

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)

Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»

Лекции по курсу

**ИННОВАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН**

Составители: доцент Тумаков А.А.

Ст. преподаватель Полешкин М.С.



г. Ростов-на-Дону
2013 г.

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.....	3
I. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О НАСОСАХ.....	5
2. ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ.....	12
3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОТЕРЯХ.....	27
4. МОДЕЛИРОВАНИЕ В НАСОСАХ. КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ.....	36
5. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ	50
6. КАВИТАЦИЯ В ЛОПАСТНЫХ НАСОСАХ. КАВИТАЦИОННАЯ ЭРОЗИЯ.....	73
7. РАБОТА НАСОСА В ГИДРСИСТЕМЕ	85
8. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ.....	92
9. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН.....	100
10. ОЦЕНКА СТОИМОСТИ НАСОСА НА ПРОТЯЖЕНИИ ВСЕГО СРОКА ЭКСПЛУАТАЦИИ	106
10. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТУРБИНЫ.....	120
11.ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ	127
12. ИННОВАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН.....	144

Лекция 1. Введение

ВВЕДЕНИЕ

Насос - энергетическая машина, служащая для преобразования подводимой к ней энергии в энергию жидкости. Насосы служат для подъема и перемещения жидкостей. По распространенности в народном хозяйстве они занимают второе место после электродвигателей, потребляя до 20 % всей электроэнергии.

В стране выпускается около 3000 различных типоразмеров насосов, отличающихся принципом действия, конструктивным исполнением, назначением. Наибольшее распространение получили лопастные насосы. Их относят к классу динамических. Лопастные насосы подразделяются на центробежные, диагональные, осевые и вихревые. Из них самые распространенные - центробежные.

Лопастные насосы охватывают широкий диапазон напоров от I до 5000 м. Потребляемая ими мощность лежит в пределах от нескольких ватт до десятков тысяч киловатт, а размеры - от насоса, уместяющегося на ладони, до сложных многотонных конструкций. Перечислим основные области, где используются лопастные насосы:

- Коммунальное водоснабжение из открытых водоемов и артезианских скважин.
- Энергетика: тепловые и атомные электростанции.
- Химическая промышленность.
- Мелиорация и ирригация.
- Нефтяная промышленность: насосы для перекачки нефти по магистральным трубопроводам, насосы для закачки воды в скважины с целью увеличения пластового давления, насосы для подъема нефти из скважин.
- Гидротранспорт, т.е. использование насосов для перемещения по трубопроводам угля, породы и даже рыбы в составе гидросмесей.

- Транспортное машиностроение, в том числе судостроение, авиастроение, ракетостроение.

В зависимости от назначения к насосам предъявляются разные требования. Такими требованиями могут быть: высокий коэффициент полезного действия, определенная форма напорной кривой насоса, хорошая всасывающая способность, безопасная работа на агрессивных и взрывоопасных жидкостях, определенные поперечные габариты, (как, например, для скважинных насосов для подъема артезианской воды или нефти), неповреждаемость перекачиваемого продукта (для рыбонасосов), минимальный вес и габариты (для авиационных и ракетных насосов), хорошие виброакустические характеристики, надежность и др. Расчет и проектирование насоса сводятся к отысканию определенного технического оптимума, обеспечивающего в первую очередь главное требование, поставленное в задании, и по мере возможности все остальные. Создать наисовершеннейший насос, одновременно удовлетворяющий всем или даже только большинству из перечисленных выше требований, невозможно, поскольку улучшение одних показателей, как правило, ведет к ухудшению других. Это справедливо по отношению не только к насосам, но и к другим машинам.

При относительной простоте устройства рабочих органов лопастных насосов движение жидкости в них отличается чрезвычайной сложностью, что затрудняет создание строгих математических моделей рабочего процесса. Поэтому до настоящего времени при расчете и проектировании пользуются приближенными моделями течения жидкости, вводя необходимые коррективы на основе экспериментальных данных.

В целом можно сказать, что современное состояние знаний в области изучения рабочего процесса лопастных насосов позволяет рассчитывать и проектировать достаточно совершенные в гидродинамическом отношении машины. Это, однако, не означает, что все вопросы решены. Дальнейшее

развитие техники ставит новые задачи, которые необходимо решать сейчас и придется решать в будущем.

Рабочий процесс лопастных насосов близок к рабочему процессу других нагнетательных машин - центробежных и осевых компрессоров и вентиляторов. Поэтому определенную ценность представляет и опыт, накопленный в области исследования, расчета и проектирования этих машин. Разница лишь в том, что последние работают на сжимаемой среде.

I. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О НАСОСАХ

1.1. Основные параметры насосов

Основными параметрами насосов, независимо от их принципа действия, являются: *подача, напор, потребляемая мощность и КПД*.

Подача - количество жидкости, подаваемое насосом в единицу времени. Количество жидкости может измеряться в единицах объема, массы, веса. В зависимости от этого различают подачу: объемную Q - в $\text{м}^3/\text{с}$, массовую m - в $\text{т}/\text{с}$, весовую G - в $\text{тс}/\text{с}$. Во всех случаях возможно измерение и в других аналогичных единицах, массовая и весовая подачи связаны с объемной через плотность жидкости ρ соотношениями

$$M = \rho \cdot Q \qquad G = \rho \cdot g \cdot Q \qquad (1.1)$$

где $g = 9,8 \text{ м}/\text{с}^2$ - ускорение силы тяжести.

Напор - это разность удельных механических энергий жидкости на выходе из насоса и на входе в него. Иначе, напор - это приращение удельной энергии жидкости, создаваемое насосом. Напомним, что удельная энергия - это энергия, отнесенная к единице веса, массы либо объема. Соответственно и напор называется весовым, массовым, объемным, размерность их разная. Понятие весового напора наиболее употребительно, слово "весовой" обычно опускается, и он называется просто "напор" и обозначается H . Размерность H в системе СИ и в технической линейная, т.е. в метрах, что легко уяснить, если поделить

размерность энергии в джоулях (Н*м) на силу (вес) в ньютонах (или кгс*м*кгс).

Возьмем элементарную схему насосной установки и рассмотрим, от чего зависит напор (рис. 1.1).

На выходе из насоса в сечении Н-Н, расположенном на расстоянии z_H от произвольной горизонтальной плоскости 0-0 (плоскости сравнения), удельная энергия

$$E_H = z_H + \frac{p_H}{\rho g} + \frac{v_H^2}{2g}$$

На входе в насос в сечении в-в, расположенном на расстоянии z_v плоскости сравнения удельная энергия

$$E_v = z_v + \frac{p_v}{\rho g} + \frac{v_v^2}{2g}$$

Напор насоса равен разности этих энергий:

$$H = \frac{p_H - p_v}{\rho g} + z_H - z_v + \frac{v_H^2 - v_v^2}{2g}$$

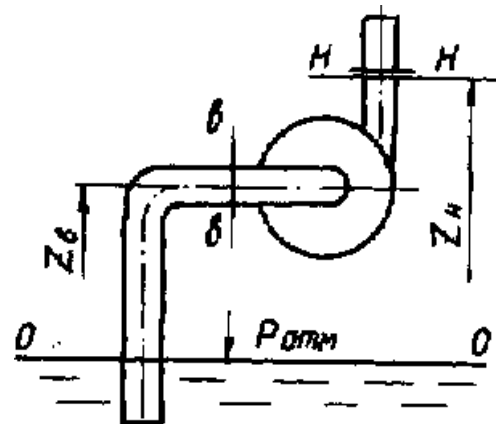


Рис. 1.1.

Выражение (1.4) - это общее выражение для напора. В нем p_H и p_v - абсолютные давления, а V_H и V_v - средние скорости в соответствующих сечениях. Разность $z_H - z_v$ приближенно выражает вертикальный размер насоса, который мал по сравнению с величиной H . Невелика и величина разности скоростных напоров, обусловленная скоростями в напорном и всасывающем патрубке. Таким образом, напор в основном определяется разностью абсолютных напора насоса давлений на выходе из насоса и на входе в него.

Размерность массового напора $H \cdot m$ - Дж/кг или m^2/c^2 . Он в 9,8 раза больше весового напора.

$$H_{.m} = \frac{p_H - p_v}{\rho} + g(z_H - z_v) + \frac{v_H^2 - v_v^2}{2}$$

Объемный напор насоса называется давлением, имеет соответствующую размерность и выражается аналогично двум

предыдущим:

$$p = (p_H - p_e) + \rho g(z_H - z_e) + \frac{\rho(v_H^2 - v_e^2)}{2}$$

Использование понятия массовый напор целесообразно в случаях, когда изменяется величина ускорения силы тяжести, что характерно для авиационных и космических аппаратов. Объемный напор (давление) удобен применительно к объемным гидромашинам.

Потребляемая мощность - это мощность, которую затрачивает насос на создание полезной мощности и преодоление всех потерь. Иначе она называется мощностью на валу насоса. Обозначим ее через N , как это принято в большинстве литературных источников.

Под полезной мощностью имеется в виду мощность, сообщаемая насосом потоку жидкости, выходящему из него. Поскольку энергия каждой единицы веса равна напору, то умножив весовое количество жидкости $\rho \cdot g \cdot Q$ на величину напора H , получим полезную мощность:

$$N_n = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

Коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{\rho g Q H}{N}$$

Соответственно потребляемая мощность может быть выражена через полезную и КПД:

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta}$$

Формулы (1.7) и (1.9) представлены безотносительно к единицам величин, входящих в них. Мощность обычно принято выражать в киловаттах, поэтому в системе СИ эти формулы будут иметь вид

$$N_n = \frac{\rho g Q H}{1000}$$

где H - напор, м; ρ – плотность, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²

1.2. Насосная установка

Насосная установка, кроме самого насоса, включает в себя ряд элементов, которые обеспечивают работу насоса, его пуск и остановку, регулирование и контроль параметров. На рис. 1.2 показана относительно простая, наиболее характерная схема насосной установки.

К насосу 5 присоединен всасывающий трубопровод 7, через который жидкость засасывается из заборного резервуара 8, где давление P_{01} может быть равно атмосферному или отличаться от него. Через нагнетательный трубопровод 2 жидкость подается в приемный резервуар 1, где давление P_{02} также может быть любым. На нагнетательном трубопроводе 2 установлено запорное устройство 4. Это может быть вентиль или задвижка. Если поступление жидкости в приемный резервуар происходит под уровень, как показано на рис. 1.2, то устанавливается обратный клапан 3, предотвращающий переток из приемного резервуара в заборный при остановке насоса.

Для пуска насоса в работу необходимо, чтобы всасывающий трубопровод и внутренние полости насоса были заполнены жидкостью, а воздух из них соответственно удален. Заливку насоса можно осуществить через специальное отверстие в корпусе или через вспомогательный трубопровод, присоединенный к любой точке до обратного клапана 3. Обычно так поступают при относительно небольших насосах, когда объем заливаемой жидкости и время заливки невелики. Для удержания заливаемой жидкости во всасывающем трубопроводе в этом случае служит обратный клапан 3. Он же удерживает жидкость и при отключении насоса. Защитная сетка 10 предотвращает попадание в насос мусора и других посторонних включений. Большие насосные установки обычно оборудуются вспомогательным водокольцевым вакуум-насосом. Он используется при пуске основного насоса для отсоса воздуха из всасывающего трубопровода и корпуса. Под действием вакуума, созданного вакуум-насосом, жидкость из заборного резервуара

поднимается и заполняет всасывающий трубопровод и корпус насоса. Обратный клапан в при этом не нужен. Высота установки насоса от его оси до свободной поверхности в заборном резервуаре называется высотой всасывания и обозначается H . Она положительна, если насос расположен выше свободной поверхности, и отрицательна, если ниже.

Отрицательная высота всасывания называется подпором. В последнем случае на всасывающем трубопроводе устанавливается монтажная задвижка 6, она служит для отключения заборного резервуара от насоса при его монтаже и ремонте. Указанная на рис.1.2 высота h_n - высота нагнетания; h и высота всасывания $H_{вс}$ составляют геометрическую высоту подъема жидкости h от уровня в заборном резервуаре до уровня в приемном.

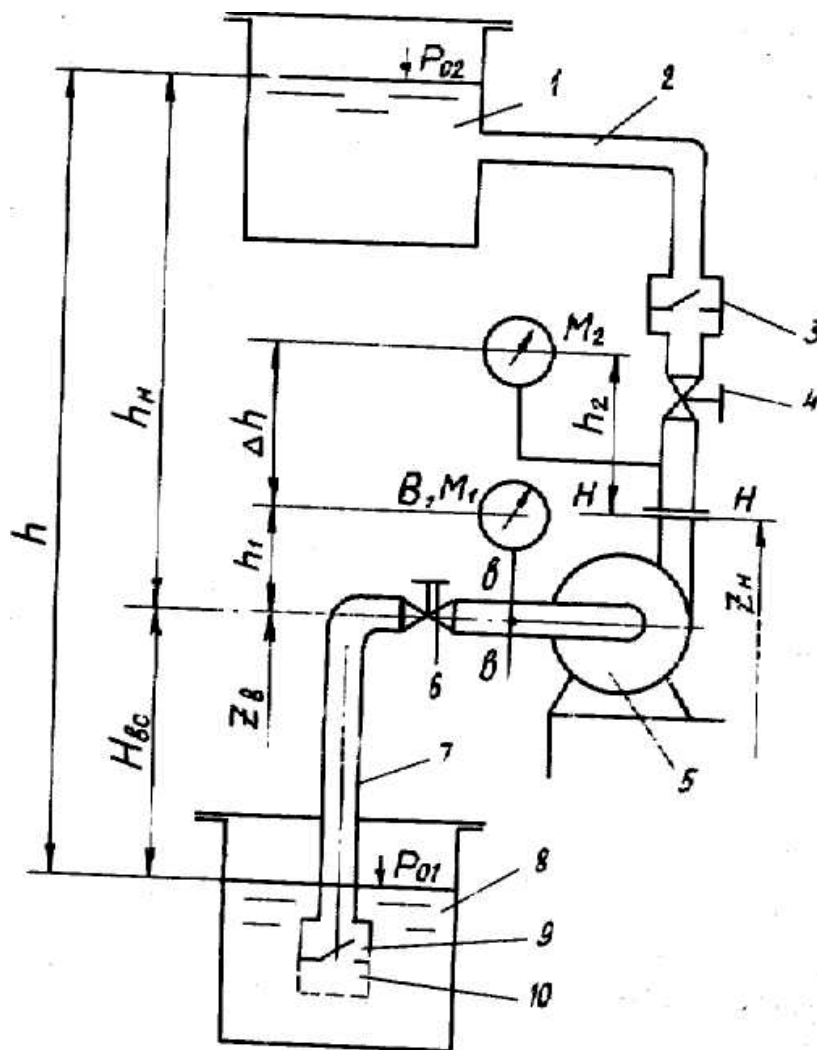


Рис 1.2 Схема насосной установки

Для контроля работы насоса установка оснащается приборами. В самом простейшем случае - это манометр М2 по которому приблизительно контролируют напор насоса только по выходу, так называемый манометрический капор. Обычно напор измеряется с помощью манометра М, и вакуумметра 8 на входе при положительной высоте всасывания. При отрицательной высоте всасывания на входе вместо вакуумметра 8 устанавливается манометр М или иногда мановакуумметр, способный измерять как избыточное давление, так и вакуум. Для более точного измерения указанные приборы рекомендуется подключать непосредственно перед и за насосом на прямых участках трубопроводов длиной не менее 1-2 диаметров. При отсутствии такой возможности они присоединяются к входному и напорному патрубкам насоса. Нередко приборы устанавливаются на разной высоте от оси насоса. Как мы убедимся в дальнейшем, это необходимо учитывать при измерении капора.

На некоторых насосных установках, выполняющих ответственные технологические функции, дополнительно устанавливают расходомерные устройства для измерения подачи. Это может быть расходомер Вентури, нормальная диафрагма, мерное сопло, индукционный расходомер, турбинный датчик расхода, ротаметр и другие приборы. Измерение и контроль оборотов приводного двигателя осуществляется тахометрами или измерителями оборотов, потребляемой мощности - киловаттметром. Устанавливаются также амперметр и вольтметр. Установка может быть оборудована системой подачи под давлением смазки в опорные узлы, системой охлаждения подшипников.

Наиболее современные средства для контроля работы насоса и его регулирования - микропроцессорная техника и компьютерные технологии.

Именно по такому пути идут передовые зарубежные фирмы. Различного рода чувствительные элементы, датчики, термопары, встроенные в насос, приборное оснащение для измерения и регулирования параметров позволяют вести автоматический текущий контроль и анализ состояния важнейших

узлов, осуществлять управление и регулирование по заранее составленной программе.

В зависимости от назначения насоса и конкретных условий его эксплуатации схема насосной установки и ее приборное оснащение могут отличаться от приведенной на рис. 1.2. Например, насосная установка со скважинным погружным нефтяным или водяным насосом не имеет всасывающего трубопровода. Иная схема и у авиационных топливных насосов.

Лекция 2

2. ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Как уже упоминалось, лопастные насосы относят к классу динамических, общий принцип действия которых основан на использовании сил инерции и сил вязкости. Различают центробежные, центробежно-осевые, или диагональные, осевые, вихревые и свободно-вихревые, или смерчевые, насосы, а также дисковые, лабиринтные, черпаковые (насос Пито), струйные.

2.1 Центробежные насосы

Конструктивная схема одного из видов центробежного насоса представлена на рис. 1.3. Внутренние полости насоса, по которым происходит движение жидкости, называются проточной частью. Основным элементом является рабочее колесо 2 с лопастями удобообтекаемой формы. Условимся в дальнейшем обозначать его в тексте сокращенно РК. РК предназначено для передачи энергии от двигателя жидкости. Жидкость движется от центра к периферии. При вращении лопастного колеса на лопастях возникает разность Давлений: на выпуклой больше, на вогнутой меньше. В результате появляется момент, противодействующий вращению. Преодолевая этот противодействующий момент за счет подводимой от двигателя энергии, РК передает энергию жидкости.

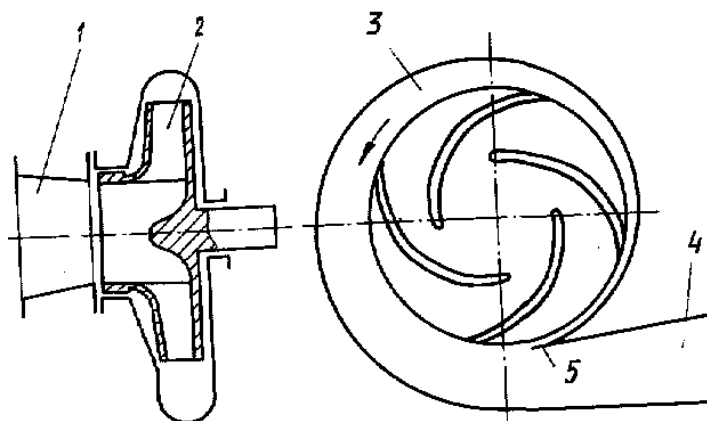


Рис.1.3 Конструктивная схема центробежного насоса

Иначе говоря, принцип действия центробежного, а равно и диагонального насоса, являющегося по сути его разновидностью, заключается в силовом взаимодействии лопастной системы с жидкостью. При этом создается вынужденное вращательное и поступательное движение жидкости, увеличиваются давление и скорость.

На входе в РК, благодаря непрерывному удалению жидкости от центра к периферии, создается абсолютное давление, меньшее, чем в заборном резервуаре. Если жидкость поступает из резервуара, находящегося под атмосферным давлением, то на входе в РК и вообще на входе в насос абсолютное давление будет меньше атмосферного, т.е. возникает вакуум. Из-за разности абсолютных давлений на поверхности заборного резервуара и на входе в РК происходит постоянное засасывание или, точнее, "заталкивание" жидкости на вход в РК. Таким образом, поступление жидкости, в насос из

открытого резервуара осуществляется за счет энергии атмосферного давления, а она, как известно, ограничена. По этой причине ограничена и высота всасывания H_c (см. рис. 1.2). РК начинает передавать энергию от двигателя жидкости только после того, когда частицы жидкости попадут на лопасти.

Вращение РК в обычной, не специальном, насосе всегда направлено в сторону выпуклости лопастей, а выход потока направлен всегда в сторону вращения. Большая часть энергии, передаваемой РК жидкости, - это энергия давления, или пьезометрический напор, в меньшая часть - кинетическая энергия, или скоростной напор.

К РК жидкость подводится с помощью подвода 1, назначение которого обеспечить осесимметричный (т.е. симметричный по отношению к продольной оси), с наименьшими гидравлическими потерями, подвод жидкости.

Отвод жидкости от колеса производится отводом 3. Его назначение - осесимметричный отвод жидкости от РК с наименьшими гидравлическими

потерями и преобразование скоростной энергии в давление.

Последнее осуществляется частично в спиральной части отвода и в основном в диффузоре 4 . Спиральная часть сопрягается с диффузором через язык 5 .

2.1.1 Рабочие колеса

В центробежных насосах используются РК нескольких типов. Наиболее распространены закрытые РК (рис. 1.4), состоящие из основного диска 3 , лопастей 2 и покрывающего диска 1 . На рис. 1.3 такое колесо изображено в плане со снятым покрывающим диском. Сечение РК по радиусу называется меридианным. Если в это сечение попадает лопасть, то ее принято не рассекать, а в любом случае показывать входную кромку в виде соответствующей линии.

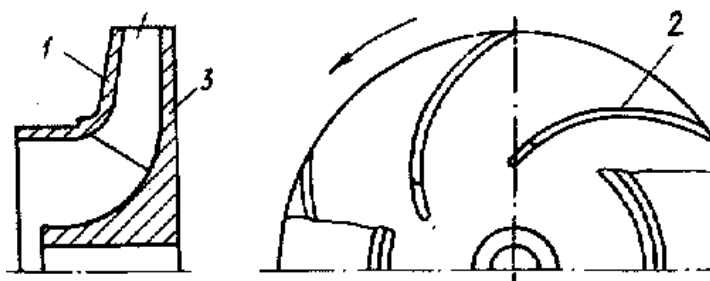


Рис. 1.4. Закрытое РК

Полуоткрытыми называют РК без покрывающего диска (рис.1.5,а).

Роль покрывающего диска играет корпус, с которым торцевые поверхности лопастей образуют зазор δ . Чем меньше этот зазор, тем меньше перетечки жидкости с напорной (выпуклой) стороны лопасти на всасывающую (вогнутую).

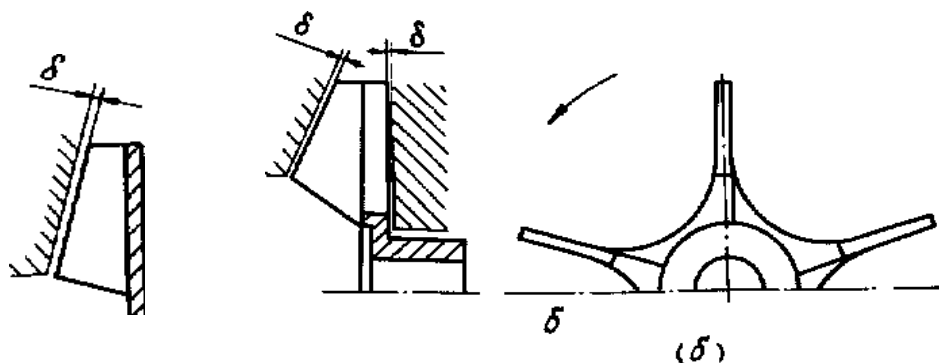


Рис. 1.5. Полуоткрытое (а) и открытое (б) колесо

Открытые РК (рис. 1,5,б) не имеют ни покрывающего, ни основного

диска. Крепление лопастей производится к ступице, а роль покрывающего и основного дисков играют стенки корпуса. Как будет показано далее, каждый из типов РК имеет свои достоинства и недостатки и применяется в тех конструкциях насосов, где это необходимо и целесообразно.

2.1.2. Подводы

К основным видам подводов относят осевые, в виде изогнутого колена, симметричные кольцевые и полуспиральные.

Осевые подводы наиболее простые и совершенные в гидравлическом отношении. Их выполняют в виде конфузорного патрубка с углом в пределах $10 - 15^\circ$ или цилиндрического патрубка. Первый из названных изображен на рис. 1.3. Иногда используют и диффузорные патрубки с небольшим углом конусности. В большинстве случаев осевые подводы применяются в одноступенчатых насосах, т.е. имеющих только одно РК.

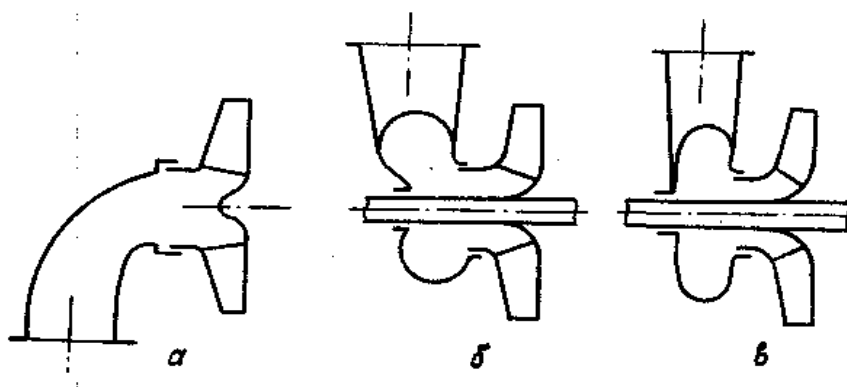


Рис.1.6 Схемы подводов

Подвод в виде изогнутого под большим радиусом колена показан на рис. 1,6,0. Гидравлические потери в нем, как правило, больше, чем в осевых подводах. На рис. 1.6,5 представлен полуспиральный подвод, сечения которого охватывают вход в РК. Такая схема используется в насосах, конструкция которых позволяет подвести жидкость к РК только сбоку: это насосы с РК двустороннего всасывания, многоступенчатые со

спиральным отводом и некоторые другие, Кольцевые симметричные подводы применяются также в случаях, когда жидкость подводится сбоку (рис. 1.6, в). В отношении гидравлических потерь полуспиральный и в большей степени кольцевой подводы уступают осевым. Используются они чаще всего в крупных насосах, а осевые подводы - в средних и мелких.

2.1.3. Отводы

подавляющее число типоразмеров одно- и двуступенчатых центробежных насосов имеют в качестве отвода спиральные камеры и диффузоры, выполненные непосредственно в литых частях корпуса насоса (рис. 37, а).

Отводы насосов, перекачивающих жидкости с твердыми включениями, часто изготавливают в виде кольцевой камеры, переходящей в диффузорный патрубок (рис. 37, б).

Многоступенчатые центробежные насосы имеют обычно лопаточные отводы — направляющие аппараты (рис. 37, в). У многоступенчатых насосов спирального типа проточная часть отвода выполнена непосредственно в теле корпуса насоса.

Для крупных насосов иногда применяют составные отводы, состоящие из последовательно расположенных направляющего аппарата и спирального или кольцевого отвода (рис. 37, г). Отводы осевых насосов (выправляющий аппарат) выполняют в виде расположенных по окружности за рабочим колесом неподвижных лопаток (см. рис. 47).

С гидравлической точки зрения спиральным каналам корпуса может быть придана более совершенная обтекаемая форма, однако они малодоступны для механической обработки; их форма, размеры и чистота поверхности обеспечиваются непосредственно в отливке. Лопаточный корпус насоса, выполняемый обычно в виде

отдельных направляющих аппаратов, имеет каналы прямоугольной формы, приспособленные для механической обработки, но принципиально менее благоприятные в гидравлическом отношении. Так как чистота поверхности и отклонение от расчетных форм и размеров существенно сказываются на гидравлических свойствах каналов при малых их абсолютных размерах, центробежные многоступенчатые насосы с механически обрабатываемыми направляющими аппаратами имеют более высокий к. п. д.

В многоступенчатом насосе отвод и подвод к следующей ступени объединены. Поэтому, кроме выполнения указанных функций отвода одноступенчатого насоса, отвод многоступенчатого насоса подводит жидкость к следующей ступени.

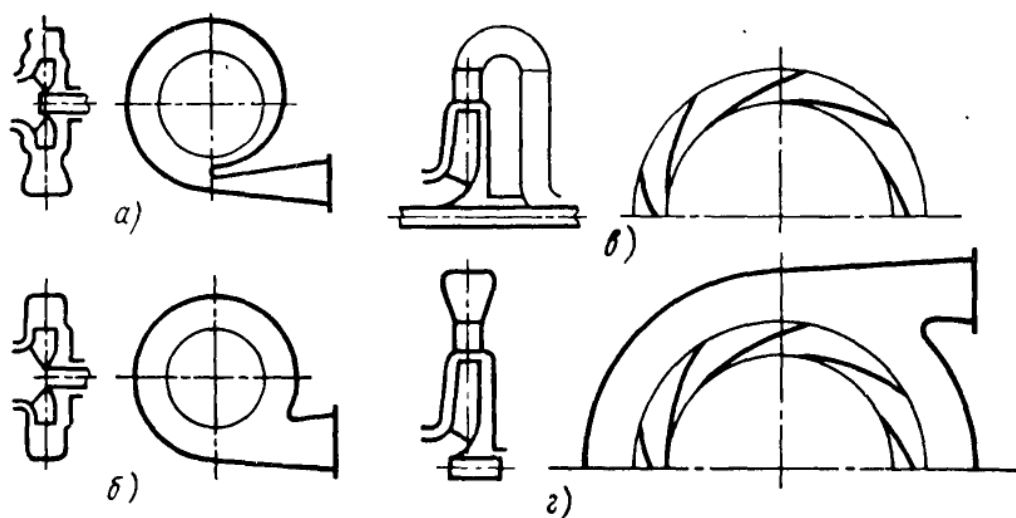


Рис.1.3.Конструктивные схемы отводящих аппаратов

Отвод нередко одновременно выполняет и функции корпуса насоса, представляет единое целое с другими элементами конструкции насоса, например с основанием для крепления (лапами).

Вопросам устройства, конструирования, теории и расчету центробежных насосов посвящены многочисленные труды различных авторов.Классиками в

этой области являются А.А. Ломакин /1/, Пфлейдерер /2/, А. И. Степанов /3/.

Лекция 3

2.2 Осевые насосы

Конструктивная схема осевого насоса представлена на рис.1.10. Насос размещается в камере в виде изогнутого колена 3. Направление движения жидкости показано стрелками. Лопастное РК 2 состоит на нескольких лопастей, закрепленных на ступице, и по конструкции напоминает гребной винт. В небольших насосах лопасти закреплены жестко и представляет единое целое со ступицей. В больших насосах лопасти могут поворачиваться вручную или специальным механизмом, благодаря чему меняется их угол установки. Выправляющий аппарат 1 состоит из нескольких профилированных лопаток и служит для раскрутки потока после РК.

Принцип работы осевого насоса аналогичен принципу работы центробежного насоса и заключается в силовом взаимодействии лопастной системы РК с жидкостью, при котором жидкости передается, энергия в виде энергии давления.

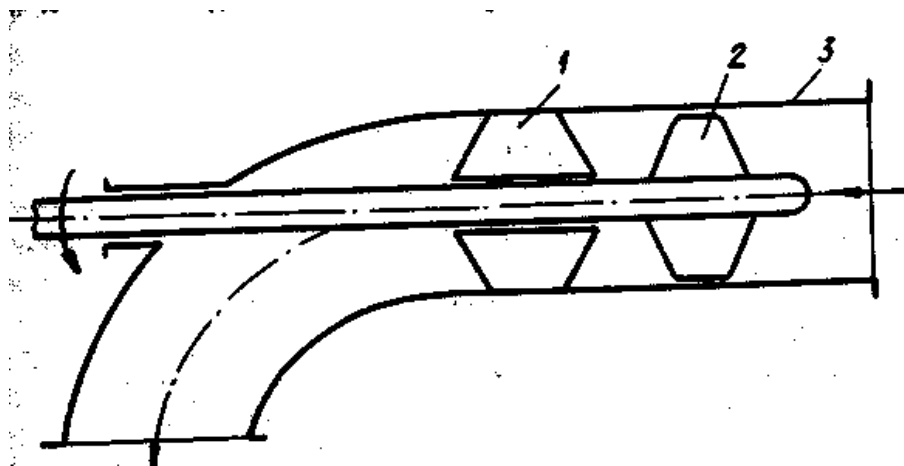


Рис.1.10 Схема осевого насоса

Конструктивная схема осевого насоса может быть и иной. Например, в авиационных центробежных агрегатах осевое РК используется без выправляющего аппарата.

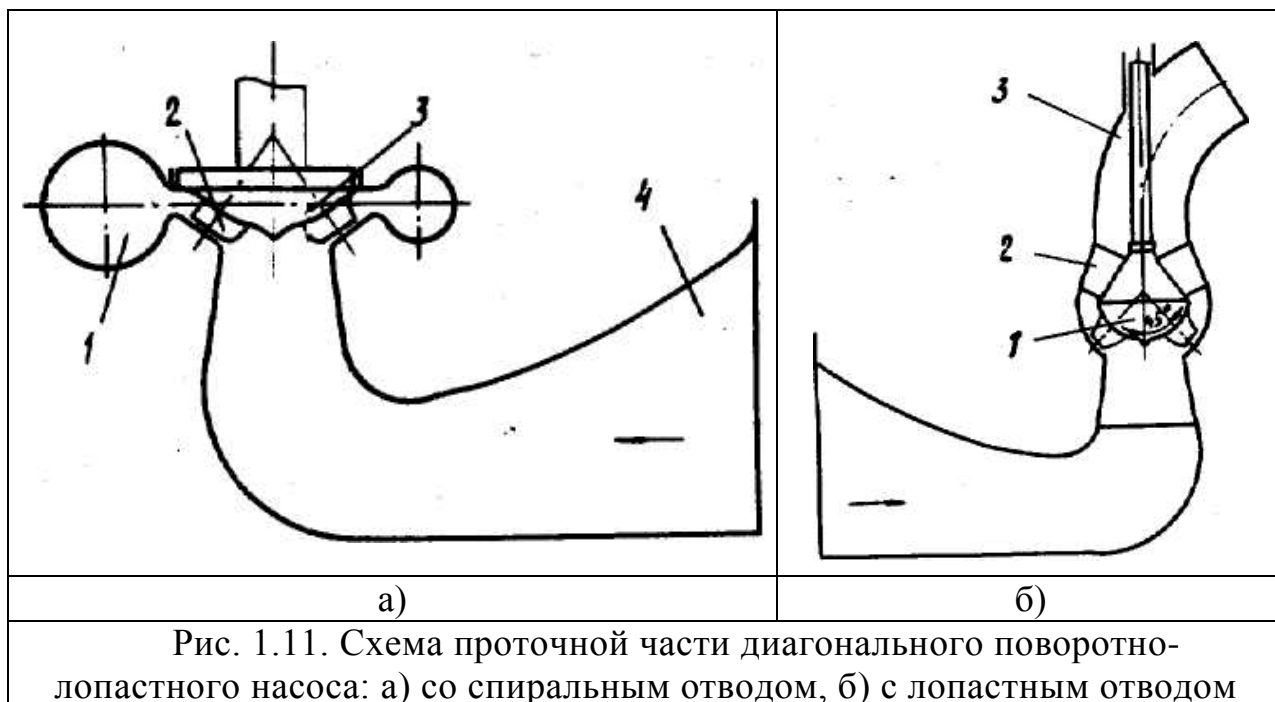
Осевые насосы применяются при относительно больших подачах и малых напорах, когда использование центробежных насосов экономически нецелесообразно. Основное их предназначение - городское и промышленное водоснабжение, системы мелиорации и ирригации, химическая промышленность. Насосы используются в качестве циркуляционных в системах охлаждения на тепловых станциях, при охлаждении мощных судовых дизелей, в системах топливопитания авиационных и ракетных двигателей. В последнем случае размеры их очень небольшие, с диаметром колеса в десятки миллиметров. Крупные насосы имеют РК диаметром до 2-2,5 м. Из них отечественной промышленностью выпускаются насосы марок П0" и "ОП".

Наиболее известными в области осевых насосов являются работы /1,2,4,5/.

2.3 Диагональные насосы

В классической схеме центробежных насосов поступление потока в РК осуществляется в осевом направлении, а выход - в радиальном. В осевых насосах вход и выход осевые. Промежуток между чисто центробежными РК и осевыми занимают РК с диагональным направлением потока. Насосы такого типа принято называть диагональными и выделять в особую группу, хотя часть насосов с диагональным направлением потока тем не менее относят к центробежным, называя их центробежными полуосевыми.

На рис. 1.11а представлена схема проточной части одного из типов диагональных насосов. Лопастей 2 установлены на втулке РК 3 жестко или с возможностью поворота. Подвод жидкости к РК осуществляется с помощью коленного подвода 4. Для отвода жидкости от колеса служит спираль 1.



На рис. 1.11б показана схема проточной части диагонального насоса, жидкость от РК 1 которого отводится через изогнутое колено 3, а за РК установлен лопаточный отвод 2 по типу выправляющего аппарата осевого насоса. В поворотн-лопастных насосах степень диагональности характеризуют углом γ между осью вращения РК и осью поворота лопасти (см. рис. 1.11а, 1.11б). Обычно γ принимают равным 30; 45 и 60°. Поворот лопастей позволяет регулировать подачу насоса.

Приведенные выше схемы проточной части используются преимущественно в крупных насосах, например, в циркуляционных для атомных станция, в системах орошения, канализации. Диагональные гидромашины применяются в качестве обратимых гидроагрегатов на гидроаккумулирующих электростанциях. Когда в энергосистеме наступает пик потребления электроэнергии, они работают в турбинном режиме, вращая электрогенетатор и вырабатывая ток, а когда происходит спад потребления электроэнергии, - в насосном режиме. В этом случае они потребляют электроэнергию из сети и перекачивают воду из нижнего бьефа в верхний, запасая ее.

В диагональных насосах относительно небольших размеров используются РК по типу центробежных полуосевых, о чем упоминалось в начале данного пункта. С такими колесами применяются спиральные отводы и полуосевые лопаточные (см. рис. 1.9).

Расчет к проектирование диагональных насосов имеют некоторую специфику и рассмотрены в работах /2,3,6/. Вопросам теории, исследования, расчета и проектирования крупных обратимых гидроагрегатов посвящена книга /7/.

2.4 Вихревые насосы

Имеются вихревые насосы двух основных типов: закрытые и открытые. На рис. 1.13 представлены их конструктивные схемы.

В насосе закрытого типа (рис. 1.13,а) РК представляет собой диск, по периферии которого выполнены короткие радиальные или наклонные лопатки 3. РК 4 вращается в цилиндрическом корпусе 1 с минимальными торцовыми зазорами. Кольцевой канал 1 начинается у всасывающего отверстия 5 и заканчивается у нагнетательного 7 . Между ними расположена перемычка 6, разделяющая всасывание и нагнетание.

В вихревом насосе открытого типа (рис. 1.13, б) РК 16 имеет более длинные по сравнению с предыдущим типом лопатки 12 . Жидкость из подводящего патрубка 10 поступает в подвод 9 , из которого через всасывающее окно 8 попадает на лопатки 12 РК 16 . Пройдя через колесо, жидкость подается в кольцевой канал 13 . Далее РК 16 перемещает жидкость по каналу 13 до напорного отверстия 14, через которое она уходит в отвод 15 и напорный патрубок 11 .

Основное отличие вихревого насоса открытого типа от закрытого в том, что в первом жидкость на пути от всасывающего окна до кольцевого канала проходит через РК. В насосе же закрытого типа жидкость поступает непосредственно в кольцевой канал. Кроме того, в этом насосе внутренний диаметр лопаток равен внутреннему диаметру канала. В

насосе же открытого типа внутренний диаметр лопаток меньше внутреннего диаметра канала.

