А. К. МИХАЙЛОВ, В. В. МАЛЮШЕНКО

ЛОПАСТНЫЕ НАСОСЫ

ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ



Москва
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1977

6П5.7
М69
621.67.001.11.001.24

Рецензент канд. техн. наук А. К. ТИЩЕНКО

Михайлов А. К., Малюшенко В. В.

М69 Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М., «Машиностроение» 1977.

288 с. с ил.

В книге изложены основы теории лопастных насосов, основные инженерные методы гидродинамических и механических расчетов проточной части и наиболее ответственных деталей. Рассмотрены принцип действия и конструкции основных узлов. Описаны наиболее распространенные типы конструкций лопастных насосов отечественного и зарубежного производства. Приведены методы испытаний и экспериментальных исследований насосов.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занимающихся исследованием, проектированием, изготовлением и эксплуатацией лопастных насосов. Она может быть также полезна студентам энергомашиностроительных специальностей.

М $\frac{31306\text{-}156}{038\ (01)\text{-}77}$ 156-77 6П5.7

ИБ № 1462

Анатолий Константинович МИХАЙЛОВ
Владимир Васильевич МАЛЮШЕНКО

ЛОПАСТНЫЕ НАСОСЫ

Теория, расчет и конструирование лопастных насосов

Редактор издательства *И. Н. Якунина*
Технический редактор *Е. П. Смирнова* Корректор *Л. Я. Шабашова*
Переплет художника *В. Д. Димитриади*

Сдано в набор 22/VI 1976 г. Подписано к печати 28/X 1976 г. Т-19918
Формат 60 × 90¹/₁₆ Бумага типографская № 1 Усл. печ. л. 18 Уч.-изд. л. 18,5
Тираж 9000 экз. Заказ № 1089 Цена 1 р. 21 к.

Издательство «Машиностроение», 107885, Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., дом 3

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
193144, Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10

М $\frac{31306\text{-}156}{038\ (01)\text{-}77}$ 156-77

© Издательство «Машиностроение», 1977 г.

ВВЕДЕНИЕ

Лопастные насосы представляют собой наиболее распространенный класс машин, используемых практически во всех отраслях народного хозяйства. Отрасль насосостроения нашей страны выпускает насосы более 3000 типоразмеров, отличающиеся принципом действия, конструктивным исполнением и назначением. Преобладающее распространение получили лопастные насосы, относящиеся к классу динамических.

Годы после Второй мировой войны знаменовались ускоренным научно-техническим прогрессом в насосостроении. Гигантские темпы развития народного хозяйства СССР, создание новых отраслей промышленности поставили конкретные задачи перед насосостроением. Необходимо было в кратчайшие сроки выполнить большой объем работ по разработке, исследованию и освоению серийного производства обширной номенклатуры новых типов и конструкций насосов, параметры которых существенно отличались от параметров ранее выпускаемых.

Производство лопастных насосов различного назначения сконцентрировано на ряде крупных заводов и объединений, среди которых можно выделить объединения «Насосэнергомаш», «Уралгидромаш», «Молдавгидромаш» и др. Насосы выпускаются рядом заводов различных министерств.

Почти 50 лет ведущим научно-исследовательским центром в области насосостроения является ВНИИГидромаш. Исследования, выполненные за истекший период научными лабораториями института под руководством С. С. Руднева, А. Е. Караваева, Д. Я. Суханова и др. в различных направлениях насосостроения, явились научным фундаментом при создании новейших конструкций насосов различного назначения. Много исследований по разработке рабочих органов насосов конкретных конструкций выполнено кафедрами гидромашин МВТУ и МЭИ.

Ведущая роль в развитии энергетического и атомного насосостроения принадлежит научным и производственным коллективам Ленинграда и Украины. Это известные научные школы насосостроения — в ЛПИ им. М. И. Калинина под руководством И. Н. Вознесенского и А. А. Ломакина, в ХПИ им. В. И. Ленина под руководством Г. Ф. Проскуры и Д. Я. Алексапольского, и

заводы—фирмы: ЛМЗ им. XXII съезда КПСС, завод «Экономайзер», Сумский насосный завод.

Ускоренное развитие и важнейшие задачи, поставленные перед насосостроением научно-технической революцией, раздвинули географию исследований и производства насосов. Создан крупный научный центр насосостроения в Молдавии. Кафедры различных вузов страны проводят исследовательские работы по лопастным насосам.

Перед насосостроителями страны стоят большие задачи по созданию новых высокоэкономичных насосов, отличающихся повышенными параметрами, малой удельной металлоемкостью, высокой степенью унификации и пр. Это потребует дальнейшего развития исследовательских, проектно-конструкторских и технологических работ в отрасли насосостроения.

ГЛАВА I

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТ ЛОПАСТНЫХ КОЛЕС

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАСОСОВ

Насос представляет собой энергетическую машину, в которой механическая энергия привода преобразуется в гидравлическую энергию жидкости. Чаще всего насосы используют для подъема и перемещения жидкости.

Насосы, в которых преобразование энергии основано на силовом взаимодействии лопастной системы и перекачиваемой жидкости, называются лопастными. В зависимости от характера силового взаимодействия и направления потока лопастные насосы разделяют на центробежные и осевые. В центробежных насосах (рис. 1, *а*) поток жидкости имеет в области лопастного колеса радиальное направление и перемещается главным образом в поле действия центробежных сил. В осевых насосах (рис. 1, *б*) поток жидкости параллелен оси вращения и перемещается в поле действия гидродинамических сил, возникающих при взаимодействии потока и решетки лопастного колеса. Как центробежный, так и осевой насосы состоят из корпуса и вращающегося в нем лопастного колеса. При вращении колеса в потоке жидкости возникает разность давлений по обе стороны каждой лопасти и, следовательно, силовое взаимодействие потока с лопастным колесом. Приращение энергии потока жидкости в лопастном колесе зависит от скорости потока, частоты вращения колеса, его размеров и формы лопасти.

Приращение гидравлической энергии жидкости происходит во вращающемся рабочем колесе. В отводящих каналах корпуса кинетическая энергия жидкости преобразуется в энергию давления.

Запас энергии, полученный жидкостью в насосе, расходуется на преодоление сопротивлений и противодавления в системе. Комплекс—насос, приводной двигатель и коммуникация, представляет собой насосную установку.

Область применения лопастных насосов обширна: для бытового и промышленного водоснабжения, в циркуляционных, питательных, сетевых и других установках электростанций, в мелиорации, теплофикации, в водоотливах, в бумажной, горнодобывающей, металлургической, химической промышленности и т. д. Для каждой области применения с учетом перспективы ее развития проект-

но-конструкторские организации определяют поле насосов и рассчитывают номинальное число типоразмеров насосного оборудования. Согласованное и утвержденное поле насосов является нор-

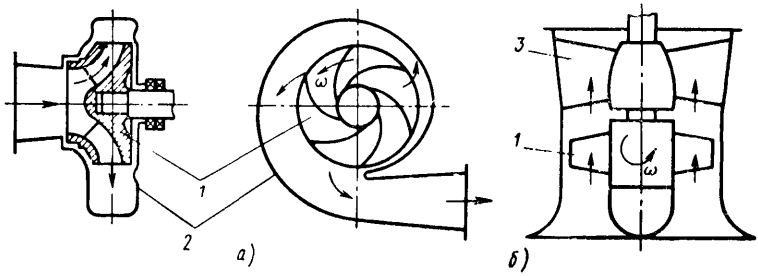


Рис. 1. Схемы насосов:
а — центробежного; *б* — осевого; *1* — рабочее колесо; *2* — спиральный отвод; *3* — выправляющий аппарат

мативным документом для конструирования и изготовления насосов. Поля насосов помещены в каталогах, выпускаемых ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШем. Совместно с областью применения они дают возможность учесть при конструировании все специфические требования, предъявляемые к данной группе насосов, разработать типаж конструкций и предусмотреть проведение в широком масштабе научно-технических исследований в различных направлениях, определяемых разработкой насосного оборудования новых типов.

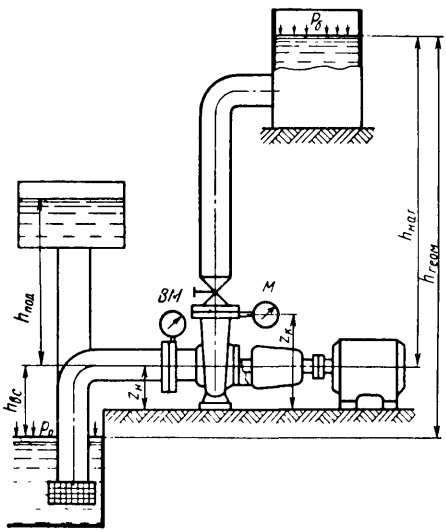


Рис. 2. Схема насосной установки

Основными параметрами, характеризующими работу насоса, являются напор, подача, мощность, к. п. д., частота вращения, вакуумметрическая высота всасывания.

Объемная подача Q представляет собой объем жидкости, подаваемой насосом в единицу времени.

Массовая подача $Q_м$ равна массе жидкости, подаваемой в единицу времени.

Полезной удельной работой называется приращение гидравлической энергии, получаемое единицей массы жидкости, проходящей через насос, т. е. разность удельных энергий жидкости между выходным и входным патрубками насоса (рис. 2), и выражается

в метрах столба перекачиваемой жидкости. Полезная удельная работа без учета потерь в насосе равна

$$L_{\text{п}} = L_{\text{к}} - L_{\text{н}} = \frac{p_{\text{к}} - p_{\text{н}}}{\rho} + g(z_{\text{к}} - z_{\text{н}}) + \frac{v_{\text{к}}^2 - v_{\text{н}}^2}{2},$$

где $p_{\text{к}}$ и $p_{\text{н}}$ — давление на выходе из насоса и на входе в него, кгс/см^2; g — ускорение свободного падения, м/с^2; $z_{\text{к}}$ и $z_{\text{н}}$ — высота центра тяжести выходного и входного сечений насоса, м; $v_{\text{к}}$ и $v_{\text{н}}$ — скорость жидкой среды на выходе из насоса и на входе в него м/с; ρ — плотность жидкой среды, кг/м^3.

Напор насоса

$$H = \frac{L_{\text{к}} - L_{\text{н}}}{g} = \frac{p_{\text{к}} - p_{\text{н}}}{\rho g} + (z_{\text{к}} - z_{\text{н}}) + \frac{v_{\text{к}}^2 - v_{\text{н}}^2}{2g}.$$

Полезной мощностью $N_{\text{п}}$ (квт) насоса является приращение энергии, получаемой жидкостью, проходящей через насос в единицу времени:

$$N_{\text{п}} = \frac{Q\rho g H}{102},$$

где Q — подача насоса, м^3/с.

Отношение полезной мощности $N_{\text{п}}$ к мощности насосного агрегата N вазывается **коэффициентом полезного действия** насоса:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} = \frac{Q\rho g H}{102N}. \qquad (1)$$

Обычно η выражается в процентах и характеризует суммарные потери энергии в насосе. Отдельные виды потерь характеризуются *гидравлическим к. п. д.* $\eta_{\text{г}}$ — отношением полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений; *объемным к. п. д.* $\eta_{\text{об}}$ — отношением полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, теряемой с утечками; *механическим к. п. д.* $\eta_{\text{мех}}$, выражающим долю механических потерь в насосе.

