геометрических соотношений следует $r_2 = R_2 \cos \alpha_2$ (см. рисунок 6.3).

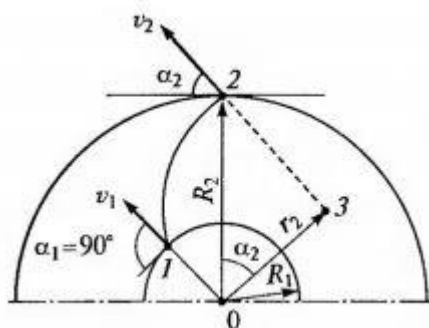


Рисунок 6.3 - Схема для определения моментов количества движения.

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

Тогда

$$Mt = m v_2 R_2 \cos \alpha_2 - m v_1 R_1 \cos \alpha_1,$$

или

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

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

$$M = Q\rho (R_2 v_2 \cos \alpha_2 - R_1 v_1 \cos \alpha_1) \quad (6.2)$$

Необходимо отметить, что эта зависимость справедлива не только для центробежного, но и для других лопатных насосов. Аналогичную зависимость можно получить и для лопатного гидродвигателя

(гидротурбины), если учесть, что в нем момент количества движения жидкости уменьшается.

Следует иметь в виду, что у большинства центробежных насосов жидкость подводится к рабочему колесу без предварительной закрутки и вступает в межлопаточные каналы, двигаясь радиально (см. рисунок 6.3). Это значит, что угол α_1 равен 90° , а $\cos \alpha_1 = 0$. Кроме того, из анализа рисунка 6.2 следует, что $v_{2U} = v_2 \cos \alpha_2$. Тогда зависимость (6.2) упрощается и принимает следующий вид:

$$M = Q \rho R_2 v_{2U} \quad (6.3)$$

Подставив (6.3) в (6.1), с учетом $U_2 = \omega R_2$ получим зависимость для теоретического напора насоса с бесконечным числом лопаток:

$$H_{T\infty} = \frac{\omega R_2 v_{2U}}{g} = \frac{U_2 v_{2U}}{g}. \quad (6.4)$$

Последняя зависимость носит название основного уравнения центробежного насоса, или уравнения Эйлера. Оно широко используется для анализа работы не только центробежных, но и других лопастных насосов.

6.4. Характеристика центробежного насоса

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

Для преобразования теоретического основного закона [см. формулу (6.4)] в используемую на практике зависимость $H=f(Q)$ прежде всего необходимо преобразовать правую часть (6.4): из нее целесообразно исключить внутренние скорости U_2 и v_{2U} , характеризующие течение жидкости через насос. Учитывая положение векторов на рисунке 6.2, а также геометрическую зависимость между катетами ΔU , v_{2R} и углом β_2 прямоугольного треугольника, получим

$$v_{2U} = U_2 - \Delta U = U_2 - v_{2R} \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (6.5)$$

Скорость v_{2R} нормальна к цилиндрической поверхности $S_6 = \pi D b_2$ (см. рисунок 6.1), которая является сечением потока, выходящего из рабочего колеса, и поэтому связана с подачей насоса известной зависимостью:

$$Q = S_6 v_{2R} = \pi D b_2 v_{2R}. \quad (6.6)$$

Тогда

$$v_{2R} = \frac{Q}{\pi D b_2}.$$

Подставив это выражение для v_{2R} в формулу (6.5), а затем в (6.4), будем иметь математическую зависимость

$$H_{T\infty} = \frac{U_2 v_{2U}}{g} = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{Q \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D b_2} \right),$$

а с учетом известного соотношения для окружной скорости $U_2 = \omega D / 2$ окончательно получим для теоретического напора насоса с бесконечным числом лопаток:

$$H_{T\infty} = \frac{\omega D}{2g} \left(\frac{\omega D}{2} - \frac{Q \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D b_2} \right).$$

Для определения действительного напора следует отказаться от допущений, при которых был выведен основной закон (см. подраздел 6.3).