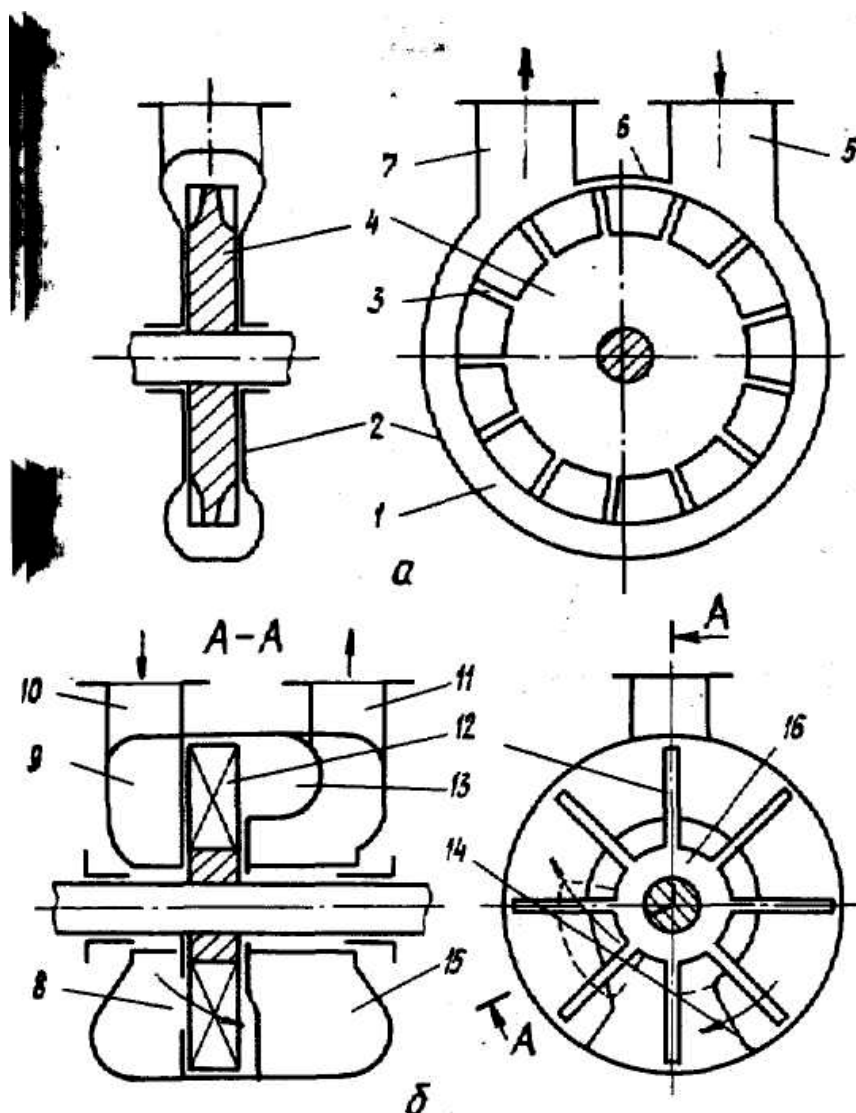


Рис. 1.13. Схема вихревого насоса

По принципу действия вихревые насосы близки к центробежным. Передача энергии от РК жидкости происходит благодаря наличию лопаток. При вращении колеса жидкость попадает в межлопаточные пространства, в которых ей сообщается энергия, после чего она выбрасывается в кольцевой канал, из которого снова поступает на лопатки и получает новый импульс. Таким образом, частицы жидкости на пути от всасывающего отверстия до нагнетательного попадают на колесо несколько раз, благодаря чему и повышается энергия жидкости.

Существует несколько видов вихревых насосов, различавшихся расположением кольцевого канала относительно напорного отверстия. При этом достигаются разные всасывающая способность и уровень КПД. Насосы закрытого типа не обладают эффектом всасывания. Самовсасывание обеспечивается установкой на выходе из напорного патрубка специального сепарирующего колпака. Насосы открытого типа обладают самовсасыванием без дополнительных устройств, если кольцевой канал выполнен глухим, либо открыт к центру. Под самовсасыванием подразумевается способность насоса откачать воздух из всасывающего трубопровода и засосать жидкость только за счет того объема жидкости, который находится в корпусе насоса. Обратный клапан на конце всасывающего трубопровода при этом не требуется.

Область применения вихревых насосов - малые подачи и сравнительно высокие напоры. Они дополняют группу центробежных насосов. Вихревые насосы используют в химической промышленности, в системах местного водоснабжения, в качестве питательных в небольших котельных, на автозаправщиках и стационарных раздаточных установках, в системах топливопитания авиационных двигателей. Нередко их применяют в качестве встроенной вихревой ступени в центробежных насосах.

Вихревые насосы не предназначены для работы на вязких жидкостях и жидкостях, содержащих абразивные частицы.

Отечественной промышленностью выпускаются вихревые насосы типа В, ВС, ВК, ВКС, СВН-80 (для подачи воды и других нейтральных жидкостей с вязкостью не более 36 сСт), ВКО (обогреваемые) - для подачи легкозастывающих жидкостей (фенол, парафин), а также насосы ЦВ, ЦВС, СЦЛ-20-24 - центробежно-вихревые.

Вопросы устройства, теории, расчета и результаты исследований вихревых насосов изложены в работе /8/.

2.5 Многоступенчатые и многопоточные насосы

Насосы выполняются многоступенчатыми или многопоточными в тех случаях, когда насосом с одним РК невозможно создать необходимый напор или получить требуемую подачу, а также когда это нецелесообразно по технико-экономическим соображениям.

Ступень насоса состоит из РК и отвода. Схема многоступенчатого насоса представлена на рис. 1.14. На одном палу располагается несколько одинаковых, за исключением первого, РК. Жидкость последовательно проходит через них и напор увеличивается пропорционально числу ступеней.

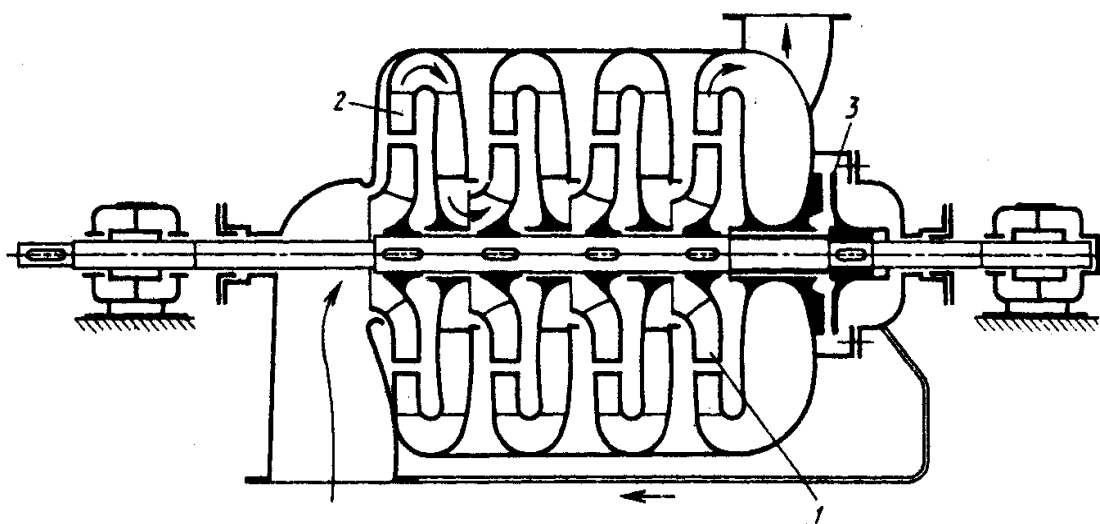


Рис. 1.14. Схема многоступенчатого центробежного насоса:
1 - рабочее колесо; 2 - направляющий аппарат; 3 - гидравлическая пятя.

Перевод жидкости от одного колеса к другому производится с помощью одного из видов отводов, рассмотренных выше. Как уже упоминалось, спиральные отводы для этой цели используются при числе ступеней не более 4-5. Кольцевые в многоступенчатых насосах обычно не применяют. Наиболее широко используются радиальные и полуосевые лопаточные отводы. Количество ступеней в крупных насосах достигает 15-20, а в скважинных нефтяных насосах - до 300 и более. В многоступенчатых насосах используют преимущественно центробежные ступени, реже вихревые и только иногда осевые.

РК первой ступени определяет всасывающую способность насоса, поэтому оно, как правило, несколько отличается от РК остальных ступеней. Отличаются также и условия подвода жидкости к РК первой ступени и остальным. Вследствие этого напор первой ступени отличается от напора других ступеней, но разница обычно незначительна.

В многопоточном насосе так же, как и в многоступенчатом, на одном валу располагается несколько одинаковых РК, но подвод жидкости к каждому из них отдельный, а отвод общий. Практически в реальных конструкциях применяется не более двух центробежных РК, работающих параллельно.

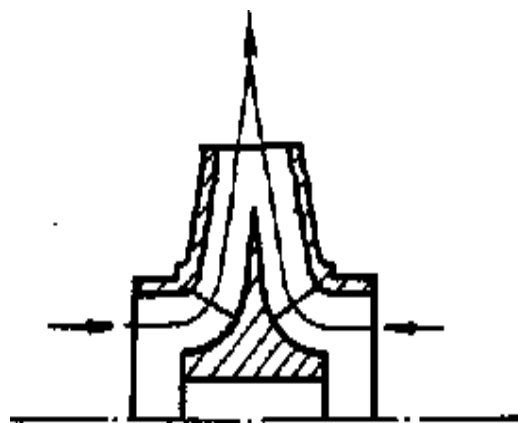


Рис. 1.15. Рабочее колесо двустороннего всасывания

Такие РК и соответственно насосы называются РК и насосами двустороннего входа, или двустороннего всасывания (рис. 1.15). Они достаточно широко используются в народном хозяйстве (насосы типа Д).

Лекция 4.

3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОТЕРЯХ

Все виды потерь в гидравлических машинах делятся на три категории: гидравлические, объемные и механические.

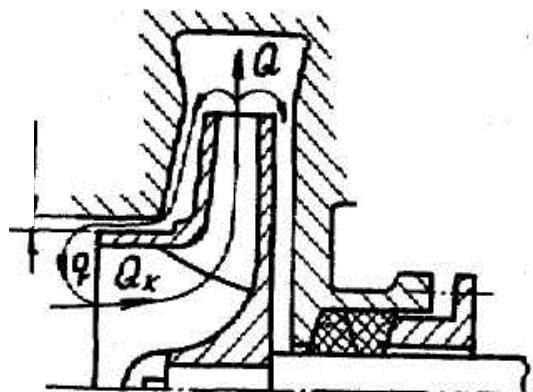
3.1 Гидравлические потери

Энергия, переданная РК каждой единице веса перекачиваемой жидкости, представляет собой теоретический напор H_m т.е. напор без учета гидравлических потерь. Однако часть энергии затрачивается в проточной части на сопротивление трения и на вихреобразование, поэтому действительный напор H меньше H_m на величину этих потерь, т.е. $H = H_T - \Sigma h_{mp}$, где Σh_{mp} - суммарные гидравлические потери.

Гидродинамическое совершенство проточной части характеризуется гидравлическим КПД:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H}{H_T} = \frac{H_T - \Sigma h_{mp}}{H_T} = 1 - \frac{\Sigma h_{mp}}{H_T}$$

Основное значение имеют гидравлические потери в РК и отводе. В подводе они, как правило, весьма незначительны. Уровень η_{Γ} в современных крупных лопастных насосах достигает 0,95-0,98. Заметим, забегая вперед, что величина η_{Γ} , при прочих равных условиях, зависит от абсолютных размеров проточной части. Чем они больше, тем больше гидравлический КПД. Это явление называется масштабным эффектом.



Утечки в центробежном

3.2 Объемные потери

Наличие радиального зазора δ между юбкой вращающегося РК и корпусом приводит к утечкам части жидкости с выхода РК на его вход (рис. I.I6). Поэтому расход Q , уходящий в напорный патрубок насоса, всегда меньше расхода Q_k , проходящего через РК, на величину утечек q . Часть жидкости с выхода РК может также уходить и через уплотнение вала, однако эти утечки, относящиеся к внешним, крайне малы, и их обычно не принимают во внимание. Сказанное относится только к одноступенчатым насосам. В многоступенчатых насосах имеются дополнительные внутренние утечки в межступенчатом уплотнении вала, однако они менее существенны, чем в переднем уплотнении, о котором идет речь.

Потери энергии в результате утечек оцениваются объемным КПД $\eta_{об}$. Мощность, отобранная от РК и переданная в виде гидравлической мощности потоку, проходящему через РК, согласно (1.7) будет следующей:

$$N_{\Gamma} = \rho \cdot g \cdot Q_k \cdot H_T \quad (I.I3)$$

С потоком утечек теряется мощность:

$$\Delta N_{\Gamma y}^k = \rho \cdot g \cdot Q_k \cdot H_T \quad (1.14)$$

Оставшаяся часть гидравлической мощности, которой обладает поток в проточной части:

$$N_{\Gamma\Pi} = N_{\Gamma} - \Delta N_{\Gamma y}^k = \rho \cdot g \cdot Q_k \cdot H_T \quad (1.15)$$

так как $Q_k = Q - q$

Из сказанного следует, что

$$\eta_{об} = \frac{N_{\Gamma\Pi}}{N_{\Gamma}} = \frac{Q}{Q_k}$$

По аналогии с (I.I2) последнее выражение представим в виде:

$$\eta_{об} = \frac{Q_k - q}{Q_k} = 1 - \frac{q}{Q_k}$$

Уменьшить утечки и соответственно увеличить $\eta_{об}$ можно за счет уменьшения зазора δ . Минимум зазора ограничивается точностью сборки и прогибом вала. Нормальная величина $\eta_{об}$ для центробежных насосов лежит в пределах 0,95-0,98.

В осевых насосах (см. рис. 1.10) обычно принимают $\eta_{об}=1$. Наличие радиального зазора между наружным краем лопастей и камерой РК связано не с утечками жидкости, а с явлениями, относящимися к гидравлическим потерям.

В вихревом насосе (см. рис. 1.13) объемные потери определяются утечками из области высокого давления в область низкого через радиальный зазор между РК и перемычкой и через торцовые зазоры между РК и корпусом.

3.3 Механические потери

Их можно разделить на внешние и внутренние. К внешним относятся потери в подшипниках, уплотнении вала. Внутренние потери - это потери мощности на трение наружных поверхностей РК о жидкость, называемые также дисковыми. Обозначим общие механические потери через $\Delta N_{тр}$ и выразим полный механический КПД по аналогии с выражениями (1.12) и (1.16):

$$\eta_{мех} = \frac{N - \Delta N_{тр}}{N} = 1 - \frac{\Delta N_{тр}}{N} \quad (1.17)$$

где N - потребляемая насосом мощность.

Мощность $N - \Delta N_{тр}$ есть ни что иное, как мощность, идущая на создание гидравлической мощности N_r согласно формуле (1.12).

Полный КПД насоса равен произведению составляющих:

$$\eta = \eta_{Г} \eta_{об} \eta_{мех} \quad (1.18)$$

Таким образом, экономичность насоса определяется гидродинамическим совершенством его проточной части, качеством системы

внутренних уплотнений и величиной потерь на механическое трение. В современных крупных центробежных и осевых насосах величина полного КПД достигает 0,75-0,90, в вихревых насосах не более 0,4-0,45.

3.4 Измерение параметров насоса

Для построения энергетической характеристики насоса необходимо проявление параметрических испытаний, т.е. измерение напора и потребляемой мощности при различных значениях подачи. Поскольку все параметры на характеристике должны соответствовать постоянной частоте вращения, равной номинальной, одновременно требуется и измерение частоты вращения. Рассмотрим кратко эти вопросы, уделив несколько больше внимания измерению напора.

3.4.1 Измерение подачи

Существуют различные способы и устройства для измерения подачи (расхода). В лабораторной, исследовательской и технической практике используются следующие устройства:

1. Мерный бак и секундомер (это объемный способ - наиболее простой и точный).
2. Сажающие устройства, к которым относятся нормальная диафрагма, мерное сопло, труба Вентури. Расход определяется по перепаду давления до и после сужения. Перепад измеряется жидкостным или механическим дифференциальным манометром. Устройства стандартизованы, рассчитываются и изготавливаются согласно рекомендациям, содержащимся в "Правилах 28-64 ..." /9/.
3. Ротаметр, представляющий собой вертикальную трубку, обычно прозрачную, с небольшим углом конусности внутри и поплавком. Измерение основано на использовании связи между расходом и высотой подъема поплавка в трубке.

4. Турбинные датчики расхода (ТДР). Основным элементом прибора является турбинка, вращающаяся под действием протекающего потока. Лопасты турбинки, изготовленные из проводящего материала, пересекают магнитное поле. Последнее образовано постоянным магнитом, запрессованным в катушку и укрепленным на корпусе. В катушке индуцируется пульсирующая ЭДС. Сигнал передается на частотомер, показания которого зависят от частоты вращения турбинки, а частота, в свою очередь, от расхода.

5. Индукционные расходомеры, применяемые для измерения расхода только электропроводящих жидкостей, в том числе и воды.

Устройство и принцип действия прибора следующие. Участок трубы в виде вставки из диэлектрического материала размещается между полюсами электромагнита, питаемого переменным током. В протекающей жидкости при пересечении ею магнитного поля, как и в обычном проводнике, наводится ЭДС, пропорциональная расходу. Съем сигнала производится через электроды, размещенные в диэлектрической вставке. После обработки сигнал поступает на вторичный регистрирующий прибор.

Подробные сведения о расходомерах разных конструкций и принципов действия можно почерпнуть в книге П.П. Кремлевского /10/.

3.4.2. Измерение напора с помощью манометра и вакуумметра

При измерении напора с помощью приборов давления показания принято приводить к центрам тяжести сечений выходного и входного патрубков.

Обратимся к общему выражению для напора (1.4). Напомним, что в нем P_n - абсолютное давление в сечении $H-H$ на выходе из напорного патрубка, а P_v - абсолютное давление в сечении $В-В$ на входе в насос согласно рис. 1.1. Эти же сечения и их координаты обозначены и на рис. 1.2, которым воспользуемся еще чтобы рассмотреть, как привести показания манометра и вакуумметра к центрам тяжести указанных сечений.

Манометр М2, если его установить на уровне сечения Н-Н, покажет больше на величину, равную давлению столба жидкости высотой h_2 . Поэтому при вычислении давления в сечении Н-Н по показанию манометра, установленного выше этого сечения, необходимо вводить поправку. С учетом сказанного абсолютное давление в сечении Н-Н (в метрах столба жидкости)

$$\frac{P_H}{\rho g} = \frac{P_{M2}}{\rho g} + h_2 + \frac{P_{атм}}{\rho g} \quad (1.19)$$

Вакуум - это разность между атмосферным давлением и абсолютным. Чем выше от оси расположен вакуумметр, тем абсолютное давление жидкости, подводимой к нему по присоединительной трубке, меньше, а вакуум, следовательно, больше. Отсюда следует, что при проведении показаний вакуумметра к оси, являющейся одновременно центром тяжести сечения в-в, поправка на его установку должна вычитаться. Тогда абсолютное давление (в метрах столба жидкости) в сечении в-в на оси насоса будет следующим:

$$\frac{P_v}{\rho g} = \frac{P_{атм}}{\rho g} - \left(\frac{P_{вак}}{\rho g} - h_1 \right) \quad (1.20)$$

Заметим, что последнее справедливо, когда присоединительная трубка к вакуумметру заполнена жидкостью. Если она заполнена воздухом, поправка h_1 не вводится.

Подставляя зависимости (1.19) и (1.20) в выражение (1.4), получим:

$$H = \frac{P_{M2} + P_{вак}}{\rho g} + \Delta h + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} \quad (1.21)$$

где $\Delta h = (z_n + h_2) - (z_v + h_1)$.

Таким образом, если манометр установлен выше вакуумметра, Δh положительна, если ниже - отрицательна, на одном уровне - равна нулю.

При отрицательной высоте всасывания, когда на входе в насос имеется избыточное давление и там устанавливается манометр М1 напор подсчитывается по зависимости:

$$H = \frac{P_{m2} - P_{m1}}{\rho g} + \Delta h + \frac{v_n^2 - v_a^2}{2g} \quad (1.22)$$

Во избежание часто встречающейся ошибки, необходимо помнить, что при положительной высоте всасывания и подпоре напор насоса по приборам подсчитывается по разному.

3.4.3. Измерение потребляемой мощности и частоты вращения

Наиболее точный способ измерения потребляемой мощности (мощности на валу) - механический, с помощью балансирного приводного электродвигателя, называемого также мотор-весами. Одна из схем устройства балансирного электродвигателя представлена на рис. 1.20. Статор двигателя 1, подвешенный на стойках 2,

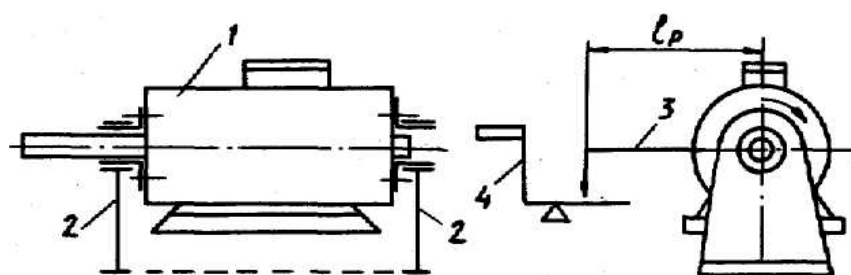


Рис. 1.20. Схема балансирного электродвигателя

Возможность качаться в подшипниках, закрепленных в стойках. К статору присоединен рычаг 3. При вращении ротора на статоре возникает реактивный момент, равный моменту, развиваемому двигателем, и направленный в сторону, противоположную вращению. Через рычаг 3 усилие от этого момента передается на весы 4. Величина момента определяется как произведение уравнивающей силы, измеряемой весами, на длину рычага l_p . Для подсчета потребляемой мощности одновременно необходимо фиксировать частоту вращения. Она нужна также для приведения параметров насоса по формулам подобия (см. раздел 2) к одной, номинальной частоте вращения, о чем говорилось в начале

данного раздела.

Для измерения частоты вращения используются тахометры, механические и электрические. Последние, в отличие от первых, дают возможность непрерывного контроля частоты вращения. Принципы действия и конструкции различных тахометров описаны в специальной литературе. Отметим лишь, что из электрических тахометров общего назначения в отечественной практике достаточное распространение получили приборы ТСФУ (тахометр стендовый ферродинамический универсальный).

Другой способ измерения потребляемой мощности – электрический. С помощью киловаттметра или по току и напряжению замеряется электрическая мощность, потребляемая приводным электродвигателем (это мощность агрегата, т.е. насоса и двигателя вместе). Для исключения потерь мощности в самом электродвигателе и выделения мощности, потребляемой только одним насосом, необходимо иметь характеристику электродвигателя, т.е. зависимость его КПД, и других параметров от тока.

Имеются и иные, менее распространенные способы измерения потребляемой мощности, например с помощью торсионных или пружинных динамометров, когда передаваемый от приводного двигателя на вал насоса крутящий момент определяется по степени скручивания торсионного валика или пружины.

Лекция 5

4. МОДЕЛИРОВАНИЕ В НАСОСАХ. КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ

В практике проектирования гидромашиностроения и, в частности, в насосостроении широко применяется моделирование. Под моделированием понимают использование уменьшенной (увеличенной) модели для получения на ее основе натурного образца больших (меньших) размеров с другими параметрами. Никакой расчет не дает стопроцентной гарантии, что параметры, предусмотренные техническим заданием на насос, будут полностью удовлетворены без всяких корректировок. Поэтому требуется их экспериментальная проверка, а нередко и доводка насоса с внесением изменений в конструкцию. Если насос больших размеров, то все доводочные работы проще, быстрее и дешевле выполнить на небольшой модели в лабораторных условиях, а после отработки пересчитать параметры модели на натурный образец. Надо иметь в виду также, что в настоящее время имеется большое количество различных по абсолютным размерам и частоте вращения насосов с высокоэффективной проточной частью. Эта проточная часть может быть использована в качестве аналога во вновь создаваемых насосах. Вопрос заключается в том, при каких условиях и каким образом параметры имеющегося модельного образца проточной части можно пересчитать на параметры натурного. Из теории подобия известно, что таким условием является геометрическое, кинематическое и динамическое подобие.

4.1. Условия, критерии и формулы подобия

Два явления считаются подобными, если по известным характеристикам одного из них можно получить характеристики другого простым расчетом. Это возможно в том случае, если явления описываются уравнениями, которые будучи записаны в безразмерном виде одинаковы для

модели и натурального образца (далее "натуры"). Одинаковыми должны быть граничные и начальные условия. Тогда коэффициенты при подобных членах уравнений окажутся равными. Безразмерные величины, составленные на основе данных коэффициентов, называются критериями подобия. В гидромеханике известны критерии (числа) Струхала Sh , Фруда Ft , Эйлера Eu , Рейнольдса Re . Для полного моделирования необходимо полное подобие процессов на модели и натуре, т.е. равенство чисел подобия. Напомним физический смысл каждого из чисел. Sh выражает отношение локальной инерционной силы к конвективной, Fr - отношение силы инерции к силе тяжести, Eu - отношение силы давления к силе инерции, Re - отношение силы инерции к силе вязкости.

Рассмотрим применительно к лопастным насосам условия геометрического, кинематического и динамического подобия и определим, достаточно ли соблюдения этих условий для равенства чисел подобия.

Геометрическое подобие сводится к тому, что все геометрические размеры проточной части модели, включая шероховатость обтекаемых поверхностей и зазоры, подобны таковым у натурной машины. Ряд насосов с геометрически подобными проточными частями, отличающимися только абсолютными размерами, называется масштабной серией. За определяющий геометрический размер обычно принимают наружный диаметр РК D_2 или диаметр входа D_0 . Следовательно, все сходственные размеры подвода, РК, отвода у насосов данной масштабной серии относятся так же, как наружные диаметры или радиусы РК. Условимся обозначать все размеры и параметры, относящиеся к модели, индексом m , а относящиеся к натурному образцу - n . Тогда, отношение D_{2n} / D_{2m} даст коэффициент моделирования, или масштабный множитель, λ_m .

Кинематическое подобие требует подобия потоков в проточной части модели и натуре, в том числе при входе в РК, входе на лопасти, на выходе из РК. Отношения одноименных средних скоростей и сходственных точках для обоих потоков должны быть постоянными и равными

отношению переносных скоростей РК модели и натуры:

$$\frac{v_n}{v_m} = \frac{w_n}{w_m} = \frac{u_n}{u_m}, \quad (2.1)$$

где V , W , U - соответственно абсолютная, относительная и переносная скорости.

Одновременно это условие означает, что планы скоростей в сходственных точках подобны (о составляющих скоростей и планах скоростей см. ниже).

Динамическое подобие требует равенства отношений одноименных сил, действующих на сходственные элементы модели и натуры. Выведем некоторые соотношения, вытекающие из понятий геометрического, кинематического и динамического подобия.

Расход Q_K , проходящий через РК, пропорционален произведению средней скорости на входе в него на площадь этого входа S . Последняя пропорциональна квадрату диаметра входа. Следовательно,

$$\frac{Q_{KH}}{Q_{KM}} = \frac{v_n \cdot S_n}{v_m \cdot S_m} = \frac{v_n \cdot D_n^2}{v_m \cdot D_m^2} = \lambda_m^2 \frac{v_n}{v_m} \quad (2.2)$$

Имея в виду, что

$$\frac{U_n}{U_m} = \frac{\omega_n R_n}{\omega_m R_m} = \frac{n_n D_n}{n_m D_m} = \lambda_m \frac{n_n}{n_m} \quad (2.3)$$

С учетом (2.1) получим

$$\frac{Q_{KH}}{Q_{KM}} = \lambda_m^3 \frac{n_n}{n_m} \quad (2.4)$$

где ω - угловая скорость, рад/с;

n - частота вращения, об/мин

Как мы узнаем в дальнейшем (см. формулу (5.10)), теоретический напор РК согласно основному уравнению турбомашин Л.Эйлера определяется произведением переносной скорости на выходе на величину проекции абсолютной скорости на переносную. Другими словами, теоретический напор пропорционален квадратам скоростей течения жидкости. В соответствии с этим, и с соотношениями (2.1) и (2.3) имеем:

$$\frac{H_{TH}}{H_{TM}} = \frac{v_H^2}{v_M^2} = \lambda_M^2 \left(\frac{n_n}{n_m}\right)^2 \quad (2.5)$$

Выражение (2.4) справедливо и для подачи насоса Q , но только с точностью до изменения величины $\eta_{об}$, а выражение (2.5) для действительного напора H с точностью до изменения η_Γ при переходе от модели к натуре, т.е.

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \lambda_M^3 \frac{n_n}{n_m} \quad (2.6)$$

$$\frac{H_H}{H_M} = \lambda_M^2 \left(\frac{n_n}{n_m}\right)^2 \quad (2.7)$$

Считая полный КПД одинаковым для модели и натурального образца, согласно (1.9) для потребляемой мощности, получим при $\rho_n = \rho_m$

$$\frac{N_H}{N_M} = \lambda_M^5 \left(\frac{n_n}{n_m}\right)^3 \quad (2.8)$$

Зависимости (2.6), (2.7), (2.8) называются формулами подобия и обеспечивают достаточную точность для практических расчетов при переходе от модели к натуре. С учетом изменения $\eta_{об}$, η_Γ , $\eta_{мех}$ эти зависимости при более точном написании имеют вид

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \lambda_M^3 \frac{n_n}{n_m} \cdot \frac{\eta_{обн}}{\eta_{обм}} \quad (2.9)$$

$$\frac{H_H}{H_M} = \lambda_M^2 \left(\frac{n_n}{n_m}\right)^2 \cdot \frac{\eta_{гн}}{\eta_{гм}} \quad (2.10)$$

$$\frac{N_H}{N_M} = \lambda_M^5 \left(\frac{n_n}{n_m}\right)^3 \cdot \frac{\eta_{мехн}}{\eta_{мехм}} \quad (2.11)$$

Обратим внимание, что в последней зависимости индекс **м** стоит в числителе, а **н** в знаменателе. Это нетрудно объяснить, если учесть, что в формуле (1.9) полный КПД в знаменателе и представляет собой произведение $\eta_{об}$, η_Γ и $\eta_{мех}$, а подача и напор могут быть выражены как $Q = Q_\kappa \eta_{об}$ и $H = H_m \eta_\Gamma$.

Формулы подобия широко используются при моделировании,

эксплуатационных расчетах, при обобщении результатов экспериментальных исследований.

Для одного и того же насоса при различной частоте вращения формулы подобия принимают вид:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.12)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (2.13)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (2.14)$$

Индекс "1" относится к оборотам n_1 , индекс "2" - к оборотам n_2

Вернемся к рассмотрению критериев, или чисел, подобия. Как уже говорилось, при полном моделировании должно обеспечиваться равенство этих чисел для модели и натурy. Для турбомашин число Струхалy имеет вид:

$$Sh = V/n \cdot l, \quad (2.15)$$

где l - характерный линейный размер, в качестве которого принимают диаметр входа D_0 .

Для натурy и модели должно соблюдаться: равенство, вытекающее из (2.1) и (2.3):

$$\frac{v_n}{n_n D_{OH}} = \frac{v_m}{n_m D_{OM}} = const = Sh \quad (2.16)$$

Выразив скорости V_n и V_m через подачу и диаметр входа и сделав перестановку, получим формулу (2.4). Таким образом, при соблюдении геометрического и кинематического подобия автоматически соблюдается равенство $Sh_n = Sh_m$. Число Струхалy, как это видно из формулы (2.4), выражает применительно к гидравлическим машинам условие подобия режимов.

Число Эйлера:

$$Eu = \frac{p}{\rho \cdot v^2} \quad (2.17)$$

Из соотношения (2.5) и (2.7) имеем:

$$\frac{H_H}{H_M} = \frac{v_H^2}{v_M^2}.$$

Придадим иную форму этому соотношению, сделав перестановку и заменив напор давлением при условии, что $\rho_H = \rho_M = \rho$:

$$\frac{P_H}{\rho \cdot v_H^2} = \frac{P_M}{\rho \cdot v_M^2}.$$

Левая и правая части полученного равенства есть ни что иное, как выражение для числа Эйлера, т.е. $Eu_M = Eu_H$. Заметим, что соблюдение подобия по числу Эйлера возможно только в случае, если в потоке отсутствует кавитация.

Равенство чисел Фруда для натурной и модели необходимо для потоков со свободной поверхностью. В гидравлических машинах при их нормальной работе таких потоков нет. Следовательно, нет нужды и в соблюдении критерия Фруда.

Моделирование гидравлических потерь требует равенства чисел Рейнольдса. Для турбомашин число:

$$Re = \frac{R_2^2 \omega}{\nu} \quad (2.18)$$

где ν - кинематическая вязкость;

R_2 - наружный радиус РК.

При переходе от натурной к модели для равенства Re необходимо увеличить частоту вращения у модели либо уменьшить вязкость. Как то, так и другое практически не всегда возможно. Однако соблюдение равенства Re необязательно, так как в абсолютном большинстве случаев натурный и модельный образцы насосов работают в автомодельной области при $Re > 105$. В этой области коэффициент сопротивления зависит только от относительной шероховатости обтекаемых поверхностей, а не от числа Рейнольдса. Таким образом, для моделирования гидравлических потерь

следовало бы соблюдать ни равенство Re , а равенство относительных шероховатостей поверхностей природы и модели. Это потребовало бы выполнять поверхности модели с меньшей абсолютной шероховатостью, чем поверхность природы, что практически невозможно. Чистота поверхностей, а следовательно, и абсолютная шероховатость, обусловлены технологией, и они одинаковы для природы и модели. Результатом такого положения является возникновение масштабного эффекта, о чем пойдет речь ниже.

В заключение подчеркнем, что при моделировании основным является соблюдение геометрического подобия. При нормальном подводе жидкости к колесу и отводе от него одновременно обеспечивается и кинематическое подобие. Геометрическое и кинематическое подобие в реальных условиях приводит к соблюдению динамического подобия по числу Струхала и Эйлера.

4.2. Масштабный эффект

Суть масштабного эффекта заключается в относительном снятии гидравлических потерь при переходе от модели к натуре. В области автомодельности, называемой также зоной квадратичного сопротивления, коэффициент сопротивления λ (не путать с масштабным множителем λ_m) зависит только от относительной шероховатости Δ . Чем меньше Δ , тем меньше коэффициент сопротивления.

Вне зависимости от того, какая технология применяется при изготовлении элементов проточной части, абсолютная шероховатость поверхностей Δ для небольшой модели и большого размера натурального насоса будет практически одинаковой. Относительная шероховатость, естественно, меньше для натурального насоса, поскольку она определяется как отношение абсолютной к какому-либо характерному линейному размеру проточной части, например, к диаметру входа в колесо D_0 . В результате гидравлический КПД для натурального насоса выше, чем для модели.

Гидравлический КПД расчетным путем определяется приближенно. Для центробежных насосов наиболее известна формула А.А. Ломакина /1/

$$\eta_c = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2} \quad (2.19)$$

где D_{1np} - приведенный диаметр входа в РК, мм,

$$D_{1np} = \sqrt{D_0^2 - d_{gm}^2}, \quad (2.20)$$

d_{gm} - диаметр втулки колеса

Изменение η_c при переходе от модели к натуре можно определить, пользуясь формулой (2.19), если подставить в нее соответствующие значения D_{1np} . Прирост $\Delta\eta_c = \eta_{cn} - \eta_{cm}$ зависит от соотношения размеров натуре и модели. Уточним, что речь идет об оптимальном режиме. При большой разнице в размерах $\Delta\eta_c$ достигает десятков процентов. За счет этого повышается и полный КПД. Некоторое повышение КПД происходит также за счет $\eta_{об}$, так как обычно при переходе от модели к натуре зазор в переднем уплотнении увеличивается не пропорционально коэффициенту моделирования, а в меньшей степени. Как будет установлено позднее, слабую тенденцию к увеличению с ростом абсолютных размеров проточной части имеет и механический КПД. Все это объясняет известный факт, что экономичность насосов большей мощности и соответственно больших размеров выше экономичности аналогичных мелких насосов.

4.3. Коэффициент быстроходности

Понятие коэффициента быстроходности широко используется в насосостроении. Одни и те же значения подачи и напора могут быть получены в насосах с различной частотой вращения. При этом меняется конструктивный тип РК и всей проточной части, что отражается и на конструкции насоса в целом. Коэффициент быстроходности применяется для характеристики конструктивного типа РК и насоса через его

эксплуатационные параметры на оптимальном режиме, т.е. через подачу, напор и частоту вращения.

Возьмем некоторый эталонный насос. Все параметры, относящиеся к нему, обозначим с индексом "s". Параметры другого, геометрически подобного насоса, который будем сравнивать с эталонным, оставим без индексов. Тогда согласно (2.6) и (2.7) имеем:

$$\frac{Q}{Q_s} = \lambda_m^3 \frac{n}{n_s}; \quad \frac{H}{H_s} = \lambda_m^2 \left(\frac{n}{n_s}\right)^2$$

Выразим из первой формулы коэффициент моделированиями λ_m подставим во вторую:

$$\frac{H}{H_s} = \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{Q_s}\right)^2} \sqrt{\left(\frac{n_s}{n}\right)^2} \left(\frac{n}{n_s}\right)^2 = \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{Q_s}\right)^2} \sqrt[3]{\left(\frac{n}{n_s}\right)^4}$$

Далее возведем левую и правую части уравнения в степень 3/4:

$$\left(\frac{H}{H_s}\right)^{3/4} = \left(\frac{Q}{Q_s}\right)^{1/2} \frac{n}{n_s}$$

Отсюда:

$$n_s = \frac{n \left(\frac{Q}{Q_s}\right)^{1/2}}{\left(\frac{H}{H_s}\right)^{3/4}} \quad (2.21)$$

Примем за эталонный насос с параметрами: $H_s = 1$ м, $Q_s = 0,075$ м³/с. КПД сравниваемых насосов считаем одинаковыми. Тогда выражение (2.21) получим в виде:

$$n_s = 3.65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.22)$$

Это и есть коэффициент быстроходности. Обычная формулировка следующая: коэффициентом быстроходности называется число оборотов такого эталонного насоса, геометрически подобного данному, который развивает напор в 1 м при подаче 0,075 м³/с. Гидравлический и объемный КПД насосов при этом считаются одинаковыми. В том, что n_s имеет размерность 1/мин и $n_s = n$, нетрудно убедиться, если в (2.22) подставить Q

$= 0,075 \text{ мэ/с}$ и $H = 1 \text{ м}$.

Приведем иное выражение для коэффициента быстроходности, встречающееся в некоторых литературных источниках /П/. Если величины, входящие в формулу (2.22), выразить в системе СИ, а вместо весового напора H использовать массовый H_m то коэффициент быстроходности, не меняясь численно, станет безразмерным в соответствии с формулой:

$$n_s = 193\omega \frac{\sqrt{Q}}{H_m^{3/4}} \quad (2.23)$$

Заметим, что величина n_s не зависит от частоты вращения, так как одновременно с изменением n или ω при этом изменяется Q и H (или H_m) согласно формулам подобия (2.12) и (2.13). Для РК с двусторонним всасыванием (см. рис. 1.15) коэффициент быстроходности определяется по половинной подаче насоса. В многоступенчатых насосах n_s рассчитывается на одну ступень.

При выводе выражения (2.22) мы исходили из геометрического подобия эталонного и сравниваемого с ним насоса. Это условие обеспечивает равенство n_s . Следовательно, коэффициент быстроходности можно рассматривать как критерий подобия, выраженный через эксплуатационные параметры. Однако равенство n_s необходимое, но недостаточное условие для геометрического подобия. Одинаковые n_s могут иметь и насосы, не обладающие геометрическим подобием. В этом недостаток коэффициента быстроходности как критерия подобия. Тем не менее для каждого значения n_s практикой установлены соотношения размеров проточной части, обеспечивающие оптимальные технико-экономические показатели. Поэтому равенства значений n_s говорит если не о полном геометрическом подобии, то, по крайней мере, о близости к геометрическому подобию. В силу этого появляется возможность обобщения материалов экспериментальных исследований и установления закономерностей изменения многих параметров работы насоса в зависимости от n_s .

4.4. Классификация насосов по коэффициенту быстроходности

Из анализа выражения для коэффициента быстроходности следует, что при постоянной чистоте вращения величина n_s определяется соотношением подачи и напора. Малым n_s соответствуют малые подачи и большие напоры, и наоборот: большим n_s соответствуют большие подачи и малые напоры. При неизменном соотношении Q и H n_s растет с увеличением частоты вращения. Для основных типов насосов диапазон лежит в пределах 1- 3000. Объемные насосы применяются при $n_s = 1 \dots 10$, вихревые, черепковые, дисковые при $n_s = 10 \dots 40$, центробежные и диагональные при $n_s = 40 \dots 600$, осевые при $n_s = 500 \dots 3000$. Области использования насосов по коэффициенту быстроходности условны и частично перекрываются друг другом. Получить наилучшие технико-экономические показатели для каждого из типов насоса возможно именно в своей области.