Механические потери на трение вращающихся частей ротора о жидкость характеризует *внутренний механический к. п. д. насоса* $\eta_{\text{мех. вн}}$.

Вакуумметрическая высота всасывания (м) характеризует вакуум на входе в насос:

$$H_{\text{в}} = \frac{p_0 - p_{\text{н}}}{\rho g} - \frac{v_{\text{н}}^2}{2g},$$

где p_0 — давление окружающей среды, кгс/см^2.

Величина $H_{\text{в}}$ связана с **геометрической высотой всасывания** $h_{\text{вс}}$, которая представляет собой разность высот центра тяжести входного сечения насоса и уровня жидкости в емкости. Превышение уровня жидкости над центром тяжести входного сечения назы-

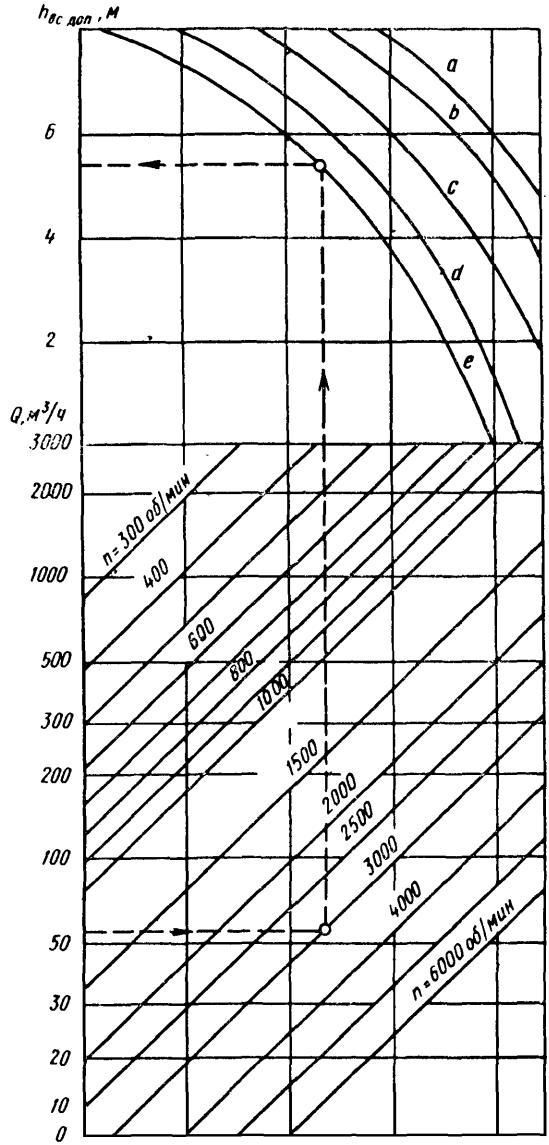


Рис. 3. Номограмма для определения допустимой высоты всасывания насосов:

а — одноступенчатых высоконапорных с осевым подводом; *в* — низконапорных с диаметром входного трубопровода $d_в > 150$ мм; *с* — низконапорных с $d_в < 150$ мм; *d* — осевых; *е* — многоступенчатых

вается **геометрическим подпором** $h_{под}$ (отрицательной высотой всасывания). Предварительно определить допустимую высоту всасывания $h_{вс.доп}$ можно по номограмме (рис. 3) [83].

Для лопастных насосов основные параметры при постоянной частоте вращения n однозначно взаимосвязаны между собой. Графически представленные эти зависимости называются характеристиками насоса.

Насос в системе может работать в режиме: номинальном, при котором обеспечиваются заданные технические показатели; оптимальном, т. е. с максимальным к. п. д.; кавитационном, т. е. в условиях кавитации с изменением основных показателей.

ОСНОВЫ ГИДРОМЕХАНИКИ ЛОПАСТНЫХ СИСТЕМ

Теория лопастных насосов базируется на законах и положениях гидромеханики идеальной и вязкой практически несжимаемой жидкости. В основу ее положены два основных свойства жидкой среды: сплошность и непрерывное изменение параметров потока в рассматриваемом объеме.

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся в практике закономерности установившегося движения.

Исходя из условия сплошности потока, можно записать

$$v_1\omega_1 = v_2\omega_2 = \cdots = v_i\omega_i = Q = \text{const},$$

где v — средняя скорость потока в сечении; ω — площадь сечения; i — номер сечения; Q — объемная подача.

Уравнение Бернулли представляет собой выражение закона сохранения энергии движущейся жидкости.

Для ряда живых сечений потока идеальной жидкости уравнение Бернулли записывается в виде

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \text{const}.$$

Уравнение Бернулли для двух живых сечений потока реальной жидкости записывается в виде

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}, \qquad (2)$$

где z и p — координата и давление в центре тяжести живого сечения; α — коэффициент неравномерности распределения скорости по живому сечению: для турбулентного движения можно принять $\alpha = 1{,}05 \div 1{,}1$; $\sum h_{1-2}$ — суммарные потери энергии между сечениями.

Уравнение (2) применимо только к абсолютному установившемуся движению, которое имеет место в неподвижных каналах насосов.

В некоторых случаях, например при движении жидкости по вращающимся криволинейным каналам рабочего колеса насоса, приходится учитывать также инерционные силы переносного движения. При постоянстве инерционной силы во времени будет иметь место установившееся движение жидкости по отношению к ограничительным стенкам канала. При этом уравнение Бернулли получается путем прибавления к работе сил тяжести и давления работы сил инерции.

Уравнение Бернулли для относительного движения жидкости имеет вид:

для идеальной жидкости

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{w^2 - (\omega r^2)}{2g} = H = \text{const};$$

для вязкой жидкости

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2 - (\omega r_1)^2}{2g} = z_2 + \frac{p^2}{\rho g} + \frac{w_2^2 - (\omega r_2)^2}{2g} + \sum h_{1-2}, \qquad (3)$$

где w — относительная скорость потока в сечении; r — радиус сечения; ω — угловая скорость.

Уравнение (3) применимо для любой ориентации рабочего колеса в пространстве.

Для характеристики режима движения жидкости используется безразмерный параметр Re, называемый числом Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{vl}{\nu},$$

где l — любой характерный геометрический параметр канала или тела; ν — кинематическая вязкость.

Для круглоцилиндрических труб $\mathrm{Re} = \frac{vd}{\nu}$ (здесь d — диаметр трубы).

Число Re характеризует отношение сил инерции к силам вязкости в движущейся жидкости.

Каналы проточной части лопастных насосов имеют различную форму поперечного сечения. Для характеристики формы канала применяют понятие гидравлического радиуса:

$$R_г = \frac{\omega}{\chi},$$

где χ — смоченный периметр канала.

Использование $R_г$ дает возможность применить экспериментальные данные по исследованию потоков в круглых трубах для характеристики течения в трубах произвольного сечения.

Гидравлический радиус прямоугольных сечений, часто встречающихся в насосах, можно вычислить по номограмме (рис. 4).

Потери энергии в трубе длиной L:
прямой круглой

$$h_{\text{п. д}} = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g};$$

произвольного сечения

$$h_{\text{п. д}} = \lambda \frac{L}{4R_{\text{г}}} \frac{v^2}{2g}.$$

Коэффициент потерь λ в общем случае зависит от Re и относительной шероховатости стенок трубы Δ/d, т. е. $\lambda = f(\text{Re}, \Delta/d)$. Для ламинарного режима $\lambda = f(\text{Re}) = 64/\text{Re}$. Для автомодельных режимов, довольно распространенных в насосах, $\lambda = f(\Delta/d)$.

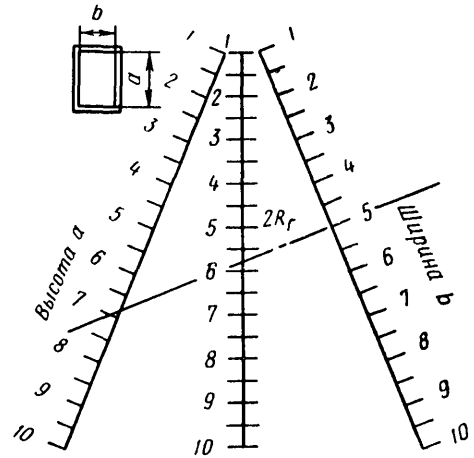


Рис. 4. Номограмма для определения $R_{\text{г}}$ для каналов прямоугольных сечений

Для определения коэффициента λ в зависимости от степени турбулентности некоторыми авторами предложены эмпирические зависимости [7, 45]. Значения λ обычно приводятся для установившегося движения со стабильной эпюрой скоростей. При поступлении потока в трубу или на лопасть рабочего колеса на некотором начальном участке эпюра скоростей деформируется и возникают дополнительные потери. Для проточной части насосов относительно малой длины учет начального участка имеет особое значение.

Под местными потерями подразумевается большое разнообразие типов потерь энергии из-за сопротивлений, сконцентрированных на незначительной протяженности по направлению потока. Местные потери определяют из выражения

$$h_{\text{м. п}} = \zeta \frac{v^2}{2g}.$$

Коэффициент местных потерь ζ для различных видов сопротивлений приводится в справочниках по гидравлическим расчетам. Следует отметить, что для турбулентного режима ζ практически не зависит от Re.

Довольно распространенный вид местных потерь в насосах — резкое расширение или сужение потока. Внезапное расширение

имеет место при выходе потока из рабочего колеса в отвод. Его иногда применяют при необходимости преобразования кинетической энергии в энергию давления на небольшом участке. Потерю энергии в этом случае можно определить, используя закон изменения количества движения массы жидкости:

$$h_{в.р} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}.$$

При внезапном сужении потока потерю энергии можно определить по аналогичной формуле с введением коэффициента $c = 0{,}4 \div 0{,}5$ [56]:

$$h_{в.с} = \frac{c\,(v_1 - v_2)^2}{2g},$$

где v_1 и v_2 — скорости в узком и широком сечениях.

Эти формулы получены для случая, когда центры тяжести сечений лежат на одной оси. При смещении осей потери изменяются.

Если в вихревом потоке жидкости выделить произвольный замкнутый контур L, то криволинейный интеграл от скорости вдоль замкнутой кривой называется циркуляцией скорости:

$$\Gamma = \oint v_L\, dL.$$

Циркуляция является мерой напряженности вихрей в потоке. Согласно теореме Стокса циркуляция скорости по замкнутому односвязному контуру площадью S равна удвоенному интегралу от интенсивности вихрей, расположенных в данном контуре:

$$\Gamma = 2 \int_S \omega\, dS.$$

По теореме Томпсона циркуляция по замкнутому контуру в идеальной жидкости при наличии массовых сил, обладающих потенциалом, не изменяется во времени. В потенциальном потоке циркуляция скорости по любому замкнутому контуру будет равна нулю.