Прежде всего необходимо учесть, что рабочее колесо имеет конечное число лопаток и каждая лопатка обладает определенной толщиной (см. первое допущение). Наиболее просто это сделать, введя безразмерный коэффициент влияния числа лопаток k_z . Тогда значение теоретического напора H_T , учитывающее влияние лопаток, определится по формуле

$$H_T = k_z H_{T\infty} = k_z \frac{\omega D}{2g} \left(\frac{\omega D}{2} - \frac{Q \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D b_2} \right).$$

Величина H_T представляет собой напор, который создавался бы при отсутствии потерь напора внутри насоса. Коэффициент k_z можно считать постоянным для данного насоса, так как он зависит от числа лопаток, соотношения радиусов R_1/R_2 и угла наклона лопаток на выходе β_2 .

Зависимость (6.7) приведена на рисунке 6.4 в графической форме при $\beta_2 < 90^\circ$. Необходимо иметь в виду, что при $\beta_2 = 90^\circ$ тригонометрическая функция ctg меняет знак, а при $\beta_2 > 90^\circ$ можно получить значительно большие напоры (см. штриховые линии на рисунке 6.4). Однако у современных насосов β_2 находятся в диапазоне $15-40^\circ$, так как при больших углах возрастают абсолютные скорости движения жидкости, резко увеличиваются гидравлические потери и падает коэффициент полезного действия насоса.

Далее необходимо учесть снижение напора из-за гидравлических потерь энергии в проточной части насоса. Действительный напор насоса H меньше теоретического H_T на суммарную потерю напора $\Sigma h_{\text{пот}}$:

$$H = H_T - \Sigma h_{\text{пот}}. \quad (6.8)$$

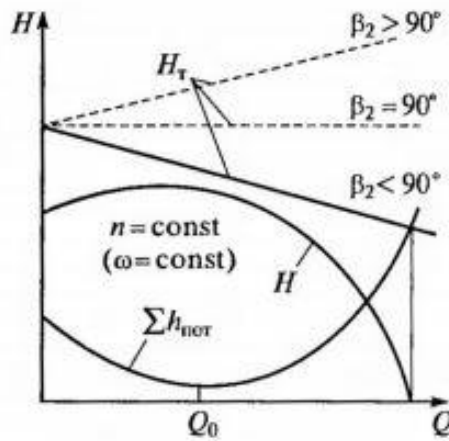


Рисунок 6.4 - Теоретическая и действительная характеристики насоса

Зависимость потерь напора от подачи насоса $\Sigma h_{\text{пот}}=f(Q)$ также приведена на рисунке 6.4. Представленная зависимость имеет минимальное значение при $Q=Q_0$. Этот режим является расчетным, и векторы скоростей жидкости в насосе направлены по касательным (или близким к ним траекториям) к обтекаемым поверхностям (лопаткам колеса, спиральному отводу и др.). При отклонении Q от Q_0 условия обтекания ухудшаются, возникают дополнительные вихреобразования и растут потери энергии.

Имея зависимость $\Sigma h_{\text{пот}}=f(Q)$ и пользуясь формулой (6.8), получим действительную характеристику насоса, которая также представлена на рисунке 6.4. Такой вид имеют характеристики всех лопастных насосов (центробежных, осевых и диагональных). Необходимо указать, что соотношение действительного H и теоретического H_T напоров учитывает гидравлические потери в проточной части насоса и представляет собой его гидравлический КПД:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H_T - \Sigma h_{\text{пот}}}{H_T} = \frac{H}{H_T}. \quad (6.9)$$

Подробнее вопросы КПД будут рассмотрены в подразделе 6.5.

В заключение следует отметить, что, кроме указанного способа, характеристики лопастных насосов могут быть получены экспериментально или с помощью формул теории подобия лопастных насосов (см. подраздел 6.6).