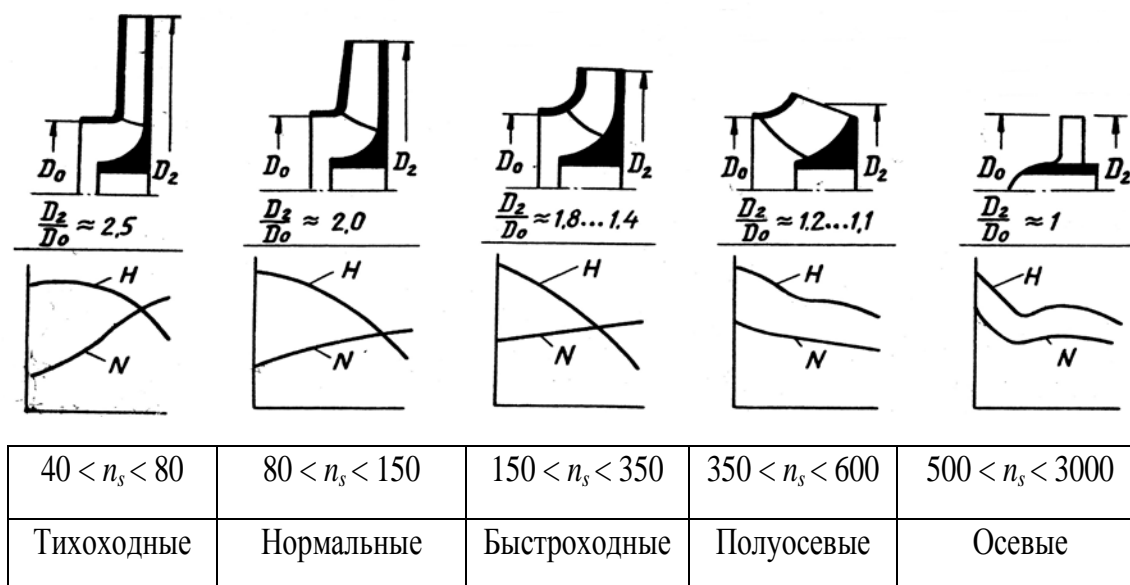


Рис.1.5. Классификация лопастных насосов по коэффициенту быстроходности

С увеличением n_s конструктивный вид РК лопастных насосов меняется в направлении уменьшения диаметра D_2 и увеличением ширины на входе. В таблице представлена классификация насосов в зависимости от коэффициента быстроходности. Там же указаны примерные соотношения

диаметром D_2 / D_0 и показаны типичные рабочие характеристики для каждого диапазона n_s . Обратим внимание на поведение напорной кривой при изменении n_s и на то, что потребляемая мощность при $Q = 0$ изменяется от минимального при низких n_s до максимального значения при больших n_s .

Представленные в таблице формы меридианных сечений РК и соотношение диаметров типичны для энергетических и других насосов общепромышленного применения. В авиационных центробежных насосах меридианные сечения РК при больших n_s имеют форму, характерную для низких и средних коэффициентов быстроходности. РК с наклонной выходной кромкой практически не применяются. Эти отличия обусловлены в первую очередь тем, что в авиационных насосах используют исключительно лопасти цилиндрической формы вне зависимости от n_s . Входную кромку лопастей при этом не заводят в осевую часть РК, а располагают в большинстве случаев на диаметре D_0 параллельно оси.

В насосах общепромышленного применения цилиндрические лопасти выполняют обычно при $n_s > 90$. В РК с нормальной быстроходностью лопасти на выходе делают цилиндрическими, а на входе – двойной кривизны. При $n_s \geq 150 \dots 200$ двойной кривизны выполняется вся лопасть.

4.5. Удельная частота вращения.

В выражении (2.22) для коэффициента быстроходности появление величины 3,65, как видно из приведенного выше вывода, связано с тем, что подача эталонного насоса Q_s принималась равной 0,075 м³/с.

Если в качестве эталонного принять насос, развивающий напор $H = 1$ м при подаче $Q = 1$ м³/с, то подставив эти значения в формулу (2.21) получим выражение без численной величины:

$$n_y = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (2.24)$$

которое называется удельной частотой вращения и которое в 3,65 раза

меньше n_s . Понятие удельной частоты вращения чаще употребляется в иностранной литературе и реже встречается в отечественной. Размерность удельной частоты вращения – 1/мин.

4.6. Коэффициенты подачи, напора и мощности. Приведенные частоты вращения и подача

Для обобщения и анализа характеристик осевых и диагональных насосов используются коэффициенты подачи K_Q , напора K_H и мощности K_N . Они вытекают из формул подобия (2.6), (2.7) и (2.8). Принимая отношение наружных диаметров РК натуре и модели в качестве масштабного множителя λ_M , каждую из этих формул можно представить в виде, аналогичном представленному для формулы (2.6):

$$\frac{Q_H}{n_H D_H^3} = \frac{Q_M}{n_M D_M^3} = const = K_Q.$$

Отбросив индексы, получим выражения для названных коэффициентов:

$$K_Q = \frac{Q}{n D^3}, \quad (2.25)$$

$$K_H = \frac{H}{n^2 D^2}, \quad (2.26)$$

$$K_N = \frac{N}{n^3 D^5}, \quad (2.27)$$

где Q – м³/с; n – 1/с; D – м; H – м; N – кВт.

Наиболее часто пользуются коэффициентами K_Q и K_H . Коэффициент подачи безразмерный, коэффициент напора размерный. Характеристика, построенная в координатах $K_H - K_Q$, будет одинаковой для всех насосов данной масштабной серии, но только с точностью до изменения η_g , $\eta_{об}$, $\eta_{мех}$ при переходе от модели к натуре.

В гидротурбиностроении характеристики принято строить в координатах: приведенная частота вращения n_i - приведенный расход Q_i . Эти же величины используют и при построении характеристик обратимых

гидромашин, в том числе при работе их в насосном режиме.

Приведенные частота вращения и расход (подача) условно выражают частоту вращения и расход такой гидромашины, которая работает при напоре в 1 м и имеет номинальный наружный диаметр РК также 1 м, т.е. она приведена к 1 м диаметра и напора. Для приведения пользуются формулами:

$$n_i = \frac{nD}{\sqrt{H}} ; \quad (2.28)$$

$$Q_i = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} ; \quad (2.29)$$

Величины n_i и Q_i являются функциями критериев подобия. Для гидромашин данной масштабной серии на подобных (изогональных) режимах они сохраняют свое значение с точностью до масштабного эффекта.

Лекция 6

5. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Предметом теории лопастных насосов является движение жидкости к ее взаимодействию с элементами проточной части. Задача теории - дать методы расчета. Проектирование и расчет насоса на заданные параметры сводятся к отысканию соответствующей оптимальной формы и размеров каналов проточной части РК и корпуса.

5.1. Абсолютное и относительное движение жидкости в проточной части. Планы и треугольники скоростей для центробежного РК

Движение жидкости в подводе и отводе лопастного насоса является абсолютным, поскольку эти элементы неподвижны. В РК жидкость движется по межлопастным каналам и одновременно вращается вместе с ними. Обозначим скорость относительно каналов колеса через w и будем называть ее относительной. Переносную (окружную) скорость колеса на данном радиусе обозначим u . Тогда абсолютная скорость жидкости w в какой-либо точке РК определится как геометрическая сумма составляющих:

$$\bar{v} = \bar{w} + \bar{u} \quad (3.1)$$

На этой основе для любой точки РК можно построить план скоростей (рис. 3.1) Скорость W направлена по касательной к поверхности лопасти, если точка находится на ней. Если точка вне поверхности лопасти, то направление относительной скорости определяется касательной к линии тока, проходящей через эту точку.

Переносная скорость, как известно, направлена перпендикулярно радиусу точки в сторону вращения $u = r\omega$. Угол β между относительной скоростью и обратным направлением переносной скорости называется углом установки лопасти в данной точке.

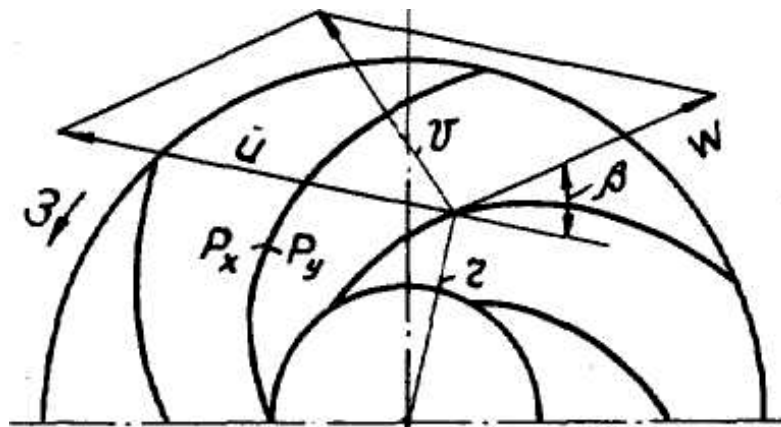


Рис. 3.1. План скоростей для произвольной точки РК

Для анализа рабочего процесса в лопастных насосах, да и вообще в турбомашинах, необходимо знать состояние потока на границах, т.е. при входе на лопасти и при выходе с них. Поэтому планы скоростей строят для входа и выхода и все составляющие скоростей и углы установки соответственно обозначают индексом "1" и "2". Вместо планов скоростей часто пользуются треугольниками скоростей. Такие треугольники для входа и выхода представлены на рис. 3.2. Составляющие скоростей в них изображены не в масштабе. В действительности переносные скорости u_1 и u_2 много больше других составляющих и треугольники скоростей сильно вытянуты, особенно на выходе.

Проектируя абсолютные скорости v_1 и v_2 и относительные W_1 и W_2 на направление переносных скоростей u_1 и u_2 и на направление, перпендикулярное им, т.е. на радиус, получим следующие составляющие:

- v_{u1} и v_{u2} - окружные составляющие абсолютных скоростей, т.е. проекции абсолютных скоростей на переносные скорости, направлены всегда в сторону вращения;

- v_{m1} и v_{m2} - меридианные или радиальные составляющие абсолютных скоростей, называются также расходными составляющими, поскольку зависят от подачи или расхода через РК;

- W_{m1} и W_{m2} - меридианные или радиальные составляющие относительных скоростей, равны соответственно v_{m1} и v_{m2} ;

- W_{u1} и W_{u2} - окружные составляющие относительных скоростей, в насосных РК с углами установки лопастей на выходе $\beta_2 < 90^\circ$ направлены в сторону, противоположную вращению.

Обратим внимание, что поток, выходящий из РК, всегда направлен в сторону вращения. Направление этого потока определяется направлением абсолютной скорости v_2 с углом α_2 . На входе это v_1 с углом α_1 .

Зададимся вопросом: каково движение жидкости в РК, - установившееся или неустойчивое? Если связать систему отсчета колесом, т.е. как бы поместить наблюдателя во вращающееся РК, течение в нем будет представляться неизменным во времени, установившимся. Если же система отсчета связана с неподвижным корпусом, то движение в РК окажется неустойчивым. Нам известно, что в результате силового взаимодействия лопастей с жидкостью на выпуклой их стороне давление P_x больше, чем давление P_y на вогнутой (см. рис. 3.1). Поэтому в неподвижной точке на корпусе при вращении РК давление будет циклически меняться, и, таким образом, абсолютное движение в колесе является неустойчивым. Однако циклические возмущения давления и скорости потока после РК на некотором расстоянии выравниваются, и движение становится осесимметричным. Возмущающее воздействие лопастей при входе потока также распространяется на относительно малое расстояние, т.е. осесимметричная картина течения будет и на входе. Осевая симметрия потока на входе и выходе обеспечивает установившееся абсолютное движение в подводе и отводе, но это относится только к режиму оптимального КПД.

5.2. Распределение скоростей и давлений в каналах колеса

Рассмотрим каналы РК в его радиальной части (рис. 3.3). На каком-либо радиусе r возьмем точку x на выпуклой (рабочей) стороне и точку y на вогнутой (нерабочей) стороне лопасти. Из курса гидромеханики известно, что удельную энергию жидкости E

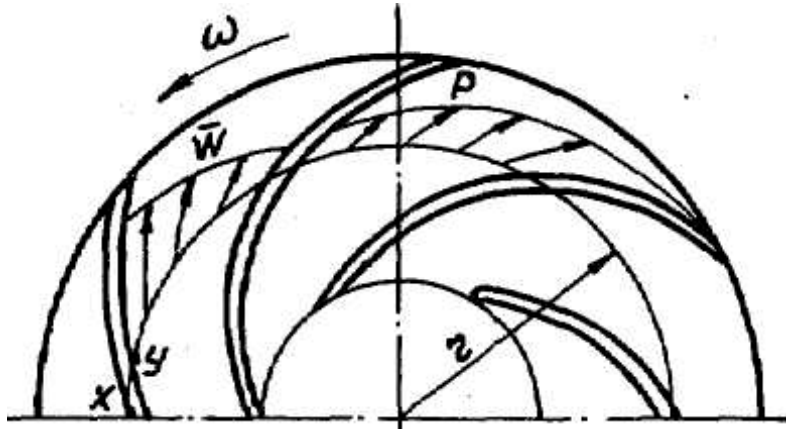


Рис.3.3. Распределение скоростей и давлений в каналах РК

В этих точках при установившемся относительном движении можно записать в виде:

$$E_x = \frac{p_x}{\rho g} + z_x + \frac{W_x^2 - u_x^2}{2g} \quad (3.2)$$

$$E_y = \frac{p_y}{\rho g} + z_y + \frac{W_y^2 - u_y^2}{2g} \quad (3.3)$$

Так как выбранные точки расположены на одном радиусе, то $E_x = E_y$. На том же основании равны переносные скорости $u_x = u_y$ и координаты точек $z_x = z_y$. Из этого следует, что

$$\frac{p_x}{\rho g} + \frac{W_x^2}{2g} = \frac{p_y}{\rho g} + \frac{W_y^2}{2g}$$

Поскольку $p_x > p_y$, то согласно последнему выражению $W_x > W_y$, т.е. разность давлений по обе стороны лопасти создается за счет разности относительных скоростей. Эпюры скоростей и давлений в межлопастных каналах РК приведены на рис. 3.3. Таким образом, на выпуклой стороне лопасти давление больше, относительная скорость меньше, а на вогнутой стороне - наоборот. Однако это лишь принципиальная картина. Действительная картина распределения скоростей и давлений близка к описанной только на режиме оптимального КПД. При отступлении от этого режима в ту или другую стороны она нарушается.

5.3. Уравнение Эйлера для лопастных насосов

Результатом силового воздействия вращаемой двигателем лопастной системы РК с жидкостью является возникновение момента, противодействующего вращению. Преодолевая противодействующий момент, РК и передает энергию жидкости. При этом действуют следующие силы: тяжести, центробежная, кориолисова. Последняя, как известно из механики, равна удвоенному произведению угловой скорости вращения на относительную скорость. Таким образом, для ее определения необходимо знать распределение относительных скоростей, что заранее, не имея рассчитанного и спроектированного РК определить невозможно, т.е. задача становится неразрешимой. Однако применение в данном случае закона об изменении момента количества движения позволяет решить задачу, не зная давлений, происходящих внутри РК. Непременным условием при этом является наличие установившегося относительного движения жидкости в области колеса.

Выделим контрольными сечениями S_1 на входе и S_2 на выходе объем жидкости, заполняющий проточную часть (рис. 3.4). Сечения S_1 и S_2 расположены в непосредственной близости от входных и выходных кромок лопастей, течение между ними считаем установившимся.

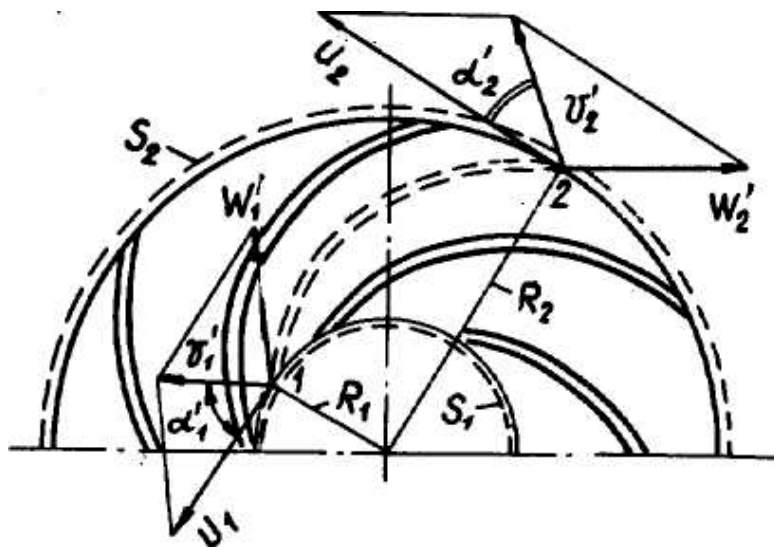


Рис.3.4. К выводу уравнения Эйлера

Внутри канала РК возьмем элементарную струйку с сечением dS и расходом (подачей) q . Согласно указанному выше закону изменение момента количества движения жидкости в элементарной струйке относительно оси равно моменту всех внешних сил, действующих на эту струйку. Обозначим элементарный момент через $\Delta M_{эс}$. Скорости и углы, относящиеся к струйке, а в дальнейшем и к потоку без учета стеснения его лопастями, будем обозначать штрихами.

$$\Delta M_{эс} = m(v'_2 R_2 \cos \alpha'_2 - v'_1 R_1 \cos \alpha'_1) = \rho q (v'_2 R_2 \cos \alpha'_2 - v'_1 R_1 \cos \alpha'_1) \quad (3.5)$$

Просуммируем элементарные моменты и изменение моментов количества движения по всем струйкам, перейдя к потоку в межлопастных каналах. Тогда $\Sigma q = Q_k$ - подача колеса, $\Sigma \Delta M_{эс} = M_{кр}$ - момент, передаваемый РК или момент взаимодействия РК с жидкостью; $v'_2 \cos \alpha'_2 = v'_{u2}$ и $v'_1 \cos \alpha'_1 = v'_{u1}$, что следует из треугольников скоростей. В результате получим

$$M_{кр} = \rho Q_k (v'_{u2} R_2 - v'_{u1} R_1) \quad (3.6)$$

Здесь v'_{u2} , v'_{u1} - средние значения окружных составляющих для потока, в отличие от выражения (3.5), где эти составляющие взяты для одной струйки.

Мощность, передаваемая колесом жидкости:

$$N = \rho \cdot g \cdot Q_k \cdot H_m.$$

С другой стороны $N = \omega M_{кр}$. Приравняем эти зависимости и выразим теоретический напор с учетом (3.6):

$$H_T = \frac{\omega M_{кр}}{\rho g Q_k} = \frac{\rho Q_k (v'_{u2} R_2 - v'_{u1} R_1) \omega}{\rho g Q_k} = \frac{\omega (v'_{u2} R_2 - v'_{u1} R_1)}{g}$$

Таким образом, теоретический напор:

$$H_T = \frac{\omega (v'_{u2} R_2 - v'_{u1} R_1)}{g} \quad (3.7)$$

Учитывая, что $\omega R_2 = u_2$ и $\omega R_1 = u_1$, окончательно получим:

$$H_T = \frac{u_2 v'_{u2} - u_1 v'_{u1}}{g} \quad (3.8)$$

Это и есть уравнение Эйлера в общепринятом написании для лопастных насосов, называемое также основным уравнением для турбомашин. Оно справедливо для лопастных насосов, лопастных компрессоров, вентиляторов, а также для турбин. В последнем случае необходимо поменять индексы входа и выхода, т.е. для турбин имеем:

$$H_T = \frac{u_1 v'_{u1} - u_2 v'_{u2}}{g} \quad (3.9)$$

Приведенный вывод уравнения Эйлера является упрощенным. Более подробный и строгий вывод можно найти в работах /1,2/.

5.4. Анализ уравнения Эйлера

Уравнение Эйлера (3.8) широко применяется при теоретическом анализе и в практических расчетах лопастных насосов. Еще раз обратим внимание, что окружные составляющие v'_{u2} и v'_{u1} абсолютных скоростей относятся к сечениям после выхода потока из РК и до входа на лопасти, т.е. без учета стеснения потока лопастями. Это действительные, а не расчетные значения скоростей. Если на входе и выходе из РК каким-либо прибором, например, трубкой Пито - Прандтля, замерим действительные скорости v'_{u2} и v'_{u1} , то по ним, пользуясь уравнением Эйлера, определяем теоретический напор. И в этом нет никакого парадокса. Замеренные скорости оказались бы теми же самыми, если бы жидкость была идеальной. Скорости потока при одной и той же проточной части и частоте вращения зависят только от объемной подачи и не зависят от того, обладает жидкость вязкостью или нет. Что касается гидравлических потерь, зависящих в том числе и от вязкости, то они преодолеваются при установившемся движении не за счет снижения скорости, а за счет понижения энергии давления.

Из уравнения (3.8) и приведенных рассуждений видно, что теоретический напор не зависит от рода жидкости, а значит, ее плотности и удельного веса. Если работа насоса на одной и другой жидкости происходит в области автомодельности (см. подраздел 2.2), то от рода жидкости не будет зависеть

и действительный напор, им пользуются в практической работе, проводя испытания по снятию напорной кривой на воздухе. Напор измеряют в метрах воздушно столба.

Из уравнения Эйлера следует, что H_T зависит от величины поставляющей v'_{u1} на входе в РК и ее знака. Эту составляющую принято называть закруткой потока. Практически закрутка создается за счет внешнего воздействия на поток, поступающий в РК: за счет установки направляющих ребер на входе, винтовой нарезки на трубопроводе, тангенциального подвода части жидкости с выхода насоса на его вход. Определенная закрутка создается за счет трения юбки колеса и вращающегося конца вала с обтекателем в одноступенчатых насосах и проходного вала в многоступенчатых.

Если $v'_{u1} > 0$, то закрутка положительная. Поток при входе на лопасти уже закручен в сторону вращения, и лопасти как бы догоняют его. Теоретический и действительный напор уменьшаются.

При $v'_{u1} = 0$ имеем осевой вход потока и уравнение Эйлера принимает вид:

$$H_T = \frac{u_2 v'_{u2}}{g}$$

Напор в этом случае больше, чем в предыдущем. Обычно расчет и проектирование насоса производят исходя из условия осевого входа.

Если $v'_{u1} < 0$, закрутка отрицательная, т.е. при входе на лопасти поток закручен в сторону, противоположную вращению, и он как бы сам набегает на лопасти. Напор увеличивается.

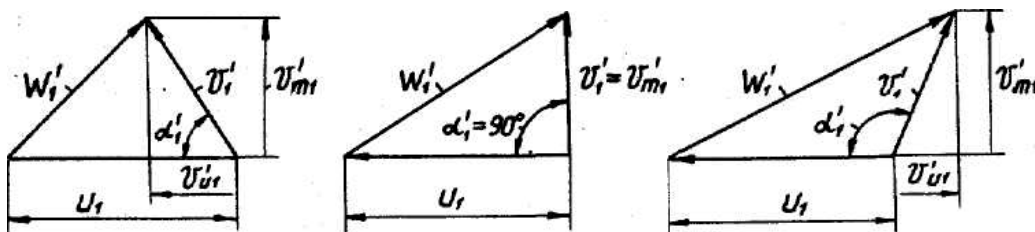


Рис.3.5. Влияние закрутки потока на входе РК

На рис. 3.5 представлены поточные треугольники скоростей для рассмотренных случаев. Сравним их. Наименьшая относительная скорость будет при положительной закрутке, наибольшая при отрицательной. От величины относительных скоростей зависят потери при входе потока на лопасти и в самом межлопастном канале. Следовательно, при положительной закрутке можно ожидать увеличения КПД, а при отрицательной - наоборот. В практике насосостроения, как уже было сказано, чаще всего стремятся обеспечить осевой вход. Отрицательную закрутку используют для повышения напора ступеней насосов с ограниченными радиальными размерами. К ним относятся скважинные многоступенчатые нефтяные и водяные насосы. Как показывает опыт, без заметного снижения КПД за счет отрицательной закрутки можно увеличить напора на 3-8 % /12/. Закрутка создается за счет соответствующего профилирования обратных каналов направляющих аппаратов (см. рис. 1.8).

5.5. Выражение напора рабочего колеса через циркуляцию скорости

Теоретический напор по уравнению (3.7) Эйлера можно представить в ином виде, воспользовавшись понятием циркуляции скорости. Напомним, что циркуляция скорости представляет собой криволинейный интеграл по замкнутому контуру от скалярного произведения вектора скорости на элемент дуги этого контура, т.е.

$$\Gamma = \oint_{(L)} \vec{v} d\vec{s}. \quad (3.11)$$

Возьмем внутренний контур в непосредственной близости от входа на лопасти РК, Наружный на выходе потока с лопастей (рис. 3.6). В соответствии с (3.11) выражения для циркуляции скорости будут иметь вид

$$\Gamma_1 = 2\pi v'_{u1} R_1 ; \quad \Gamma_2 = 2\pi v'_{u2} R_2 \quad (3.12)$$

откуда

$$v'_{u1} R_1 = \frac{\Gamma_1}{2\pi} ; \quad v'_{u2} R_2 = \frac{\Gamma_2}{2\pi}$$

Подставив эти выражения в (3.7), получим

$$H_T = \frac{\omega}{2\pi g} (\Gamma_2 - \Gamma_1) \quad (3.13)$$

Циркуляция Γ_1 отражает наличие вихревого источника в поступающем в колесо потоке. В качестве такого вихреисточника выступает закрутка потока. Отличие Γ_1 от Γ_2 обусловлено тем, что между наружным и внутренним контуром также находится вихреисточник. Им являются лопасти. Обозначим Γ_k как $\Gamma_2 - \Gamma_1$ и назовем её циркуляцией, создаваемой РК. Приняв количество лопастей z_k , можно записать, что $\Gamma_k = z_k \Gamma_l$, где Γ_l - циркуляция вокруг одной лопасти. Тогда:

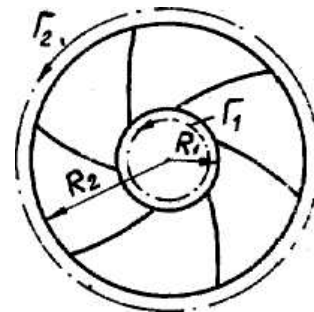


Рис.3.6. К выражению напора через циркуляцию

$$H_T = \frac{\omega}{2\pi g} z_k \Gamma_l \quad (3.14)$$

Циркуляционное обтекание лопастей - это один из факторов, способствующих уменьшению относительных скоростей, на выпуклой стороне лопасти и увеличению на вогнутой (см.рис.3.3).

5.6. Осевой вихрь в относительном движении

Увеличению относительных скоростей на вогнутой стороне лопасти и уменьшению на выпуклой, кроме циркуляционного потока, способствует осевой вихрь или, что то же самое, поток вытеснения, возникающий при вращении РК с угловой скоростью ω . Рассмотрим механизм его возникновения.

Как было показано выше (см. рис. 3.1), скорость абсолютного движения в РК является геометрической суммой относительной и переносной скоростей:

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

Примем абсолютное движение потенциальным (безвихревым). Для этого необходимо наличие:

- идеально обтекаемой формы лопастей при всех режимах работы;
- безвихревого потока в беспредельном удалении от колеса.

Определим вихрь относительной скорости при принятых условиях:

$$\text{rot}\bar{W} = \text{rot}(\bar{v} - \bar{u}) = \text{rot}\bar{v} - \text{rot}\bar{u} \quad (3.15)$$

Но при потенциальном движении $\text{rot}\bar{v} = 0$, поэтому

$$\text{rot}\bar{W} = -\text{rot}\bar{u}. \quad (3.16)$$

Из гидромеханики известно, что

$$\text{rot}\bar{u} = \left(\frac{dv_y}{dx} - \frac{dv_x}{dy} \right) = 2\bar{\omega} \quad (3.17)$$

$$\text{rot}\bar{W} = -2\bar{\omega} \quad (3.18)$$

Это означает, что при безвихревом абсолютном движении в относительном движении появляется вихрь, равный удвоенной угловой скорости вращения, но направленный в противоположную сторону. Поясним полученный теоретический вывод на примере. Возьмем круглый закрытый сосуд и рассмотрим его движение по круговой траектории (рис. 3.7).

Жидкость в сосуде считаем идеальной.

Тогда абсолютное движение жидкости вследствие инерции и отсутствия трения о стенки будет носить поступательный характер, т.е. при повороте сосуда положение стрелки N или поплавка сохранится. Точка же A, связанная с сосудом, примет по отношению к стрелке N другое положение. Наблюдателю,

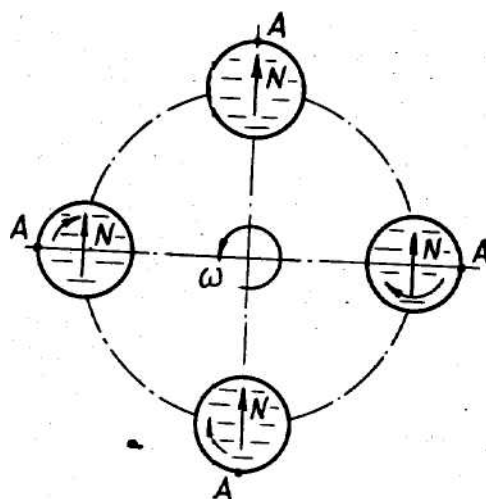


Рис. 3.7. Механизм возникновения осевого вихря

находящемуся в точке A внутри сосуда, будет представляться, что жидкость сместилась в относительном движении от точки A в сторону стрелки N. Таким образом, абсолютное безвихревое движение оказывается вихревым (вращательным) в относительном движении.

В межлопастных каналах РК получим в относительном движении вращение жидкости в сторону, противоположную вращению РК (рис.3.8)

Принципиально поток жидкости в РК можно представить в виде трех составляющих. Первая составляющая-это поток протекания, определяемый расходом через колесо при $\omega=0$, вторая циркуляционный поток $\Gamma_{\text{л}}$, третья-осевой вихрь. На вогнутой стороне лопасти скорости потоков протекания, циркуляционного потока и осевого вихря противоположны направлению скорости потока протекания и относительная скорость уменьшается. В итоге получится такое распределение относительных скоростей по выпуклой и вогнутой сторонам лопастей, которое обеспечивает перепад давления на них и передачу энергии от колеса к жидкости.

Из сказанного выше следует также, что если на выпуклой стороне лопасти скорость циркуляционного обтекания и осевого вихря в сумме превысят скорость потока протекания, произойдет отрыв потока от поверхности лопасти, увеличатся гидравлические потери. Вероятность этого возрастает с уменьшением подачи насоса.

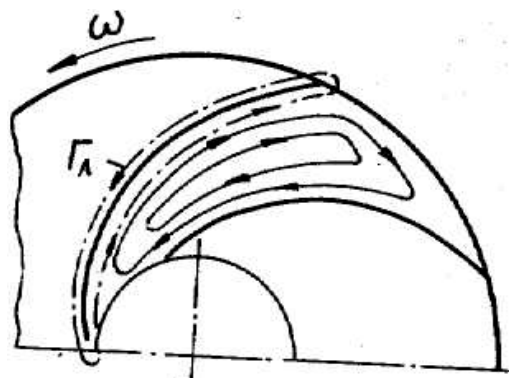


Рис.3.8 Осевой вихрь в межлопастном канале

Лекция 7.

5.7 Элементарная струйная теория и схема бесконечного числа лопастей

Расчет центробежных насосов до настоящего времени производится на основании элементарной струйной теории, созданной Л.Эйлером (1707-1783 гг.). Течение в РК приближенно рассматривается как струйное. При этом используется схема бесконечного числа лопастей, согласно которой РК представляется состоящим из бесконечного числа бесконечно тонких лопастей. Поток в области колеса при данной схеме становится осесимметричным с одинаковыми относительными скоростями по сечениям в межлопастных каналах. Направление течения струй определяется направлением лопастей. Такая схема не соответствует действительности, но она позволяет создать элементарное представление о кинематике потока в области РК и достаточно просто расчетным путем определить напор колеса.

Уравнение Эйлера для турбомашин остается справедливым и для схемы с бесконечным числом лопастей (штрихи необязательны, так как лопасти бесконечно тонкие и $v_{u2} = v'_{u2}$, $v_{u1} = v'_{u1}$

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{u2\infty} - u_1 v_{u1\infty}}{g} \quad (3.19)$$

Если известны геометрические размеры РК, углы установки лопастей, подача и угловая скорость, то $H_{T\infty}$ легко определяется по формуле (3.19). Для приведения в соответствие расчетного значения $H_{T\infty}$ с действительным теоретическим значением напора H_t вводят поправку на конечное число лопастей μ , тогда

$$H_T = \mu H_{T\infty} \quad (3.20)$$

Поправка на конечное число лопастей может иметь другой вид /2/:

$$H_T = \frac{H_{T\infty}}{1 + P} \quad (3.21)$$

Очевидно, что $\mu = \frac{1}{1+P}$. Обычно $\mu = 0.8 \dots 0.65$, поправка $P = 0,5 \dots 0,25$.

Для определения поправки существует множество формул, основные из них рассмотрены ниже.

Подчеркнем, что различие в величине H_T и $H_{T\infty}$ никак не связано с потерями, а обусловлено, как это видно из изложенного выше, исключительно тем, что расчетная схема бесконечного числа лопастей не соответствует реальной схеме с конечным числом лопастей определенной толщины.

5.8 Коэффициент стеснения потока лопастями

При расчете составляющих скоростей по реальной схеме необходимо учитывать стеснение потока лопастями, поскольку они имеют толщину. Коэффициент стеснения характеризуется отношением всей площади на данном радиусе к "чистой" площади, т.е. не занятой лопастями. Обозначим данный коэффициент через K и определим его на радиусе r , пользуясь рис. 3.9.

$$K = \frac{2\pi r b}{2\pi r b - z_k b S_u} \quad (3.22)$$

где b - ширина РК в меридианном сечении на радиусе r ;

z_k - число лопастей;

S_u - толщина лопасти в цилиндрическом сечении, т.е. измеренная по дуге радиуса r .

Из треугольника ABC , пренебрегая кривизной двух его сторон, выразим S_u через нормальную толщину δ и угол установки лопасти β :

$$S_u = \frac{\delta}{\sin \beta}.$$

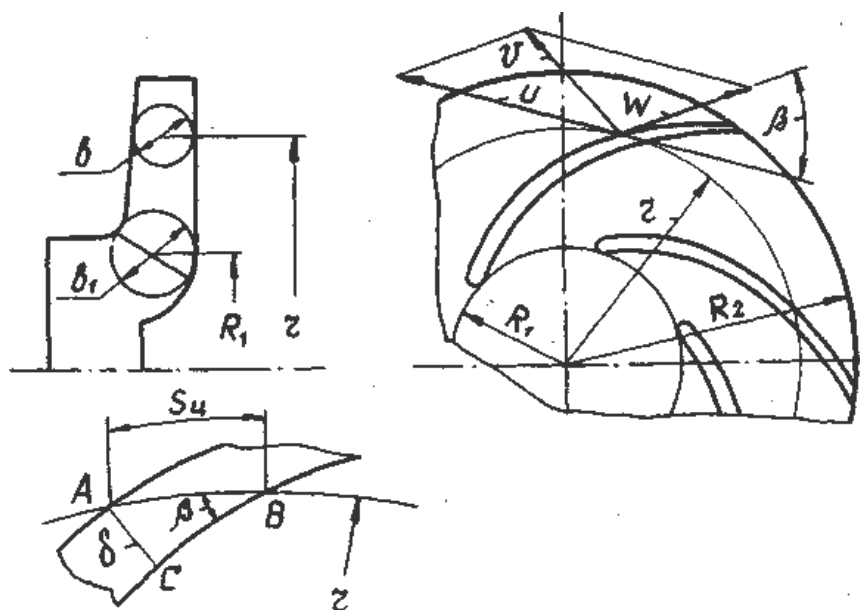


Рис. 3.9 К вычислению коэффициента стеснения потока лопастями в РК

Подставив это выражение в (3.22), получим:

$$K = \frac{1}{1 - \frac{z_k \delta}{2\pi r \sin \beta}} \quad (3.23)$$

Соответственно для входа и выхода:

$$K_1 = \frac{1}{1 - \frac{z_k \delta_1}{2\pi r_1 \sin \beta_1}}, \quad K_2 = \frac{1}{1 - \frac{z_k \delta_2}{2\pi r_2 \sin \beta_2}}, \quad (3.24)$$

Численное значение K_1 лежит в пределах $1,1 \dots 1,5$, $K_2 = 1,05 \dots 1,2$. Чем меньше размеры РК, тем, как правило, больше коэффициент стеснения. Верхние пределы относятся к РК с наружным диаметром $D_2 < 100$ мм. При расчете и проектировании колеса желательно стремиться к получению наименьших значений коэффициента стеснения, однако это не всегда удается. Количество лопастей z_k , углы их установки должны быть вполне определенными, а наименьшая толщина лопастей ограничена технологическими соображениями. Для средних и крупных насосов с $D_2 > 200$ мм $K_1 = 1,1 \dots 1,15$, $K_2 = 1,03 \dots 1,1$.

Заметим, что в некоторых источниках [13,14] вместо коэффициентов стеснения K используется обратная величина.

5.9 Вход потока в рабочее колесо

Картина течения при входе потока в РК при конечном и бесконечном числе лопастей остается практически одинаковой [2], поэтому никаких поправок не делается.

При входе потока в РК необходимо рассматривать два состояния: до и после поступления потока на лопасти. Скорости потока до поступления на лопасти определяются устройством подводящего тракта и горловины колеса. После поступления потока на лопасти направление его формируется лопастями, а величина скорости изменяется из-за стеснения потока лопастями. Скорости частиц на поверхности самих лопастей направлены по касательным к ним. Переход от скоростей до лопастей к скоростям после поступления потока на них происходит постепенно в пределах некоторой области. Однако условно принимается, что такой переход совершается на одной и той же поверхности, соответствующей входным кромкам лопастей, т.е. скорость изменяется скачком.

Входные кромки лопастей часто располагаются в области поворота потока из осевого направления в радиальное. Поэтому нормальное к направлению потока сечение представляет собой поверхность вращения (см. рис. 3.9). Приблизненно его заменяют боковой поверхностью усеченного конуса с образующей b_1 . Величина b_1 является шириной РК на входе и равна диаметру вписанной окружности между внутренними поверхностями основного и покрывающего дисков. Центр этой окружности располагается на линии входной кромки.

На рис. 3.10 представлены треугольники скоростей при осевом входе потока в колесо, когда $v'_{u1} = 0$. Состоянию потока до лопастей соответствует треугольник АОВ, называемый жидкостным или поточ-

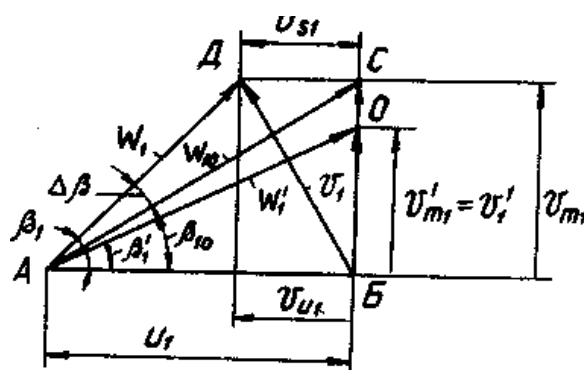


Рис. 3.10. Треугольники скоростей

ным. Меридианная составляющая абсолютной скорости v'_{m1} одинакова с абсолютной скоростью v'_1 ,

$$v'_{m1} = \frac{Q_k}{2\pi R_1 b_1} \quad (3.25)$$

Как условились выше, считаем, что перед поступлением жидкости на лопасти она уже имеет переносную скорость u_1 . Тогда относительная скорость w'_1 , определяется как геометрическая разность между v'_1 и u_1 , а угол β'_1 дает направление этой скорости.

При поступлении на лопасти скорость потока увеличивается из-за стеснения его лопастями:

$$v'_{m1} = k_1 v'_{m1} \quad (3.26)$$

Треугольник ACB соответствует состоянию потока, когда он уже поступил на лопасти и претерпел стеснение лопастями, но еще не принял их направления. Этот треугольник называется треугольником безударного входа, угол β_{10} , - угол безударного входа. Из тр-к ACB следует, что

$$W_{10} = \frac{v_{m1}}{\sin \beta_{10}} \quad (3.27)$$

Угол безударного входа определяется из соотношения

$$\operatorname{tg} \beta_{10} = \frac{v_{m1}}{u_1} \quad (3.28)$$

Состоянию, когда поток уже принял направление лопастей, соответствует треугольник ADB , называемый лопастным. Угол $\Delta\beta$ между углом установки лопастей β_1 и направлением относительной скорости W_{10} называется углом атаки,

$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta_{10} \quad (3.29)$$

Для безударного входа $\Delta\beta = 0$ и $\beta_1 = \beta_{10}$.

Если $\beta_1 > \beta_{10}$, то угол атаки положительный, при $\beta_1 < \beta_{10}$ этот угол отрицательный. Знак угла атаки для лопасти насоса противоположен знаку для изолированного крылового профиля. Напомним, что угол атаки считается

положительным, если скорость потока направлена в сторону действия вектора подъемной силы R_y (рис.3.11).

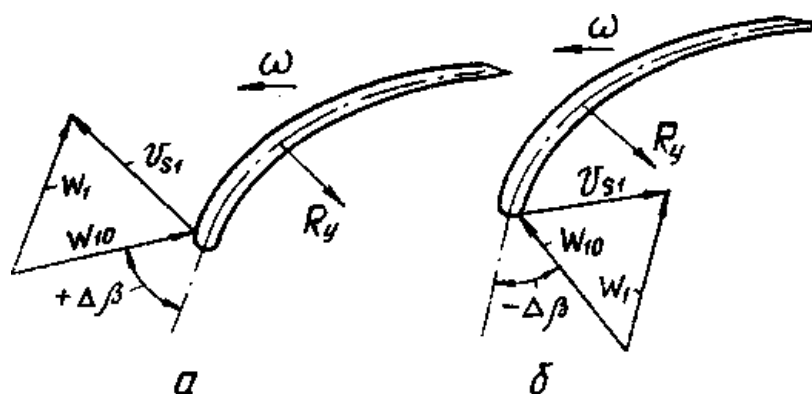


Рис. 3.11. К пояснению возникновения составляющей удара при наличии угла атаки

Подъемная сила на лопастях насоса препятствует вращению РК. Поэтому угол атаки будет положительным, если поток в относительном движении подходит со стороны спинки профиля лопасти, и, наоборот, отрицательным, если поток подходит с вогнутой стороны.