При обтекании изолированного профиля плоскопараллельным потоком со скоростью v_∞ на поверхности его образуется сильно завихренный пограничный слой. При движении пограничного слоя элементарные вихри срываются с выходной кромки лопасти, образуя за профилем вихревой след суммарной интенсивностью Γ. Для выполнения теоремы Томпсона для контура, охватывающего профиль на значительном расстоянии, необходимо, чтобы вокруг профиля внутри контура существовал поток с циркуляцией Γ, равной интенсивности срывающихся вихрей. В результате взаимодействия пограничного слоя и потока обтекания точка срыва вихрей смещается с тыльной стороны профиля к выходной кромке; это и обусловливает направление циркуляционного потока Γ

(рис. 5). Значение Γ в этом случае можно определить из выражения

$$\Gamma = k v_\infty l \delta,$$

где k — постоянная, зависящая от формы профиля; l — длина хорды профиля; δ — угол атаки.

В результате наложения потока обтекания и циркуляционного потока на профиль действует гидродинамическая сила P, которую можно разложить на две составляющие: подъемную силу P_y и

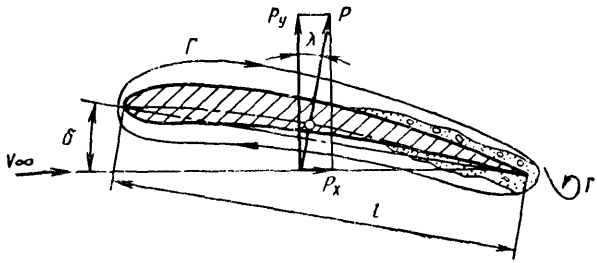


Рис. 5. Схема циркуляционного обтекания профиля

силу лобового сопротивления P_x. Значение P_y определяют по теореме Н. Е. Жуковского:

$$P_y = \rho v_\infty \Gamma.$$

Значение P_x чаще всего определяют экспериментально. Отношение $\mu = \operatorname{tg} \lambda = P_x/P_y$ называется обратным качеством профиля. Для наиболее часто применяемых профилей $\lambda = 3 \div 5^\circ$.

Величины P_y и P_x можно выразить через безразмерные коэффициенты:

$$P_y = C_y \rho \frac{v_\infty^2}{2} S,$$

$$P_x = C_x \rho \frac{v_\infty^2}{2} S,$$

где C_y и C_x — соответственно коэффициенты подъемной силы и силы лобового сопротивления профиля; $S = bl$ — площадь лопасти (здесь b — размах лопасти).

Для лопасти единичного размаха ($b = 1$):

$$P_y = C_y \rho \frac{v_\infty^2}{2} l,$$

$$P_x = C_x \rho \frac{v_\infty^2}{2} l.$$

В лопастных насосах обычно имеет место обтекание не изолированного профиля, а целого ряда расположенных возле друг друга на определенном расстоянии профилей — решетки профилей. Условия работы профилей в решетке изложены дальше.

КИНЕМАТИКА ПОТОКА В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ РАБОТЫ

Условия движения частиц жидкости в межлопастных каналах рабочего колеса отличаются крайней сложностью и большой неопределенностью из-за неустановившегося движения, действия многих сил и т. д.

Для характеристики кинематики потока необходимо установить величину и направление скорости в любой точке межлопастного канала, т. е. получить план скоростей.

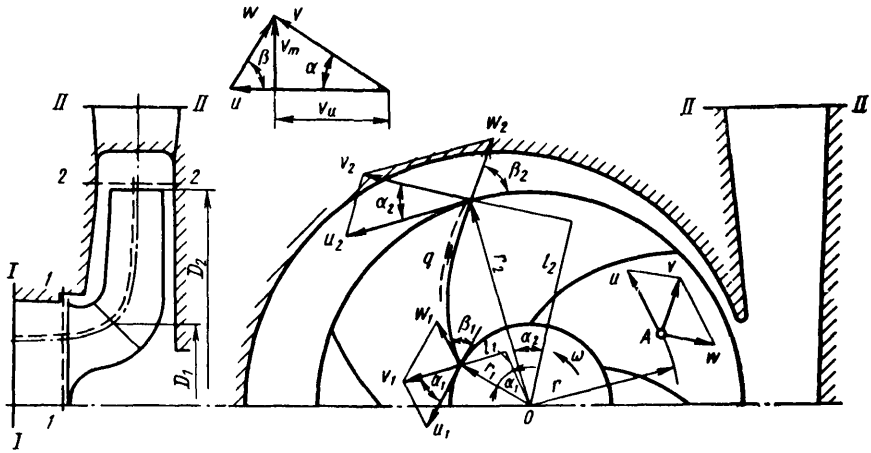


Рис. 6. Схема для определения основного уравнения работы лопастного колеса

Абсолютную скорость $\vec{v}$ частицы жидкости в произвольной точке A (рис. 6) можно получить геометрическим суммированием переносной $\vec{u}$ и относительной $\vec{w}$ скоростей. Переносная скорость представляет собой окружную скорость рабочего колеса $u = \omega r$, относительная $\vec{w}$ характеризует движение жидкости по каналу.

При геометрическом суммировании получаем параллелограмм скоростей

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

его обычно заменяют треугольником скоростей.

Углы наклона абсолютной и относительной скоростей к окружной обозначают через α и β соответственно.

Для характеристики кинематики потока часто используют составляющие абсолютной скорости: v_m — меридианная (радиальная) и v_u — окружная. Меридианную скорость v_m (v_r) определяют по уравнению неразрывности. Обычно достаточно построить треугольники скоростей для входа на лопасти рабочего колеса и выхода с лопастей.

Для анализа работы рабочего колеса применяют схему бесконечно большого числа лопастей $z = \infty$. В этом случае поток в рабочем колесе осесимметричный, а относительная скорость w в каждой точке направлена по касательной к скелету лопасти.

Для определения результирующего момента сил взаимодействия лопастей рабочего колеса с потоком жидкости необходимо знать действительное поле скоростей в межлопастных каналах, что представляет собой практически неразрешимую задачу. Л. Эйлер показал, что этот момент с достаточной точностью можно определить на основании закона изменения момента количества движения жидкости до и после колеса при единственном принципиальном ограничении — наличии установившегося относительного движения жидкости в рабочем колесе.

Наиболее просто уравнение работы (уравнение Эйлера) выводится при следующих допущениях: жидкость идеальная, $z = \infty$ и угловая скорость $\omega = \text{const}$.

Если секундная подача через бесконечно малый канал равна q (м^3/с), то изменение момента количества движения элементарной струйки относительно оси вращения равно

$$\Delta M_{э.с} = \rho q (v_2 r_2 \cos \alpha_2 - v_1 r_1 \cos \alpha_1).$$

Изменение количества движения всей массы жидкости получается суммированием. Причем при принятых допущениях $\sum q = Q$, а остальные составляющие остаются постоянными. Тогда

$$\sum \Delta M_{э.с} = M = \rho Q (v_2 r_2 \cos \alpha_2 - v_1 r_1 \cos \alpha_1).$$

Полезная мощность, затрачиваемая на создание напора при данных условиях, равна

$$N_п = M\omega = \rho g Q H_{т\infty}, \qquad (4)$$

где $H_{т\infty}$ — теоретический напор при бесконечном числе лопастей.

Из выражения (4), принимая во внимание, что $v_u = v \cos \alpha$, получаем

$$H_{т\infty} = \frac{\omega}{g} (r_2 v_{2u} - r_1 u_{1u}). \qquad (5)$$

С. С. Руднев предложил методику определения уравнения работы рабочего колеса на основании использования уравнений энергии.

По проточной части насоса выберем ряд характерных сечений. Сечения *1—1* и *2—2* расположим в непосредственной близости

перед колесом и после него. Запишем уравнения Бернулли для струйки в виде выражений (2) и (3) для полученных участков проточной части:

для участка *I—I*

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{1-1};$$

для участка *1—2*

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{(r_1\omega)^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{(r_2\omega)^2}{2g} + h_{1-2};$$

для участка *2—II*

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_{II}}{\gamma} + \frac{v_{II}^2}{2g} + h_{2-II},$$

где $\gamma = \rho g$ — удельный вес жидкости.

Сложив эти уравнения, получим приращение удельной энергии жидкости без учета изменения энергии положения:

$$\frac{p_{II} - p_1}{\gamma} + \frac{v_{II}^2 - v_1^2}{2g} + \sum_{I}^{II} h = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{(r_2\omega)^2 - (r_1\omega)^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}.$$

Левая часть выражения может быть представлена в виде $H + \sum_{I}^{II} h = H_т$, где $H_т$ — теоретический напор. Тогда

$$H_т = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{(r_2\omega)^2 - (r_1\omega)^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}. \qquad (6)$$

Из треугольника скоростей определяем скорость w^2, а по ней 2 $(r\omega)$ v_u. После несложных преобразований выражение (6) приведем к виду

$$H_т = \frac{\omega}{g}(r_2 v_{2u} - r_1 v_{1u}). \qquad (7)$$

Проведя осреднение выражения (7), по моменту количества движения для сечений *1—1* и *2—2*, получим выражение удельной энергии для всей массы жидкости:

$$H_т = \frac{1}{g}(u_2 v_{2u\,ср} - u_1 v_{1u\,ср}). \qquad (8)$$

Уравнение (8) аналогично выражению (5) для $z = \infty$. При конечном числе лопастей $H_т < H_{т\infty}$.

Учитывая, что циркуляции на входе и выходе из рабочего колеса равны:

$$\Gamma_1 = 2\pi r_1 v_{1u\,ср},$$

$$\Gamma_2 = 2\pi r_2 v_{2u\,ср},$$

выражение (8) приведем к виду

$$H_т = \frac{\omega}{2\pi g}(\Gamma_2 - \Gamma_1).$$

Разность циркуляций $\Gamma_2 - \Gamma_1$ создается за счет циркуляций вокруг лопастей рабочего колеса:

$$H_т = \frac{\omega}{2\pi g} z\Gamma_л = \frac{n}{60g} z\Gamma_л, \qquad (9)$$

$\Gamma_л$ — циркуляция вокруг одной лопасти.

Рабочее колесо является единственным рабочим органом насоса, где происходит приращение полной удельной энергии жидкости,

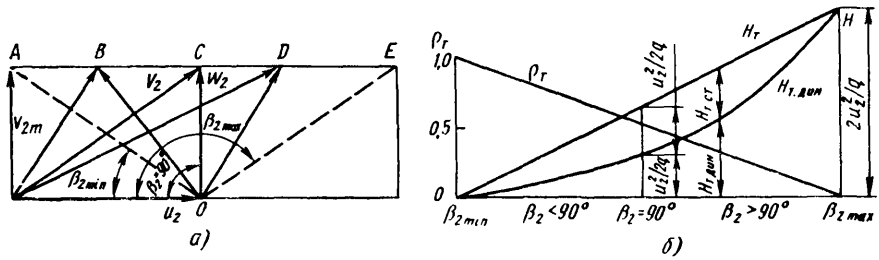


Рис. 7. Построение зависимости ρ от β_2

определяемое выражением (6) без учета потерь. Первый член уравнения $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$ характеризует приращение кинетической энергии жидкости (динамический напор $H_{т.дин}$) в рабочем колесе. Сумма двух других $\frac{(\omega r_2)^2 - (\omega r_1)^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$ определяет статический напор $H_{т.ст}$ (энергию давления).