6.5 Коэффициенты полезного действия центробежного насоса

Полный коэффициент полезного действия гидромашин η определяется произведением трех частных КПД:

$$\eta = \eta_0 \eta_{\Gamma} \eta_M, \quad (6.10)$$

где η_0 - объемный КПД, учитывающий потери на утечки и перетечки жидкости через зазоры; η_{Γ} - гидравлический КПД, учитывающий потери на

вихреобразование и трение в жидкости (в проточной части насоса); η_m - механический КПД, учитывающий механические потери в подшипниках и уплотнениях.

В центробежных (и в других лопастных) насосах все три вида потерь имеют существенное значение и должны учитываться при проведении расчетов.

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

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

Следует также отметить, что полный КПД любого лопастного насоса дважды принимает нулевое значение: при $Q = 0$ (точка А на рисунке 6.5) и при $H = 0$ (точка В на рисунке 6.5), так как в обоих случаях полезная мощность насоса, определяемая зависимостью $N = H\rho gQ$, равна нулю. Поэтому зависимость КПД насоса от подачи $\eta = f(Q)$ имеет максимум (точка С на рисунке 6.5). Точка С определяет оптимальный (номинальный) режим работы насоса, на котором наиболее целесообразно его эксплуатировать.

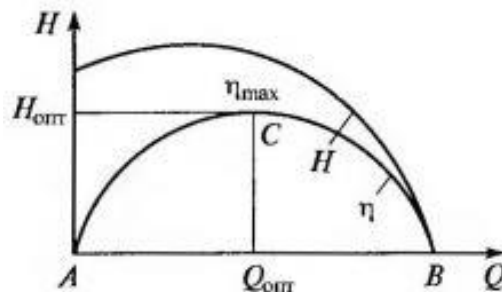


Рисунок 6.5 - Характеристики насоса

6.6 Основы теории подобия лопастных насосов

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

сложной проблемой при математическом моделировании является выбор критерия подобия насосов.

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

Как показала практика, геометрическое подобие определяется (в первую очередь) двумя геометрическими параметрами: диаметром рабочего колеса D и толщиной потока на выходе колеса b_2 (см. рисунок 6.1). Тогда для геометрически подобных насосов I и II должно выполняться равенство

$$\frac{b_{2I}}{b_{2II}} = \frac{D_I}{D_{II}}. \quad (6.11)$$

Кинематическое подобие определяется, главным образом, подобием векторов скоростей на выходе рабочего колеса (точка 2 на рисунке 6.2). Тогда для выполнения кинематического подобия двух насосов I и II необходимо обеспечить пропорциональность трех скоростей v_{2R} , v_{2U} и U_2 :

$$\frac{(v_{2R})_I}{(v_{2R})_{II}} = \frac{(v_{2U})_I}{(v_{2U})_{II}} = \frac{(U_2)_I}{(U_2)_{II}}. \quad (6.12)$$

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

Таким образом, для обеспечения полного гидродинамического подобия двух насосов необходимо выполнение равенств (6.11) и (6.12).

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

Использование для оценки подобия насосов достаточно сложных условий (6.11) и (6.12) крайне неудобно при проведении практических расчетов. Поэтому эти условия целесообразно упростить, исключив из них внутренние скорости v_{2R} , v_{2U} и U_2 , характеризующие течение жидкости через насос, а также размер b_2 . Разумно, чтобы условия подобия были связаны с основными эксплуатационными параметрами насосов: напором H , подачей Q

и частотой вращения n , а также с основным геометрическим параметром - диаметром рабочего колеса насоса D .

Используя для определения расходов двух подобных насосов формулу (6.6), с учетом зависимости (6.11) после математических преобразований получим отношение расходов для двух подобных насосов:

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{(nD^3)_I}{(nD^3)_{II}}. \quad (6.13)$$

Аналогичным образом найдем отношение напоров для двух подобных насосов. Для этого в качестве исходной формулы примем (6.7). При переходе от теоретического напора H_T к действительному H используем (6.9). Тогда с учетом (6.12) и равенства гидравлических КПД на подобных режимах после математических преобразований получим

$$\frac{H_I}{H_{II}} = \frac{n_I^2 D_I^2}{n_{II}^2 D_{II}^2}. \quad (6.14)$$

Из зависимостей (6.13) и (6.14) можно получить отношение для полезных мощностей подобных насосов, работающих на одной и той же жидкости. Так как полезная мощность насоса определяется по формуле $N = \eta_p g Q$, то с учетом (6.13) и (6.14) получим

$$\frac{N_I}{N_{II}} = \frac{n_I^3 D_I^5}{n_{II}^3 D_{II}^5}. \quad (6.15)$$

Формулы (6.13)-(6.15) позволяют по параметрам одного насоса рассчитывать параметры другого подобного насоса.