При расчете центробежных РК угол атаки $\Delta\beta$ обычно принимают равным $3-8^\circ$, в некоторых случаях до 15° . Отрицательные углы атаки, как правило, не применяются. Данные рекомендации основаны на характере зависимости коэффициента сопротивления изолированного крылового профиля C_x от угла атаки и подтверждены практикой насосостроения (см. курс "Механика жидкости и газа").

Наличие угла атаки приводит к появлению составляющей удара v_{st1} , численно равной окружной составляющей v_{u1} (см.рис.3.10). подчеркнем, что эта составляющая не приводит к уменьшению или увеличению напора РК и имеет совсем другую природу, чем закрутка потока. Обратимся снова к рис. 3.11, где представлен случай с положительным углом атаки (а) и с отрицательным (б). Направление подхода жидкости к лопастям в относительном движении в обоих случаях определяется векторами W_{10} .

Направление, которое должна принять жидкость после поступления на

лопасти, характеризуется векторами \overline{W}_1 , параллельными хорде на начальном участке лопасти. Как видно из рисунка, для разворота вектора \overline{W}_{10} до направления вектора \overline{W}_1 в первом случае необходимо приложить вектор v_{s1} , направленный в сторону вращения, во втором случае - в противоположную. Таким образом, появление $v_{s1} = v_{u1}$ связано с возмущающим воздействием лопастей на поток вследствие несовпадения направления потока в относительном движении и угла установки лопастей β_1 .

!Рассмотрим вначале выход потока из РК при конечном числе лопастей. Как и в предыдущем случае, различают два состояния потока - в колесе и после колеса, но относят эти состояния к одной и той же поверхности, содержащей выходные кромки лопастей. Это условие позволяет пренебречь силами трения, которые будут действовать на поток при переходе из одного состояния в другое, и считать, что движение происходит по инерции с сохранением окружной составляющей абсолютной скорости, т.е. $v_{u2} = v'_{u2}$. Меридианная же составляющая v_{m2} при выходе из РК претерпевает разрыв непрерывности из-за того, что перестает действовать стеснение потока лопастями, $v'_{m2} < v_{m2}$.

Треугольники скоростей для данного случая представлены на рис. 3.12: треугольник АДС с учетом стеснения потока, треугольник АВС без учета стеснения потока. Соответственно первый из них будет лопастным, второй жидкостным, или поточным. Уместно еще раз подчеркнуть, что все составляющие скоростей в этих треугольниках соответствуют действительной, а не расчетной схеме.

На выходе из РК без учета стеснения меридианная скорость

$$v'_{m2} = \frac{Q_k}{2\pi R_2 b_2} \quad (3.30)$$

С учетом стеснения меридианная скорость

$$v_{m2} = k_2 v'_{m2} \quad (3.31)$$

Угол выхода потока из колеса определяется из соотношения:

5.10 Поправка на конечное число лопастей

Поправку на конечное число лопастей определяют для расчетного режима и для условий осевого входа потока в колесо при $v'_{u1} = 0$. Единой формулы для ее нахождения нет. Имеется более двух десятков формул, основанных на различных гипотезах и упрощениях. Казалось бы, поправка может быть рассчитана на основе теории идеальной жидкости, поскольку сравниваются теоретические напоры и вязкость не должна учитываться. Однако вязкость приводит к дополнительным нарушениям кинематики потока.

В реальной жидкости при обтекании профиля образуется пограничный слой. Благодаря диффузорности течения он имеет свойства набухать, отрываться от поверхности лопасти и менять картину обтекания по сравнению с идеальной жидкостью. Реальная картина обтекания в значительной мере зависит от особенностей формы проточной части РК, обобщенно характеризуемой коэффициентом быстроходности. Поэтому при расчете поправки на конечное число лопастей учитывается практический опыт. В соответствии с ним для одного типа проточной части лучшие результаты дают одни формулы, для другого типа - другие. Универсальной формулы нет и быть не может. Остановимся на наиболее распространенных формулах, используемых при расчете лопастных насосов.

5.10.1. Поправка Пфлейдерера

Формула получена на основании гипотезы о постоянстве перепада давления (нагрузки) на единицу длины средней линии лопасти в меридианном сечении и некоторых других допущений:

$$P = \frac{\psi}{z_k} \frac{R_2^2}{S_M}, \quad (3.35)$$

где ψ - эмпирический коэффициент;

S_M - статический момент средней линии лопасти в меридианном сечении.

При коэффициентах быстроходности $n_s < 150$

$$\psi = (0.55 \dots 0.65) + 0.6 \sin \beta_2 \quad (3.36)$$

Численные значения в скобках зависят от шероховатости поверхностей РК.

Чем меньше шероховатость, тем меньше численное значение.

Если $n_s > 150$, рекомендуется определять коэффициент ψ по формуле Зибрехта [2/]

$$\psi = (1,7 + 13,3 \left(\frac{v_{m2}}{u_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2) \sin \beta_2 \quad (3.37)$$

По формуле (3.36) $\psi < 1$, по (3.37) $\psi > 1$.

Статический момент:

$$S_m = \int_{R_1}^{R_2} r dl \quad (3.38)$$

где r - текущий радиус;

dl - элемент длины средней линии лопасти в меридианном сечении.

При больших n_s , когда входная кромка заводится в осевую часть РК и средняя линия оказывается изогнутой, статический момент находят методом численного интегрирования. Для РК с $n_s < 70 \dots 80$ изогнутостью средней линии можно пренебречь, принимая $dl = dr$, тогда

$$S_M = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2} \quad (3.39)$$

Из формулы (3.35) следует, что чем больше число лопастей z_k , тем меньше поправка, тем больше H_T . Однако увеличение z_k необязательно приведет к увеличению действительного напора H , так как с ростом числа лопастей увеличивается стеснение потока лопастями, возрастут относительные скорости, а, следовательно, и потери.

5.10.2. Поправка Стодолы-Майзеля /13,15/

Эта поправка исходит из предположения, что уменьшение окружной составляющей v'_{u2} по сравнению с $v_{u2\infty}$ обусловлено в основном влиянием осевого вихря

$$\mu = 1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{z_k (1 - \frac{v_{m2}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2)} \quad (3.40)$$

5.10.3 Поправка С.С. Руднева

Данная поправка базируется на теории плоской вращающейся решетки. Метод определения ее отличается строгостью подхода. Однако точные решения имеются только для частных случаев, например, для лопастей, очерченных по логарифмической спирали, т.е. с постоянным углом β . Расчет поправки требует пользования графиками и табличными зависимостями. Необходимые сведения приведены в работах /13, 16/.

Для РК энергетических насосов с числом лопастей 5-8 и углами $\beta = 20 \dots 30^\circ$ при n_s до 100-120 хорошую точность расчета обеспечивает формула, полученная на основе статистической обработки экспериментальных данных /17/:

$$\mu = \frac{1,84}{n_s (1 - \frac{0,04 \eta_r^{3/2} \sqrt[4]{n_s}}{\eta_{oo} \operatorname{tg} \beta_2})} \quad (3.41)$$

Предпочтение той или иной формуле может быть отдано только на основании сравнения расчетного и действительного значения поправок, полученных из опыта для данного или близкого типа проточной части.

Лекция 12

6. КАВИТАЦИЯ В ЛОПАСТНЫХ НАСОСАХ. КАВИТАЦИОННАЯ ЭРОЗИЯ

Кавитацией называется нарушение сплошности капельной жидкости в результате образования в ней паровых и газовых полостей. Теоретически кавитация была предсказана известным английским физиком О.Рейнольдсом в 1873 году. Впервые практически столкнулись с этим явлением лишь через два десятилетия при испытаниях быстроходных военно-морских судов. Кавитации подвержены гребные винты, насосы, гидротурбины, трубопроводы и запорная арматура, элементы конструкций судов и гидротехнических сооружений и другие устройства. Вредное воздействие кавитации в гидравлических машинах проявляется в основном в виде двух факторов: снижении параметров вплоть до полного срыва работы машины и разрушении поверхностей проточной части - кавитационной эрозии. Несмотря на обширные исследования, проблема кавитации до сих пор не нашла вполне удовлетворительного решения как при выяснении механизма этого явления, так и при выработке радикальных мер по борьбе с ним.

6.1 Определение и общие положения

Кавитация начинается в тех точках потока, где абсолютное давление снижается до некоторого критического значения, за которое в практических расчетах обычно принимают давление насыщенных паров жидкости при данной температуре. Процесс сопровождается образованием большого количества пузырьков, наполненных преимущественно парами жидкости, а также газами, выделившимися из нее. Размеры пузырьков составляют микроны и доли микрона. Находясь в области пониженного давления, пузырьки растут и превращаются в большие пузыри-каверны. Затем пузыри уносятся движущейся жидкостью в область с повышенным давлением, где схлопываются. В потоке таким образом создается достаточно четко

ограниченная кавитационная зона, заполненная движущимися пузырьками.

Кавитационная зона может располагаться непосредственно на поверхности обтекаемого тела и вне ее. В первом случае кавитацию называют поверхностной, во втором - отрывной. Причиной отрывной кавитации являются свободные вихри, либо вихревые шнуры или слои), срывающиеся с обтекаемых потоком поверхностей. Образование пузырьков при кавитации приводит к разрыву сплошности однородной жидкости. Разрыв же связан с возникновением растягивающих напряжений. Однако по теоретическим оценкам физиков для разрыва сплошности жидкости необходимы растягивающие напряжения в несколько тысяч атмосфер. Если бы жидкости, с которыми мы имеем дело, обладали такими свойствами, то явление кавитации не было бы известно вообще. Однако кавитация существует. Наиболее правдоподобное объяснение этому противоречию - наличие в жидкости примесей, ослабляющих ее структуру. Центрами, или ядрами, кавитации являются мельчайшие гидрофобные (не-смачиваемые) частицы, в трещинах которых находится нерастворенный газ. В пользу такой гипотезы говорит экспериментальный факт: при предварительной обработке воды давлением прочность ее повышается и она закипает при 230°C . Поэтому кавитацию можно рассматривать как процесс роста пузырьков газа, находящихся в центрах кавитации. Газовая кавитация - это рост пузырьков, наполненных газом, в результате диффузии растворенного газа из жидкости, - процесс медленный. Паровая кавитация - мгновенное расширение пузырьков, наполненных паром.

Кавитационная эрозия является следствием схлопывания пузырьков в течение милли- и микросекунд в области повышенного давления. При схлопывании возникают местные гидравлические удары, в результате которых импульсное давление достигает по одним данным 200 - 350 МПа, по другим 800-1600 МПа, т.е. в 4-5 раз больше. Одновременно из-за адиабатического сжатия в месте схлопывания повышается температура, по некоторым данным до $2000-2500^{\circ}\text{C}$. Явление кавитации сопровождается

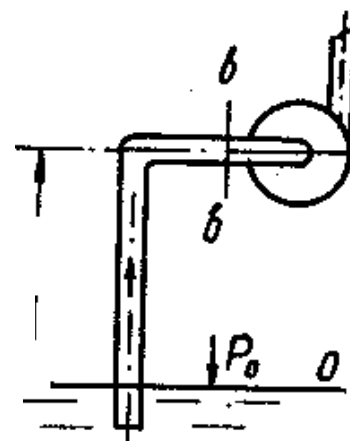
также электрическими эффектами. Воздействие этих факторов на материал поверхности и приводит к его разрушению. Механизм разрушения материала при кавитации объясняют и по-иному: кумулятивным, т.е. сконцентрированным воздействием струек, образующихся при несимметричном смыкании кавитационных пузырьков. При смыкании пузырька он пронзается "кинжальной" микроструей со скоростью 200-250 м/с, которая и разрушает материал, подобно тому, как разрушаются горные породы струей из гидромонитора /21/.

Разрушение происходит в несколько этапов: сначала - пластическая деформация, затем кавитационный наклеп, в результате которого материал приобретает хрупкость, и далее механическое разрушение в виде микроскопических трещин и выкрашивании мелких частиц материала. Поверхность приобретает губчатое строение. Процесс разрушения может быть очень быстрым. Известны случаи, когда РК центробежных насосов не выдерживали эксплуатации в течение недели, а гребной винт разрушался за 4-7 часов.

Практически все материалы в той или иной степени подвержены кавитационной эрозии. Наименее стойкие - чугун и малоуглеродистые стали. Наиболее стойкие - легированные стали, бронзы, латуни, некоторые виды пластмасс.

6.2. Высота всасывания и кавитационный запас

Высотой всасывания $H_{вс}$ называется высота установки насоса над свободной поверхностью жидкости в заборном резервуаре (рис. 4.1). Для горизонтальных насосов она отсчитывается от оси насоса, для вертикальных - от поперечной оси РК первой ступени насоса.



Из принципа действия лопастных насосов

Рис 4.1. Высота всасывания

следует, что жидкости энергия сообщается лишь после поступления ее в РК. Таким образом, для подвода жидкости к насосу и РК необходимо иметь внешний источник энергии. Им является давление на свободную поверхность в заборном резервуаре, т.е. давление P_0 или, в частном случае, $P_{атм}$.

Насос должен быть установлен на такую высоту от свободной поверхности жидкости в заборном резервуаре, чтобы при его работе не возникало кавитации. Как мы только что выяснили, кавитация происходит, если абсолютное давление в жидкости становится равным давлению насыщенных паров P_n при данной температуре или, что то же самое, равным давлению парообразования или упругости паров. Однако если на входе в насос абсолютное давление P_{ex} будет лишь несколько больше P_n , этого недостаточно. Необходим определенный запас энергии жидкости, чтобы не произошло кавитации в других местах проточной части.

Кавитационным запасом Δh_k называется превышение полной удельной энергии жидкости на входе в насос над удельной энергией, соответствующей давлению парообразования:

$$\Delta h_k = \frac{P_{ex} - P_n}{\rho g} + \frac{v_{ex}^2}{2g} \quad (4.1)$$

Здесь $\frac{P_{ex}}{\rho g} + \frac{v_{ex}^2}{2g} = E_{ex}$ - удельная энергия жидкости на входе в насос,

отнесенная к его оси

$\frac{P_n}{\rho g} = E_n$ - удельная энергия, соответствующая давлению

парообразования.

Кавитационный запас Δh_k называют также избыточным (имеется в виду над величиной E_n) напором всасывания и обозначают $H_{вс.изб}$. В дальнейшем будем пользоваться первым обозначением.

Для каждого насоса и для каждого режима его работы существует минимальное значение Δh_k^{\min} . Минимальное значение кавитационного

запаса, ниже которого появляется кавитация в проточной части, называют критическим. Первый критический режим по кавитации Δh^{kp1}_k соответствует снижению напора 3% от напора первой ступени. Кавитация в этом случае носит местный характер. Второй критический режим Δh^{kp2}_k соответствует полному кавитационному срыву работы насоса, когда кавитация захватывает всю проточную часть РК.

Кавитационный запас Δh_k на входе в насос необходим для компенсации того понижения давления, которое происходит на пути от входа в насос до входных кромок лопастей. На этом пути давление понижается вследствие гидравлических потерь и явлений, возникающих при обтекании закругленных входных кромок.

Обозначим максимальную величину указанного понижения давления через Δh^{\max}_g и будем выражать ее в метрах столба жидкости, называя максимальным динамическим падением давления. Очевидно, что если $\Delta h^{\min}_k < \Delta h^{\max}_g$ то кавитация может не появиться на входе в насос, но она возникнет при входе на лопасти, что одинаково недопустимо. Поэтому для предотвращения кавитации в любом месте проточной части необходимо, чтобы $\Delta h^{\min}_k > \Delta h^{kp1}_k > \Delta h^{\max}_g$. Если допускается местная кавитация, то по крайней мере, $\Delta h^{\min}_k \approx \Delta h^{\max}_g$.

Найдем связь между геометрической высотой всасывания $H_{вс}$ и кавитационным запасом, для чего напишем уравнение Бернулли для сечения 0-0 по свободной поверхности и сечения 0-0 при входе в насос (см. рис. 4.1):

$$\frac{P_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} = H_{вс} + \frac{P_{вх}}{\rho g} + \frac{v_{вх}^2}{2g} + h_{тр}^{вс}, \quad (4.2)$$

Где $h_{тр}^{вс}$ - гидравлические потери на линии всасывания насоса.

Из (4.1) имеем

$$\frac{P_{вх}}{\rho g} = \Delta h_k + \frac{P_n}{\rho g} - \frac{v_{вх}^2}{2g}.$$

Примем $v_0 \approx 0$ (из-за ее малости), а $P_0 = P_{атм}$. Тогда используя последнее выражение, из 4.2 получим

$$H_{ес} = \frac{P_{атм} - P_n}{\rho g} - \Delta h_k - h_{мп}^{ес} \quad (4.3)$$

Понятно, что максимальному значению $H_{ес}$ соответствует минимальный Δh_k .

6.3. Допустимая высота всасывания

Допустимой высотой всасывания $H_{ес}^{доп}$ называется такая максимальная высота установки насоса над свободной поверхностью жидкости, при которой насос работает без кавитации. Из предыдущего ясно, что для обеспечения надежной работы допустимая при эксплуатации высота всасывания должна иметь некоторый запас, который учитывается через коэффициент кавитационного запаса φ :

$$H_{ес}^{доп} = \frac{P_{атм} - P_n}{\rho g} - \varphi \Delta h_k - h_{мп}^{ес} \quad (4.4)$$

где $\Delta h_k = \Delta h^{kp1}_k$

Коэффициент φ устанавливается техническими условиями на изготовление насоса и выбирается в зависимости от типа насоса, условий его работы, рода жидкости и лежит в пределах 1-1,6. В среднем принимается $\varphi = 1,1 \dots 1,3$ /19/.

Проанализируем формулу (4.4). Допустимая высота всасывания зависит:

1. От величины атмосферного (барометрического давления). Чем больше высота расположения насоса над уровнем моря, тем меньше барометрическое давление, тем меньше $H_{ес}^{доп}$. Для насосов общепромышленного применения практический интерес представляет высота до 3-4 км, а для авиационных - примерно до 30 км. По Международной стандартной атмосфере барометрическое давление до 11 км вычисляется по формуле /24/

$$P_0 = 101234 \left(\frac{16850 - z}{16850 + z} \right)$$

Для высот от 11 до 30 км $P_{\bar{\sigma}} = 22550e^{\frac{z-11000}{6340}}$,

где z-высота над уровнем моря, м.

2. От температуры перекачиваемой жидкости. Чем больше температура, тем больше давление парообразования P_n , тем меньше $H^{\partial on}_{вс}$. Например, для воды эта величина, т.е. $\frac{P_n}{\rho g}$, составляет при температуре жидкости, С

20 ; 40 ; 80 ; 100 для $\frac{P_n}{\rho g}$, м ст. жидкости 0,24 ; 0,75 ; 4,82 ; 10,33.

3. От величины кавитационного запаса. Чем больше частота вращения, тем больше требуемые для предотвращения кавитации кавитационный запас Δh_k , тем меньше $H^{\partial on}_{вс}$. Чем больше подача при одной и той же частоте вращения, тем также больше требуемый Δh_k и меньше $H^{\partial on}_{вс}$.

4. От сопротивления всасывающей линии. Чем больше суммарные потери на всасывании $h_{тр}^{вс}$, тем меньше $H^{\partial on}_{вс}$. Для улучшения всасывающей способности эти потери стремятся уменьшить, для чего диаметр всасывающего трубопровода делают несколько больше, чем нагнетательного. В процессе эксплуатации потери могут увеличиваться, а $H^{\partial on}_{вс}$ соответственно уменьшатся. Практически $H^{\partial on}_{вс}$ не превышает 6-7 м, если не используются специальные устройства и методы для ее повышения.

6.4 Вакуумметрическая высота всасывания

Вакуумметрическая высота всасывания- это величина вакуума на входе в насос, выраженная в м. ст. жидкости:

$$H_{вас} = \frac{P_{атм} - P_{вх}}{\rho g}$$

Установим связь между вакуумметрической высотой всасывания и геометрической. Воспользуемся уравнением Бернулли для сечений по свободной поверхности и при входе в насос, принимая $P_0 = P_{атм}$ и $v_0 \approx 0$

$$\frac{P_{атм} - P_{вх}}{\rho g} = H_{вак} = H_{вс} + \frac{v_{вх}^2}{2g} + h_{вс\ mp}$$

Допустимой $H_{вс}^{доп}$ будет соответствовать $H_{вак}^{доп}$

$$H_{вак}^{доп} = H_{вс}^{доп} + \frac{v_{вх}^2}{2g} + h_{вс\ mp} \quad (4.5)$$

Придадим иной вид для $H_{вак}^{доп}$, воспользовавшись формулой (4.4):

$$H_{вак}^{доп} = \frac{P_{атм} - P_n}{\rho g} - \varphi \Delta h_k + \frac{v_{вх}^2}{2g} \quad (4.6)$$

Понятием вакуумметрической высоты всасывания удобно пользоваться поскольку величина вакуума на входе может быть легко измерена с помощью вакуумметра.

Величина $H_{вак}^{доп}$ иногда указывается в паспорте насоса и наносится в виде зависимости $H_{вак}^{доп} = f(Q)$ на энергетическую характеристику. По ней легко определяется $H_{вс}^{доп}$. Недостаток заключается в том, что $H_{вак}^{доп}$ обычно приводится для воды при 20°C. При переходе на другие жидкости и с другой температурой необходимо вводить поправки. Поправка на род жидкости зависит от соотношения плотности воды и жидкости, поправка на температуру - от величины давления парообразования при той и другой температуре.

6.5. Работа насосов с подпором на всасывании

Вернемся еще раз к выражению (4.4) для допустимой высоты всасывания. Из приведенного выше анализа ясно, что при высокой температуре перекачиваемой жидкости или высокой частоте вращения за счет роста P_n или Δh_k высота всасывания может стать отрицательной. Как уже отмечалось, отрицательная высота всасывания называется подпором.

Для кипящей жидкости давление парообразования становится равным атмосферному, и тогда выражение (4.4) принимает вид

$$H_{вс}^{доп} = -\varphi\Delta h_k - h_{мп}^{вс} \quad (4.7)$$

т.е. для перекачки кипящей жидкости требуется подпор на всасывании. Величина этого подпора определяется навигационными качествами РК первой ступени насоса и сопротивлением всасывающей магистрали. В закрытых резервуарах с кипящей жидкостью давление устанавливается равным давлению насыщенных паров. Для перекачки жидкости в этом случае также требуется подпор. С подпором работают питательные насосы, подающие воду в паровые котлы, конденсатные насосы, перекачивающие конденсат с температурой до 80-90°C. Подпор необходим для насосов, работающих на горячих нефтепродуктах.

Заметим, что критическое значение кавитационного запаса для горячей воды и других жидкостей меньше, чем для холодных жидкостей из-за различия их термодинамических свойств.

Для высокооборотных насосов даже при работе на холодных жидкостях подпор необходим из-за возрастания требуемого кавитационного запаса Δh_k . С подпором работают многие судовые насосы, а также авиационные, подающие топливо в авиадвигатель. Подпор нередко выражают в виде давления:

$$\Delta P_{вх} = \rho g (\varphi\Delta h_k + h_{мп}^{вс}) \quad (4.8)$$

6.6. Влияние кавитации на работу насоса

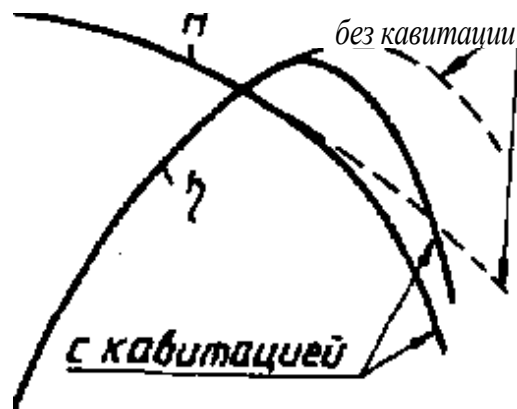
Возникновение кавитации в насосе может быть связано со следующими причинами:

- уменьшением абсолютного давления в закрытом заборном резервуаре по мере отбора жидкости из него;
- увеличением геометрической высоты всасывания из-за понижения уровня жидкости в заборном резервуаре;
- возрастанием давления парообразования из-за повышения

температуры перекачиваемой жидкости;

- возрастанием сопротивления всасывающей линии насоса;
- уменьшением барометрического давления в связи с подъемом на высоту (для авиационных насосов);
- значительным увеличением подачи насоса по сравнению с номинальной.

Различают три стадии кавитации. Начальная стадия внешне никак не проявляется, либо проявляется в виде небольшого шума и потрескиваний в проточной части без изменения параметров работы. В некоторых случаях



наблюдается даже повышение КПД на 1-2 %, что связано с уменьшением вихреобразования за счет возникающих кавитационных пузырьков. Рис. 4.2. Влияние кавитации на энергетическую характеристику. Частичная кавитация сопровождается увеличенным шумом и вибрацией, начинают падать параметры. Полная, или развитая, кавитация отличается резко увеличившимся глухим шумом и вибрацией, параметры падают практически до нуля. Падение параметров объясняется тем, что кавитационные каверны уменьшают сечение потока на входе, из-за чего уменьшается подача и увеличиваются потери. На рис. 4.2 показано изменение энергетической характеристики центробежного насоса под влиянием кавитации.

Перечисленные выше причины возникновения кавитации в нормальных условиях эксплуатации недопустимы. В практике чаще приходится встречаться с кавитацией в ее начальной стадии, когда она носит местный характер и по тем или иным причинам не может быть устранена. Навигационному разрушению обычно подвергаются входные кромки лопастей РК, рабочая и тыльная сторона лопастей на их входном

участке, возможны разрушения на выходном участке лопасти с тыльной стороны. Иногда следы кавитационной эрозии можно наблюдать на входных участках лопаток лопаточного отвода и на языке спирального отвода первых ступеней. Не исключено кавитационное разрушение и вследствие вибрации деталей насоса.

6.7. Кавитационные характеристики

Наиболее полное и достоверное представление о всасывающей способности насоса можно получить на основе испытаний на специальном стенде. Кавитационной (срывной) характеристикой называется графическая зависимость основных параметров от кавитационного запаса Δh_k при постоянной частоте вращения. На рис. 4.3 представлены такие характеристики для насоса с низким (а) и высоким $n_s(\delta)$. Когда Δh_k велик, кавитация не происходит и все параметры остаются постоянными.

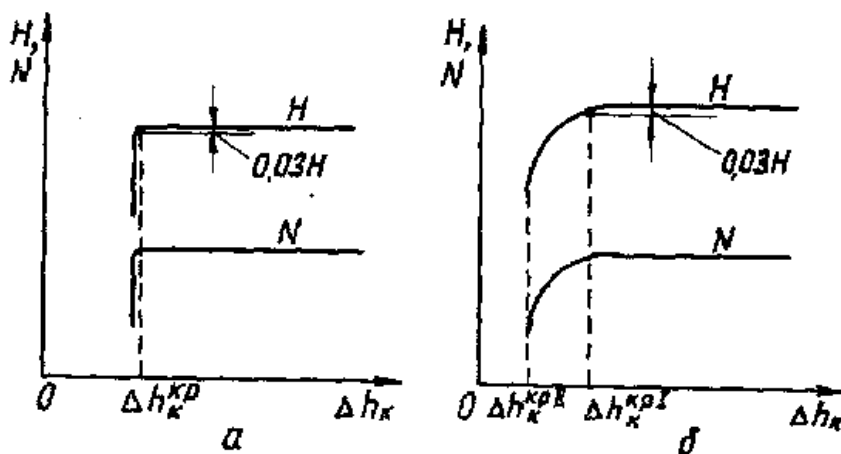


Рис.4.3 Кавитационные характеристики центробежных насосов

При снижении кавитационного запаса до некоторого критического значения возникает кавитация, вследствие чего начинают уменьшаться параметры.

Как уже упоминалось, первому критическому режиму соответствует снижение параметров на 3 %. В некоторых источниках в качестве

критического принят режим, при котором параметры уменьшаются на 1 % или на 2 %. Такое разночтение связано с трудностью точного определения начала падения параметров и разными условиями кавитационных испытаний, связанными, в частности, с воздухосодержанием рабочей жидкости. Второй критический режим соответствует $\Delta h^{кр2}_k$, при котором все параметры падают вплоть до нуля.

Кавитационные качества тем лучше, чем меньше $\Delta h^{кр}_k$ при котором насос может работать без кавитации. В технических условиях на насос оговаривается максимально допустимая величина кавитационного запаса, которую не имеет права превысить изготовитель. Обычно она указывается для номинального режима. На рабочую характеристику часто наносится в виде кривой зависимость требуемого кавитационного запаса от подачи.

Не следует путать требуемый кавитационный запас, обеспечивающий бескавитационную работу при максимальной высоте всасывания, с фактическим. Последний возрастает, если уменьшить высоту всасывания.

В насосах с низким n_s падение параметров происходит резко (см. рис. 4.3). Иногда даже не представляется возможным по этой причине выделить первый критический режим. При больших n_s наблюдается более плавное снижение параметров (см. рис. 4,3, б). Это объясняется тем, что в первом случае каналы РК относительно узкие и сечение потока при кавитации перекрывается кавитационными кавернами практически сразу. Во втором случае перекрытие происходит постепенно.

Кавитационные характеристики могут быть построены и в зависимости от величины вакуума на входе в насос (рис. 4.41). Началу снижения параметров соответствует $H_{вак}^{кр1}$ полному срыву $H_{вак}^{кр2}$.

В авиационной практике кавитационные характеристики строят в зависимости от давления на входе в насос. Чем оно меньше при бескавитационной работе, тем лучше, т.е. тем больше при прочих равных условиях высотность самолета.

Лекция 13

7. РАБОТА НАСОСА В ГИДРСИСТЕМЕ

Для выполнения насосом своей функции - перемещения жидкости - необходима гидросистема. Рассмотренная ранее насосная установка (см. рис. 1.2) вместе с насосом, заборным и приемным резервуарами, трубопроводами, запорными и регулирующими устройствами на них образуют гидросистему, называемую также системой насос - сеть.

7.1. Потребный напор и характеристика гидросистемы

Потребным напором называется энергия, необходимая для перемещения единицы веса или единицы массы жидкости из заборного резервуара по трубопроводам установки в приемный резервуар при данном расходе жидкости Q . Как условились ранее, будем пользоваться весовым напором.

Под гидросистемой подразумевается всасывающий и напорный трубопровод с примыкающими к ним заборным и приемным резервуарами. Характеристикой гидросистемы называется зависимость потребного напора от расхода жидкости, проходящей по системе. Обозначим этот потребный напор системы через H_c .

Из определения потребного напора ясно, что он необходим для подъема жидкости на высоту h , преодоления разности абсолютных давлений в приемном и заборном резервуарах $\Delta P = P_{o2} - P_{o1}$ и преодоления гидравлических потерь при движении жидкости в трубопроводах от заборного до приемного резервуара (рис. 6.1 или рис. 1.2). Речь идет о потерях только в трубопроводах, но ни в коем случае о потерях в самом насосе. Его в принципе может и не быть. Таким образом,

$$H_c = h + \frac{\Delta P}{\rho g} + \Sigma h_{mp} \quad (6.1)$$

Первые два члена этого уравнения представляют собой статическую часть

потребного напора системы

$$h_{cm} = h + \frac{\Delta P}{\rho g} \quad (6.2)$$

Она не зависит от расхода. В большинстве случаев в реальной технической практике движение в трубопроводах насосных гидросистем носит турбулентный характер, когда потери пропорциональны квадрату скорости, а значит, и расхода.

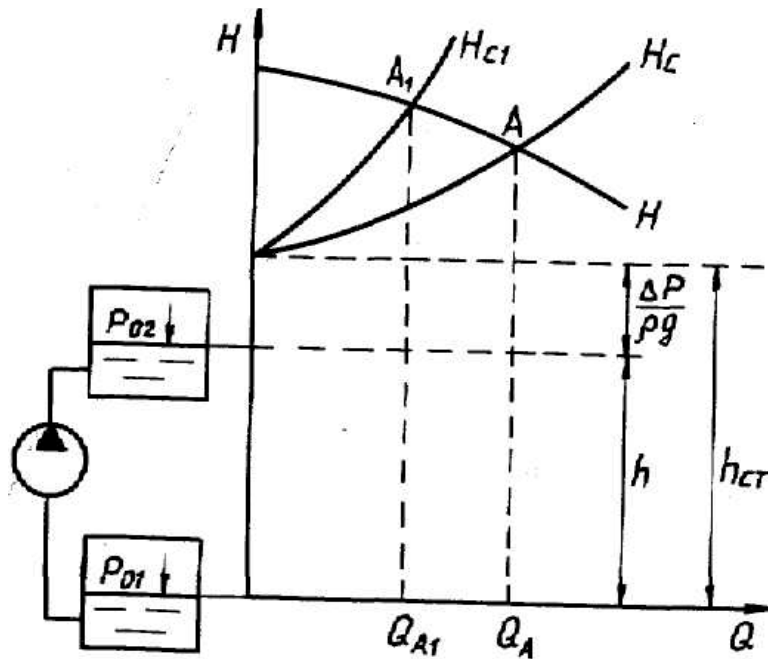


Рис. 6.1. Работа насоса в гидросистеме

Поэтому суммарные гидравлические потери в общем виде можно представить как

$$\Sigma h_{mp} = kQ^2$$

где K - коэффициент, называемый сопротивлением трубопроводов. В итоге характеристика гидросистемы представляет квадратичную параболу, вершина которой смещена по оси ординат на величину h_{ct} (см. рис. 6.1)

$$H_c = h_{cm} + kQ^2 \quad (6.3)$$

При отсутствии подъема жидкости, когда перемещение происходит по горизонтали и когда нет противодействия ΔP , характеристика системы представляется только вторым членом уравнения (6.3), т.е. $H_c = kQ^2$.

7.2. Работа насоса в гидросистеме

Насос является источником, который обеспечивает поступление жидкости в систему. Одновременно он сообщает энергию поступающей жидкости, а система принимает жидкость и расходует энергию. Рабочее состояние системы насос - сеть считается установившимся тогда, когда обеспечивается материальный и энергетический баланс, т.е. при равенстве подачи насоса Q расходу в системе Q_c и напора насоса H требуемому напору системы H_c . Графически установившееся рабочее состояние гидросистемы определяется точкой пересечения напорной кривой насоса с характеристикой гидросистемы, которая называется рабочей точкой (см. рис. 6.1). Рабочая точка A определяет режим работы насоса на данную систему при данном ее состоянии. Увеличение или уменьшение степени открытия запорных устройств изменяет сопротивление системы. В соответствии с уравнением (6.3) меняется коэффициент K и крутизна кривой H_c , а следовательно, и положение рабочей точки $A(H_c)$ и точка A_1 . Подача насоса при этом изменяется от Q_A до Q_{A1} .

Рассмотрим некоторые частные случаи. На рис. 6.2 представлена работа насоса с отрицательным геометрическим подъемом жидкости, когда перемещение происходит сверху вниз на высоту h .

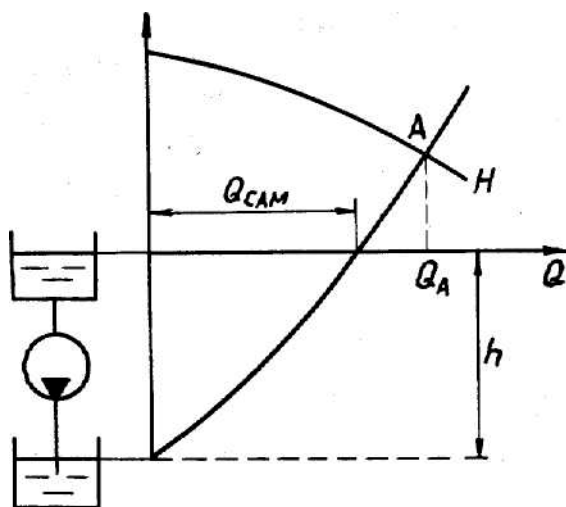


Рис.6.2. Работа насоса в гидросистеме при отрицательном геометрическом подъеме

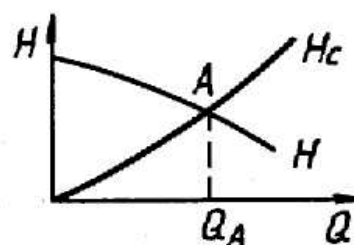


Рис.6.3. Работа насоса в гидросистеме при отсутствии подъема и противодействия

Характеристика гидросистемы H_c , как и в предыдущем случае, но только в отрицательную сторону. Пересечение кривой H_c с осью абсцисс определяет расход $Q_{сам}$, который обеспечивается самотеком, а пересечение с напорной кривой H (рабочая точка A) - режим работы насоса. Таким образом, включение насоса увеличивает расход в системе на величину $Q_A - Q_{сам}$.

При отсутствии подъема и противодействия, т.е. при перемещении жидкости насосом по горизонтали, характеристика системы H_c в соответствии с (6.4) исходит из начала координат. Рабочая точка A определяет режим работы насоса (рис. 6.3).

На рис. 6.4 представлен случай, когда величина требуемого геометрического подъема больше, чем величина максимального напора насоса, т.е. кривые H и H_c не пересекаются. Насос при этом будет работать при $Q = 0$ и обеспечит поддержание столба жидкости высотой H_0 . Жидкость в приемный резервуар поступать не будет. Потребляемая насосом мощность будет также соответствовать нулевой подаче и пойдет на нагрев жидкости.

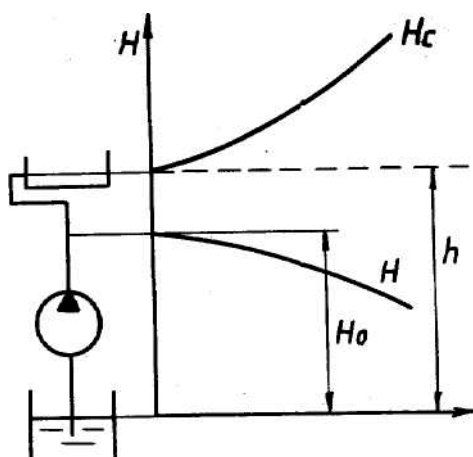


Рис. 6.4. Работа насоса при отсутствии пересечения напорной кривой с характеристикой сети

7.3. Устойчивость работы насоса в системе. Помпаж

Устойчивостью называют способность системы возвращаться в равновесное состояние после снятия возмущения.

Пусть насос работает в гидросистеме с аккумулярующей способностью, например, в системе с паровым котлом, давление в котором может меняться, либо с баком со свободной поверхностью. Сам насос при этом имеет напорную характеристику с западающей - левой ветвью. Такими характеристиками обладают некоторые насосы с низким коэффициентом быстроходности.

Рассмотрим вначале работу насоса на правой части характеристик с рабочей точкой A (рис. 6.5). Предположим, что за счет внешнего возмущения, например внезапного уменьшения высоты нагнетания, произошло увеличение подачи на величину $+\Delta Q$ и рабочая точка заняла положение A' .

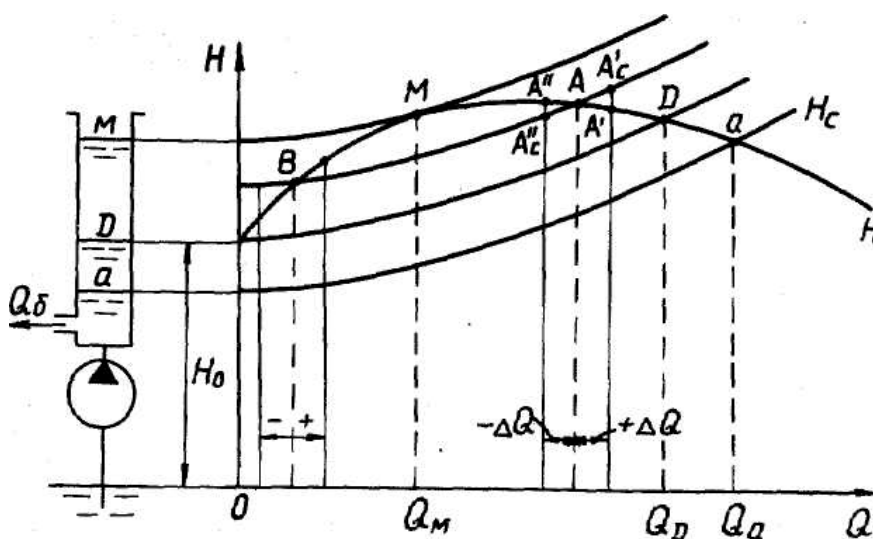


Рис. 6.5. Неустойчивая работа насоса

После устранения источника возмущения образуется положительная разность энергий: потребная энергия системы H^a_c будет больше напора насоса $H_{A'}$, т.е. $H^a_c - H_{A'} > 0$. Недостаток энергии приведет к замедлению скорости движения жидкости в системе, что вызовет уменьшение ее расхода Q . Равновесие восстановится снова в точке A .