Относительное приращение потенциальной энергии потока в рабочем колесе называется **степенью (коэффициентом) реактивности:**

$$\rho_т = \frac{H_{т.ст}}{H_т} = \frac{(\omega r_2)^2 - (\omega r_1)^2 + w_1^2 - w_2^2}{2\left[(\omega r_2) v_{2u} - (\omega r_1) v_{1u}\right]}.$$

При радиальном входе в рабочее колесо без закрутки потока ($\alpha = 90°$ и $v_{1u} = 0$)

$$\rho_т = 1 - \frac{v_{2u}}{2u_2}.$$

Для насосов обычно $\rho = 0{,}6 \div 0{,}8$.

Степень реактивности $\rho_т$ зависит от угла β_2 и влияет на напор, развиваемой рабочим колесом. Построим совмещенные треугольники скоростей на выходе для различных углов β_2 (рис. 7, *а*) и рассмотрим зависимость $H_т$, $H_{т.ст}$, $H_{дин}$ и $\rho_т$ от угла β_2 (рис. 7, *б*).

Для простоты примем $v_{1u} = 0$ и $\alpha_1 = 90°$. В этом случае напор $H_т$ пропорционален окружной составляющей абсолютной скорости: $H_т \sim v_{2u}$, так как $u_2 = \text{const}$.

При $v_{2u} = 0$, $\rho_т = 1$, $H_т = 0$, $H_{т.ст} = 0$, $H_{т.дин} = 0$. В этом случае рабочее колесо энергии жидкости не передает. Такое положение при заданных u_2 и v_{2m} имеет место при определенном значении β_{2min}.

При $v_{2u} = u_2$ $\rho_т = 0{,}5$; $H_{т.ст} = H_{т.дин} = \frac{u_2^2}{2g}$. В этом случае $\beta_2 = 90°$.

При $v_{2u} = 2u_2$ $\rho_т = 0$, $H_{т.ст} = 0$, $H_{т.дин} = \frac{2u_2^2}{g}$, т. е. весь напор создается в виде приращения кинетической энергии. Значение $\rho_т = 0$ при данных u_{2m} и v_m имеет место при $\beta_2 = \beta_{2\,max}$. Напор $H_т$ растет с увеличением β_2.

В насосах преобладающее распространение получили рабочие колеса с лопастями, загнутыми назад. Увеличение напора при малых углах β_2 можно достичь за счет увеличения u_2.

УЧЕТ ВЛИЯНИЯ КОНЕЧНОГО ЧИСЛА ЛОПАСТЕЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Разница между напором $H_{т\infty}$ и $H_т$ в первую очередь объясняется отличием в распределении скоростей на выходе из рабочего колеса. В общем случае можно записать

$$H_т = \mu H_{т\infty},$$

где $\mu < 1$ — поправка, учитывающая влияние конечного числа лопастей.

Как правило, μ определяют для расчетного режима работы рабочего колеса при $rv_{1u} = 0$. Большинство методов основано на различных гипотезах и упрощениях. Остановимся на наиболее распространенных.

Метод Стодола—Майзеля. Предполагается, что относительный поток в межлопастных каналах складывается из двух составляющих: из потока протекания *I* и потока от относительного вихря *II* (рис. 8, *а*).

В результате наличия потока *II*, который направлен против вращения рабочего колеса, на входе и выходе межлопастного канала возникают дополнительные скорости Δw_1 и Δw_2. При этом изменяется треугольник скоростей (рис. 8, *б*) по сравнению с треугольником скоростей для $z = \infty$; уменьшается угол β_2 потока на выходе из рабочего колеса.

Для вычисления Δw_2 строят криволинейный треугольник, катеты которого нормальны к линиям тока относительного вихря. Майзель установил, что нормали к линиям тока в точках A и C являются биссектрисами углов.

По теореме Стокса

$$\Gamma = F \cdot 2\omega = t_2 \, \Delta w_2,$$

где F — площадь рассматриваемого контура (рис. 8, *в*): $F = t_2^2 \sin \beta_2 / 4$; t_2 — шаг лопастей на выходе: $t_2 = 2\pi r_2 / z$.

Тогда

$$\Delta w_2 = \frac{2\omega}{t_2} t_2^2 \frac{\sin \beta_2}{4} = u_2 \frac{\pi}{z} \sin \beta_2.$$

Из треугольника скоростей следует:

$$v_{2u} = v_{2u\infty} - \Delta w_2 = v_{2u\infty} \left(1 - \frac{u_2}{v_{2u\infty}} \frac{\pi}{z} \sin \beta_2 \right).$$

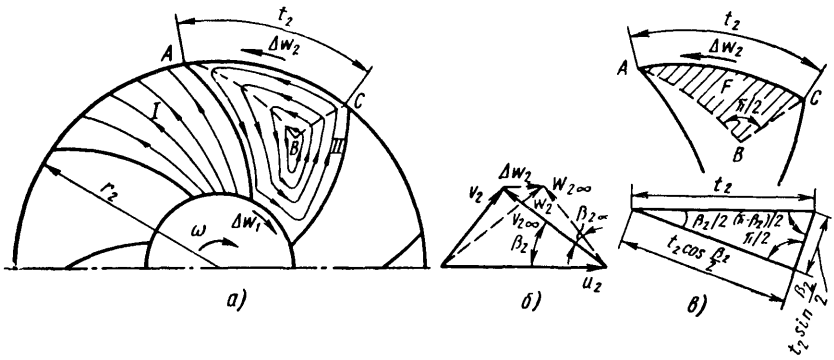


Рис. 8. Схема для определения поправки на конечное число лопастей

Используя уравнение Эйлера, получаем

$$\mu = \frac{H_т}{H_{т\infty}} = \frac{v_{2u}}{v_{2u\infty}} = 1 - \frac{u_2}{v_{2u\infty}} \frac{\pi}{z} \sin \beta_2. \qquad (10)$$

Поправка μ, определенная выражением (10), хорошо согласуется с практикой, хотя при ее определении был сделан ряд допущений.

Поправка К. Пфлейдерера [45]. Метод определения поправки основан на следующих предположениях.

1. Нагрузка на единицу длины лопасти постоянна по всей ее длине:

$$K = \gamma \, \Delta h b = \text{const},$$

где Δh — приращение напора на элементарном участке лопасти; b — ширина лопасти.

2. Вблизи выхода из рабочего колеса распределение давлений и скоростей неравномерно по шагу.

3. Выравнивание относительных скоростей на выходе происходит таким образом, что скорость на тыльной стороне остается

постоянной, а скорость на рабочей стороне увеличивается до ее значения.

При этих допущениях получена зависимость

$$H_{T\infty} = (1 + p)\, H_T, \qquad (11)$$

где $p = \psi' \frac{r_2^2}{zS}$ (здесь ψ' — эмпирический коэффициент: для центробежных насосов с $\beta_2 < 50^\circ$ $\psi' = (0{,}55 \div 0{,}68) + 0{,}6 \sin \beta_2$, или в среднем $\psi' = 0{,}6\,(1 + \sin \beta_2)$; $S = \int_{r_1}^{r_2} r\, dl$ — статический момент средней линии тока по лопасти в меридианном сечении, м^2.

Есть более точные расчетные формулы для $\psi' = k\left(1 + \frac{\beta_2}{60}\right)$, где угол β_2 выражен в градусах. Для центробежных насосов с направляющим аппаратом $k = 0{,}6$, со спиральным отводом $k = 0{,}65 \div 0{,}85$, с кольцевым отводом $k = 0{,}85 \div 1{,}0$; для осевых насосов $k = 1{,}0 \div 1{,}2$.

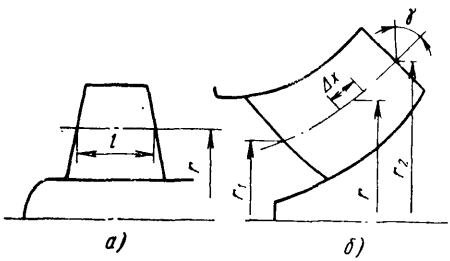


Рис. 9. Схема для определения μ для осевых и диагональных колес

Для радиальных лопастей

$$\mu = \frac{1}{1 + 2\frac{\psi'}{z}\frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2}}.$$

Для осевых колес (рис. 9)

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\psi' r}{zl}}.$$

Для диагональных колес можно использовать те же формулы, только вместо $\sin \beta_2$ нужно подставить приведенное значение

$$\sin \beta_{2пр} = \frac{\operatorname{tg} \beta_2 \cos \gamma}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2 \cos^2 \gamma}},$$

где γ — угол между средней линией лопасти и вертикалью.

Теоретическому и экспериментальному исследованию влияния конечного числа лопастей посвящено большое число работ отечественных и зарубежных ученых [56, 65, 77]. Для некоторых частных случаев имеются точные решения, полученные теоретическим путем (например, решение С. С. Руднева для рабочих колес с лопастями, очерченными по логарифмической спирали).

В среднем можно принять $\mu \approx 0{,}8$. Для насосов, угол α_2 которых лежит в пределах 5—10°, можно считать, что $v_{2u} \approx u_2$. Тогда при радиальном входе ($v_{1u} = 0$)

$$H_T = \mu \frac{u_2^2}{g} \approx 0{,}08 u_2^2.$$

КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ НАСОСОВ. БЕЗРАЗМЕРНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ

В практике насосостроения наибольшее распространение получили методы расчета рабочих колес на основе струйной теории и с использованием элементов теории подобия. В обоих методах широко используют характерные параметры и коэффициенты.

Критерии подобия насосов. Использование элементов теории подобия и безразмерных критериев геометрического, кинематического и динамического подобия дает возможность получить уравнения подобия для двух насосов, обозначенных индексами 1 и 2 [52]:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \lambda^3 \frac{n_2}{n_1};$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \lambda^2 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2; \qquad (12)$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \lambda^5 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \frac{\rho_2}{\rho_1};$$

$$\eta_1 \approx \eta_2,$$

где λ — масштаб геометрического подобия, равный отношению сходственных размеров подобных машин; для насосов обычно принимают $\lambda = (D_2)_2/(D_2)_1$; ρ — плотность жидкости.

По уравнениям (12) можно пересчитать результаты испытаний модельного насоса и получить рабочие характеристики натурного насоса при $\lambda < 2$ и $n_2/n_1 < 2$.

Для сравнения насосов необходимо иметь критерий, который отражал бы подобие конструкции и режимов работы насоса. В практике насосостроения применяют несколько таких критериев. Основные из них:

1. *Удельная частота вращения* $n_{уд}$ — частота вращения эталонного насоса (геометрически подобного насосам данного типа и работающего на той же жидкости), который при подаче 1 м³/с развивает напор 1 м при максимальном значении к. п. д.

Если из уравнений подобия для Q и H исключить λ и обозначить индексом 1 параметры эталонного, а индексом 2 — параметры любого насоса данной серии, то получим

$$n_{уд} = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}.$$

2. Под *коэффициентом быстроходности* n_s подразумевается частота вращения эталонного насоса, работающего на воде ($\gamma = 1000$ кгс/м³) с полезной мощностью 75 кгм/с при напоре 1 м и максимальном значении к. п. д.

Выражение для n_s получают аналогично $n_{уд}$ из уравнений (12) для H и N, подставляя $N = \gamma QH$:

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

Для определения n_s удобно пользоваться номограммой (рис. 10).