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

Из зависимостей (6.13), (6.14) может быть получен критерий для оценки подобия лопастных насосов. В качестве такого критерия используется величина, которая получила название *коэффициента быстроходности*:

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (6.16)$$

Коэффициент быстроходности n_s вычисляют по формуле (6.16) при оптимальном режиме работы насоса, т.е. при максимальном значении КПД. Следует иметь в виду, что он является размерной величиной, но на практике этот коэффициент принято считать условно безразмерным и его размерность обычно не указывается.

При вычислении коэффициента быстроходности n_s параметры в формулу (6.16) подставляют в следующих единицах измерения:

частота вращения рабочего колеса n - об/мин;

подача насоса Q - м³/с;

напор насоса H - м.

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

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

6.7 Пересчет характеристик лопастных насосов

С помощью зависимостей (16.13) - (16.15) можно построить характеристику любого лопастного насоса, используемого в гидросистеме. Построение характеристики для насоса гидросистемы можно проводить по нескольким точкам в следующем порядке:

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

2) строится характеристика насоса-прототипа (линия H_I , на рисунке 6.6), на которой выделяется необходимое число точек для пересчета;

3) подача насоса-прототипа Q_I , для каждой выбранной точки пересчитывается с использованием формулы (6.13) в подачу насоса гидросистемы Q_{II} ;

4) напор насоса-прототипа H_I , для каждой выбранной точки пересчитывается с использованием формулы (6.14) в напор насоса гидросистемы H_{II} ;

5) все точки наносят на график и через них проводят полученную зависимость $H_{II}=f(Q)$ (на рисунке 6.6 показано перестроение точки A_I в A_{II}).

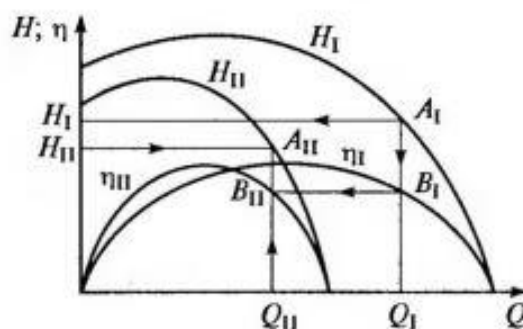


Рисунок 6.6 - Пересчет характеристик

Построение зависимости $\eta_{II}=f(Q)$ проводят при допущении, что у подобных насосов на подобных режимах работы потери пропорциональны и,

следовательно, КПД одинаковы. Тогда зависимость $\eta_{II}=f(Q)$ целесообразно строить по точкам, соответствующим тем же режимам, что и в предыдущем построении, в следующем порядке:

1) строится зависимость $\eta_I=f(Q)$ для насоса-прототипа (линия η_I на рисунке 6.6), на которой выделяются точки на соответствующих режимах (например, точка B_I соответствует точке A_I);

2) точки с зависимости $\eta_I=f(Q)$ переносятся на зависимость $\eta_{II}=f(Q)$ при подобных режимах работы (например, точка B_I на рисунке 6.6 переносится в положение точки B_{II});

3) через полученные точки проводится новая зависимость $\eta_{II}=f(Q)$.