При уменьшении подачи на величину ΔQ рабочая точка займет положение A'' . После устранения источника возмущения $H_c'' - H_{A''} < 0$. В этом случае избыток напора насоса будет затрачиваться на ускорение жидкости и увеличение расхода Q . В результате опять установится равновесие.

Иная картина наблюдается в точке В на левой части характеристика. Здесь положительному приращению $+\Delta Q$ соответствует отрицательная разность энергий $\Delta H < 0$ и наоборот. Поэтому после устранения источника возмущения равновесие не восстанавливается.

Таким образом, работа насоса в системе будет устойчивой, если $\frac{dH}{dQ} > 0$,
и неустойчивой, если $\frac{dH}{dQ} < 0$

Из чего следует, что на правой, ниспадающей части характеристики, обеспечивается устойчивая работа, на левой, западающей, - неустойчивая.

В чем заключается механизм неустойчивости, нагляднее всего разобрать на примере работы гидросистемы с баком, имеющим свободную поверхность (см. рис. 6.5). Пусть в начальный момент приемный бак заполнен до уровня а. Режим работы насоса при этом характеризуется рабочей точкой а. Если расход жидкости из бака Q_6 будет меньше подачи насоса Q_a , то уровень в баке начнет повышаться. В соответствии с ним сместится вверх характеристика системы H_c до своего крайнего положения, определяемого точкой касания М с характеристикой насоса. Подача насоса уменьшится с Q_a до Q_M . Если и в этом случае расход Q_6 из бака окажется меньше подачи Q_M , то произойдет дальнейшее повышение уровня в баке и смещение кривой H_c выше напорной кривой насоса. Подача жидкости в бак прекратится, и насос перейдет на режим холостого хода с $Q=0$ и $H = H_0$ аналогично тому, что представлено на рис. 6.4. Напор в баке при этом будет больше напора насоса H_0 и жидкость через работающий насос при отсутствии обратного клапана потечет в обратном направлении в заборный резервуар. Уровень в баке начнет понижаться.

Как только он понизится до высоты, соответствующей напору H_0 , характеристика гидросистемы

H_c также опустится вниз и будет пересекать напорную кривую насоса в точке D. Насос при этом дает подачу Q_D . Изменение подачи от $Q = 0$ до $Q = Q_D$ произойдет в течение короткого времени, скачкообразно. Далее уровень в баке снова начнет подниматься и явление повторится.

Срыв подачи насоса и переход его на режим холостого хода может произойти и при постоянной уровне в баке, если характеристика системы пересекает напорную кривую насоса в двух точках (точки A и B на рис. 6.5). Достаточно, чтобы понизилась напорная кривая насоса, например, из-за падения напряжения в электросети и снижения по этой причине частоты вращения. Последующее повышение частоты вращения до прежнего значения не приводит к увеличению подачи и восстановлению работы на прежнем режиме, так как напор, создаваемый насосом при $Q = 0$, остается меньше напора, необходимого для преодоления напора в баке.

Неустойчивая работа насоса, сопровождающаяся резкими колебаниями напора и подачи, называется помпажем. Помпаж приводит к гидравлическим ударам в системе, шуму, сотрясениям насосной установки, что недопустимо. Возникновение помпажа, амплитуда и частота колебаний напора при нем зависят от формы характеристики насоса и характеристики гидросистемы, а также от аккумулирующей способности системы. Явление помпажа наблюдается также при работе компрессоров и вентиляторов.

Наиболее радикальным средством предотвращения помпажа является использование насосов со стабильной формой напорной характеристики, т.е. без западающего левого участка, когда напор при $Q=0$ максимальный.

8. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Работа насосов относительно редко происходит при неизменных параметрах. Как правило, приходится прибегать к регулированию, т.е. изменению подачи, а в соответствии с ней и других показателей. Используется также параллельное и последовательное включение насосов. Рассмотрим подробнее вопросы, связанные с этими случаями работы, а также пересчет характеристик на другую частоту вращения и другой масштаб проточной части.

8.1. Регулирование дросселированием

Дросселирование - это изменение гидравлического сопротивления гидросистемы путем прикрытия запорного устройства - задвижки, вентиля, крана, установленных на напорном трубопроводе. В принципе дросселирование можно осуществить и на всасывавшем трубопроводе.

Однако этого не делают, так как уменьшается высота всасывания насоса и такое регулирование приводит к срыву работы. Как мы уже установили в разделе (6.2), прикрытие запорного устройства увеличивает коэффициент сопротивления трубопровода K и характеристика системы идет круче. Рабочая точка A , соответствующая полностью откры-

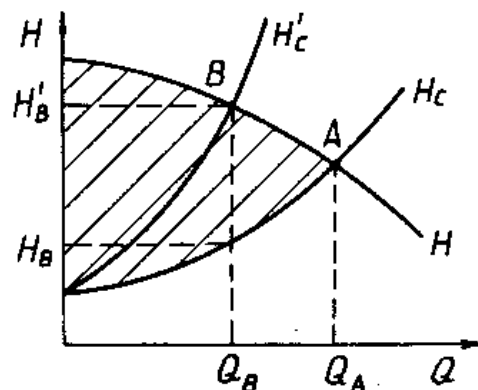


Рис.7.1 Регулирование лопастного насоса дросселированием

тому запорному устройству, перемещается влево до положения B . В результате подача уменьшается с Q_A до Q_B (рис. 7.1). При подаче Q_B насос развивает напор H'_B . Если бы задвижку не прикрывали, то для пропуска через систему с характеристикой H_c расхода Q_B достаточно было бы напора

H_B . Очевидно, что разность напоров $\Delta H_{др} = H'_B - H_B$ потеряна на сопротивление в задвижке при ее прикрытии.

При дальнейшем прикрытии задвижки рабочая точка смещается по кривой H вплоть до оси ординат и соответственно уменьшается до нуля подача. Потери на дросселирование в задвижке также увеличиваются. При любом положении рабочей точки они будут определяться разностью ординат кривой H и характеристики системы H_c . Заштрихованная часть на рис. 7.1 - поле потерь при дросселировании.

При регулировании дросселированием полезно используется в гидросистеме только напор H_c . Поэтому КПД насосной установки оценивается по КПД самого насоса и отношению напора H_c к напору насоса H :

$$\eta_{н.у.} = \eta \frac{H_c}{H} \quad (7.1)$$

Когда запорное устройство полностью открыто (т. А), КПД установки равно КПД насоса.

Регулирование дросселированием - способ неэкономичный. Однако из-за исключительной простоты он получил широкое распространение.

8.2. Подогрев жидкости при дросселировании

При регулировании подачи насоса путем дросселирования потерянная энергия превращается в тепло. В результате происходит нагрев перекачиваемой жидкости. Для насосов общепромышленного применения это не имеет практического значения. В авиационных системах единственным хладагентом на борту является топливо и с его нагревом при работе центробежных насосов на недогрузочных режимах приходится считаться. В зависимости от режима полета подача топлива в камеру

сгорания изменяется в широких пределах, в особенности это относится к военной авиации. Так, подача форсажного насоса на отдельных режимах составляет всего 2-3% от номинальной. КПД при этом снижается до минимальных значений, составляющих единицы процентов. В результате большая часть мощности, потребляемой насосом, идет на нагрев топлива, и температура его может превысить допустимые нормы. Это приводит к смоловыделению и изменению фракционного состава, что вредно отражается на работе гидроавтоматики и другого оборудования, использующего топливо с высоким давлением.

Величина подогрева топлива определяется по зависимости

$$\Delta t^{\circ} = \frac{1000N(1-\eta)}{\rho Q C_T} \quad (7.2)$$

где N - потребляемая насосом мощность, кВт;

ρ - плотность, кг/м³;

Q , - подача, м³/с;

C_T -удельная теплоемкость, Дж/(кг*град).

Для керосина Т-1, ТС-1 $C_T = 2200-2400$ Дж/(кг.град).

Если для номинального режима подогрев составляет 6-10°, то при подачах в 2-3% от номинальной Δt повышается до 150-200°С. Для снижения Δt уменьшают частоту вращения. Подогрев пропорционален квадрату оборотов. Это нетрудно установить из формулы (7.1), подставляя вместо N ее выражение через параметры насоса и учитывая, что напор зависит от квадрата частоты вращения согласно формуле (2.13). Для уменьшения Δt применяют регулируемую гидромuftу либо другие способы используют также специальные конструкции насосов, например насос с паровым ядром. Снижение подогрева можно также обеспечить путям проектирования топливного насоса в определенном диапазоне n_s . Как видно из табл., величина потребляемой мощности при малых подачах у насосов разной быстроходности различна, что влияет на величину подогрева.

8.3. Регулирование изменением частоты вращения

При изменении частоты вращения параметры насоса изменяются согласно формулам подобия (2.12), (2.13) и (2.14). Напорная кривая перемещается параллельно самой себе. При неизменной характеристике гидросистемы H_c увеличение частоты вращения приводит к смещению рабочей точки вправо, подача увеличивается с Q_A до Q_{A1} , при уменьшении частоты точка смещается влево,

подача уменьшается до Q_{A2} (рис. 7.2).

На всех режимах напор насоса соответствует сопротивлению системы, поэтому непроизводительных потерь нет и такой способ регулирования отличается высокой экономичностью, большей, чем в предыдущем случае.

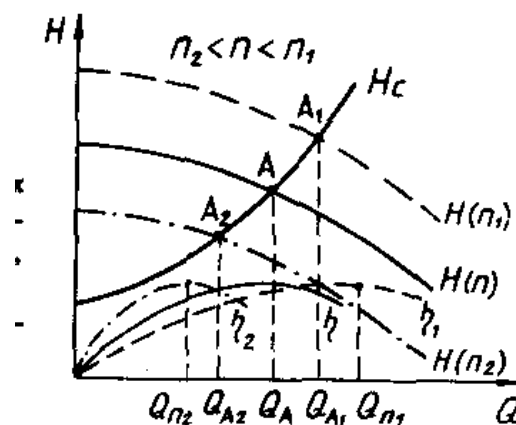


Рис.7.1 Регулирование насоса уменьшением частоты вращения

Некоторые незначительные потери возникают только из-за отклонения режима работы от оптимального. Поясним этот момент. Пусть подача Q_A соответствует максимуму КПД. При увеличении частоты до n_1 или уменьшении до n_2 максимум КПД переместится согласно формуле (2.12) на

$$\text{подачи } Q_{n1} = Q_A \frac{n_1}{n} \text{ и } Q_{n2} = Q_A \frac{n_2}{n}$$

Действительные режимы работы при этих частотах смещаются по кривой H_c и уже не будут соответствовать максимуму КПД, так как $Q_{A1} \neq Q_{n1}$ и $Q_{A2} \neq Q_{n2}$.

Регулирование изменением частоты вращения чаще всего производится в сторону ее уменьшения. В противном случае надо иметь большой запас мощности приводного двигателя по сравнению с номинальной. Необходимо иметь также в виду, что с уменьшением частоты вращения уменьшается КПД

привода, т.е. экономичность при регулировании следует оценивать по агрегату в целом. Несмотря на некоторые потери, регулирование изменением частоты вращения более выгодно, чем дросселированием.

Рассматриваемый способ регулирования применяется реже, чем регулирование дросселированием. Чаще всего приводом насосов служат асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором, обороты которых являются вполне определенными и зависят от числа пар полюсов.

Наилучшим образом приспособлены к изменению частоты вращения паротурбинный и газотурбинный привод, двигатели внутреннего сгорания, электродвигатели постоянного тока, гидромолы.

8.4 Параллельная работа насосов

Параллельная работа насосов применяется для увеличения подачи и относительно часто встречается в технической практике. Обычно каждый из насосов имеет свою всасывающую линию, напорный трубопровод общий. Рассмотрим случай, когда насосы одинаковые, имеют стабильную напорную характеристику и установлены близко друг от друга. Примем, что всасывающие линии также одинаковы, а расстояния от напорных патрубков насосов до узловой точки O равны (рис. 7.6). Тогда при достаточно длинном напорном трубопроводе гидравлическим сопротивлением до точки O можно пренебречь.

Давление в узловой точке является общим для всех насосов или, иначе говоря, развиваемый ими напор одинаков. Поддачи же насосов складываются, так как все они работают на один напорный трубопровод. Пусть $H_{1,2}$ напорная кривая каждого из двух насосов. При изолированной работе

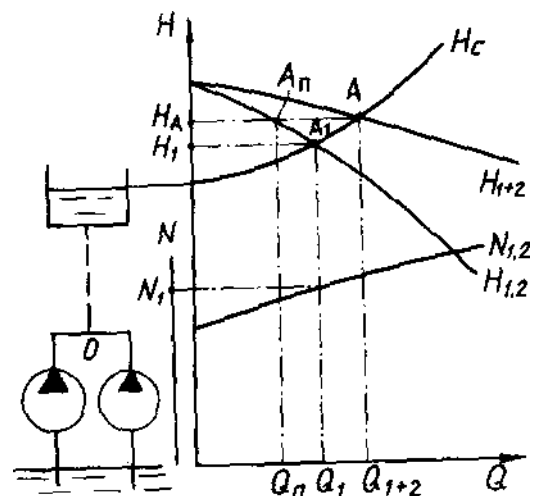


Рис.7.6. Параллельная работа насосов

на гидросистему с характеристикой H_C режим работы одного насоса определяется рабочей точкой A_1 , с подачей Q_1 , напором H_1 , и потребляемой мощностью N_1 . Для определения рабочей точки при параллельной работе необходимо построить суммарную напорную кривую двух насосов. Для этого, учитывая сказанное выше, следует провести ряд прямых, параллельных оси абсцисс и пересекающих кривую $H_{1,2}$. Поддачи, соответствующие точкам пересечения прямых с кривой $H_{1,2}$, нужно сложить. В нашем случае, поскольку насосы одинаковые, поддачи следует удвоить. По полученным точкам нужно построить суммарную напорную кривую H_{1+2} . Пересечение этой кривой с H_C дает рабочую точку А, которая определяет суммарную подачу Q_{1+2} и напор каждого насоса H_A . Точка пересечения линии $H_A - A$ с кривой $H_{1,2}$ определяет подачу Q_{II} , развиваемую каждым насосом при параллельной работе. Она равна в данном случае половине Q_{1+2} . Суммарная подача при параллельной работе насосов всегда меньше суммы подач при их изолированной работе на ту же сеть, т.е. $Q_{1+2} < Q_1 + Q_2$. Объясняется это тем, что каждый из насосов при параллельной работе развивает напор H_A , равный напору в узловой точке О, и напор $H_A > H_1$. Сравните положение точек A_{II} и A_1 и соответствующие им поддачи. Чем больше насосов включается в параллель, тем меньше прирост подачи с присоединением каждого последующего. По этой причине ограничивают число параллельно работающих насосов (максимум 12, чаще 4-6-8). Графический анализ работы трех и более насосов принципиально ничем не отличается от анализа работы двух насосов.

Прирост подачи при включении в параллель насосов зависит от крутизны напорных кривых и крутизны характеристики системы. Чем они положе, тем больше прирост подачи.

В параллельную работу можно устанавливать как одинаковые насосы,

так и насосы с разными энергетическими характеристиками, в том числе и поршневые насосы с центробежными. При этом могут быть различные варианты взаимного расположения напорных кривых и характеристики гидросистемы. Но подход к анализу совместной работы остается прежним. Имеется обширная литература, в том числе учебная, где эти вопросы подробно рассмотрены (см. например, работы /33,34/).

Определим средний суммарный КПД установки для общего случая, т.е. для группы насосов, например трех, с разными характеристиками. При оговоренных выше условиях, да и в реальной технической практике напоры параллельно работающих насосов одинаковы, т.е. $H_{1п} = H_{2п} = H_{3п} = H_A = H$ (рис 7.6). Поддачи же, как мы установили, складываются. Поэтому

$$\eta_{cp} = \frac{\Sigma N_{н.н.}}{\Sigma N} = \frac{\rho g (Q_{1п} + Q_{2п} + Q_{3п}) H}{\rho g \left(\frac{Q_{1п} H}{\eta_1} + \frac{Q_{2п} H}{\eta_2} + \frac{Q_{3п} H}{\eta_3} \right)} = \frac{Q_{1п} + Q_{2п} + Q_{3п}}{\frac{Q_{1п}}{\eta_1} + \frac{Q_{2п}}{\eta_2} + \frac{Q_{3п}}{\eta_3}} \quad (7.15)$$

где $\Sigma N_{н.н.}$ - суммарная полезная мощность при параллельной работе

8.5. Последовательная работа насосов

Последовательная работа насосов применяется для увеличения напора в тех случаях, когда один насос не может создать требуемого напора или когда из-за условий всасывания более выгодным оказывается использование двух насосов вместо одного (например, в условиях ТЭЦ применение конденсатного или бустерного насоса в качестве предвключенного для питательного насоса).

На рис. 7.7 приведен графический анализ последовательной работы двух насосов с напорной кривой H_1 и H_2 при характеристике гидросистемы H_c . Поскольку оба насоса работают при одной и той же подаче, для получения суммарной напорной кривой необходимо сложить напоры насосов при (фиксированных значениях подачи, получим кривую H_{1+2} . Пересечение этой кривой с характеристикой гидросистемы дает рабочую точку А, которая и

определяет режим работы обоих насосов. При одиночной работе первый насос обеспечивает подачу Q_1 , второй Q_2 . Подача Q_A при последовательной работе больше, чем подача каждого насоса в отдельности. Прирост Q зависит от крутизны характеристики гидросистемы H_c чем она круче, тем меньше прирост.

Так как подачи при последовательной работе насосов одинаковы, то средний КПД установки, например, из трех насосов с различными характеристиками имеет вид

$$\eta_{cp} = \frac{H_{1п} + H_{2п} + H_{3п}}{\frac{H_{1п}}{\eta_1} + \frac{H_{2п}}{\eta_2} + \frac{H_{3п}}{\eta_3}} \quad (7.16)$$

Напоры с индексом n - это напоры при включении насосов в последовательную работу, т.е. ординаты точек пересечения линии $A - Q_A$ с напорными кривыми H_1 и H_2 на рис. 7.7 (для двух насосов).

Насосы могут быть расположены как непосредственно друг за другом, так и на расстоянии. В первом случае корпус второго насоса находится под собственным давлением и давлением первого насоса. Под повышенным давлением будет находиться и прилегающий ко второму насосу участок напорного трубопровода. Они должны быть проверены по условиям прочности. По технической документации на насос должно быть проверено также, выдерживают ли уплотнения вала второго насоса повышенное давление. Если насосы расположены на расстоянии друг от друга, эти вопросы снимаются. Максимальное расстояние между насосами определяется в зависимости от напора первого насоса и всасывающей способности второго.

ЛЕКЦИЯ 15

9. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН

9.1. Пересчет энергетических характеристик лопастных насосов на другую частоту вращения

Формулы подобия $\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$, $\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$, $\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$ позволяют

пересчитывать рабочие характеристики с одной частоты вращения на другую. Практически такая необходимость возникает, если имеется характеристика насоса при частоте n_1 , а у приводного двигателя другая частота вращения.

Задавшись на кривой $H(n_1)$ при частоте вращения n_1 точкой 1 (рис.7.3) и подставив значение ее координат Q_1 и H_1 в формулы (2.12) и (2.13), из них получим координаты Q_2 и H_2 точки 2 на кривой $H(n_2)$, соответствующей частоте n_2 , т.е.

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}; \quad H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (7.3)$$

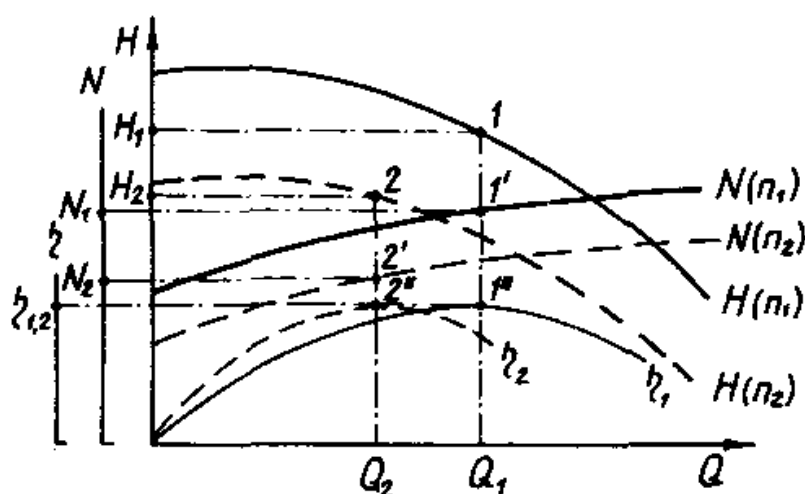


Рис.7.3 Пересчет энергетических характеристик на другую частоту вращения

Точно таким же образом пересчитываются координаты для любых

других точек на кривой $H(n_1)$ на новую частоту вращения. Нанося пересчитанные значения Q и H на график, точки соединяют плавной кривой и получают зависимость $H(n_2)$.

Ранее говорилось о том, что формулы подобия исходят из равенства КПД, поэтому значения КПД для одной и другой частоты остаются практически одинаковыми, т.е. $\eta_1 \approx \eta_2$. Небольшое расхождение обнаруживается лишь в том случае, если n_1 и n_2 отличаются в два-три и более раза.

Кривая мощности $N(n_1)$ пересчитывается на другую частоту вращения по выражению (2.14):

$$N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3,$$

другой способ пересчета - по значениям Q_2, H_2, η_2 для новой частоты n_2 по формуле для потребляемой мощности:

$$N_2 = \frac{\rho g Q_2 H_2}{\eta_2}.$$

1.2. Кривые подобных режимов

На рис. 7.4 представлен ряд напорных кривых при разных частотах вращения. Возьмем на кривой $H(n_1)$ какую-либо точку, например 1, и зададимся целью найти на других кривых точки, режимы в которых подобны режиму работы в точке 1.

Это можно сделать по аналогии с предыдущим пунктом по зависимостям (4.3). В результате пересчета на другую частоту вращения параметров точки 1 получим ряд новых точек: 2, 3, 4, соединив которые плавной кривой,

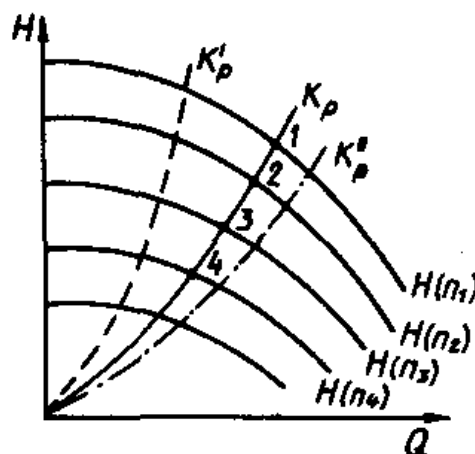


Рис.7.4 Кривые подобных режимов

будем иметь кривую подобных режимов k_p . Эта кривая представляет собой квадратичную параболу с вершиной в начале координат. Убедимся в этом.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

Заменив отношение частот вращения в скобках отношением подач (2.12), имеем

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2$$

Такие же соотношения получим для точки 1 и точек 3, 4, из которых следует, что

$$\frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_3}{Q_2^2} = \frac{H_3}{Q_3^2} = \dots = \frac{H}{Q^2} = \text{const}$$

Таким образом, кривая, на которой лежат точки 1,2,3,4, являются квадратичной параболой

$$H = \text{const} Q^2 \quad (7.4)$$

Параболы подобных режимов могут быть получены для любых точек, лежащих на напорной кривой $H(n_1)$. Они будут отличаться только значениями постоянной const (кривые k'_p , k''_p).

Для подобных режимов гидравлический и объемный КПД с достаточной степенью точности можно считать одинаковыми, если режим течения в проточной части при всех частотах вращения остается в области автомодельности, а влиянием изменения течения и числа Re в переднем щелевом уплотнении РК пренебречь. Механический КПД не остается постоянным, поскольку потери на дисковое трение и потери в уплотнениях вала и подшипниках изменяются по-разному. Дисковые потери растут пропорционально n^3 , а потери в уплотнениях вала и подшипниках увеличиваются значительно медленнее. В результате при росте частоты вращения доля потерь на трение в уплотнениях вала и подшипниках в балансе энергии падает, что приводит к увеличению механического, а значит, и общего КПД.

1.3 Пересчет энергетических характеристик с модели на натуру

Пересчет с модели на натуру производят аналогично пересчету характеристик с одной частоты на другую. Примем для простоты рассмотрения $\eta_H = \eta_M$. Тогда, считая $n_H = n_M$, из (2.6), (2.7) и (2.8) имеем соотношения:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \lambda_M^3 \quad (7.5)$$

$$\frac{H_H}{H_M} = \lambda_M^2 \quad (7.6)$$

$$\frac{N_H}{N_M} = \lambda_M^5 \quad (7.7)$$

Напомним, что λ_M - коэффициент моделирования, или масштабный множитель, считаем его известным. Энергетическая характеристика модельной проточной части также известна и получена в результате испытаний.

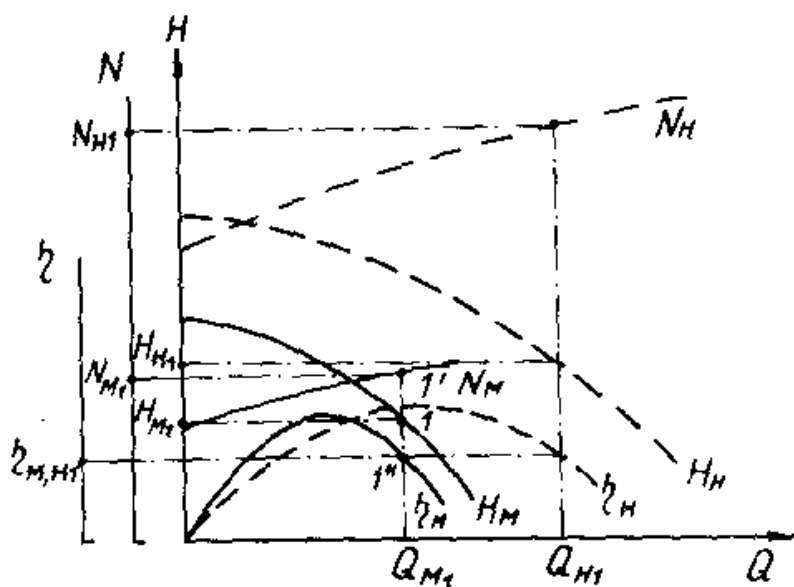


Рис.7.3 Пересчет энергетических характеристик с модели на натуру

Задаемся на кривой H_M (рис.7.5) точкой 1 подставив значение ее координат Q_{M1} , H_{M1} в формулы (7.5) и (7.6), вычислим соответствующие координаты натуре:

$$Q_{H1} = Q_{M1} \lambda_M^3 ; \quad H_{H1} = H_{M1} \lambda_M^2 \quad (7.8)$$

Подобные вычисления производим для других точек кривой H_M , в том числе при $Q_M = 0$. По полученным точкам строим напорную кривую для натуры H_H . Из условия что значения КПД одинаковы, т.е. $\eta_{H1} = \eta_{M1}$, то же и для других точек. Кривую мощности можно пересчитать по соотношению (7.7):

$$N_{H1} = N_{M1} \lambda_M^5 ,$$

либо по значениям Q_H, H_H, η_H по формуле для потребляемой мощности, пользуясь кривой H_H и кривой η_H :

$$N_H = \frac{\rho g Q_H H_H}{\eta}.$$

В действительности, как мы знаем из предыдущего, $\eta_H \neq \eta_M$. При переходе от модели к натуре η_H увеличивается из-за увеличения η_Γ за счет масштабного эффекта, некоторого повышения $\eta_{об}$ и $\eta_{мех}$. Поэтому при более точном пересчете следует пользоваться зависимостями:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \lambda_M^3 \frac{\eta_{об.н}}{\eta_{об.м}} \quad (7.9)$$

$$\frac{H_H}{H_M} = \lambda_M^2 \frac{\eta_{\Gamma.н}}{\eta_{\Gamma.м}} \quad (7.10)$$

$$\frac{N_H}{N_M} = \lambda_M^5 \frac{\eta_{мех.н}}{\eta_{мех.м}} \quad (7.11)$$

Расхождение с пересчетом, по сравнению с первым случаем, тем ощутимее, чем больше коэффициент моделирования λ_M . Для уточненного пересчета характеристики необходимо знать зависимости $\eta_\Gamma = f(Q)$, $\eta_{об} = f(Q)$, $\eta_{мех} = f(Q)$ для натуры и модели. Они, однако, не могут быть получены расчетом и требуют проведения специальных балансовых испытаний.

Приближенно можно учесть влияние изменения η_Γ , вычислив его для натуры и модели по формуле (2.19), справедливой только для оптимального режима. Допустимо также с определенной долей приближения использовать для других режимов отношение $\eta_{\Gamma.н} / \eta_{\Gamma.м}$, вычисленное для оптимального режима.

Учет изменения $\eta_{об}$ необходим, когда при переходе от модели к натуре зазор в уплотнении РК увеличивается не в λ_M раз, а значительно меньше. Для ступеней без проходного вала (консольные насосы) на оптимальном режиме

объемный КПД приближенно можно вычислить по формуле:

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 470 \bar{\delta}^{7/6} n_s^{-2/3}} \quad (7.12)$$

где $\bar{\delta}$ - относительный зазор

Для модельного и натурального насоса

$$\bar{\delta}_M = \frac{\delta_M}{R_{yM}}; \quad \bar{\delta}_H = \frac{\delta_H}{R_{yH}},$$

где δ_M, δ_H - абсолютные зазоры для модели и натуре;

R_{yM}, R_{yH} - радиусы уплотнений РК модели и натуре.

Для ступеней с проходным валом:

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 730 \bar{\delta}^{7/6} n_s^{-2/3}} \quad (7.13)$$

Формулы (7.12), (7.13) получены на основе формулы А.А.Ломакина и результатов обработки статических и экспериментальных данных.

Определив соотношение $\eta_{об.H} / \eta_{об.M}$ для оптимального режима, его можно использовать для расчетов и других режимов.

Изменение механического КПД обусловлено только изменением потерь в уплотнениях вала и подшипниках. Оно незначительно и им можно в первом приближении пренебречь. Дисковые же потери, являющиеся главной составной частью механических потерь, с определенной точностью моделируются, т.е. изменяются пропорционально λ_M^5 . Общий КПД при уточненном пересчете характеристики для каждой из точек с учетом сказанного выше вычисляется по выражению::

$$\eta_H = \eta_M \frac{\eta_{Г.H}}{\eta_{Г.M}} \cdot \frac{\eta_{об.H}}{\eta_{об.M}} \cdot \frac{\eta_{мех.H}}{\eta_{мех.M}} \quad (7.14)$$

На практике пересчет с модели на натуре часто осуществляется с одновременным переходом на другой масштаб проточной части и на другую частоту вращения. В таком случае дополнительно используются зависимости (2.9), (2.10), (2.11). Нередко приходится решать задачу по определению коэффициента моделирования по известным гидравлическим параметрам модели и заданным параметрам натуре.

ЛЕКЦИЯ 16.

10. ОЦЕНКА СТОИМОСТИ НАСОСА НА ПРОТЯЖЕНИИ ВСЕГО СРОКА ЭКСПЛУАТАЦИИ

Процесс выбора насоса должен включать в себя оценку стоимости всего срока службы насоса, включая все расходы на приобретение, эксплуатацию и обслуживание насосной станции за весь предполагаемый период. Важность оценки стоимости срока службы и сравнительных расчётов растёт с увеличением мощности насосной станции. Например, затраты на электроэнергию для канализационного насоса среднего размера (30 кВт) за три года эксплуатации равны фактическим закупочным затратам.

10.1 Общие положения

Стоимость срока службы насоса необходима для оценки проектного финансирования и технико-экономического обоснования. Например, в процессе реконструкции насосной станции, на которой старые насосы заменяются новыми, критерием оценки общих затрат является стоимость эксплуатации на протяжении всего жизненного цикла. Правильные долгосрочные расчеты должны быть приняты во внимание с учетом возможных изменений затрат на электроэнергию, инфляции и процентной ставки в дополнение к стоимости эксплуатации насоса в течение жизненного цикла. Эти расчеты требуют навыков в области экономики и управления проектами наряду с прочными знаниями насосной техники.

Расчеты стоимости срока службы обычно используются для сравнения насосов во время приобретения. Выбор может осуществляться как между различными производителями, так и между различными моделями одного производителя.

Трудно предвидеть возможные изменения стоимости энергии и сервисные затраты, поэтому разумнее будет сравнить расходы, включающие

стоимость срока службы согласно сегодняшнему уровню цен, без финансового анализа. Следовательно, анализ может основываться на двух различных подходах:

- Стоимость срока службы насоса вычисляется для различных вариантов согласно сегодняшнему уровню цен, затем идёт сравнение.
- Сравнение, основанное на самых экономичных вариантах, где рассчитываются периоды окупаемости при наименьших затратах на эксплуатацию и обслуживание.

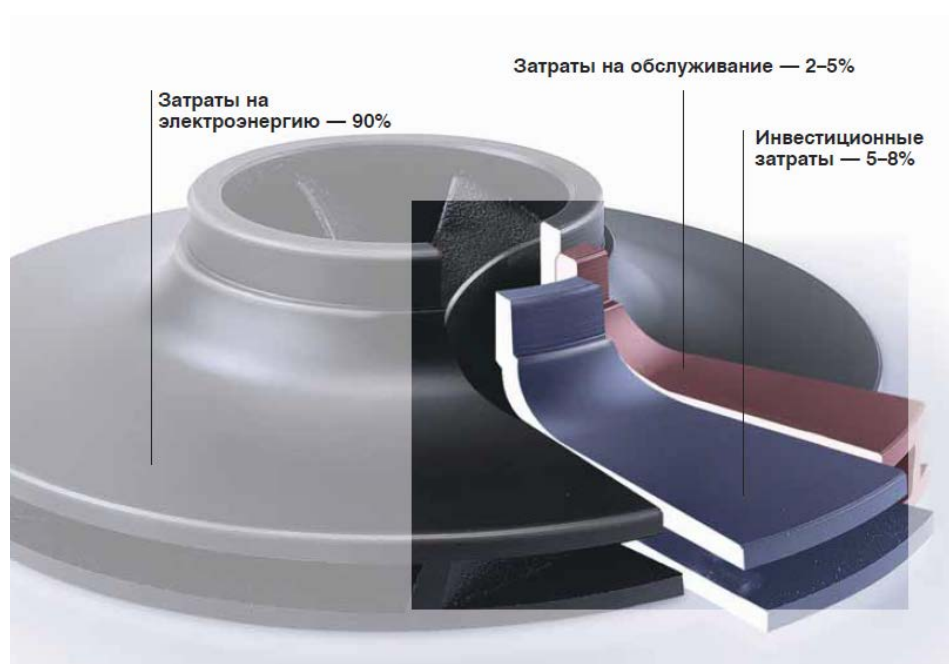


Рис.5.1 Диаграмма стоимости жизненного цикла насоса

Необходимо отметить, что эти методы имеют довольно большие погрешности на энергетические и эксплуатационные расходы, так как они основаны на предположениях, таких как будущий откаченный объём и оценка интенсивности изнашивания.

Окончательное решение также может базироваться на принципиальных или коммерческих показателях. Экологический аспект может отодвинуть на второй план энергопотребление и стоимость. Если насосы являются частью целого проекта и закупаются подрядчиком, то цена закупки может быть решающей.

10.2 Расчетный период.

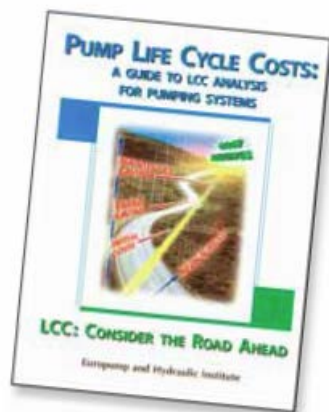
Ресурс современных канализационных насосов около 25 лет. Необходимость обновления насосной станции может возникнуть гораздо раньше. Например, изменения в окружающей обстановке привели к увеличению объемов перекачиваемой среды или перепланировка района требует закрытия или переноса насосной станции. Недоступность запасных частей может также вызвать преждевременный износ насоса. Подходящий период для экономических вычислений это 8 - 10 лет с момента начала эксплуатации.

10.3 Уравнения стоимости жизненного цикла

В этом разделе мы обратим внимание на элементы, определяющие стоимость жизненного цикла насосов (LCC). Расскажем, какие факторы необходимо учитывать при расчете стоимости жизненного цикла, и опишем методику расчета. В заключение продемонстрируем на примере слагаемые стоимости жизненного цикла.

Стоимость жизненного цикла насоса — это выражение, определяющее общую стоимость насоса на протяжении его срока службы: сколько стоит покупка, установка, работа, обслуживание, утилизация и т.д.

Институт Гидравлики «Eurompr» и Министерство Энергетики США разработали справочное руководство под названием «Пособие по анализу



стоимости жизненного цикла насосных систем» (LCC), см. рис. 5.1.1. Этот справочник выпущен с целью помочь компаниям минимизировать затраты и увеличить эффективность энергопотребления различных систем, включая и насосные. Расчет жизненного цикла – это руководство по принятию решений при разработке новых установок или модернизации уже существующих.

Рис. 5.1.1. Пособие по анализу стоимости жизненного цикла насосных систем

Стоимость жизненного цикла (LCC) рассчитывается по следующей формуле:

$$LCC = C_{и} + C_{м} + C_{эл} + C_{т} + C_{эко} + C_{то} + C_{пр} + C_{утил}$$

10.3.1 Инвестиционные затраты (затраты на покупку) ($C_{и}$)

Закупочные цены на насосы можно получить у производителя по запросу или путем переговоров. Окончательная стоимость может так же включать другие коммерческие или закупочные затраты, такие как перевозка. Также необходимо учесть, что различная комплектация насосов влияет на первоначальную стоимость. Например, для большого двигателя необходим частотный преобразователь или предохранитель сети, приводящие к увеличению капиталовложений.

На рисунке 97 приведена пропорциональная зависимость стоимости насоса от его размера при частоте вращения 1500 об./мин.

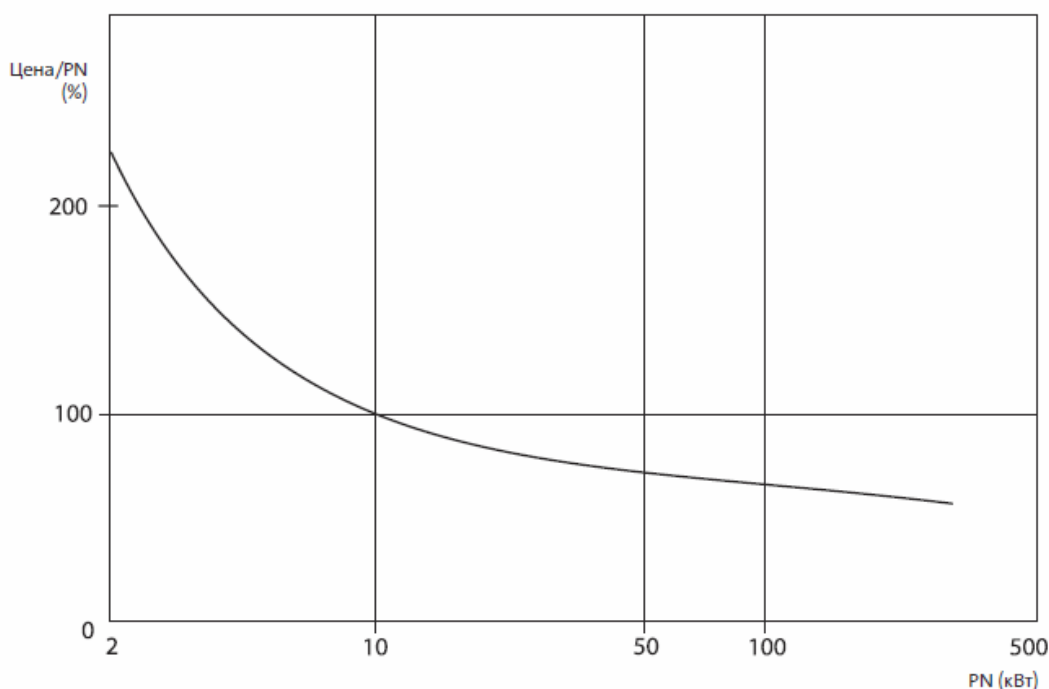


Рис. 97 Влияние размера насоса на его стоимость (цена/PN) при номинальной частоте вращения 1500 об./мин. относительно насоса мощностью 10 кВт.