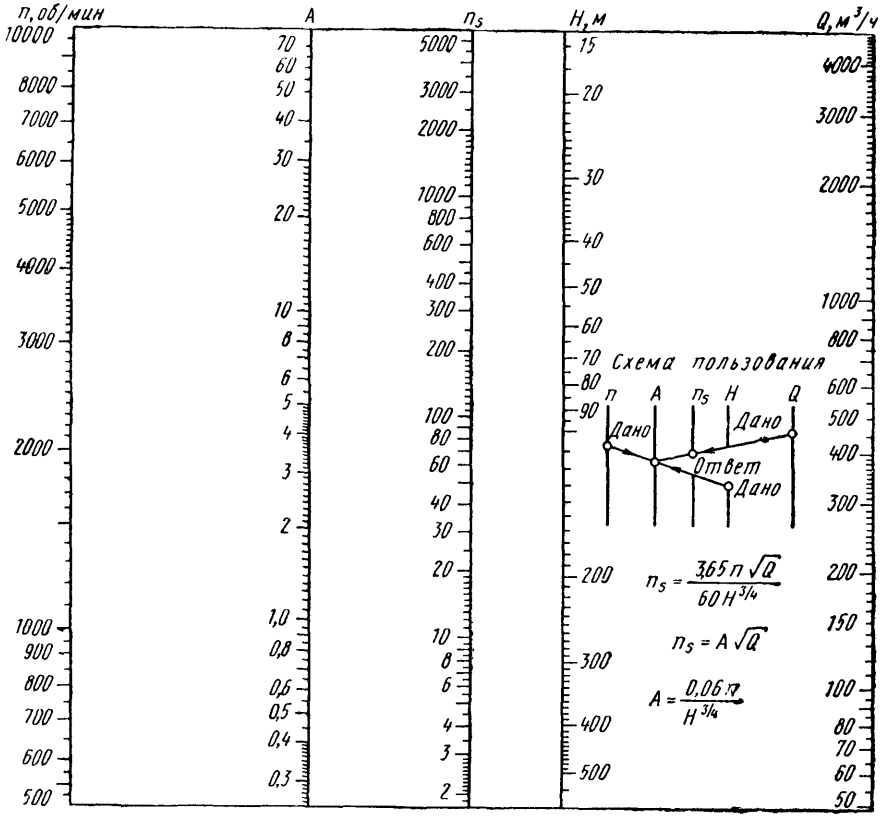


Рис. 10. Номограмма для определения n_s

С. С. Руднев для сравнения насосов, работающих на жидкостях различной плотности при разных значениях ускорения силы тяжести, предлагает использовать выражение «безразмерного напора» [52]:

$$\frac{gH}{n^{4/3}Q^{2/3}} \sim \frac{1}{n_s^{4/3}}.$$

В практике отечественного насосостроения в силу исторически сложившихся обстоятельств преобладающее распространение получил коэффициент быстроходности n_s, которой в первую оче-

редь характеризует к. п. д., форму проточной части, соотношение геометрических размеров (рис. 11, *а*) и форму характеристик (рис. 11, *б*) насосов.

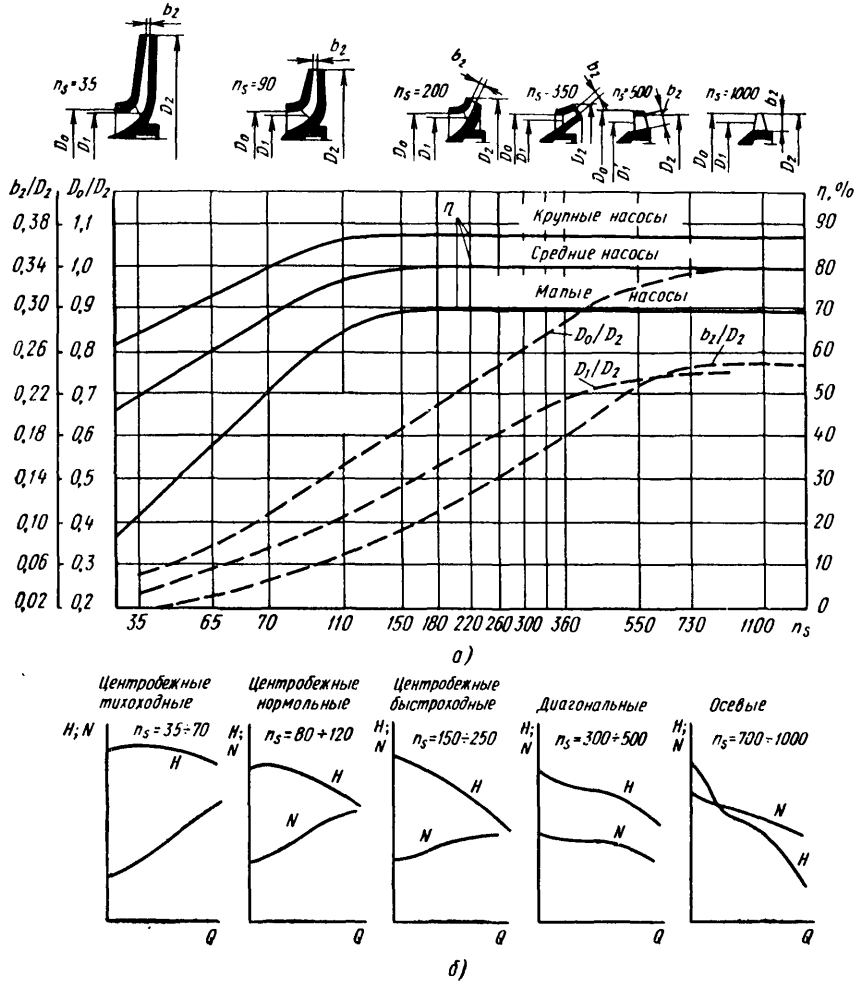


Рис. 11. Классификация лопастных насосов в зависимости от n_s

Б. В. Овсянников [42] приводит выражение, дающее связь коэффициента удельной быстроходности n_s с основными геометрическими размерами рабочего колеса:

$$n_s = 3{,}65\,\frac{60}{\sqrt{\pi}}\left(\frac{g}{\eta_r}\right)^{3/4}\frac{\dfrac{D_1}{D_2}\sqrt{\dfrac{b_1}{D_2}\operatorname{tg}\beta_1\,(1+p)^{3/4}}}{\left[1-\left(\dfrac{D_1}{D_2}\right)^2\dfrac{b_1}{b_2}\dfrac{\operatorname{tg}\beta_1}{\operatorname{tg}\beta_2}\right]^{3/4}},$$

где b_1 — ширина проточной части на входе в рабочее колесо.

Для многопоточных или многоступенчатых насосов

$$n_s = 3{,}65n\frac{\sqrt{Q}\,i^{3/4}}{H^{3/4}\sqrt{y}},$$

где i — число ступеней; y — число потоков жидкости.

Безразмерные коэффициенты. При расчете рабочих колес насосов широко используют безразмерные коэффициенты.

Коэффициент напора дает возможность приближенно определить величину u_2 или D_2 для получения требуемого напора:

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2}.$$

В многоступенчатом насосе ψ определяют для ступени. Для центробежных насосов $\psi = 0{,}9 \div 1{,}1$. Для осевых насосов численные значения ψ значительно ниже, чем для центробежных.

Выразив $u_2 = \pi D_2 n/60$ и обозначив числовое значение $\psi\pi^2/2g \cdot 60^2$ через постоянную K, получим

$$H = kn^2D_2^2.$$

Для центробежных насосов $K = (1{,}25 \div 1{,}53) \cdot 10^{-4}$.

Между ψ и коэффициентом реактивности существует зависимость

$$\psi = 4\eta_r\,(1 - \rho_т).$$

Ориентировочные значения ψ приведены ниже [71].

n_s	До 40	40—80	80—100	100—200	150—350	400—600	600—1000	1000—2000
ψ	1—1,2	1—1,1	0,9—1	0,6—0,9	0,6—0,7	0,4—0,6	0,2—0,4	0,06—0,16

Подачу насоса принято характеризовать *коэффициентом подачи* (коэффициентом наполнения):

$$\varphi = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2} = \frac{v_{2m}}{u_2}.$$

Коэффициент полезной мощности

$$\mu = QH = \psi\varphi\frac{u_2^3 D_2 b_2}{2g}.$$

Широкое распространение в практике насосостроения получили скоростные коэффициенты.

Коэффициент окружной скорости $K_{u2} = u_2/\sqrt{2gH}$ определяет размеры рабочего колеса на выходе. Коэффициент K_{u2} представляет собой другую форму выражения коэффициента напора ψ: $K_{u2} = \sqrt{1/\psi}$.

Для обычных рабочих колес при $\beta_2 = 25 \div 30°$, $z = 6 \div 8$ приближенные значения K_{u2} приведены ниже [73]:

D_2/D_1	3,0	2,5	2,0	1,7
K_{u2}	0,93—0,97	0,97—1,02	1,00—1,05	1,10—1,15

Коэффициент входной скорости $K_{v_0} = v_0/\sqrt{2gH}$ оказывает влияние на размеры входной воронки колеса D_0 и на угол β_1.

На основании обработки статистических данных по выполненным колесам с хорошими антикавитационными свойствами для

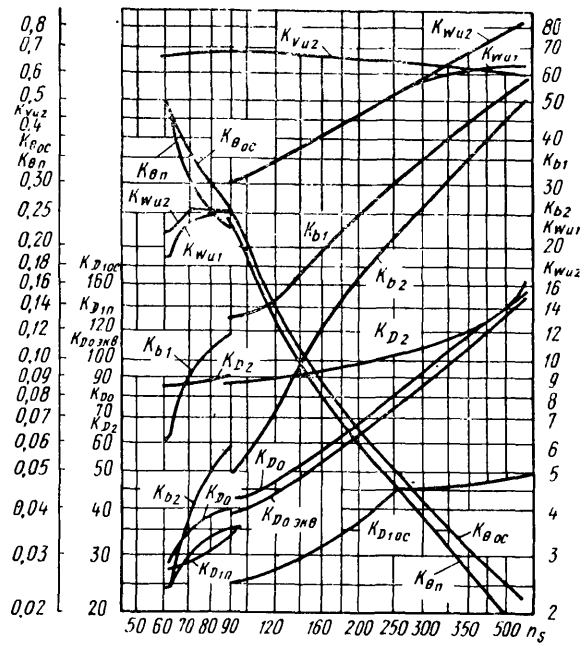


Рис. 12. Коэффициенты для расчета рабочих колес центробежных насосов

предварительного определения K_{v_0} может быть использована зависимость

$$K_{v_0} \approx 0{,}006 n_s^{2/3}.$$

М. Д. Айзенштейн приводит графики зависимостей от n_s коэффициентов, позволяющих определить основные геометрические параметры и скорости рабочего колеса (рис. 12). Требуемые геометрические параметры λ и скорости c определяют по выражениям:

$$\lambda = K_\lambda \frac{\sqrt{H}}{n};$$

$$c = K_c \frac{\sqrt{H}}{n},$$

где K_λ и K_c — безразмерные коэффициенты.

Используя приведенные графики, можно определить составляющие скоростей v_u, w_u, углы охвата лопасти θ и диаметр входной кромки D_1 по основному (индекс «ос») и покрывающему (индекс «п») дискам рабочего колеса.