Таким же образом можно пересчитать характеристики насоса с одной частоты вращения n_I , на другую n_{II} . Но в этом случае зависимости (6.13) - (6.15) упрощаются (так как $D_I=D_{II}$) и принимают вид

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

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

6.8 Кавитационный расчет лопастных насосов

Кавитация может происходить в лопастных насосах (обычно на входе в насосное колесо). В этом случае из-за выделения паров и растворенных газов нарушается нормальная работа насоса, возникает характерный шум, а также падают его эксплуатационные показатели (напор, подача, мощность и КПД). Во избежание кавитации в гидросистеме после выбора насоса проводят его проверочный (кавитационный) расчет.

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

$$\Delta h_{\text{кав}} = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{вх}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{нп}}}{\rho g}, \quad (16.17)$$

где $v_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вх}}$ - соответственно скорость и давление жидкости на входе в насос; $p_{\text{нп}}$ - давление насыщенных паров жидкости.

На рисунке 6.7 представлена зависимость основных эксплуатационных параметров насоса от кавитационного запаса. На приведенном графике видно их резкое падение после появления кавитации. Предельное значение кавитационного запаса, при котором возможна нормальная работа насоса, называют критическим кавитационным запасом $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}}$.

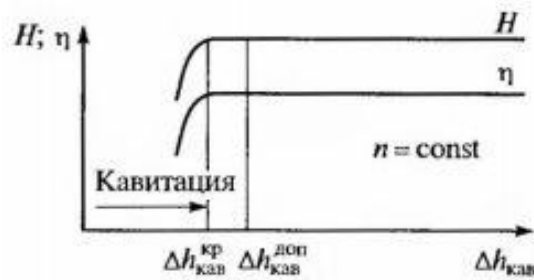


Рисунок 16.7 - Кавитационная характеристика

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

Значение критического кавитационного запаса может быть дано в паспорте насоса или получено по результатам кавитационного испытания. Кроме того, оно может быть получено из теории кавитации в лопастных насосах, разработанной С. С. Рудневым. Им установлена следующая связь между критическим кавитационным запасом, частотой вращения и подачей насоса:

$$C = \frac{n\sqrt{Q}}{(\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}})^{3/4}}, \quad (6.18)$$

где C - кавитационный коэффициент быстроходности (по аналогии с n_s).

Численное значение C зависит от конструкции рабочего колеса и меняется в сравнительно узких пределах. Так, для обычных насосов $C = 800-1000$, для насосов с повышенными кавитационными свойствами (с расширенным входом) $C \geq 1300$. Приведенные значения C получаются при подстановке в формулу (6.18) частоты вращения рабочего колеса n в об/мин, подачи насоса Q в $\text{м}^3/\text{с}$ и кавитационного запаса $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}}$ в м.

При проведении кавитационного расчета по формуле (6.17) определяют существующий кавитационный запас на входе в насос. Из справочных данных или с использованием формулы (6.18) находят значение критического кавитационного запаса. Последнее значение позволяет определить допустимый запас напора и сравнить его с существующим кавитационным запасом.

6.9 Насосы трения

Насосы трения относят, так же как и лопастные, к группе динамических насосов. В этих насосах силовое взаимодействие происходит в проточной части за счет сил трения, причем их проточная часть, как и у всех динамических насосов, постоянно сообщается с входом и выходом. Так как в основу работы этих насосов заложен принцип трения, то эффективность их работы невысока - низкие КПД. Поэтому насосы трения не получили

широкого распространения в технике. Из насосов этого типа наиболее часто используются вихревые и струйные насосы.

6.9.1 Вихревые насосы

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

Конструктивная схема вихревого насоса приведена на рисунке 6.8. Основной деталью насоса является рабочее колесо 1 с радиальными или наклонными лопатками. Колесо установлено в корпусе 3 и приводится во вращение валом 2. Важным конструктивным элементом является концентрический канал 4, который охватывает колесо по большей части окружности - от входного отверстия до выходного. По меньшей части окружности (от выходного отверстия до входного) канал отсутствует, что служит уплотнением между напорной и всасывающей полостями.