Насос с меньшей номинальной частотой вращения, обычно бывает дороже насоса такого же уровня, но с более высокой частотой, из-за

большого размера. Рисунок показывает, что для небольших насосов, менее 10 Вт, закупочная цена будет решающей для определения стоимости срока службы.

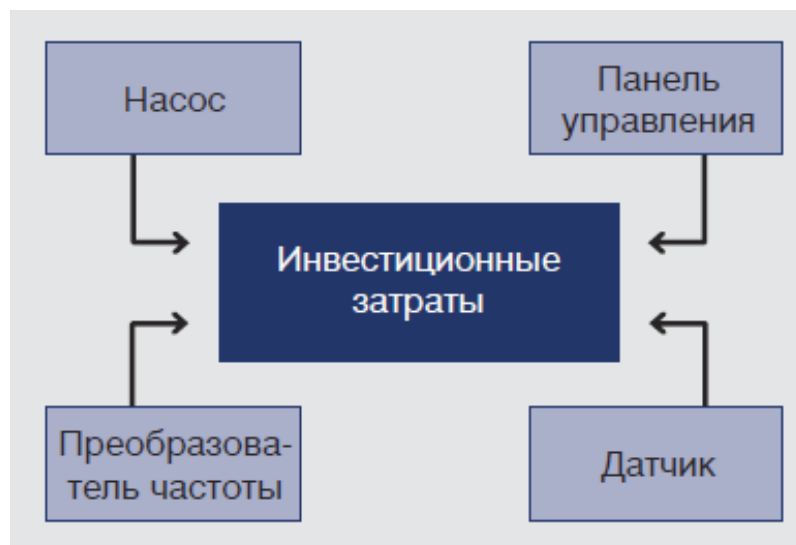


Рис. 5.1.3. Оборудование, стоимость которого входит в инвестиционные затраты

Часто более дорогое оборудование имеет более длительный срок службы и является более экономичным. Пример комплектации такого оборудования для насоса с частотно-регулируемым приводом представлен на рис. 5.1.3.

10.3.2 Затраты на монтаж и пусконаладочные работы ($C_{\text{мон}}$)

Стоимость монтажа и ввода в эксплуатацию включает в себя стоимость следующих работ:

- Монтаж насосов;
- Устройство фундамента;
- Соединение электропроводки и подключение электроаппаратуры;
- Установка датчиков и частотных преобразователей;
- Подключение к системе управления зданием;
- Настройка оборудования;



Рис. 5.1.4. Инвестиционные затраты на систему: а) с нерегулируемым насосом (система 1); б) с регулируемым насосом (система 2)

Как и в случае с инвестиционными затратами, очень важно учесть все альтернативные варианты. В некоторых случаях регулируемые насосы оснащены встроенными устройствами управления и регулирования, поэтому при высоких инвестиционных затратах, затраты на монтаж и наладку будут невелики.

10.3.3. Затраты на электроэнергию (Сэл)

В абсолютном большинстве случаев энергопотребление является основной составляющей стоимости жизненного цикла насосной системы, если насос работает более чем 2000 часов в год. Фактически около 20% от мирового потребления электроэнергии используется в насосных системах, см. рис. 5.1.5.

Далее мы представляем некоторые факторы, влияющие на энергопотребление насосных систем:

- Диаграмма нагрузки;
- КПД насоса (расчет рабочей точки), см. рис. 5.1.6;

- КПД электродвигателя (КПД электродвигателя при частичной нагрузке может значительно отличаться для стандартных электродвигателей и двигателей 1-го класса энергоэффективности);
- Мощность насоса (иногда излишний запас и округления приводят к ошибочному выбору переразмеренного насоса);
- Другие компоненты системы, такие как трубопровод и клапаны;
- Использование регулируемых насосов. При использовании регулируемых насосов экономия энергии может составить до 50%.



Рис. 5.1.5. Мировое потребление электроэнергии

Энергетические затраты вычисляются, исходя из коэффициента полезной деятельности (η_{gr}) насоса, так как он согласно стандартам испытаний является предметом гарантии производителя, в отличие от мощности.

Необходимо, чтобы используемые стандарты испытаний согласовывались, так как различные стандарты имеют различные допуски на значения КПД насоса, которые могут повлиять на данные, представленные производителем. Пожалуйста, обратитесь к разделу каталога производителя насосного оборудования по испытаниям насосов, для подробной информации.

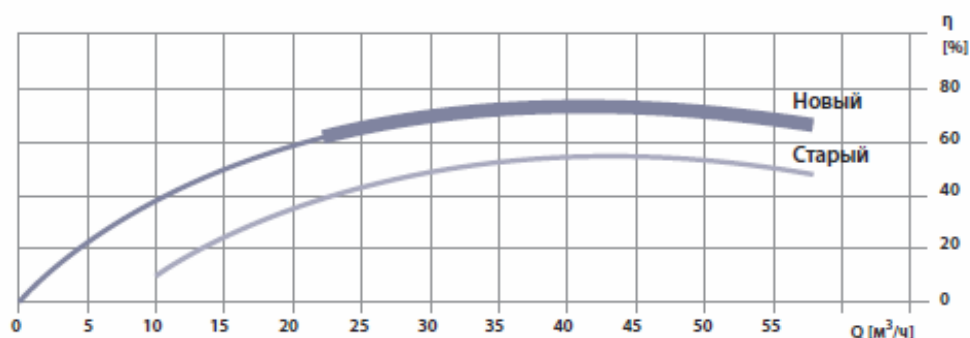


Рис. 5.1.6. Сравнение КПД нового и старого насосов

Изменение КПД. За исключением вихревых насосов, КПД канализационных насосов со временем уменьшается, так как зазор между рабочим колесом и корпусом насоса увеличивается из-за износа. Эти изменения должны быть приняты во внимание при подготовке данных об энергетических затратах. Основанные на испытаниях и опыте, нижеприведенные факторы уменьшения КПД могут быть использованы при проведении расчетов:

- Закрытое рабочее колесо с регулировкой зазора: - 1,5% (значение η_{gr})
- Полуоткрытое рабочее колесо с регулировкой зазора: - 3% (η_{gr})
- Закрытое рабочее колесо без регулировки зазора: - 3% (η_{gr})
- Полуоткрытое рабочее колесо с регулировкой зазора: - 5% (η_{gr})

Кроме перечисленных факторов, снижающих производительность, можно добавить, что на практике сточные воды перекачиваются насосами, КПД которых значительно ниже, чем у новых. Высокие значения для насосов без приспособлений для регулировки зазора рабочего колеса основаны на том, что эти насосы работают более длительное время между восстановлениями зазора, так как замена частей должна производиться в условиях мастерской.

Снижение КПД более заметно у насосов с полуоткрытыми рабочими колесами, так как эти насосы изнашиваются быстрее (см. Раздел 2.2.1 Крыльчатки).

10.3.4 Оценка энергопотребления

Расчет энергопотребления может быть проведен двумя различными методами:

- Путём оценки перекаченного объёма жидкости за год: вначале подсчитывают удельную энергию, используя следующее уравнение:

$$E_{sp} = \frac{g \cdot H}{\eta_{gr} \cdot 3600} \quad (\text{кВт/м}^3)$$

где H = напор насоса в рабочей точке [м],
 $g = 9.81$ ускорение свободного падения [м/с^2],
 η_{gr} = полный КПД (насос + двигатель) в рабочей точке,
 g – плотность жидкости равна 1000 кг/м^3 .

Потребление энергии вычисляется на основании удельной энергии и ежегодно перекачиваемом объеме жидкости.

- Оценка, основанная на рабочих часах, сначала подсчитывается мощность при гарантированном КПД, используя следующее уравнение:

$$P_{gr} = \frac{g \cdot Q \cdot H}{\eta_{gr} \cdot 1000} \quad (\text{кВт})$$

где Q = расход насоса в рабочей точке [л/с]
 H = напор насоса в рабочей точке [м],
 $g = 9.81$ [м/с^2],
 η_{gr} = полный КПД (насос + двигатель) в рабочей точке,
 ρ – плотность жидкости равна 1000 кг/м^3 .

Подсчет энергопотребления проводится, используя полученную мощность и количество рабочих часов в год. Если кривая Q/H насоса проходит выше заданной рабочей точки, производительность будет выше, и соответственно, рабочих часов меньше. Это должно учитываться при использовании метода, основанного на рабочих часах.

Методы оценки энергопотребления упрощаются, если насос работает в одной рабочей точке. Эта ситуация усложняется, если одновременно

работают два насоса, и, если используется частотный преобразователь. При параллельной работе, подсчеты должны быть выполнены отдельно для различных рабочих точек, а затем путём аппроксимации перекаченных объёмов или рабочих часов просуммированы.

С частотным преобразователем у насоса имеется множество рабочих точек. В этом случае для подсчета должна быть выбрана рабочая точка, являющаяся средним значением. Другой неопределенный фактор при подсчете энергопотребления для насосов с частотным преобразователем - это тот факт, что полный КПД системы трудно определить точно. Для сравнительных подсчетов должен быть использован КПД насоса без частотного преобразователя.

10.3.5 Эксплуатационные затраты ($C_{\text{эксп}}$)

Эксплуатационные затраты относятся непосредственно к обеспечению работы насосной системы, включают в себя затраты на рабочую силу (трудоzатраты). В некоторых случаях стоимость рабочей силы для обслуживания насосов является незначительной.

Обычно, для погружных насосов рекомендуется проводить профилактику ежегодно. Профилактика включает контроль торцевого уплотнения, проверку изоляции двигателя, с замером сопротивления, проверку зазора рабочего колеса и его регулировка, если необходимо, и общий осмотр. Большинство производителей рекомендуют похожие операции. Разница между насосами разных производителей ясно видна в возможности поддерживать и восстанавливать КПД насоса. Если насос оборудован механизмом для регулировки рабочего колеса, стоимость поддержания его КПД не увеличится, так как регулировка может быть проведена во время запланированных профилактических работ прямо на месте. Если восстановление КПД насоса требуют запасных частей или насос приходится отправлять в мастерскую, стоимость этих затрат будет включена при подсчете стоимости срока службы.

В настоящее время различные типы автоматических систем управления позволяют подсоединять насосные системы к компьютерной сети, при этом снижая трудозатраты.

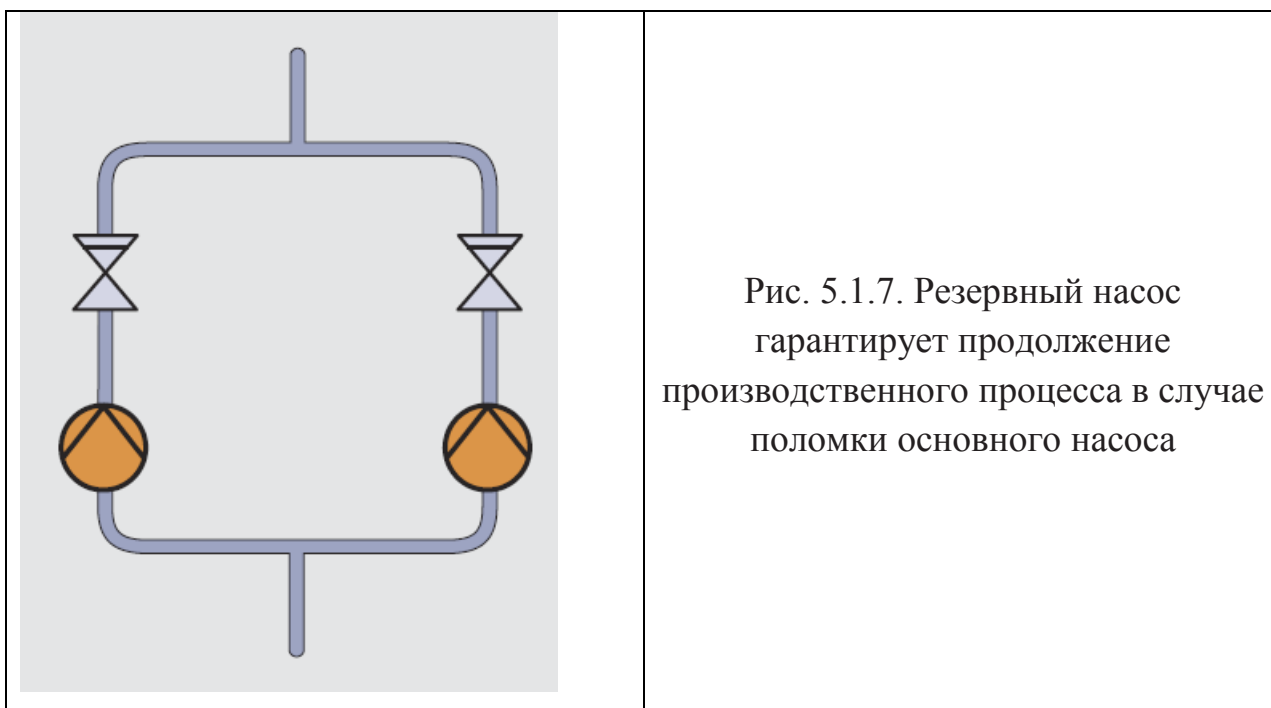
10.3.6. Экологические затраты ($C_{\text{экол}}$)

Экологические затраты включают в себя отчисления за загрязнение окружающей среды перекачиваемой жидкостью. В современной промышленности удельный вес этого фактора в полной стоимости жизненного цикла насосной системы незначителен.

10.3.7. Затраты на ремонт и техническое обслуживание ($C_{\text{обсл}}$)

Затраты на ремонт и техническое обслуживание включают в себя все затраты, относящиеся к ремонту и техническому обслуживанию насосной системы, например, заработная плата рабочего персонала, стоимость запасных частей, транспортировки и промывки.

Для увеличения срока эксплуатации оборудования и предотвращения незапланированных простоев необходимо проводить плановое техническое обслуживание.



Взаимодействие с поставщиками насосов. Оценка стоимости срока службы насоса и анализ характеристик нередко бывают преувеличены, поэтому стоит проводить все расчёты открыто с поставщиком, по крайней мере, при приобретении насоса именно у этого производителя. В этом случае можно избежать возможных недоразумений и принять во внимание предложения и рекомендации поставщика в целях наилучшего выбора.

Публикация сведений о стоимости срока службы насоса. Ассоциация производителей насосов Euromp и Гидравлический институт (США) совместно опубликовали руководство для определения стоимости срока службы насоса(LLC): "СТОИМОСТЬ СРОКА СЛУЖБЫ НАСОСА. РУКОВОДСТВО ДЛЯ АНАЛИЗА" (ISBN 1-880952-58-0)

В руководстве рассматривается полная насосная система, начиная со стадии проектирования, существующие системы и примеры сделанных реконструкций.

10.3.8. Затраты на демонтаж и утилизацию (C_0)

В зависимости от производителя насоса, затраты на демонтаж и утилизацию насосной системы мало влияют на полную стоимость. Поэтому этот фактор редко принимается во внимание.

Расчет стоимости жизненного цикла. Стоимость жизненного цикла насосной системы производится путем суммирования упомянутых выше составляющих, рассчитанных за весь срок службы.

Обычный срок службы систем — от 10 до 20 лет. Для насосов и насосных систем стоимость жизненного цикла обычно рассчитывается по более простой формуле, включающей в себя три составляющие:

$$LCC = C_{\text{и}} + C_{\text{эл}} + C_{\text{то}}$$

10.4 Пример расчета стоимости жизненного цикла

Рассмотрим теперь пример использования упрощенной формулы, упомянутой ранее: требуется новый насос для подачи воды, и при этом рассматриваются два варианта:

- Нерегулируемый многоступенчатый центробежный насос;
- Многоступенчатый центробежный насос с регулируемой скоростью.

Таблица Сравнение параметров насосов

Типы насосов		Нерегулируемый	Регулируемый
Средняя потребляемая мощность	КВт	18,76	11,31
Количество часов работы в день	Час	12	12
Количество рабочих дней в году	Дни	220	220
Расчетный период	Годы	10	10
Окончательная потребляемая мощность	кВт	495 264	298 584
Стоимость электроэнергии	Евро/кВт	0,07	0,07
Цена насоса	Евро	3 602	7 204
Стоимость обслуживания	Евро	1 417	1 417
Стоимость электроэнергии	Евро	33 284	20 066
Окончательная стоимость	Евро	38 303	28 688

Расчеты показывают, что по сравнению с нерегулируемым насосом регулируемый потребляет электроэнергии на 40% меньше. Но начальная стоимость такого насоса (C_{nc}) в два раза выше, чем нерегулируемого.

Расчеты стоимости жизненного цикла помогут определить, какой же насос установить в систему. Использование насоса имеет следующие характеристики:

- 12 часов работы в день
- 220 часов работы в год
- срок службы — 10 лет (расчетный период)

Исходя из этих данных, можно просчитать стоимость жизненного цикла каждого из этих вариантов, см. рис. 5.1.8. Даже при условии, что начальная цена регулируемого насоса в два раза больше, чем нерегулируемого, окончательная стоимость жизненного цикла регулируемого насоса после 10-летнего срока службы на 25% меньше, чем нерегулируемого.

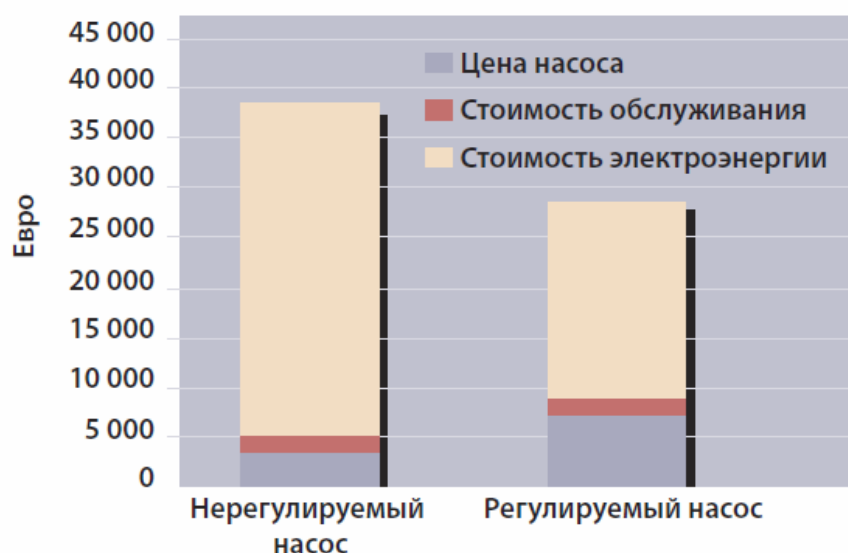


Рис. 5.1.8. Стоимость жизненного цикла регулируемого и нерегулируемого насосов

Кроме того, регулируемый насос имеет, как было рассмотрено в главе 4, ряд преимуществ, таких, например, как обеспечение постоянного давления в системе.

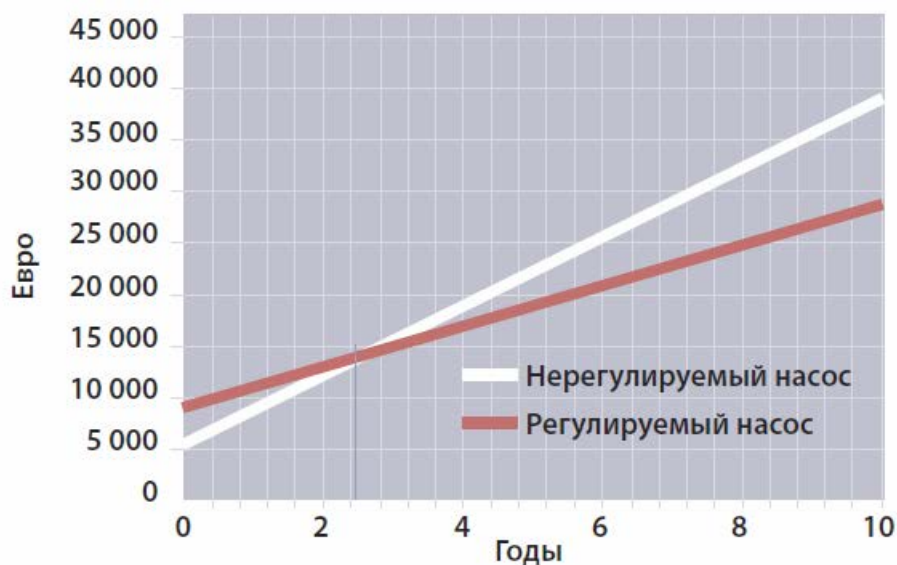


Рис. 5.1.9. Срок окупаемости регулируемого и нерегулируемого насосов

Срок окупаемости регулируемого насоса немного больше, так как начальная его стоимость значительно выше. Как можно видеть из рис. 5.1.9, срок окупаемости такого насоса составляет примерно 2,5 года.

Лекция 17

10. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТУРБИНЫ

10.1. Основные виды турбин

Гидротурбины применяют в основном на гидроэлектростанциях для вращения роторов электрогенераторов.

Гидротурбины разделяют на реактивные и активные. В реактивных гидротурбинах изменяется как кинетическая, так и потенциальная энергия жидкости, и давление в жидкости на входе больше, чем на выходе. В активных гидротурбинах преобразуется в механическую только кинетическая энергия жидкости, а давление на входе и выходе одинаковое и равно атмосферному.

К реактивным турбинам относятся: радиально-осевые (см. рис. 1.2), которые используются на гидростанциях при напорах до 500 м, и осевые (рис. 3.1), которые отличаются от радиально-осевых, в основном, типом турбинного колеса. В радиально-осевых турбинах колесо центробежное (), в осевых — осевое (). Осевые турбины применяют при малых напорах (до 80 м). Их можно выполнить с поворотными лопастями (поворотно-лопастные турбины). Кроме лопастного колеса основными элементами являются направляющий аппарат 2 и отсасывающая труба 4. Направляющий аппарат 2 представляет систему лопастей, установленных под определенным углом. Совместно с турбинной камерой 1 он сообщает воде окружную составляющую скорости. Кроме того, направляющий аппарат служит для регулирования мощности гидротурбины путем поворота лопастей вокруг своих осей. При повороте лопастей изменяется направление потока и, следовательно, меридиональная скорость, расход воды и мощность турбины. При закрытии направляющего аппарата расход воды прекращается, и гидротурбина останавливается.

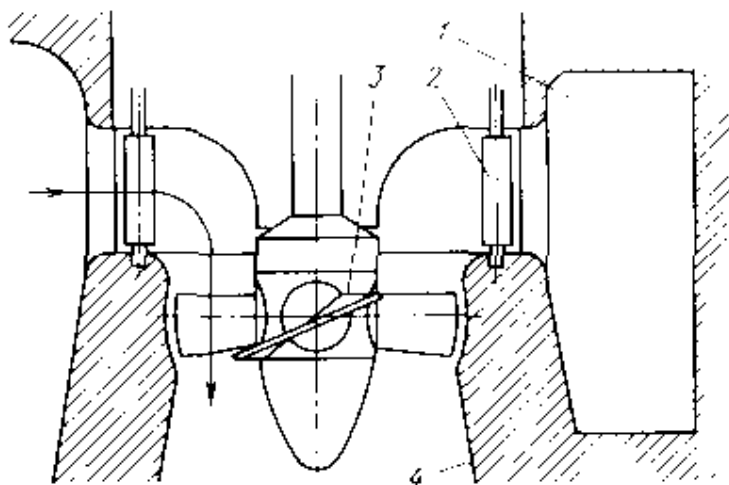


Рис. 3.1. Осевая гидротурбина

От рабочего колеса 3 вода отводится по отсасывающей трубе 4, имеющей диффузорную форму. Отсасывающая труба служит для использования части кинетической энергии воды, выходящей из рабочего колеса, и использования напора, равного высоте отсасывающей трубы от уровня нижнего бьефа.

Использование напора и кинетической энергии воды на выходе из колеса происходит за счет вакуума, возникающего за лопастным колесом.

Активные турбины выполняют в основном ковшовыми (рис. 3.2), колесо 1 представляет собой диск, на окружности которого закреплены ковши.

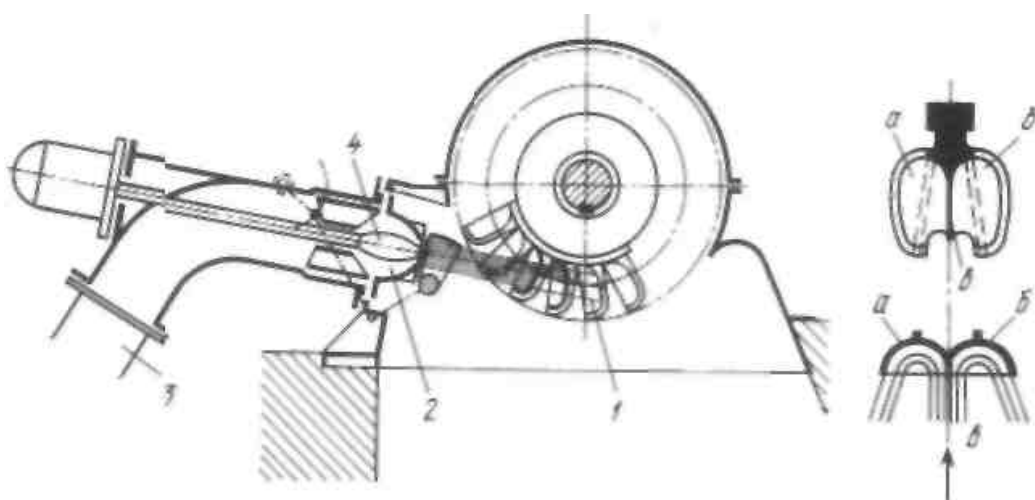


Рис. 3.2. Активная ковшовая гидротурбина

Вода подводится по напорному трубопроводу 3 к соплу 2, представляющему собой сходящийся насадок, и выходит из него с большой скоростью в виде струи. Струя натекает на ковши колеса и приводит его во вращение. Мощность турбины регулируется иглой 4, перемещающейся внутри сопла в осевом направлении. При перемещении иглы изменяется расход воды. Как правило, ковш состоит из двух чаш (а и б), разделенных средним заостренным ребром в, на которое и поступает струя. Растекаясь по чашам, струя поворачивает почти на 180° , и сила ее взаимодействия с ковшом максимальная. Ковшовые турбины применяют при напорах до 1700м.

10.2. Основные параметры турбин. Виды потерь.

Основные параметры турбин как напор H , расход Q , располагаемая или затрачиваемая мощность потока N_p , полезная мощность N и КПД η .

Потери мощности в турбине делятся на гидравлические, объемные и механические.

Гидравлические потери, т. е. потери энергии на преодоление гидравлического сопротивления внутренних каналов турбины, оценивают гидравлическим КПД:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H_n}{H} = \frac{H_t}{H} \quad (3.1)$$

$$\text{где } H_n = H_t = H - \Sigma h_{\text{ном}} \quad (3.2)$$

- полезный напор турбины или часть располагаемого напора жидкости, отдаваемая лопастному колесу.

Объемными потерями называют потер энергии с потоком воды, проходящим мимо лопастного колеса через уплотнения турбины. Объемные потери оценивают объемным КПД - η_o .

Расход жидкости через турбинное колесо Q_k меньше расхода турбины Q на величину утечек q_1 и q_2 .

$$Q_k = Q - q_1 - q_2 \quad (3.3)$$

Каждая единица веса передает лопастному колесу энергию, равную полезному напору $H_n(H_t)$. Следовательно, полезная мощность потока, используемая в турбинном колесе:

$$N_n = \rho g (Q - q_1 - q_2) H_n \quad (3.4)$$

а объемный КПД:

$$\eta_o = \frac{Q - q_1 - q_2}{Q} = \frac{Q_k}{Q} \quad (3.5)$$

Механические потери- это потери на трение в подшипниках, в уплотнениях на валу и наружной поверхности колеса о воду (дисковые потери). Оценивают их механическим КПД

$$\eta_{мех} = N / N_n \quad (3.6)$$

КПД турбины:

$$\eta = \eta_o \eta_{мех} \quad (3.7)$$

10.3. Основные расчетные зависимости для турбин

Основным для турбин является уравнение:

$$H_{tT} = (c_{uT1} u_{T1} - c_{uT2} u_{T2}) / g$$

Действительный напор:

$$H = \frac{H_t}{\eta_T} = \frac{c_{uT1} u_{T1} - c_{uT2} u_{T2}}{g \eta_T} \quad (3.8)$$

Однако режим работы гидротурбины определяется ее расходом и напором, а частота вращения n является величиной зависимой. Поэтому принято формулы подобия представить как зависимости n , Q и N от напора H .

$$\frac{n_{(H)}}{n_{(M)}} = \frac{R_{(M)} \sqrt{H_{(H)}}}{R_{(H)} \sqrt{H_{(M)}}} \quad (3.9)$$

После подстановки $\frac{n_{(H)}}{n_{(M)}}$ в уравнение получим:

$$\frac{Q_{(H)}}{Q_{(M)}} = \frac{R^2_{(H)} \sqrt{H_{(H)}}}{R^2_{(M)} \sqrt{H_{(M)}}} \quad (3.10)$$

$$\frac{N_{(H)}}{N_{(M)}} = \frac{R^2_{(H)} H_{(H)} \sqrt{H_{(H)}} \rho_{(H)}}{R^2_{(M)} H_{(M)} \sqrt{H_{(M)}} \rho_{(M)}} \quad (3.11)$$

При работе на воде натуры и модели $\rho_{(H)} = \rho_{(M)}$. Уравнение 3.9 можно записать иначе:

$$\frac{n_{(H)} R_{(H)}}{\sqrt{H_{(H)}}} = \frac{R_{(M)} n_{(M)}}{\sqrt{H_{(M)}}}$$

Следовательно для всех подобных гидротурбин величина $\frac{nR}{\sqrt{H}}$ одинакова. Принято в качестве характерного линейного размера R выбирать D'_1 - наибольший диаметр входной кромки лопасти. Введем обозначение

$$n'_1 = n D'_1 / \sqrt{H} \quad (3.12)$$

Аналогично

$$Q'_1 = \frac{Q}{(D'_1)^2 \sqrt{H}} \quad (3.13)$$

$$N'_1 = \frac{N}{(D'_1)^2 H \sqrt{H}} \quad (3.14)$$

Величины n'_1 , Q'_1 , N'_1 называются приведенными частотой вращения, расходом и мощностью. Если турбина подобна данной, имеет $D'_1=1$ м, работает при $H=1$ м, то $n'_1=n$; $N'_1=N$, т.е. приведенные величины есть частота вращения, расход и мощность турбины, подобной данной, имеющий диаметр $D'_{1s} = 1$ м и работающей при напоре $H_s = 1$ м. Исключив D'_1 из формул получим выражение для коэффициента быстроходности:

$$n_s = n'_1 \sqrt{N'_1} = \frac{n \sqrt{N}}{H^{5/4}} \quad (3.15)$$

где n - в об/мин, N - в кВт.

Так же, как в насосах, равенство n_s является необходимым и достаточным признаком геометрического подобия. По коэффициенту n_s

гидротурбины разделяют на ковшовые ($n_s=4...50$), радиально-осевые: тихоходные ($n_s=40...150$, $D_1/D_2=1,65...1,1$), нормальные ($n_s=150...250$, $D_1/D_2=1,1...0,9$), быстроходные ($n_s=250...400$, $D_1/D_2=0,9...0,65$), осевые ($n_s=400...1100$).

10.4. Характеристика турбин

Характеристики турбин получают в основном опытным путем. Вместо натур, как правило, испытывают модельную турбину, поэтому характеристики строят для приведенных величин. Зависимость n'_1 от Q'_1 с линиями равных КПД и равных открытий направляющего аппарата a_0 называют универсальной характеристикой гидротурбины (рис. 3.3).

Открытие направляющего аппарата a_0 — ширина прохода между соседними лопастями на выходе. Линия 5 %-ного запаса мощности соответствует таким открытиям направляющего аппарата, при которых мощность на 5 % меньше максимальной. При увеличении a_0 за пределами указанной линии (вправо от нее) падение мощности становится значительным из-за увеличения гидравлических потерь. Рабочая точка турбины должна лежать влево от линии 5 %-ного запаса мощности.

На универсальной характеристике нанесены также штриховые линии равных коэффициентов кавитации ($\sigma = const$). В гидротурбине точки минимального давления находятся на тыльной стороне лопасти при выходе. Абсолютное давление p_M в них ниже атмосферного давления на сумму величины $\rho g H_s$, скоростной энергии $\rho v_2^2 / 2$ и гидравлических потерь в отсасывающей трубе $\rho g h_s$ или

$$\frac{p_M}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} - \left(H_s + \frac{v_2^2}{2g} + h_s \right) = \frac{p_a}{\rho g} - H_s - \sigma H \quad (3.16)$$

где σ - коэффициент кавитации, который выражает долю скоростного напора на выходе из колеса и потерь в трубе от напора турбины H .

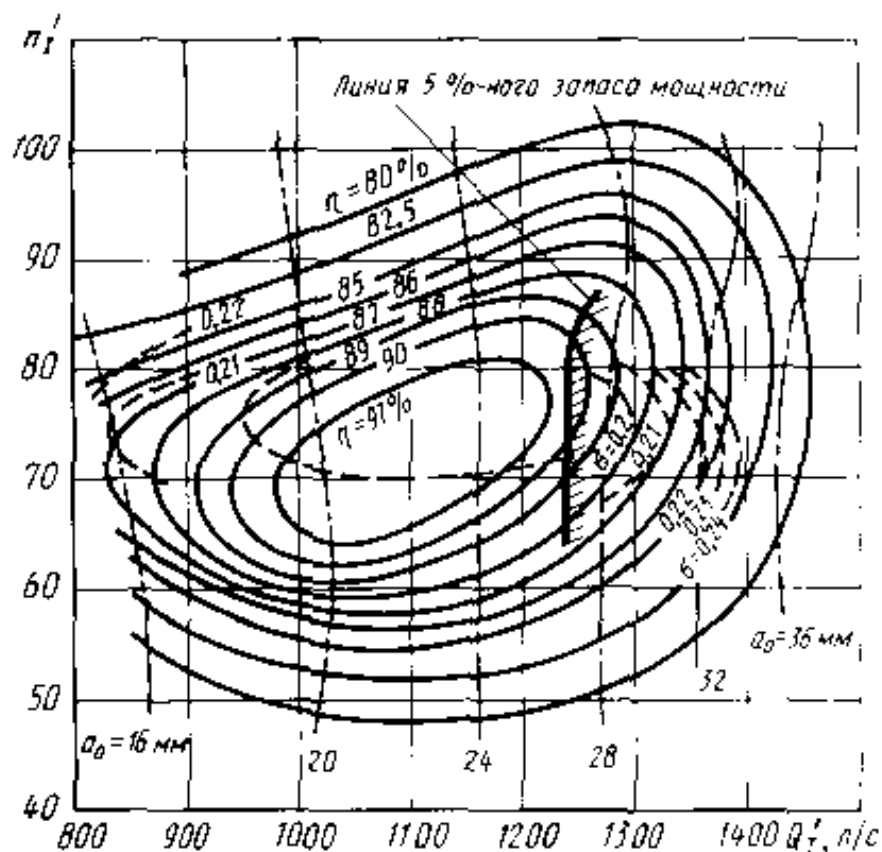


Рис.3.3 Универсальная характеристика радиально-осевой гидротурбины

Коэффициент σ одинаков для геометрически подобных турбин, работающих на подобных режимах.

С увеличением высоты отсасывания H_s минимальное давление падает и достигает давления насыщенных паров $P_{н.п.}$, что соответствует началу кавитации. Высота H_s , при которой наступает кавитация, называется критической:

$$H_{скк} = \frac{P_a - P_{н.п.}}{\rho g} - \sigma H$$

Допустимую высоту H_s , на которой можно устанавливать турбину над уровнем нижнего бьефа, выбирают ниже критической:

$$H_s^{доп} = \frac{P_a - P_{н.п.}}{\rho g} - (1.05...1.1)\sigma H$$

Значение σ для рабочей точки можно взять с универсальной характеристики.

Лекция 18.

11.ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

11.1 Гидродинамические муфты (ГДМ)

11.1.1 Общие сведения о ГДМ

Гидродинамические передачи (ГДП) применяются с двигателями внутреннего сгорания, электродвигателями и т.д. В ГДП отсутствует жесткая связь двигателя с нагрузкой, так как энергия передаётся через поток жидкости. В качестве рабочей жидкости в ГДП могут применяться: машинные масла и водные эмульсии.

ГДП существенно улучшают характеристики двигателей, обеспечивая бесступенчатое регулирование скорости в широком диапазоне; позволяет получить малые («ползучие») скорости движения; облегчает пуск двигателей под нагрузкой; повышают надёжность машин; предохраняют их узлы от перегрузок.

Гидравлическая передача, передающая механическую энергию с одного вала на другой с использованием лопастных, насоса и турбины, называется гидродинамической. ГДП делятся на гидродинамические муфты (ГДМ) и гидродинамические трансформаторы (ГДТ).

11.1.2.Принципиальная и структурная схемы ГДМ.

Гидромуфтой называют гидродинамическую передачу, не преобразующую крутящий момент (рис.1) ГДМ состоят из двух лопастных колёс, насосного и турбинного.

Насосное колесо соединено с входным валом, а турбинное — с выходным 4. Колеса расположены в корпусе ротора 3, соединенном с насосным колесом фланцем. Лопасти в колесах находятся между двумя торовыми поверхностями, образующими рабочую полость гидромуфты. К входному валу ГДМ приложен крутящий момент M_1 от двигателя, а к выходному — момент M_2 сопротивления приводимой машины.

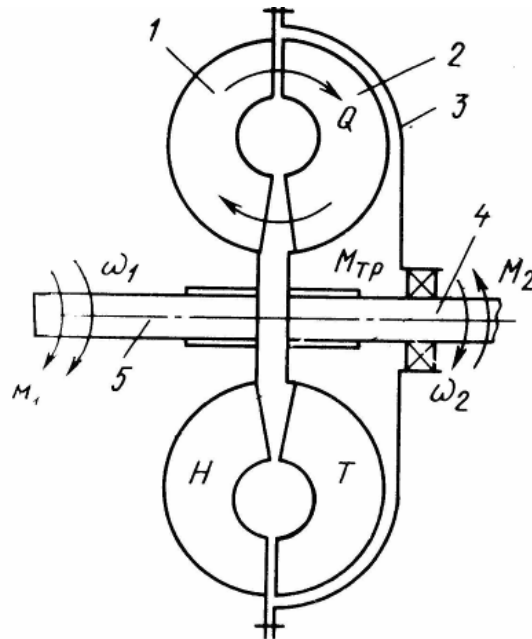


Рис.3.1 - Принципиальная схема ГДМ.

В корпусе за наружным тором турбины находится жидкость и возникает момент трения $M_{тр}$, который, однако, меньше передаваемого момента. Если пренебречь величиной $M_{тр}$, то можно считать, что в гидромуфте $M_2 = M_2$.

Такая передача энергии происходит с определенными потерями, внешне выражающимися в том, что ведомый вал несколько отстает от ведущего, как говорят, проскальзывает. Схемы ГДМ представлены на рисунке 2.

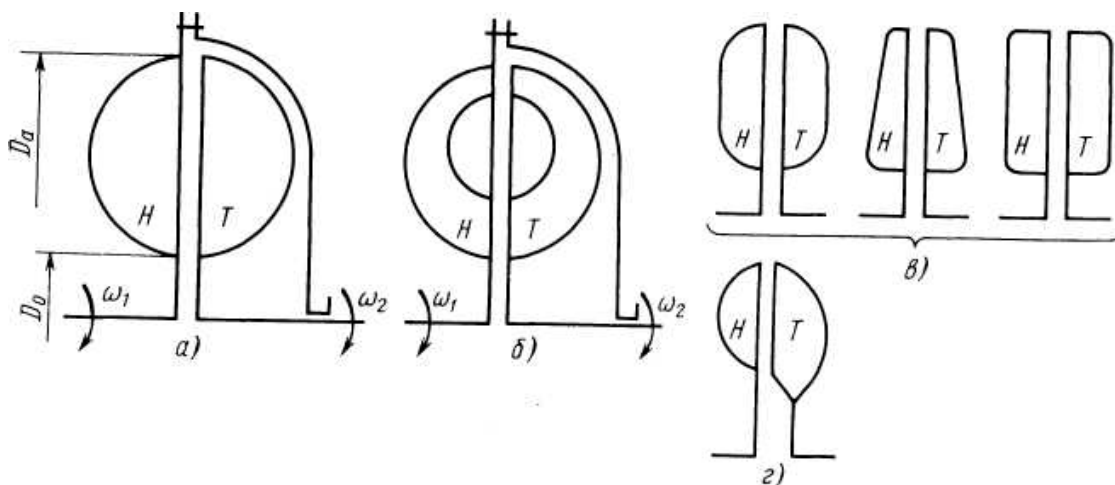


Рис.3.2 Принципиальная схема ГДМ.

Наибольший диаметр рабочей полости называется активным диаметром (D_a), а наименьшим — втулочным (D_o).