В работе Аусландера [67] приведены некоторые зависимости для обычных центробежных колес:

$$K_{u2} = \frac{0{,}0072}{\operatorname{tg}\beta_2} n_{уд}^{2/3} + \sqrt{\left(\frac{0{,}0072}{\operatorname{tg}\beta_2}\right)^2 n_{уд}^{4/3} + \frac{1}{2\eta_г \mu}};$$

$$\frac{D_0}{D_2} = \frac{0{,}0576 n_{уд}^{2/3}}{K_{u2}};$$

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{0{,}00073 n_{уд}^{4/3}}{K_{u2}}.$$

РАСЧЕТ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Исходными данными для расчета являются подача Q, напор H, частота вращения n, род перекачиваемой жидкости. Если частота вращения не оговорена, то ее выбирают исходя из конструктивных

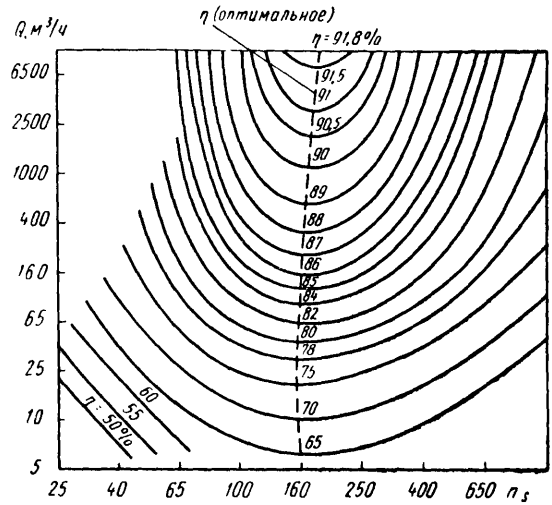


Рис. 13. Максимальные значения η в зависимости от Q и n_s

признаков и условий работы насоса. При этом решающую роль играет обеспечение бескавитационной работы насоса. Расчет насоса на кавитацию приведен в гл. III.

По заданным параметрам, предварительно определив конструктивную схему насоса (число ступеней, потоков), определяем n_s, по которому приближенно можно оценить полный к. п. д., его составляющие и некоторые важные коэффициенты и соотношения.

Полный к. п. д. η можно принять по номограмме (рис. 13).

Гидравлический к. п. д. можно определить по формуле Ломакина [28]:

$$\eta_г = 1 - \frac{0{,}42}{(\lg D_{1\,пр} - 0{,}172)^2},$$

где $D_{1пр}$ — приведенный диаметр входа в рабочее колесо.

Значение $\eta_г$ современных насосов мало зависит от n_s и равно 0,9—0,95.

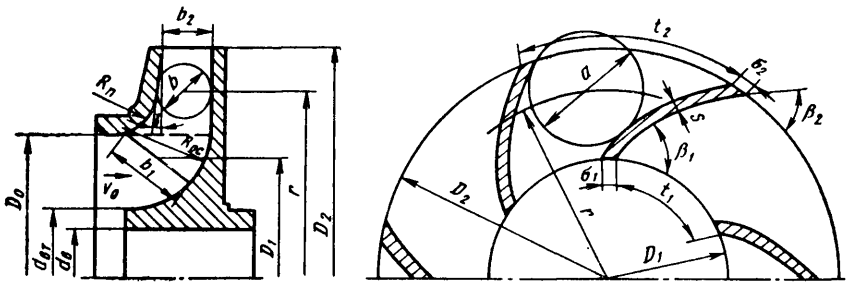


Рис. 14. Основные размеры рабочего колеса

Предварительно значение объемного к. п. д. принимают по выражению [28]

$$\frac{1}{\eta_{об}} = 1 + 0{,}68 n_s^{-2/3}.$$

Средние значения $\eta_{об} = 0{,}9 \div 0{,}98$.

Внутренний механический к. п. д. [28]

$$\frac{1}{\eta_{мех.\,вн}} = 1 + \frac{820}{n_s^2}.$$

Значения $\eta_{мех.\,вн}$ лежат в пределах $0{,}8 \div 0{,}98$.

При расчете определяют основные параметры меридианной проекции и углы лопасти на входе и выходе (рис. 14). Действительную подачу находят с учетом объемных потерь через переднее уплотнение

$$Q_р = \frac{Q}{\eta_{об}}.$$

Мощность ступени насоса N рассчитывают по выражению (1). Диаметр вала $d_в$ обычно определяют при конструктивной проработке схемы насоса с учетом расчета на критическую частоту вращения (см. гл. V). Ориентировочно $d_в$ определяют упрощенным расчетом на кручение с заведомо заниженными допускаемыми напряжениями $[\tau_{кр}] = 120 \div 200$ кгс/см². При этом для консольных насосов $d_в = (130 \div 160) \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$, для насосов с проходным

валом $d_в = (200 \div 250) \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ (здесь N в кВт, n в об/мин, $d_в$ в мм).

При расчете рабочего колеса в первом приближении определяют окружную скорость на выходе $u_2 = \sqrt{2gH}$, которая лимитируется прочностью рабочего колеса.

Диаметр D_2 предварительно определяют по выражениям

$$D_2 = 19{,}1 \frac{\sqrt{2gH}}{n} \text{ для } n_s \leqslant 100;$$

$$D_2 = 19{,}2 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{1/6} \frac{\sqrt{2gH}}{n} \text{ для } n_s > 100.$$

Для определения диаметра входной воронки D_0 воспользуемся выражением

$$D_{1\,пр} = K_{вх} \sqrt[3]{\frac{Q_р}{n}},$$

где $D_{1пр} = \sqrt{D_0^2 - d_{вт}^2}$ — приведенный диаметр входа, м, (здесь $d_{вт}$ — диаметр втулки: $d_{вт} \approx (1{,}2 \div 1{,}25)\, d_в$ — выбирают из конструктивных соображений, для консольных одноступенчатых насосов принимают $d_{вт} = 0$); $K_{вх}$ — коэффициент входа; для промежуточных ступеней принимают $K_{вх} = 3{,}5 \div 4{,}0$; для первых ступеней $K_{вх} = 4{,}1 \div 4{,}5$; $Q_р$ в м³/с; n в об/мин.

Для рабочих колес с $n_s = 60 \div 100$ значение b_2 можно определить из равенства площадей входа и выхода:

$$b_2 = \frac{D_0^2 - d_{вт}^2}{4D_2}.$$

Для колес с $n_s > 100$ можно использовать выражение

$$b_2 \approx 0{,}6 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{5/6} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}.$$

По полученным данным можно оценить соответствие меридианной проекции типовой форме для данного n_s. При несоответствии необходимо либо изменять напор ступени, либо переходить на конструкцию колеса с двусторонним всасыванием.

После указанных операций переходят к уточненному расчету колеса.

Расчет элементов входа начинают с определения размера D_0. По уравнению неразрывности

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q_р}{\pi v_0} + d_{вт}^2}.$$

Значение v_0 (м/с) можно определить по формуле С. С. Руднева:

$$v_0 = (0{,}06 \div 0{,}08) \sqrt[3]{Q_р n^2},$$

или с помощью коэффициентом $K_{вх}$. Для рабочих колес с повышенными требованиями по всасывающей способности значение D_0 определяют из расчета на кавитацию (см. гл. III).

После определения основных размеров D_0, D_2, $d_{вт}$, b_2 приступают к профилированию меридианной проекции. Для исключения поджатия потока к покрывающему диску рекомендуется принимать $R_п \geqslant R_{ос}$, однако из конструктивных соображений для колес с низким и средним n_s обычно принимают $R_п < R_{ос}$. Для таких колес часто меридианную проекцию выполняют с параллельными стенками или с наклонным положением покрывающего диска (угол, образованный стенкой покрывающего диска и перпендикуляром к оси вращения, 3—5°).

Форма меридианного сечения, как правило, определяется законом изменения меридианной скорости по радиусу: $v_m = f(r)$. Часто этот закон задается прямой линией.

Предварительно определяют положение входной кромки лопасти. В чисто радиальных колесах входную кромку располагают параллельно оси за зоной поворота $D_1 \approx 1{,}1D_0$ (на рис. 14 изображена штриховой линией). Часто для получения высокого к. п. д. и стабильной формы напорной характеристики входную кромку располагают в зоне поворота, или вообще перед поворотом потока. В этом случае для обеспечения примерно равных условий натекания угол лопасти на входе β_1 должен изменяться по длине входной кромки.

Ширина лопасти на входе b_1 должна находиться в пределах [6]:

$$b_1 = (1{,}0 \div 2{,}5)\frac{D_0}{4}\left(1 - \frac{d_{вт}^2}{D_0^2}\right).$$

Колеса с низким и средним n_s. Рассчитывают и профилируют лопасти по средней струйке. Как правило, лопасть имеет цилиндрическую форму, т. е. располагается нормально к основному и покрывающему диску. Как показали экспериментальные исследования, придание пространственной формы лопасти на входе улучшает гидравлические качества рабочего колеса и форму характеристики [4, 28, 45, 71]. Поэтому лопасть в некоторых случаях выполняют пространственной на входе и цилиндрической на выходе.

Для входа по средней струйке

$$D_1 \approx (0{,}8 \div 1)\, D_0.$$

Из-за стеснения потока лопастями меридианную скорость на входе определяют по выражению (см. рис. 14)

$$v_{1m} = v_{0m}\frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} = k_1 v_0,$$

где $v_{0m} \approx v_0$; t_1 — шаг лопастей на входе; $k_1 = 1{,}15 \div 1{,}2$ — коэффициент стеснения на входе.

Угол потока при входе на лопасти определяют из треугольника скоростей:

$$\operatorname{tg}\beta_{1\text{л}} = \frac{v_{1m}}{u_1 - v_{1u}} = \frac{v_{1m}}{u_1 - v_0 \cos\alpha_1}.$$

Для радиального входа ($\alpha_1 = 90°$)

$$\operatorname{tg}\beta_{1\text{л}} = \frac{v_{1m}}{u_1}.$$

Угол установки лопасти на входе выбирают с учетом введения некоторого угла атаки δ для улучшения гидродинамики обтекания профиля: $\beta_1 = \beta_{1\text{л}} + \delta$. Обычно $\delta = 5 \div 10°$.

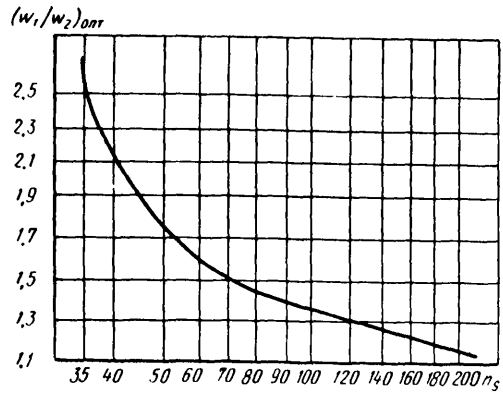


Рис. 15. Зависимость w_1/w_2 от n_s

Угол β_1 должен находиться в пределах 15—30°. Малые значения β_1 приводят к увеличению длины лопасти. По полученному значению β_1 проверяют и уточняют коэффициент стеснения k_1 для заданных значений толщины лопасти s и числа z:

$$k_1 = \frac{\dfrac{\pi D_1}{z}}{\dfrac{\pi D_1}{z} - \dfrac{s}{\sin\beta_1}}.$$

Толщину лопасти s выбирают минимальной из условий технологии изготовления рабочего колеса.