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

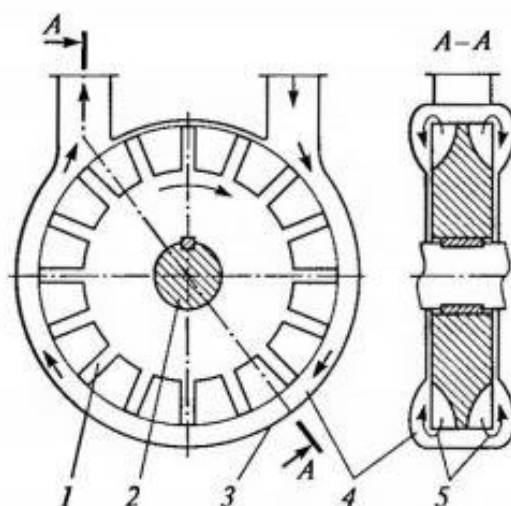


Рисунок 6.8 - Конструктивная схема вихревого насоса: 1 - рабочее колесо; 2 - вал; 3 - корпус; 4 - концентрический канал; 5 - вихри.

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

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

6.9.2 Струйные насосы

Струйные насосы также относятся к динамическим насосам трения. У этих насосов отсутствуют вращающиеся части, а поток перекачиваемой жидкости перемещается за счет трения, возникающего между ним и другим (рабочим) потоком жидкости. Рабочий поток жидкости подводится к насосу извне и должен обладать достаточной энергией для обеспечения перекачки жидкости с заданными параметрами. Его можно считать условным рабочим органом данного насоса. Рабочий и перекачиваемый потоки могут быть одной и той же или разными жидкостями.

На рисунке 6.9 приведена одна из возможных конструктивных схем струйного насоса. Он состоит из полости 1 для подвода перекачиваемой жидкости, сопла 2 для подвода рабочей жидкости, сопла 3 для подвода перекачиваемой жидкости, камеры смешивания 4 и диффузора 5. Рабочая жидкость под напором подводится к соплу 2, из которого вытекает с большой скоростью v_1 в камеру смешивания 4. Перекачиваемая жидкость из полости 1 через сопло 3 также подводится в камеру смешивания. В последней за счет трения струя рабочей жидкости увлекает перекачиваемую жидкость, обеспечивая ее нагнетание. При этом рабочая и перекачиваемая жидкости перемешиваются и образуют общий поток, движущийся со скоростью v_2 ($v_2 < v_1$). Диффузор 5 необходим для преобразования кинетической энергии, которой обладает поток на выходе из камеры смешивания, в пьезометрический напор на выходе насоса, т.е. для повышения давления.

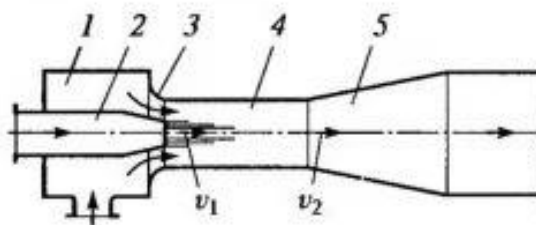


Рисунок 6.9 - Схема струйного насоса: 1 - всасывающая полость; 2, 3 - сопла; 4 - камера смешивания; 5 - диффузор

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

эжектор - оба потока являются жидкостями;

элеватор - для рабочего потока используется жидкость, которая перекачивает пульпу (смесь жидкости с песком, шлаком и т.д.) или жидкость другой температуры (в системах отопления);

инжектор - для рабочего потока используется газ (пар), который перекачивает жидкость.

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

6.10 Динамические гидродвигатели (гидротурбины)

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

Гидравлическая турбина - это гидромашина, обратная лопастному насосу, которая служит для преобразования механической энергии потока жидкости в механическую энергию на валу. Гидравлическая турбина по конструкции принципиально не отличается от лопастного насоса, но направление движения жидкости через турбину противоположно направлению ее движения через насос. Например, если к выходному патрубку лопастного насоса подвести поток жидкости под напором, то жидкость будет вытекать через входной патрубок, а вал насоса - вращаться. Следовательно, насос будет работать в режиме гидродвигателя. Таким образом, эти гидромшины являются обратимыми.

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

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

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

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

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