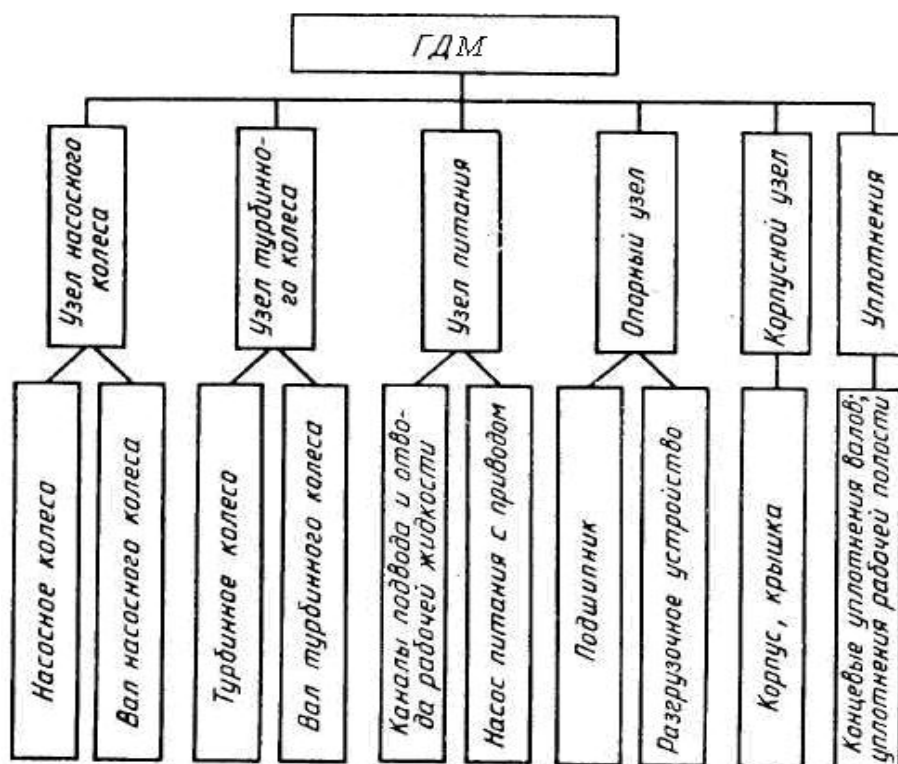


Рис.3.3 Структурная схема подсистем и элементов одноступенчатой ГДМ

Гидромуфты могут быть как с внутренним тором (рис.3.2 б), так и без него (рис.3.2 а), различаться формами рабочих полостей (рис.3.2 в) и иметь несимметричные лопастные колеса (рис.3.2 г).

11.1.3.Классификация ГДМ.

Классификация гидродинамических муфт приведена на рис.2.4.

ГДМ могут работать в тяговом, тормозном и обратимом режимах. Структурные схемы работы ГДМ в передаче, показаны на рис.3.5.

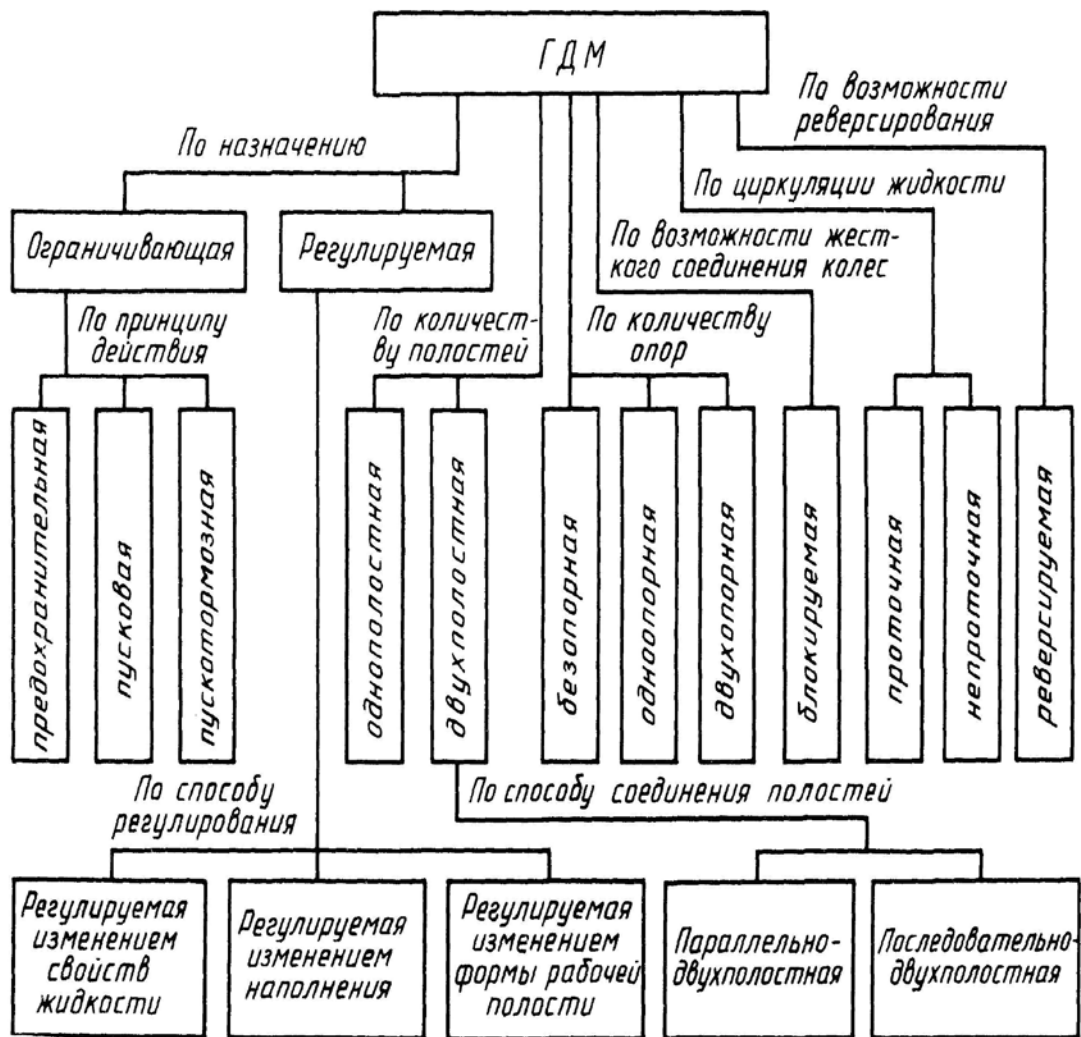


Рис.3.4 Классификация ГДМ

11.1.4 Структурные схемы работы ГДМ в передаче.

Тяговый режим — режим работы, при котором мощность передается через ГДМ от входного, к выходному звену (рис.3.5а). Характерными точками внешней характеристики ГДМ на этом режиме являются точка 1 (рис.3.8) — режим холостого хода, когда внешняя нагрузка отсутствует, точка 2 — оптимальный режим, когда КПД максимальный, имеет место при $i = 0,95 \dots 0,98$ в зависимости от конструкции ГДМ, точка 3 - стоповый режим, когда выходное звено остановлено, режим является напряженным в тепловом отношении, так как вся мощность, подводимая от двигателя к входному звену ГДМ, преобразуется в тепло.

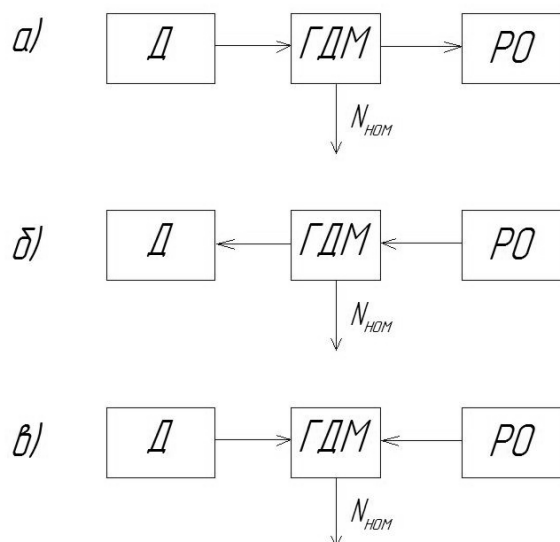


Рис.3.5. Структурные схемы работы гидромукты в передаче.

Тормозной режим - режим работы, при котором мощность подводится к ГДМ как со стороны входного, так и со стороны выходного звеньев или со стороны одного из звеньев при остановленном втором звене. Во всех этих случаях происходит замедление (торможение) рабочего органа РО машины.

Различают два вида тормозных режимов: обгонный и режим противовращения.

При *обгонном режиме* на выходном звене ГДМ знак крутящего момента изменяется на противоположный, а направление его вращения соответствует тяговому режиму работы; частота вращения турбинного колеса больше частоты вращения насосного колеса.

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

На *режиме противовращения* мощность к ГДМ подводится как от двигателя, так и от рабочего органа. Насосное колесо работает в насосном режиме, а турбинное — в тормозном, при котором подводимая к нему от рабочего органа энергия затрачивается на торможение потока жидкости в рабочей полости, т. е. на режиме противовращения объемная

подача ГДМ $Q = Q_H - Q_T$ где Q_H , Q_T — части подачи, приходящиеся соответственно на долю насосного и турбинного колес.

На рис. 3.6 представлены основные узлы гидромуфты: насосное колесо, турбинное колесо в сборе со ступицей, корпус.

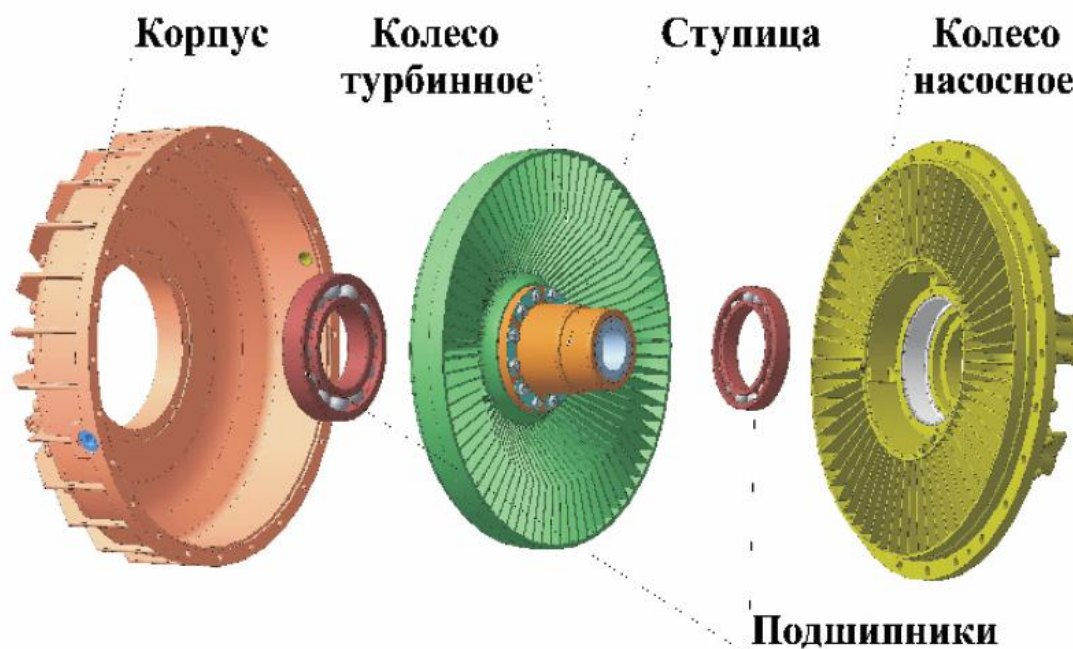


Рис. 3.6 Элементы гидродинамической муфты

Насосное колесо выполнено с радиальными лопатками с одной стороны и с кулаками - с другой стороны. Турбинное колесо имеет также радиальные лопатки и с помощью специальных болтов крепится на ступице. Корпус имеет гладкую внутреннюю поверхность и наружную с ребрами жесткости. Ребра повышают жесткость корпуса, увеличивают площадь охлаждаемой поверхности, а также при вращении работают как центробежный вентилятор, охлаждая гидромуфту.

Гидромуфта в сборе показана на рис. 3.7. Насосное колесо соединено жестко с корпусом, а также кулаками через упругие вкладыши с полумуфтой (полужесткое соединение). Полумуфта монтируется на валу электродвигателя. Таким образом, полумуфта - насосное колесо - корпус образуют ведущую часть гидромуфты. Турбинное колесо со ступицей

образуют ведомую часть гидромуфты и устанавливается через подшипники в соответствующие посадочные места в корпусе и насосном колесе.

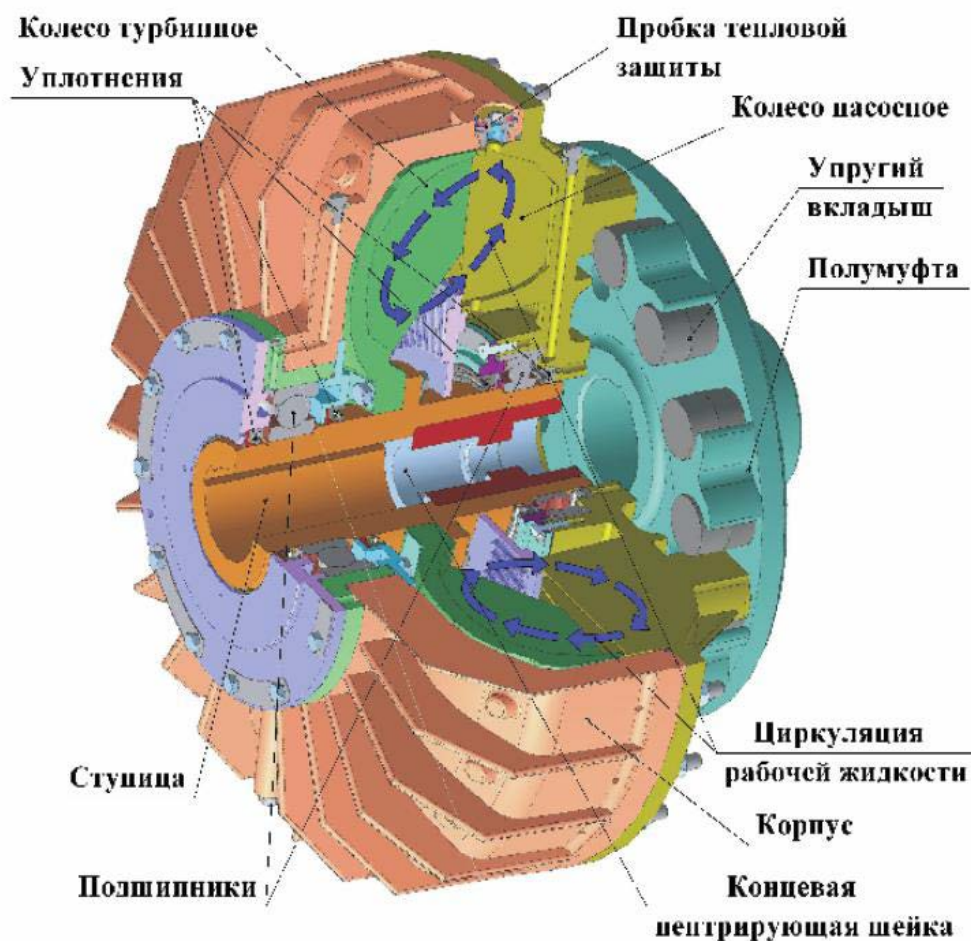


Рис.3.7 Разрез гидродинамической муфты

Внутренней посадочной поверхностью ступицы гидромуфта монтируется на вал редуктора. В случае шлицевого соединения с валом редуктора для лучшего центрирования по краям посадки выполнены две центрирующие шейки (коренная и концевая - по валу), в случае шпоночного – одна шейка (концевая). Насосное и турбинное колеса образуют торообразную рабочую камеру, разделенную лопатками. Между лопатками насосного и турбинного колес имеется зазор, благодаря чему ведомая часть может вращаться относительно ведущей части гидромуфты. Рабочая жидкость заливается в гидромуфту через отверстия в корпусе. Для предотвращения утечки рабочей жидкости, а также для защиты от воздействия внешней среды подшипниковые узлы уплотнены манжетами.

11.1.5 Характеристики ГДМ.

Различают внешние и внутренние характеристики ГДМ. Внешней характеристикой называют зависимости внешних параметров (КПД, момента, мощности) от передаточного отношения ГДМ при постоянных вязкости и плотности рабочей жидкости, частоте вращения (или угловой скорости) входного звена (рис.3.8).

Внутренней характеристикой ГДМ называются зависимости между внутренними параметрами потока жидкости в ее рабочей полости к которым относятся: напор, объемная подача, скорость, давление потери энергии.

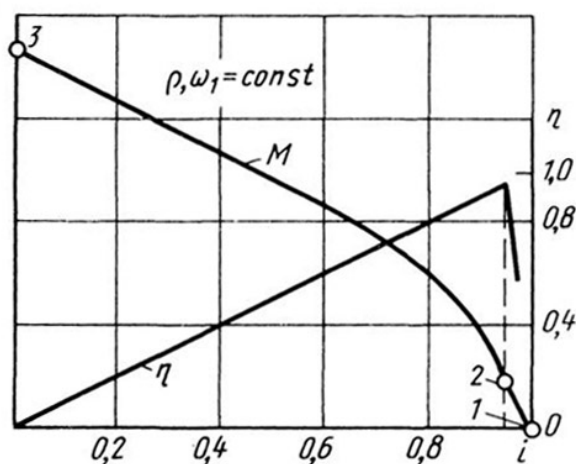


Рис.3.8 Внешняя характеристика ГДМ

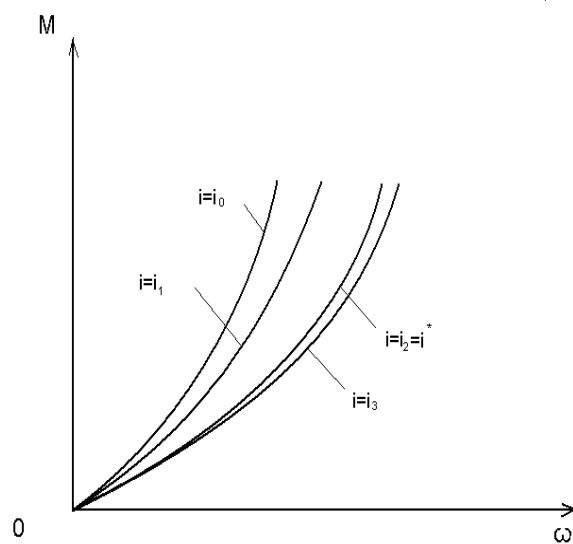


Рис.3.9 Входная (нагрузочная) характеристика

При рассмотрении особенностей совместной работы ГДМ с двигателем внутреннего сгорания и асинхронным электродвигателем строят входную (нагрузочную) характеристику ГДМ (рис.3.9) – зависимость момента на входном валу от его угловой скорости при $i=const$, $i=0; 0,1; 0,2 \dots$ и т.д. до $i=i^*$ (i^* - оптимальный режим.)

11.1.5 Основные расчетные зависимости ГДМ

В качестве примера рассмотрим расчет гидромуфты типа ГПЭ345У (рис.3.7) предназначенной для приводов скребковых конвейеров. Основные параметры для дальнейшего расчета гидромуфты приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1. Основные параметры гидродинамической муфты ГПЭ345У

Наименование параметров гидромуфты	Значение
Активный диаметр, мм	345
Номинальная мощность, кВт	30
Синхронная частота вращения вала двигателя, об/мин	1500
Номинальный крутящий момент входного вала, Нм	199
Отношение пускового момента к номинальному	2...2,9
Отношение динамического момента к номинальному при торможении за время 0,5 с, не более	3,2
Номинальное скольжение, %, не более	3,5
Количество заливаемой рабочей жидкости, дм ³ (л)	5,6
Масса без рабочей жидкости, кг	46,5

4.1 Определить напор насосного колеса на заданном режиме.

Коэффициент быстроходности насосного колеса: $n_{SH}=50...70$ об/мин.

Пользуясь формулой для определения коэффициента быстроходности в виде:

$$n_{SH} = n_1 \sqrt{\frac{\rho(M)}{\rho}} \cdot \frac{\sqrt{N_{ip}}}{H_{H.P}^{5/4}}; \quad (3.1)$$

и задавшись плотностью: $\rho(M)=1000$ кг/м³.

4.2 Определить напор насосного колеса на расчётном режиме по формуле:

$$H_{H.P} = \left[\frac{1000 \cdot N_{ip} \cdot n_1^2}{\rho \cdot n_{S.H}^2} \right]^{0,4}; \quad (3.2)$$

При этом параметры N_{iP} , n_i , ρ считают заданными (известными, например из технического задания).

4.3 Определить объёмную подачу.

Объёмная подача определяется по выражению:

$$Q_P = \frac{N_{iP}}{\rho \cdot g \cdot H_{H.P}}; \quad (3.3)$$

Задают втулочный диаметр $D_o = 1,5 \cdot d_i$, где d_i — диаметр входного вала. Эта зависимость экспериментальная и хорошо согласуется с опытом для ГДМ со статическим самоопоражнением. Для ГДМ с динамическим самоопоражнением диаметр D_o определяют с учетом размеров и объема сбросной полости.

11.2 Гидродинамические трансформаторы (ГДМ)

11.2.1 Основные сведения о ГДМ

Гидравлическая передача, передающая механическую энергию с одного вала на другой с использованием лопастных насоса и турбины, называется гидродинамической. ГДП делятся на гидродинамические муфты (ГДМ) и гидродинамические трансформаторы (ГДТ).

Гидропреобразователем крутящего момента (гидротрансформатором) называется энергетическая машина, обеспечивающая гибкое соединение валов и передачу мощности с ведущего вала на ведомый с преобразованием крутящего момента и изменением скорости вращения ведомого вала по сравнению со скоростью вращения ведущего вала.

С применением ГДТ облегчается труд водителя благодаря автоматичности изменения скорости механизмов.

Преимущества гидродинамических передач способствовали их широкому применению в различных областях техники.

В настоящее время ГДТ применяются в приводах транспортных, строительных, дорожных, горных и других машин, имеющих переменные нагрузки на рабочих органах.

11.2.2 Устройство и принцип действия ГДМ

ГДП (рис.4.1), содержащее насосное 2 (Н), турбинное 3 (Т) колёса и неподвижный реактор 6 (Р), называется гидродинамическим трансформатором (ГДТ).

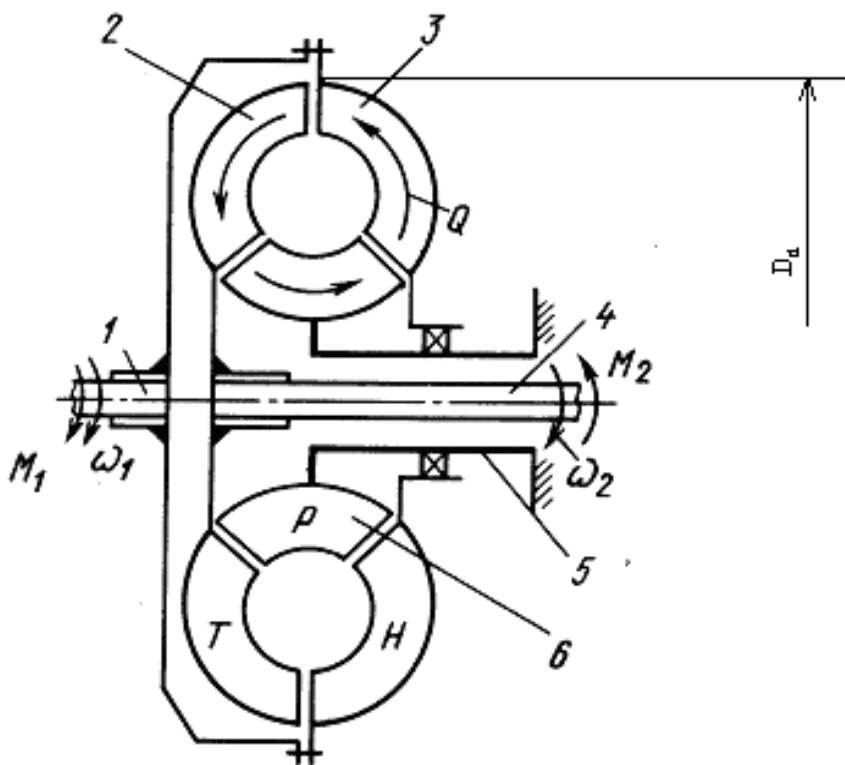


Рис.4.1. Принципиальная схема ГДТ

Реактор 6 соединён с неподвижным корпусом 5 и участвует в динамическом взаимодействии с потоком жидкости, изменяя его направление. При этом взаимодействии на реакторе возникает крутящий

момент M_p , поэтому в ГДТ момент M_1 на входном валу 1 не равен моменту M_2 на выходном валу 4.

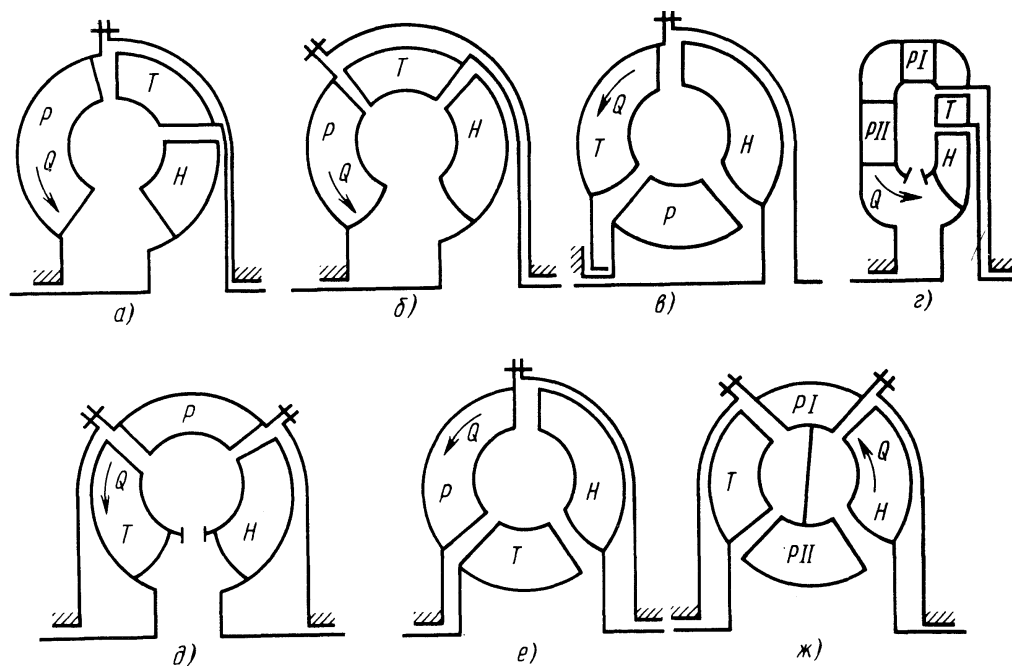


Рис.4.2. Схемы одноступенчатых ГДТ

На рис.4.2. показаны схемы одноступенчатых ГДТ с различным расположением лопастных колёс в рабочей полости.

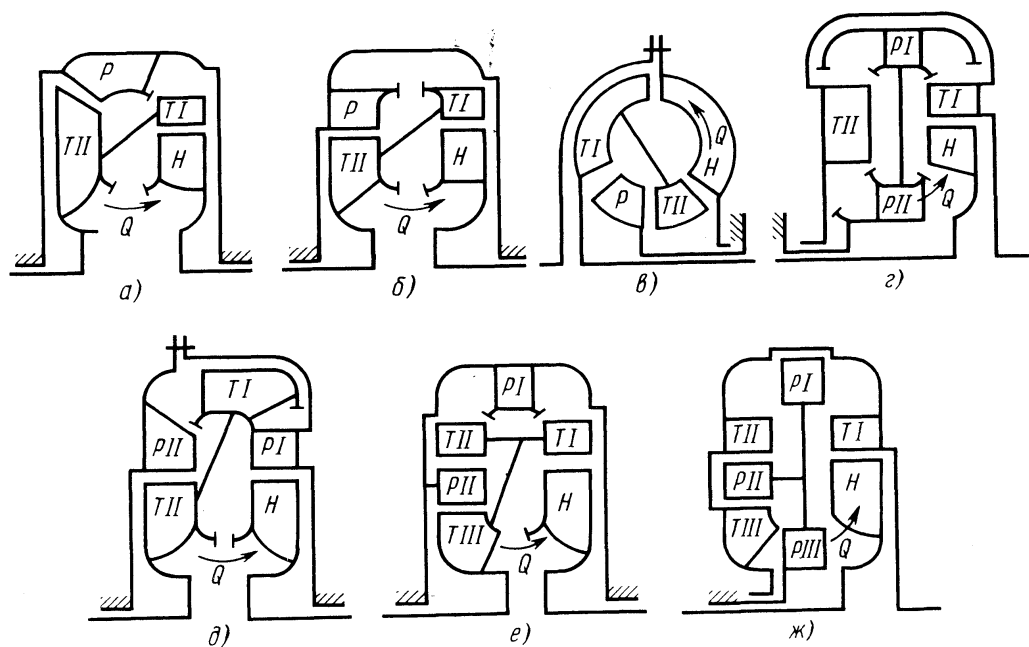


Рис.4.3. Схемы многоступенчатых ГДТ

Тип турбинного колеса определяется по протекающему в нём потоку рабочей жидкости. При этом необходимо помнить, что рабочая жидкость, в основном, перемещается от центробежного насосного колеса к турбинному и далее. Поэтому, например, ГДТ показанные на рис.4.2 *а* и *г*, имеют центробежное турбинное колесо, на рис.4.2 *б* и *е* – осевое, а на рис.4.2 *в*, *д* и *ж* – центростремительное.

Двухступенчатые ГДТ (рис.4.3, *а-д*) состоят из одного насосного колеса, двухступенчатого турбинного колеса при одном или двух реакторах.

Трёхступенчатые ГДТ (рис.4.3 *е, ж*) состоят из одного насосного колеса, трёхступенчатого турбинного колеса и двух-трёх реакторов.

В качестве примера рассмотрим гидродинамическую передачу в грузовом автомобиле (Рис. 4.4). Гидродинамический трансформатор является частью гидромеханической трансмиссии, которая на современных автомобилях имеет электронное управление гидравликой и в обиходе называется автоматической.

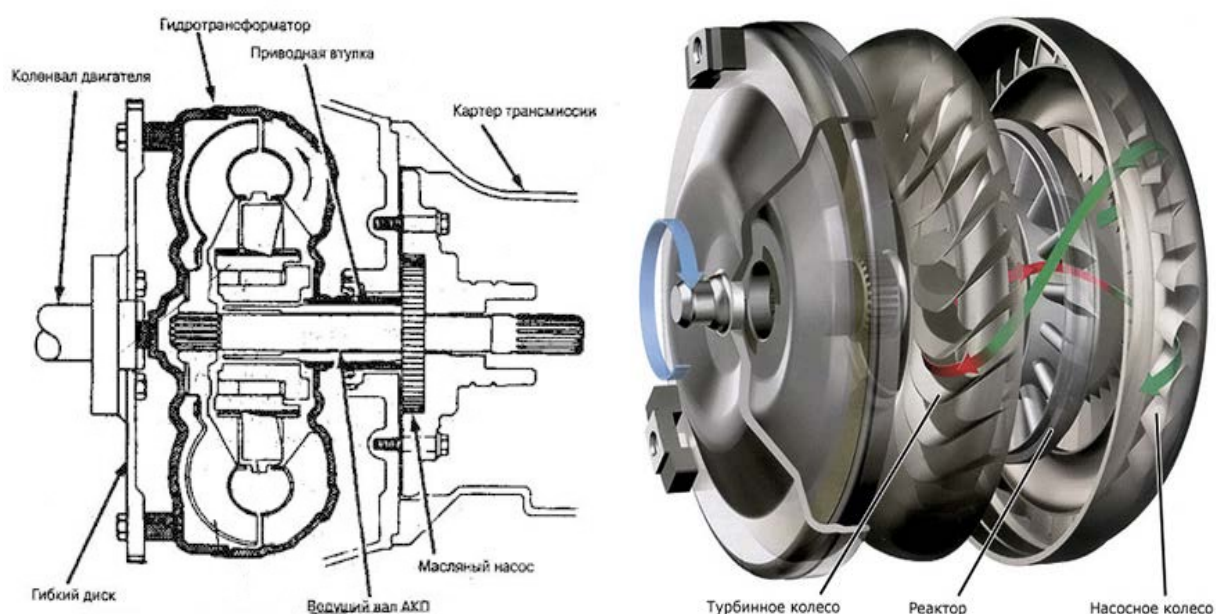


Рис.4.4 Применение гидротрансформатора в автомобиле с АКП

Применение ГДТ в автотрансмиссиях обусловлено способностью непрерывно и, самое главное, автоматически изменять коэффициент

трансформации в зависимости от сопротивления на его ведомом валу (посуществу от сопротивления движению автомобиля).

ГДТ находится между двигателем и автоматической коробкой перемены передач (АКПП), которая принципиально отличается устройством от простых механических. Он выполняет без вмешательства водителя две функции. Первая - функция сцепления, т. е. обеспечение передачи крутящего момента двигателя на АКПП. Вторую можно назвать функцией "дополнительной бесступенчатой коробки передач". Это образное выражение можно применить, исходя из особенностей работы гидротрансформатора, который, изменяя передаваемый им крутящий момент, позволяет увеличивать передаточные числа АКПП.

Гидротрансформатор соединяется с двигателем с помощью диска, который в свою очередь крепится к фланцу коленчатого вала двигателя (рис.4.4).

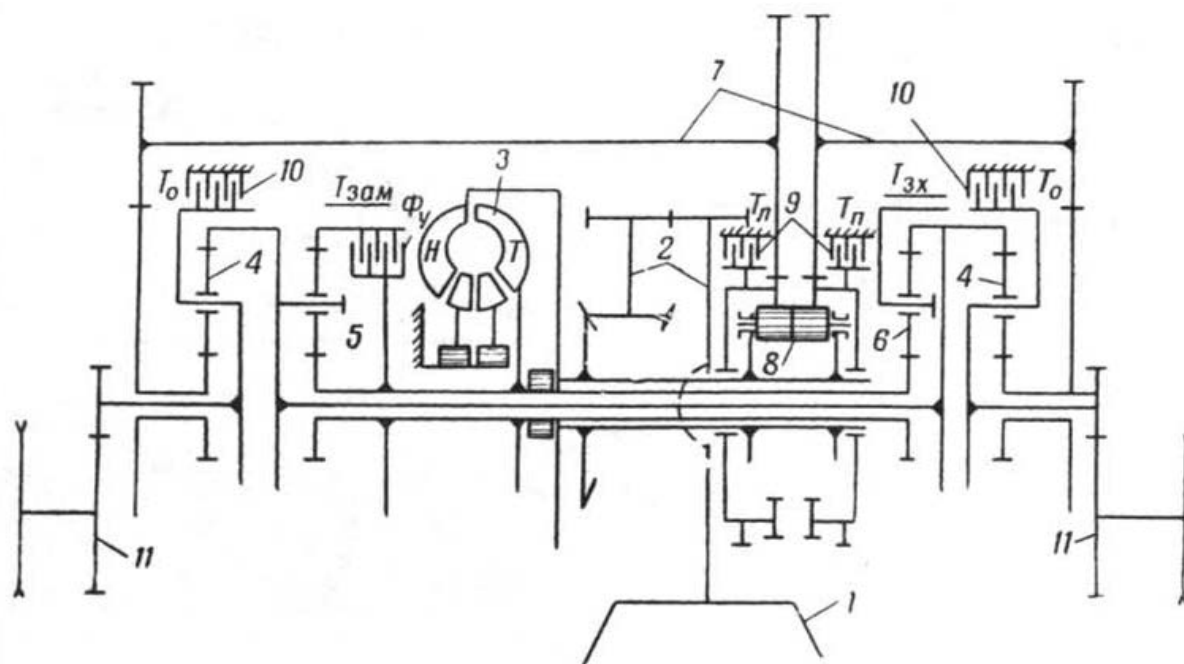


Рис.4.5 Принципиальная кинематическая схема гидромеханической трансмиссии «кросс-драйв»: 1 – двигатель; 2 – первичный редуктор; 3 – комплексный гидротрансформатор; 4 – суммирующие планетарные ряды; 5 – планетарный ряд замедленной передачи; 6 – планетарный ряд заднего хода; 7 – дополнительные передачи; 8 – простой цилиндрический дифференциал; 9 – тормоза поворота; 10 – остановочные тормоза; 11 – бортовые передачи.

Для трансмиссии с АКПП не требуется обычного маховика, поскольку сам трансформатор, обладает достаточно большой массой. Использование гибкого диска позволяет компенсировать любой осевой люфт, вызванный износом или тепловым расширением металлических деталей.

Обычно, к внешнему диаметру гибкого диска крепится ведомая шестерня стартера. На некоторых моделях автомобилей эта шестерня приваривается непосредственно к корпусу гидротрансформатора.

11.2.3.Классификация ГДТ

Классификация гидродинамических трансформаторов приведена на рис.4.

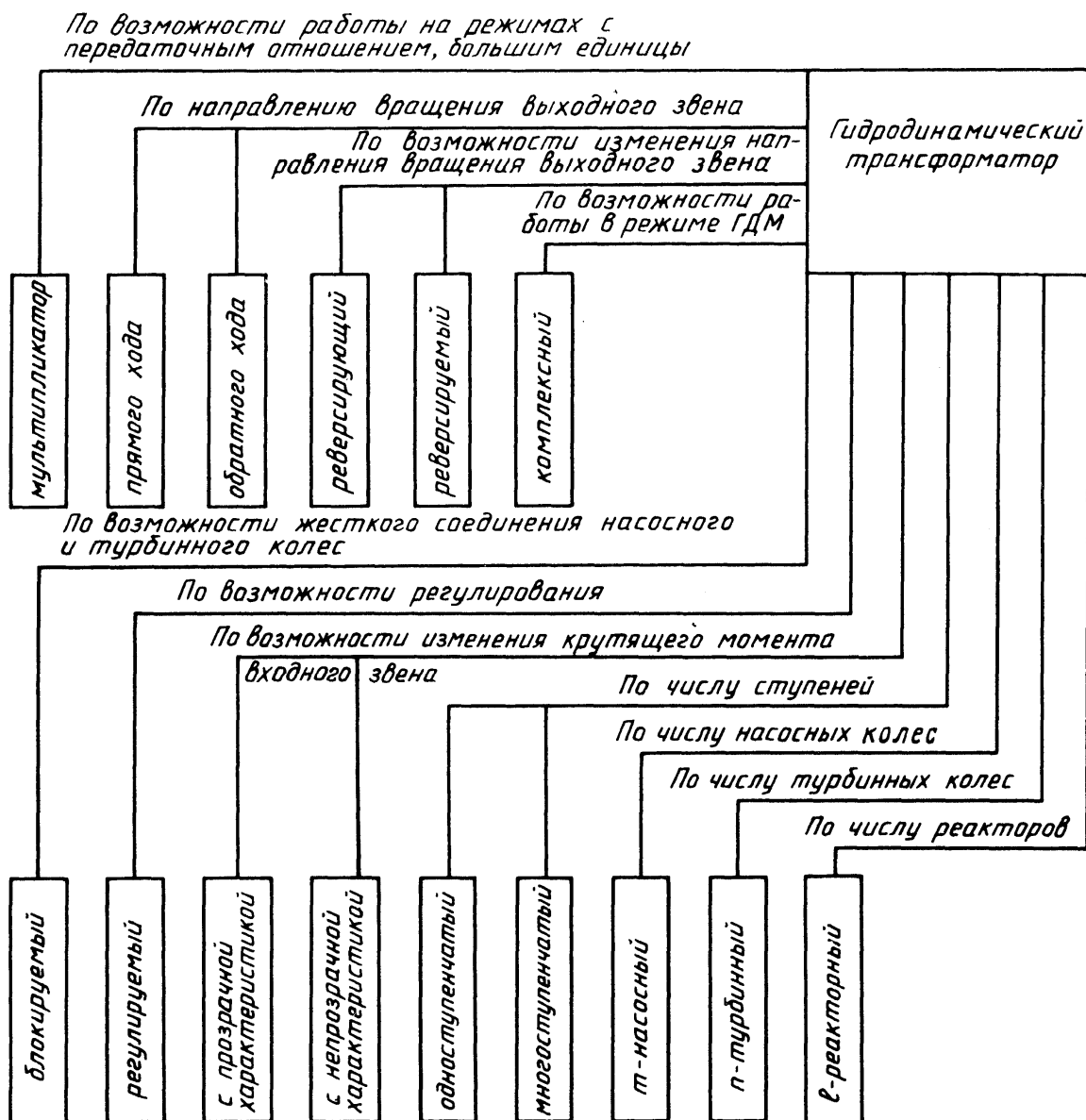


Рис.4. Классификация ГДТ

11.2.4 Внешняя характеристика ГДТ

Внешней характеристикой ГДТ называют зависимость внешних показателей от передаточного отношения при постоянных вязкости и плотности рабочей жидкости, частоте вращения или крутящем моменте входного звена.