Отклонение полученных значений k_1 от принятых до 5% считается допустимым. При больших расхождениях рассчитывают k_1 во втором приближении.

Для расчета элементов выхода задаются отношением скоростей $v_{2m\infty}/v_0$ и $w_1/w_{2\infty}$. Для насосов принимают $v_{2m} = (0{,}8 \div 1{,}1)\, v_0$. Относительный поток в межлопастных каналах, как правило, диффузорный, поэтому $w_{2\infty} = (0{,}6 \div 0{,}8)\, w_1$.

Для выбора оптимального отношения w_1/w_2 можно пользоваться графиком (рис. 15) [12]. Ориентировочно оно может быть принято равным $w_1/w_{2\infty}$.

Угол потока (лопасти) на выходе из рабочего колеса определяют из выражения

$$\sin\beta_2 = \frac{w_1}{w_{2\infty}} \frac{k_2}{k_1} \frac{v_{2m\infty}}{v_0} \sin\beta_1,$$

где $k_2 = 1{,}05 \div 1{,}1$ — коэффициент стеснения сечения лопастями на выходе

Исходя из обеспечения минимума потерь рекомендуют следующие значения:

n_s	40	100	200	300
β_2, град	30—36	25—30	20—22	15—20

Для получения стабильной характеристики рекомендуется принимать малые углы $\beta_2 = 18 \div 20°$ [45, 56].

В практике насосостроения хорошие результаты дает формула К. Пфлейдерера [45]:

$$z = K \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2},$$

где $K = 6{,}5$ — для литых рабочих колес с относительно большой толщиной лопасти и $K \geqslant 8$ — для рабочих колес с лопастями из листового материала.

Для получения стабильной характеристики число лопастей рабочего колеса должно быть равно $z = 6 \div 7$ [30].

Для определения скорости u_2 подставляют в уравнение Эйлера (при $v_{1u} = 0$) значение v_{2u}:

$$gH_{T\infty} = u_2 \left(u_2 - \frac{v_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) - u_1 v_0 \cos \alpha_1,$$

откуда находят

$$u_2 = \frac{v_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{v_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + gH_{T\infty} + u_1 v_0 \cos \alpha_1}.$$

Отрицательный знак перед корнем опускается, так как он приводит к отрицательному значению скорости u_2. Зная u_2, определяют

$$D_2 = \frac{60 u_2}{\pi n} \quad \text{и} \quad b_2 = \frac{Q_p}{\pi D_2 v_{2m}}.$$

Напор $H_{T\infty}$ определяют по выражению (11).

Проверяют значения коэффициентов стеснения k_1 и k_2. При отклонении более 5% от принятых значений расчет повторяют, изменяя значения β_2, z. Если в результате расчета получается, что $D_2 > (2{,}5 \div 3) D_1$, то целесообразно перейти к многоступенчатой схеме. При слишком малом значении D_2/D_1 может оказаться рациональным переход к рабочему колесу с двусторонним входом потока.

Рабочие колеса центробежных насосов для взвешенных веществ отличаются от колес насосов для чистой воды формой проточной части. Сечения каналов проточной части выбирают из условия проходимости твердых фракций. Рабочие колеса обычно имеют большие проходные сечения и малое число лопастей ($z = 2 \div 4$), что снижает к. п. д. насоса [10].

Анализируя выражение (9), можно видеть, что форма лопасти (кривизна скелета) оказывает влияние на циркуляцию присоеди-

ненных вихрей, т. е. на значение $H_т$. Следовательно, для повышения эффективности рабочего колеса лопасти должны иметь хорошо обтекаемую форму. Таким образом, к расчету вводится существенное добавление: средняя часть лопасти должна иметь такую форму, чтобы поток обтекал ее с наименьшими потерями.

Рассмотрим профилирование лопасти по точкам [45]. Если задаться зависимостью $\beta = f(r)$ в заданных пределах от β_1 до β_2, то графическим интегрированием, постепенно переходя на малые значения Δr и строя соответствующий угол β, можно спрофилировать всю лопасть.

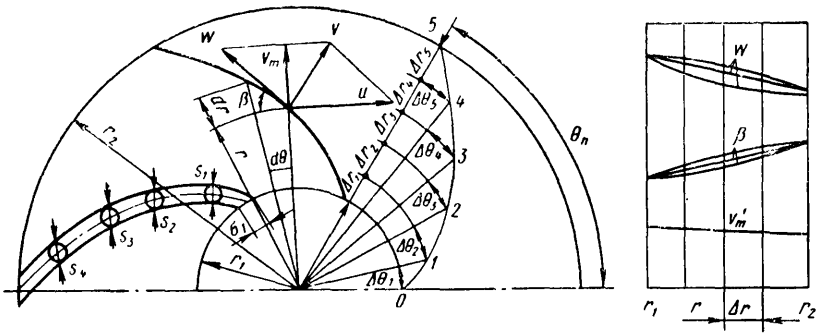


Рис. 16. Профилирование лопасти по точкам

Интегрирование можно произвести аналитически, что значительно упростит задачу.

Для цилиндрических лопастей сечение лопасти в плане можно считать истинным сечением лопасти поверхностью тока. Дифференциальное уравнение скелета лопасти в плане (рис. 16)

$$d\theta = \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta}.$$

Если проинтегрировать выражение для $d\theta$ в пределах от r_1 до r_2 и умножить на $180/\pi$, то получим полный угол (град) охвата лопасти в плане:

$$\theta_л = \frac{180}{\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta}.$$

Угол установки лопасти на любом радиусе можно определить если известно распределение w и меридианной скорости v_m' без учета стеснения вдоль радиуса, а также толщины лопастей s по радиусу:

$$\sin\beta = \frac{s}{t} + \frac{v_m'}{w}.$$

Для лопастей, загнутых назад, оправдывает себя линейный закон изменения скорости w. Если кривая w выпуклая (кривая β вогнутая), то лопасть удлиняется, и наоборот.

Интегрирование выражения для $d\theta$ удобно производить табличным способом. Обозначив подынтегральную функцию через $B(r) = \frac{1}{r \operatorname{tg} \beta}$, для любого промежуточного радиуса r_k можно определить угол θ_k:

$$\theta_k = \frac{180}{\pi} \sum_{i=1}^{k} \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r_i.$$

Порядок вычисления координат скелета лопасти r_i и θ_i приведен в табл. 1.

По полученным координатам скелета лопасти подбирают два-три радиуса и описывают среднюю линию. Из точек средней линии проводят окружности диаметрами s_i. Огибающая окружностей представляет собой контур лопасти в плане. Как правило, лопасть выполняют постоянной толщины. Входная и выходная кромки обычно имеют переменную толщину. Для профилирования скелета лопасти необходимо брать 10—12 точек. Угол охвата лопасти в плане обычно равен 80—100°.

Анализ формы скелета лопасти и условий ее обтекания довольно трудно выполнить, используя сечения лопасти поверхностью тока, которая представляет собой поверхность вращения сложной формы. Академик Г. Ф. Проскура [44] развил и обосновал способ конформных отображений, предложенный проф. Пражилем, применительно к гидромашинам. При помощи конформных отображений любая фигура (линия) на произвольной отображаемой поверхности может быть перенесена на другую выбранную отображающую поверхность. Из свойств конформного отображения вытекает, что угол между определенными элементами и геометрические соотношения элементов сходственных фигур сохраняются.

ТАБЛИЦА 1

№ точек	r_i, мм	$t = \frac{2\pi r}{z}$, мм	s_i, мм	v_m, м/с	w, м/с	$\sin\beta$	$\beta°$	$\operatorname{tg}\beta$	$B = \frac{1}{2 \operatorname{tg}\beta}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$Q_k^\circ = \sum_{i=1}^{k} \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \times (r_{i+1} - r_i) \frac{180}{\pi}$
1	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
n											. . . . .

В качестве отображающих поверхностей для конформного отображения обычно выбирают боковую поверхность цилиндра или конуса, которую легко можно развернуть на плоскость. Для конформного отображения строят ортогональную сетку, состоящую из соосных окружностей и меридианных сечений поверхностей.

Рассмотрим последовательность профилирования цилиндрической лопасти (рис. 17). Для профилирования определяют мери-

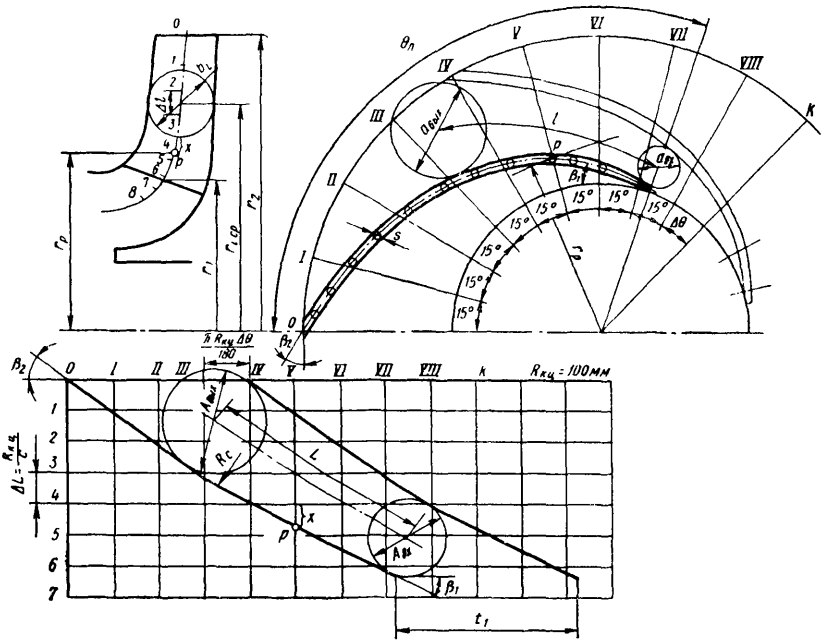


Рис. 17. Профилированне цилиндрической лопасти методом конформного отображения

дианное сечение и треугольники скоростей на входе и выходе. Профилирование проводят по средней струйке. В качестве отображающей поверхности обычно принимают цилиндр. Более точный профиль получается при отображении лопасти на конус, однако расчеты при этом значительно усложняются. Для удобства расчетов принимают радиус цилиндра $R_{к.ц} = 100 \div 150$ мм. Известны рекомендации по выбору $R_{к.ц} = D_2/2$, однако это принципиального значения не имеет.

Среднюю линию тока на меридианной проекции разбивают на ряд участков, выполняя условие $\Delta l_i / r_{i\,ср} = \text{const} = C$ и получают точки 1, 2, ..., n. Постоянную C удобно принять равной 1/10. На развертке конформного цилиндра проводим горизонтальные линии, удаленные одна от другой $\Delta L = R_{к.ц}/C$. На плане рабочего колеса проводят радиальные сечения I, II, ..., k через равные углы $\Delta\theta = 10 \div 15°$. На развертке цилиндра они соответствуют вертикальным линиям, удаленным одна от другой на $\pi R_{к.ц}\,\Delta\theta/180$.