При этом полной внешней характеристикой ГДТ называют его внешнюю характеристику на тяговом, обгонном режимах и на режиме противовращения (рис.4.5).

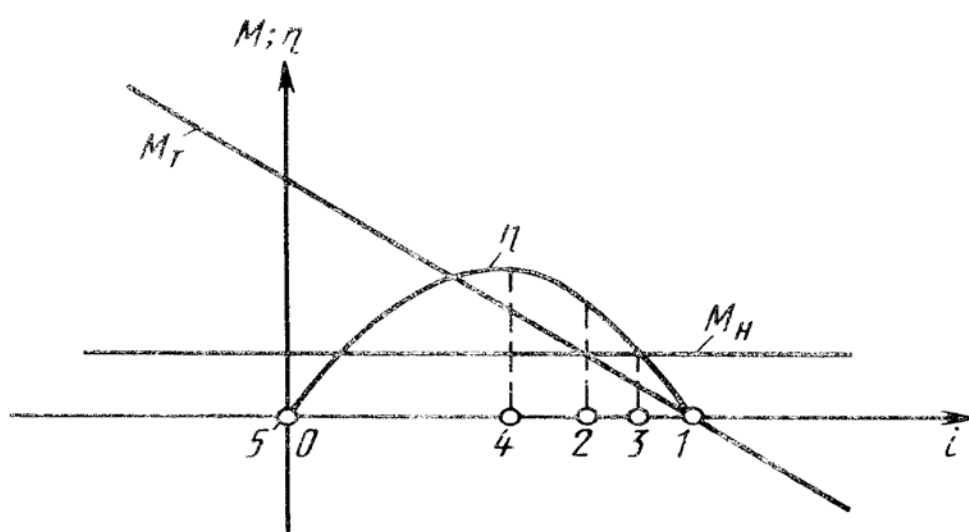


Рис.4.5 Теоретическая внешняя характеристика ГДТ при постоянных ω_1 , p и Q .

Чаще всего внешнюю характеристику представляют в виде зависимостей M_1 и M_2 , η от i и ω_2 при постоянных ω_1 , p , где моменты M_1 и M_2 относятся к входному и выходному валам. Точка 1- режим холостого хода, в которой отсутствует нагрузка на выходном валу ($M_T=0$ и $N_T=0$): $\eta=0$; $N_H=N_{\text{пот}} \neq 0$.

Точка 2 - режим равенства моментов $M_H=M_T$. Точка 3 – режим синхронного вращения насосного и турбинного колёс: $\omega_T=\omega_H$, $i=1$. Этот режим имеет место для ГДТ с, $i_{x,x} > 1$. Режим имеет большое практическое значение для блокировки насосного и турбинного колёс, так как при

равенстве их скоростей обеспечивается плавное соединение входного и выходного валов ГДТ (двигателя и рабочего органа).

Точка 4 - оптимальный режим работы, характеризуется максимальным КПД η^* и минимальными гидравлическими потерями. Иногда оптимальный режим совпадает с режимом безударного входа в венец лопастей одного из колёс, когда угол атаки при входе потока на колесо равен нулю. *Точка 5* - стоповый режим; , $i=0$, $\eta=0$, $M_H \neq 0$, $N_T=0$, $N_H=N_{\text{тепл}}$.

Момент на турбинном колесе находится согласно уравнению:

$$M_{T0} = \rho \cdot Q \cdot \left[-\omega_H \cdot r_{H2}^2 + Q \left(\frac{\text{ctg} \beta_{H2}}{F_{H2}} \cdot r_{H2} - \frac{\text{ctg} \beta_{T2}}{F_{T2}} \cdot r_{T2} \right) \right]; \quad (4.1)$$

Максимальный момент развивается на тяговом режиме работы. Стоповый режим, например, соответствует троганию автомобиля с места и является напряжённым в тепловом отношении.

Полную внешнюю характеристику ГДТ, представленную на рисунке 5, можно считать теоретической, так как она построена при допущении $Q=\text{const}$. На практике зависимость $Q=f(i)$ определяется не только режимом работы ГДТ, но и его типом (конструкцией лопастных колёс), и реальные полные внешние характеристики для наиболее часто применяющихся одноступенчатых ГДТ отличаются от теоретических.

12. ИННОВАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН

С восьмидесятих годов прошлого века на высокотехнологичных предприятиях, выпускающих сложную наукоемкую продукцию (в том числе гидромашины), интенсивно внедряется информационная поддержка изделий на всех этапах жизненного цикла: CALS – Continuous Acquisition and Life-cycle Support. *Жизненный цикл изделия* – перечень этапов, через которые проходит изделие за весь период своего существования. Термин CALS предполагает организацию единого информационного пространства, объединяющего автоматизированные системы. В интегрированной информационной среде, в которой осуществляется безбумажное информационное взаимодействие между всеми участниками жизненного цикла изделия, действуют стандартные правила хранения, обновления, поиска и передачи информации.

12.1 Современные комплексы САПР

Одним из наиболее важных является этап проектирования, осуществляемого различными средствами САПР. Принято выделять системы функционального проектирования – CAE (Computer Aided Engineering), конструкторского – CAD (Computer Aided Design) и технологического – CAM (Computer Aided Manufacturing).

С помощью интегрированной совокупности инновационных средств CAE/CAD/CAM создаются машины и аппараты, соответствующие современному уровню, при этом решается ряд взаимосвязанных задач:

- расчет системы гидропривода машины и определение параметров нового аппарата;
- расчет размеров деталей нового аппарата;

- анализ динамических характеристик аппарата, проверка его работы в гидроприводе машины и в случае необходимости корректировка размеров деталей;
- разработка конструкторской документации;
- разработка технологического процесса (ТП) изготовления деталей аппарата и программ для станков с ЧПУ.

С целью перенесения экспериментальных исследований на имитационное моделирование виртуальных аналогов созданы и развиваются мощные информационные комплексы для проектирования изделий машиностроительной гидравлики, включающие: расчетный модуль, проектный модуль, модуль подготовки производства.

В состав комплекса входят такие инновационные программные продукты как:

- Средства разработки 3D моделей Inventor 5.3 rus, Mechanical Desktop 6, CADMech Desktop, Unigraphics, SolidWorks 2013;
- Средства разработки 2D чертежей AutoCAD 2002 rus, CADMech; средства технологической подготовки производства TechCard, EdgeCAM; Компас 3d;
- Средство анализа гидромеханических процессов Flow-3D; средство кинематического и напряженно-деформированного анализа visualNASTRAN 4D; Ansys 13 CFX;
- Программы для динамического анализа; программные средства собственной разработки (реализованные в Matchcad, Matlab и т.д.)

Стандартная методология проектирования, сводиться к тому, что на предприятии разрабатывается программный комплекс, состоящий из нескольких взаимосвязанных частей, каждая из которых реализована посредством специализированного программного обеспечения.

Расчетный комплекс можно определить как информационную компьютерную среду, организованную в соответствии с собственной

концепцией и состоящую из коммерческих компьютерных 3-D программ, моделей, выполненных с использованием этих программ, оригинальных однокоординатных имитационных моделей и методик. Комплекс предназначен как для выполнения проектирования машиностроительной гидравлики, так и в целом для модельного сопровождения этапов жизненного цикла изделия.

С учетом данного определения общие положения концепции расчетного комплекса формулируются следующим образом:

1) При разработке расчетного комплекса предприятие, проектирующее машиностроительную гидравлику, рассматривается как информационная система, а расчетный комплекс как элемент информационной среды этой системы, построенной на базе современной компьютерной технологии.

2) Расчетный комплекс разрабатывается в частности в русле технологий, суть которых в создании и существовании параллельно с выпускаемой продукцией ее виртуального аналога в виде комплекса компьютерных взаимосвязанных моделей.

3) Структура расчетного комплекса формируется по общим правилам формирования компьютерной информационной среды и включает взаимосвязанные элементы:

- Комплекс коммерческих программ,
- Комплекс моделей,
- Комплекс расчетных методик.

* Комплекс моделей и комплекс расчетных методик аккумулируется в библиотеку.

4) Конкретный состав расчетного комплекса определяется кругом конкретных задач, решаемых средствами этого комплекса.

Если обобщить тематику рассмотренных выше работ, то можно сделать следующие выводы о содержании проектировочного комплекса машиностроительной гидравлики:

- Составляющей такого комплекса являются 3D-программы для анализа статики, кинематики и динамики гидравлических механизмов.
- Другой составляющей такого комплекса должна быть методика энергетического анализа - гидравлические машины, передачи, приводы являются энергосиловыми установками.
- Прочностной анализ, анализ напряженно-деформированного состояния являются также обязательными составными частями проектирования машиностроительной гидравлики, и соответствующие программы входят в расчетный комплекс. Это связано с тем, что гидромашины - это высоконагруженные устройства.
- Рабочим телом гидропривода является жидкость. Ее свойства определяют и конструктивные формы привода, и его характеристики. Поэтому в круг расчетных методик входят методики гидравлики и гидромеханики.
- Гидропривод является сложной динамической системой. Поэтому построение обобщенной имитационной модели требует включения в комплекс универсальной моделирующей программы.

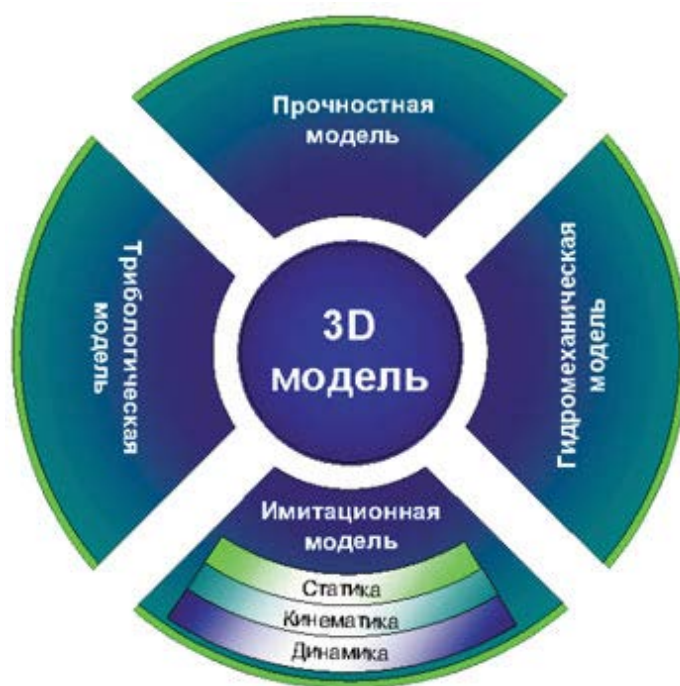


Рис. 7.2 Структура расчетного комплекса

Объединения органичным образом различных методов и методик машиностроительной гидравлики в единый расчетный комплекс при разумной автоматизации процесса расчета реализуется структурой представленной на рис.7.2

12.3 Методика проектирования и моделирования лопастных гидромашин в программе Mathcad

Как было рассмотрено ранее (см.лек.2), конструктивная схема лопастного насоса (рис.1.3) может быть представлена в виде упрощенном виде с меньшим количеством элементов.

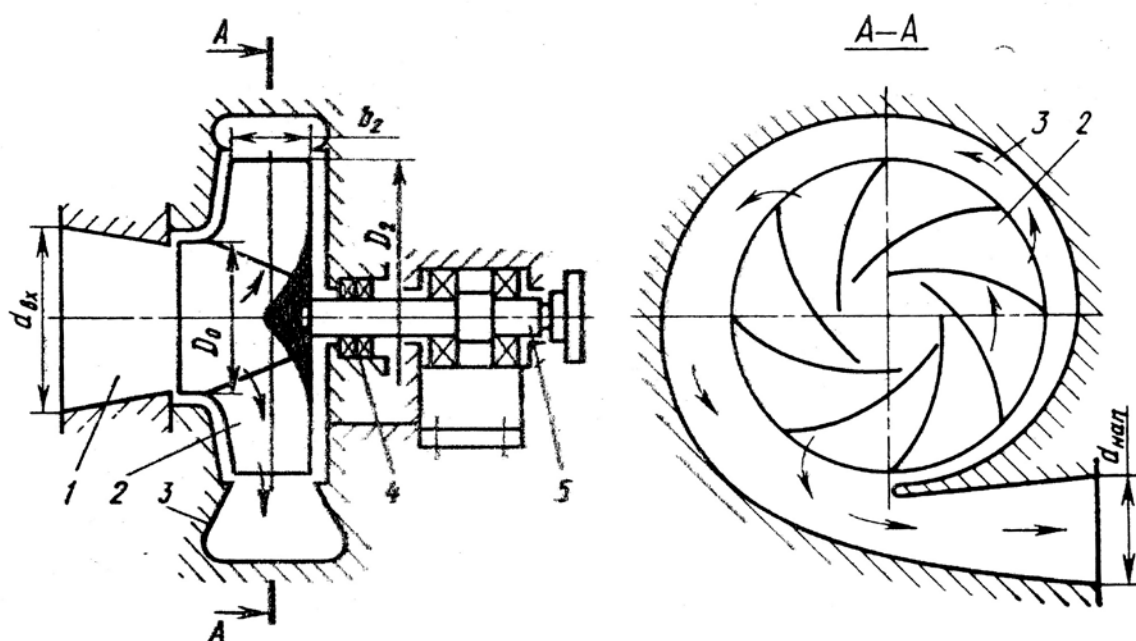


Рисунок 1 - Конструктивная схема центробежного насоса: 1 – подвод; 2 – рабочее колесо; 3 – спиральный отвод; 4 – уплотнение; 5 – вал приводной;

В этом случае расчет центробежного насоса, сводиться к определению конструктивных (геометрических) параметров его рабочего колес и отвода. Типовая конструкция консольного насоса приведена на рис.1.

Для выполнения расчетов используется программа САПР ЦН реализована в среде Mathcad v.13 и предназначена для расчета гаммы центробежных насосов малой и нормальной быстроходности с коэффициентом быстроходности $n_s < 140$.

Апробация программы успешно прошла при моделировании в курсовом проектировании по дисциплине: «Лопастные гидромашины и гидромеханические передачи».

Структура программы [3] приведена на рис.2 и имеет блоки для решения ряда задач конструкторского и исследовательского характера.

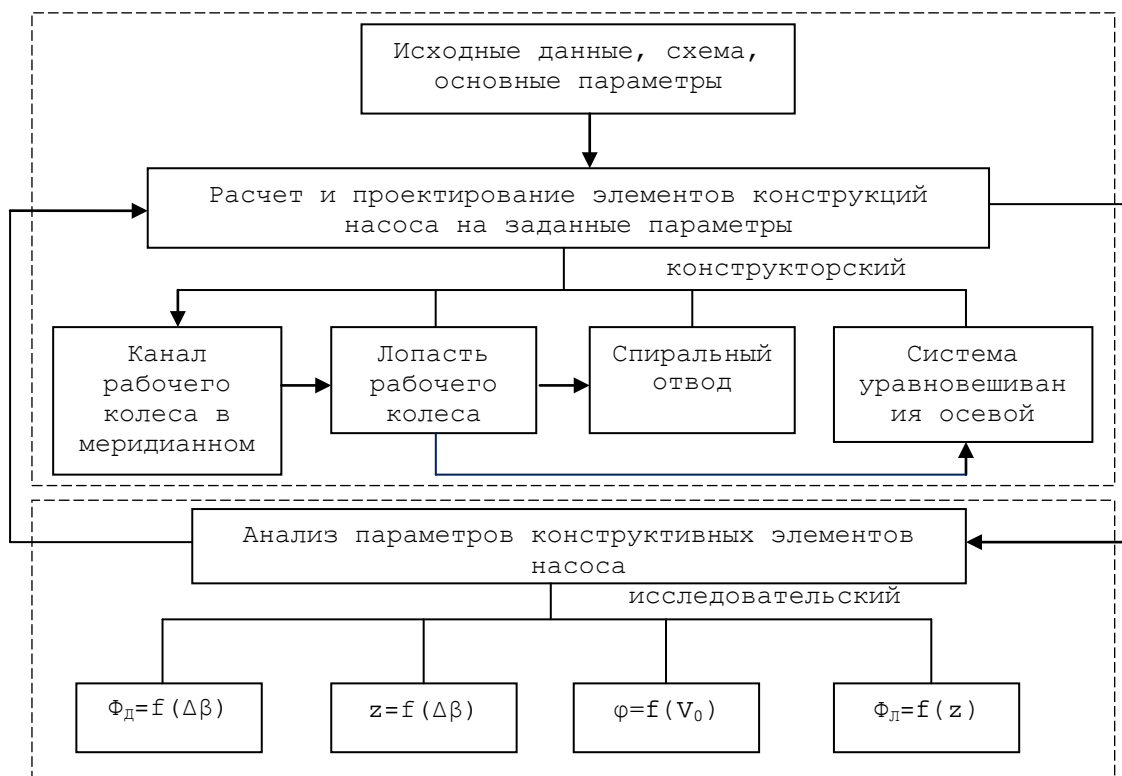


Рисунок 2 - Структурная схема САПР центробежного насоса

Техническое задание на проектирование ЦН согласовывается с заказчиком. В соответствии с рассмотренной ранее методикой [1,2] основными требуемыми **параметрами** являются:

- Q - подача насоса, $\text{м}^3/\text{ч}$;
- H - напор насоса, м ;
- ρ – плотность рабочей жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;
- n - количество ступеней;
- k - количество потоков.

Таблица 1 - Исходные данные для моделирования ЦН

№ п/п	Параметры	Значения	№ п/п	Параметры	Значения
1	Число потоков (1-2)	$k_n = 2$	5	Частота вращения рабочего колеса, об/мин	$n=1450$
2	Количество ступеней, 1-п	$I=1$	6	Толщина лопасти, м чугун (3-4), сталь (3-5)	$s=4$
3	Подача насоса, м ³ /ч	$Q_n=450$	7	Плотность воды, кг/м ³	$\rho=1000$
4	Напор насоса, м	$H_n=35$	8	Число участков изменения интервалов величин: r, W, V_m	$j=8$

Результатами расчета являются следующие параметры:

- Гидравлические параметры ЦН:**

H_{cm} – подача ступени;

Q_{cm} – напор ступени;

Q_k – расход через колесо;

- Энергетические параметры ЦН:**

η_o, η_z, η , - КПД объемный, гидравлический и полный соответственно;

N, N_{max} - мощность потребляемая и развиваемая насосом

соответственно;

- Конструктивные параметры РК:**

d_g – диаметр вала,

d_{gm} – диаметр втулки,

D_0 – диаметр входа в РК,

r_l – радиус средней кромки лопасти,

b_l – ширина рабочего колеса,

z – количество лопастей;

- Скоростные параметры РК:**

u – окружная скорость,

V_m – меридианная скорость,

β – угол атаки,

n_s – коэффициент быстроходности.

По результатам расчета производится профилирование, состоящее из 3 этапов:

- Профилирование канала РК,
- Профилирование контура лопасти,
- Профилирование спирального отвода.

Профилирование канала рабочего колеса. Для профилирования канала рабочего колеса задаёмся линейным законом изменения меридианной скорости вдоль радиуса $V_m = f(r)$ от V_{m1} до V_{m2} , а так же линейным законом изменения относительной скорости от W_1 до W_2 , интервалом радиусов рабочего колеса от r_1 до r_2 с числом участков j .

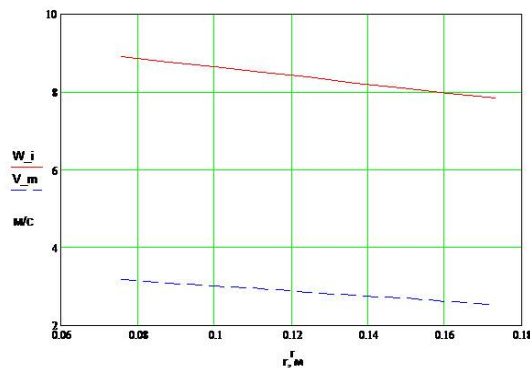


Рисунок 3. Графики зависимости скорости: W_j (---) относительной и меридианной V_m (- -) от радиуса r

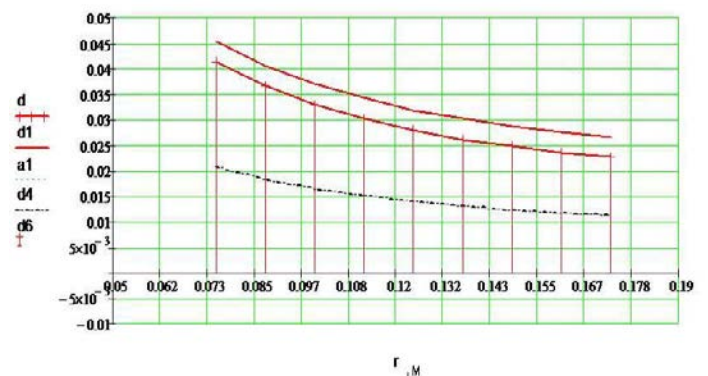


Рисунок 4. Профиль канала рабочего колеса

Интервал изменения радиуса рабочего колеса Δr и соответствующих значений изменений меридианной ΔV_m и относительной ΔW скоростей равны:

$$\Delta r = \frac{r_2 - r_1}{j}; \quad (1)$$

$$\Delta V = \frac{V_{m1} - V_{m2}}{j}; \quad (2)$$

$$\Delta W = \frac{W_1 - W_2}{j}; \quad (3)$$

Графики зависимости относительной и меридианной скоростей в функции радиуса приведены на рис. 3.

Значения ширины канала (b_j) рабочего колеса для каждого участка равны:

$$b_j = \frac{Q}{2\pi \cdot r_j \cdot V_{mj}}; \quad (4)$$

По зависимости $b=f(r)$ и полученным данным проектируется канал РК. Меридианное сечение канала рабочего колеса показано на рис.4.

Профилирование лопасти. Профилирование лопасти осуществляется при условии безотрывного обтекания контура лопасти потоком, что соответствует минимуму гидравлических потерь. С этой целью принимая плавный, без минимумов и максимумов, закон изменения скоростей $V_m = f(r)$ и $W = f(r)$, см. рис.3.

Угол установки лопасти рассчитывается по выражению:

$$\beta_j = \arcsin\left(\frac{V_{mj}}{W_j} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_j}\right); \quad (5)$$

Дифференциальное уравнение средней линии контура лопасти имеет вид:

$$d_\varphi = \frac{dr}{r \cdot \operatorname{tg} \beta}; \quad (6)$$

Полагая $\varphi_I=0$ при $r_I=r$, после интегрирования получаем:

$$\varphi = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot \operatorname{tg} \beta_j} = \frac{(j-1) \cdot \Delta r}{r_j \cdot \operatorname{tg} \beta}; \quad (7)$$

Результаты расчета зависимости $\varphi = f(r)$ являются координатами точек средней линии лопасти толщиной S .

Профилирование контура лопасти рабочего колеса показано на рис.5. Согласно числу лопастей z , находятся шаги расположения лопастей t_1 и t_2 соответственно по окружностям радиусов R_1 и R_2 . В связи с тем, что значения V_{mi} , W_i , β_i в функции от r задаются в виде таблицы, значение функции после интегрирование в численной форме для каждого j -го участка равно:

$$C_j = \frac{1}{r_j \cdot \operatorname{tg} \beta_j}, \quad (8)$$

Принимаем обозначение подынтегральной функции как $C(r) = \frac{1}{r \cdot \operatorname{tg} \beta}$, тогда:

$$\Delta\varphi_j = \frac{C_{j-1} + C_j}{2} \cdot \Delta r, \quad (9)$$

где $\Delta\varphi$ - приращение центрального угла; C_{j-1} - значение подынтегральной функции в начале участка; C_j - значение подынтегральной функции в конце участка; Δr - приращение радиуса.

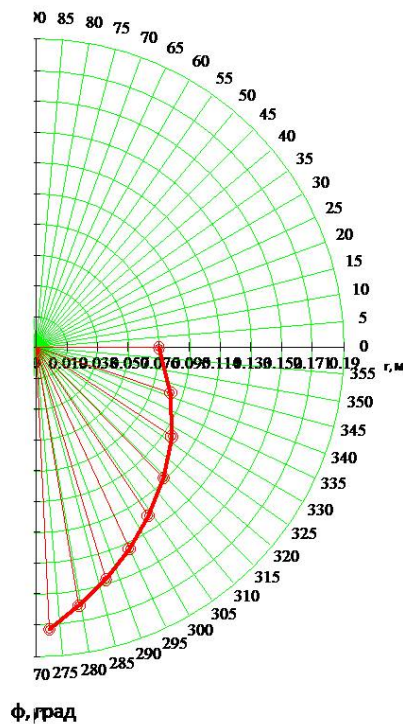


Рисунок 5 - Профиль лопасти РК

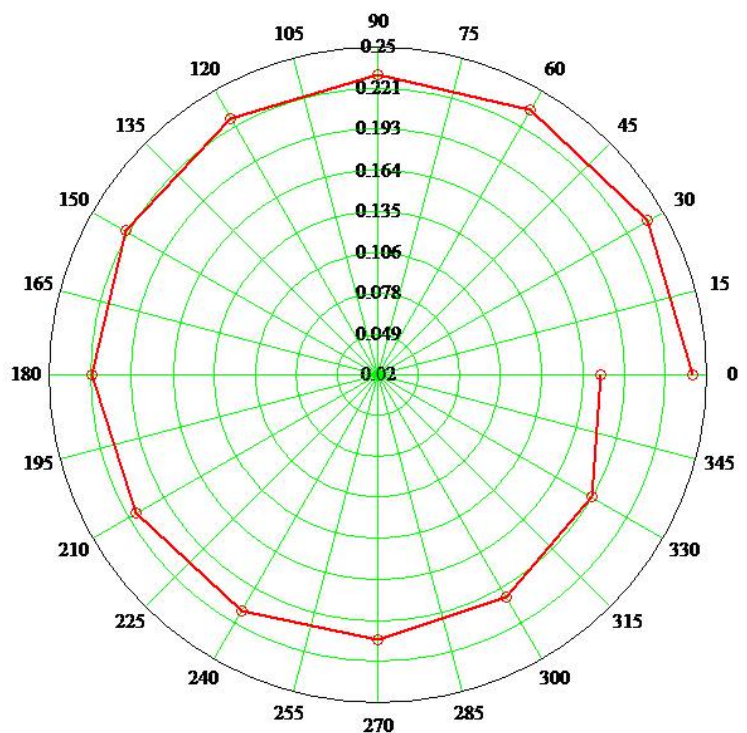


Рисунок 6 - Профиль спирального отвода ЦН

Профилирование спирального отвода с круговым сечением. Форма канала спирального отвода играет существенную роль и должна выполняться подобно конструкциям насосов, показавших высокие значения КПД. Коэффициент быстроходности n_s проектируемого насоса не должен значительно отличаться от прототипа.

Поперечное сечение спирального отвода принимаем круговым. Радиус кругового сечения спиральной камеры ρ_s , расположенного под углом φ_s от начала спирали, равен:

$$\rho_s = \frac{\varphi_s}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_s \cdot r_3}{k}}, \quad (10)$$

$$k = \frac{720 \cdot \pi \cdot g}{\omega} \cdot \frac{H_n}{Q_n} \cdot 3600, \quad (11)$$

где k – коэффициент; H_n – теоретический напор;

Q_n – действительная подача колеса, или расход в устье спирали;

$\omega = 2\pi n$ – угловая скорость вращения; φ – текущий угол;

r_3 – радиус начала кругового сечения принимается в интервале 3-5% от r_2 и равен:

$$r_3 = 1,04 \cdot r_2; \quad (12)$$

Ширина входа (b_3) в отвод находится по выражению:

$$b_3 = b_2 + 0,05 \cdot 2 \cdot r_2; \quad (13)$$

Профиль контура спирального отвода показан на рис.6.

Результаты расчета параметров ЦН приведены в табл.2 и позволяют перейти к профилированию канала, лопасти рабочего колеса и его спирального отвода в системе твердотельного моделирования SolidWorks (или другой пакет CAD).

Таблица 2. Данные для 3D моделирования ЦН в SolidWorks

№ п/п	Наименование	Значение
1	d_v – диаметр вала	0,04 м
2	D_o – диаметр входа в РК	0,168 м
3	r_1 – радиус средней кромки лопасти	0,076 м
4	l_{vt} – длина втулки	0,67 м
5	z – количество лопастей	6
6	r_2 – радиус РК на выходе	0,173 м
7	b – ширина РК на выходе	0,233 м
8	r_3 – радиус кругового сечения спир. отвода	0,18 м
9	b_3 – ширина спирального отвода	0,041

Твердотельное моделирование. Для 3D моделирования ЦН в программе SolidWorks, полученные исходные данные (табл.2) группируются в необходимую форму, а далее с помощью функции экспорта данных в программе MahtCad (Insert →Data →File Output→далее расширение *.xls (для Excel) и путь размещения) оформляются в табличном виде (рис.7). Более подробная методику построения РК по задаваемым уравнениям его параметров рассматривает в учебном пособии [1].

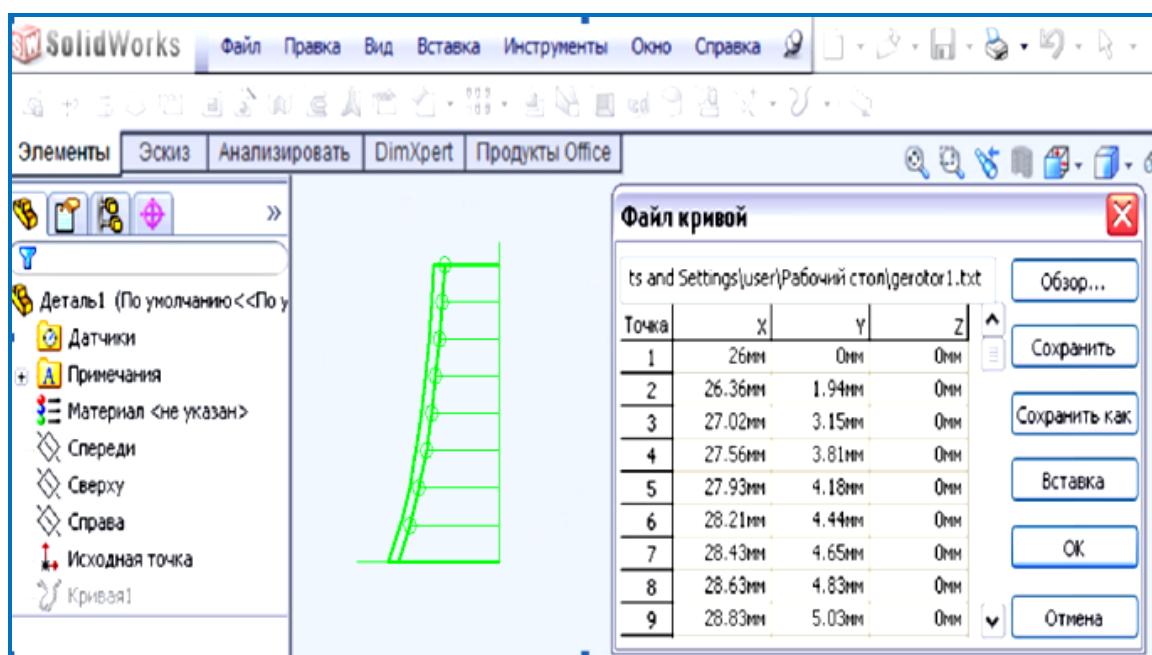


Рисунок 7 - Экспортированные в систему проектирования SolidWorks данные для моделирования канала рабочего колеса

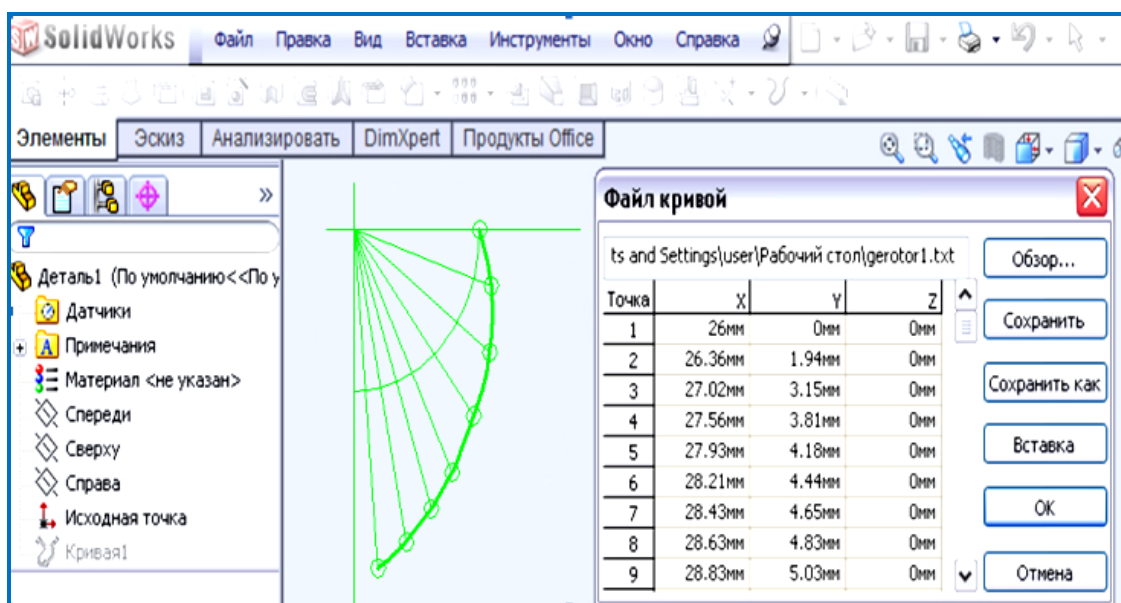


Рисунок 8 - Экспортированные в систему проектирования SolidWorks данные для моделирования профиля лопасти

Импортируемая из Mathcad кривая, преобразовывается в линию обвода (преобразование объекта). Затем, для построения конфигурации канала рабочего колеса, выполняется операцию вращения контура (рис.7) с заданной толщиной стенки.

Для профилирования контура лопасти, используется операция вытягивания на необходимую величину (рис.8), а затем дублируется по касательной (рис.9) к диаметру окружности втулки (r_{em}), расчетное количество (z) лопастей.

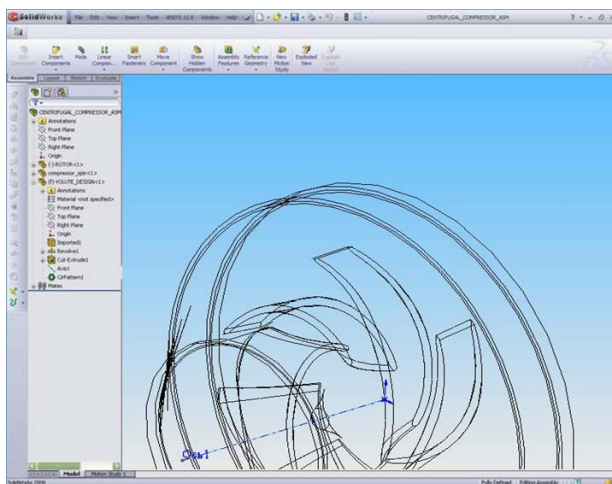


Рисунок 9 - Рабочее колесо 3D модель построенная расчетным данным

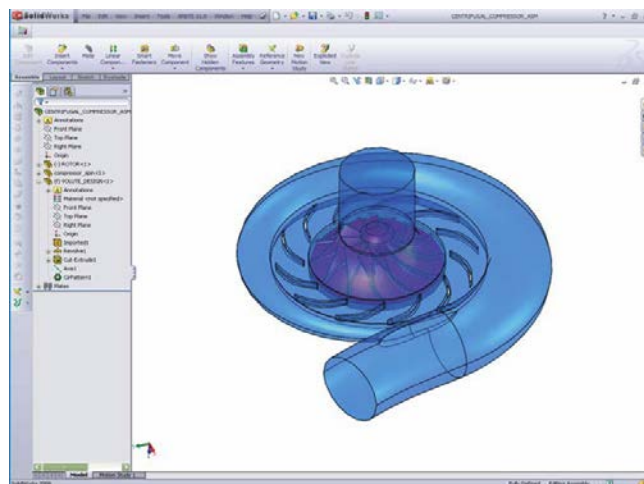


Рисунок 10 - Твердотельная 3D модель центробежного насоса в системе SolidWorks

Затем, полученные детали объединяются в сборку, создается непосредственно модель проточной части центробежного насоса (Рис.10). Дальнейший анализ полученной конструкции и решение ряда исследовательских задач, возможно выполнить экспортируя полученную CAD модель в систему Ansys 13 CFX с исследованием течения жидких сред.

Рассматриваемая проектировочная методика позволяет решать в рамках единой инновационной концепции и на системной основе следующих задач:

- а) выполнения всех основных типов расчетов;
- б) разработки новых методик расчетов по мере потребности;
- в) выполнения нестандартных, нетиповых расчетов.

Использование комплекса, как показала практика, обеспечивает:

- ❖ Оперативное выполнение основных типов расчетов устройств и систем машиностроительной гидравлики;
- ❖ Повышение качества расчетных методик, их научной обоснованности, корректности и точности расчетов;
- ❖ Аккумуляция опыта расчетов и проектирования, его обобщения;
- ❖ Обобщение опубликованных результатов исследований других проектных организаций с целью последующего использования в собственной практике;
- ❖ Удешевление процесса проектирования;
- ❖ Замену большинства натурных экспериментов на модельные;
- ❖ Использование для сопровождения всего жизненного цикла изделия.

12.4 Перспективные направления создания САПР гидромашин

В настоящее время, широкое распространение получают системы интегрирующие функции вышеперечисленных пакетов программ. Так разработанная авторами в ЮРПУ (НПИ) (Крутиков В.С., Лиходед К.А., Копица В.В) система единой САПР, состоящей из подсистем решения отдельных вышеперечисленных задач. В разрабатываемой САПР все вопросы решаются программно с минимумом диалоговых режимов работы, за исключением тех случаев, когда программное решение затруднительно или недостаточно информации.

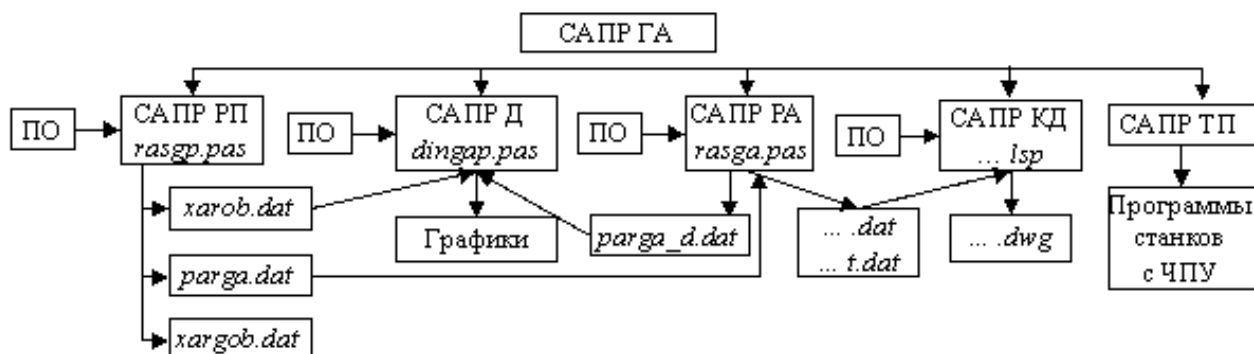


Рис.12 Структурная схема САПР гидравлического аппарата

Все подсистемы САПР включают необходимые банки данных и знаний, оформленные в виде подпрограмм, обмен информацией между подсистемами осуществляется автоматически.

В этом заключается принципиальное отличие предлагаемого подхода от идеологии САПР, создаваемых в «Компас» и Solid Works, в основу которых положен принцип диалогового режима работы, не позволяющий в дальнейшем переходить от автоматизированного к полностью автоматическому проектированию.

В общем случае разрабатываемая САПР ГА имеет структурную схему (рис.1), состоящую из пяти подсистем: расчета гидропривода и выбора гидрооборудования – РП, гидропривода – Д, расчета размеров деталей – РА, автоматизированного получения конструкторской документации – КД, автоматизированного проектирования технологического процесса – ТП.

Преимущества таких многофункциональных САПР заключается в:

- Обеспечении комплексного решения всех задач создания гидромашин;
- Сокращении времени разработки за счет параллельного выполнения работ по созданию подсистем РА, КД и ТП;
- Максимально возможном переходе от автоматизированного проектирования к автоматическому (безлюдным технологиям);
- Реализации идеологии полностью безбумажного проектирования: когда вся информация находится на электронных носителях и передается автоматически файлами в подсистемы САПР
- Минимизирует возможность ошибок, связанных с человеческим фактором.

Однако, данные системы требуют высоких вычислительных мощностей на предприятиях выполняющих разработку и проектирование гидромашин, что не всегда возможно, особенно в условиях малых организаций. Поэтому наиболее распространенным является на данный момент цикл проектирования рассмотренный в п.1.7.1.