Выбирают положение входной кромки и задаются углом охвата лопасти $\theta_л = 80 \div 120°$.

Из точек на развертке цилиндра, соответствующих выходной (точка *О*) и входной (точка между параллельными *6* и *7* угла $\theta_л$) кромки проводят лучи под углами β_2 и β_1 соответственно. Затем эти лучи соединяют плавной кривой (радиусом R_c). Полученная таким образом линия представляет собой конформное отображение средней линии профиля. Если прямые (лучи) не пересекаются или пересекаются с резким изменением направления, надо изменить форму конформного отображения, изменив углы $\theta_л$, β или положение входной кромки (диаметр D_1).

Смещаясь на развертке цилиндра на угол, соответствующий угловому шагу лопастей, можно построить отображение скелета соседней лопасти и т. д. Конформная диаграмма позволяет судить о форме скелета и межлопастного канала. По ней можно приближенно определить диффузорность канала (следовательно, и w_1/w_2):

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{A_{вых} - A_{вх}}{L}.$$

Для переноса средней линии на план удобно использовать точки пересечения ее с меридианными сечениями (прямыми *I*, *II*, ..., *k*).

На рис. 17 в качестве примера показан способ переноса точки *p*. По конформной диаграмме определяют отношение $M = x/\Delta L$. В таком же отношении делят участок Δl_{4-5} на меридианной проекции и определяют *x*. Радиусом r_p делают засечку на радиальной прямой *V* плана рабочего колеса.

Получив скелет лопасти, его «одевают» телом толщиной *s*. Строят соседнюю лопасть, сместив все точки на угловой шаг.

Форму межлопастного канала можно откорректировать построением лопасти переменной толщины.

Рабочие колеса с высоким n_s. С увеличением n_s изменяется форма меридианного сечения рабочего колеса, в первую очередь за счет увеличения ширины. При $D_2/D_0 \leqslant 1{,}6$ входную кромку лопасти приходится располагать в зоне поворота потока для уменьшения нагрузки на лопасть, улучшения всасывающей способности и получения стабильной формы характеристики. В этом случае нельзя рассчитывать и профилировать лопасти по средней струйке, так как углы потока и установки лопасти на входе очень изменяются, что затрудняет сопряжение лопастей с дисками рабочего колеса под углами, близкими к 90°. Поверхность лопасти принимает пространственную форму (лопасть двоякой кривизны) которая распространяется либо на часть лопасти, прилежащую к входному участку, либо на всю лопасть.

Основные геометрические размеры рабочего колеса определяют аналогично описанному выше. Для профилирования лопасти поток в колесе делят на *n* элементарных потоков поверхностями токов, имеющими форму поверхности вращения (рис. 18). В меридианном сечении поверхности токов представлены линиями, деля-

щими колесо на элементарные составляющие. Линии деления можно нанести произвольно, так как они играют вспомогательную роль при построении лопасти. В насосостроении принято в меридианное сечение рабочего колеса вписывать равноскоростной или потенциальный поток, линии тока которого будут и линиями деления.

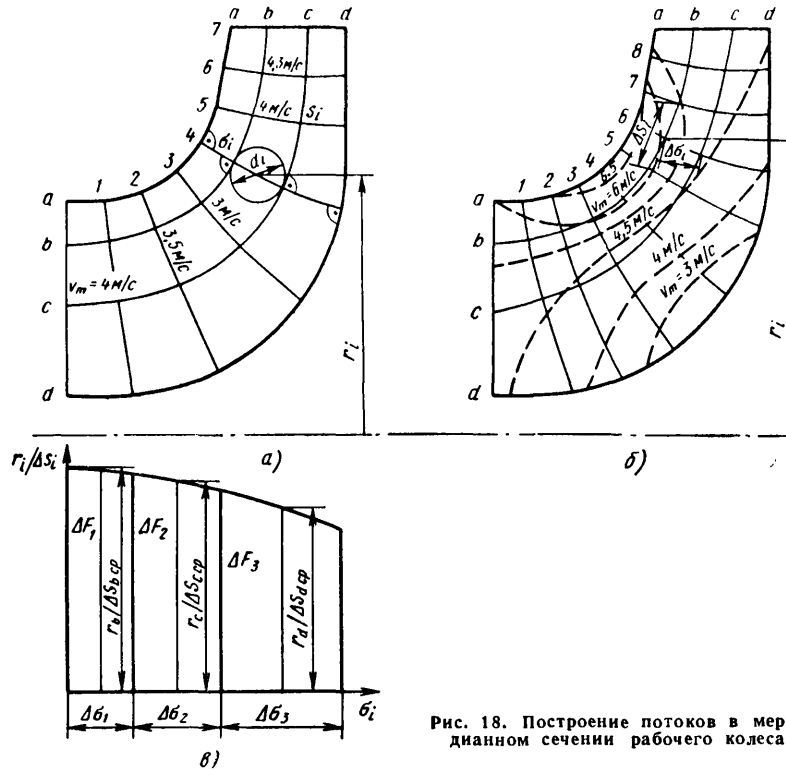


Рис. 18. Построение потоков в меридианном сечении рабочего колеса

При равноскоростном потоке (рис. 18, *а*) предполагается, что подачи каждого элементарного колеса одинаковы. Теоретического обоснования существования равноскоростного потока в колесах центробежного типа пока не имеется. Однако лопасти, построенные с использованием такого потока, имеют плавные очертания и обеспечивают довольно высокий к. п. д., что служит основанием широкому распространению этого типа потока для центробежных рабочих колес.

Для построения равноскоростного потока выбирают два граничных сечения и разбивают их на равновеликие участки. Для участков на входе в колесо должно выполняться условие

$$(D_a^2 - D_b^2) = (D_b^2 - D_c^2) = (D_c^2 - D_d^2),$$

где $D_a = D_0$, $D_d = d_{вт}$.

Сечение на выходе из колеса делится на участки шириной b_2/n.

Поток строят методом последовательных приближений. Через полученные точки деления (a, b, c, d) проводят ориентировочно линии тока S_i. Одну из ограничивающих линий делят на отрезки, через которые проводят ортогональные линии σ_i к другим линиям тока. Для каждой линии σ_i должно выполняться условие $v_{mi} = \text{const}$.

Количество жидкости, проходящей через любое сечение i ортогональной поверхности:

$$Q_i = \int_1^n v_{mi} 2\pi r_i d_i = 2\pi v_{mi} \int_1^n r_i d_i.$$

Интеграл $\int_1^n r_i d_i$ для всех ортогональных линий удобно определять численным интегрированием, порядок которого для одной из линий k приведен в табл. 2.

По значениям δd_i вносят коррективы путем изменения линии тока и ортогональных линий. Отклонение δd до 5% считается допустимым. Если поток строят не в масштабе 1 : 1, то при определении v_{mk} необходимо ввести масштабный множитель.

После построения потока строят графики изменения меридианной скорости без учета стеснения вдоль каждой линии тока.

Для построения потенциального потока в меридианном сечении удобно пользоваться графоаналитическим методом (рис. 18, *б*). Граничным условием является заданный закон распределения скоростей на входе и выходе из колеса, которые обычно принимаются постоянными.

ТАБЛИЦА 2

Линия тока	r_i, мм	d_i, мм	$r_i d_i$, мм²	$\delta(r_i d_i) = r_i d_i - (r_i d_i)_{ср}$	$\delta d_i = \frac{\delta(r_i d_i)}{r_i}$	$v_{mk} = \frac{Q}{2\pi} \frac{10^{-6}}{\sum r_i d_i}$, м/с
$a-a$						
$b-b$						
$c-c$						
$d-d$						

Примечание. $(r_i d_i)_{ср} = \frac{\sum r_i d_i}{n}$.

Выбирают и разбивают граничные сечения так же, как и для равноскоростного потока. Ориентируясь на контуры стенок проводят линии тока S_i таким образом, чтобы между смежными поверхностями тока проходили равные расходы. Проводят эквипотенциальные линии σ_i ортогонально к линиям тока.

Для второго приближения определяют расход между смежными поверхностями токов:

$$\Delta Q_i = 2\pi r_i v_{mi} \Delta\sigma_i.$$

Из свойств потенциального потока

$$v_m = \frac{d\varphi}{ds},$$

где φ — потенциальная функция.

Вдоль эквипотенциальных линий $\varphi = \text{const}$, следовательно:

$$d\varphi \approx \Delta\varphi = K = \text{const}.$$

Тогда

$$\Delta Q_i = 2\pi K_i \frac{r_i}{\Delta S_i} \Delta\sigma_i.$$

Расход через поверхность, определяемую эквипотенциальной линией, равен

$$Q_i = 2\pi K_i \sum_0^n \frac{r_i}{\Delta S_i} \Delta\sigma_i. \qquad (13)$$

Из выражения (13) можно определить постоянную K, а по ней и распределение скоростей вдоль рассматриваемой эквипотенциальной линии. Такой расчет проводят для каждой эквипотенциальной линии.

Равенство расходов между каждой смежной парой поверхностей тока является критерием правильного нанесения линий тока. Расход пропорционален $\sum_0^n \frac{r_i}{\Delta S_i} \Delta\sigma_i$, т. е. распределение расхода вдоль эквипотенциальной линии соответствует изменению выражения $r_i/\Delta S_i$. Строят график изменения $r_i/\Delta S_i$ вдоль развертки эквипотенциальной линии (рис. 18, *в*). Равенство расходов будет обеспечено при равных площадях ΔF_i.

Отклонение каждой площади от среднего значения $\Delta F_{ср} = \frac{\sum \Delta F_i}{n+1}$ определяют по выражению $\delta(\Delta F_i) = \Delta F_i - \Delta F_{ср}$.

Поправка для корректировки эквипотенциальных линий

$$\delta(\Delta\sigma_i) = \frac{\delta(\Delta F_i)}{\left(\frac{r_i}{\Delta S_i}\right)_{ср}}.$$

Проводя последовательные приближения описанным способом для каждой эквипотенциальной линии и корректируя линии σ_i и S_i добиваются требуемой точности построения: $\frac{\delta(\Delta\sigma)}{\Delta\sigma} \leqslant 0{,}03 \div \div 0{,}04$.

Необходимые вычисления для построения потенциального потока удобно производить в табличной форме (табл. 3).

После окончательного построения потока вычисляют скорость v_m в характерных точках эквипотенциальных линий по выражению $v_m = K/\Delta S$. Постоянная K для каждой линии σ_i определяется выражением (13). Затем строят кривые распределения v_m вдоль эквипотенциальных линий и линий тока. Иногда наносят также линии равных меридианных скоростей $v_{mi} = \text{const}$ для данной подачи.

Потенциальный поток можно построить методами электрогидродинамической аналогии (ЭГДА). Известны чисто графические методы построения потенциального потока в проточной части насосов [43,44, 73].

Построение потенциального потока наиболее оправданно для профилирования лопастей насосов диагонального и осевого типов.

Лопасть двойной кривизны профилируют по нескольким линиям тока, образующимся в результате формирования равноскоростного или потенциального потока в меридианном сечении. Методы профилирования в принципе повторяют методы, применяемые для цилиндрических лопастей.

Наиболее широкое распространение получил метод конформного отображения на боковую поверхность цилиндра (рис. 19) или конуса в зависимости от формы меридианной проекции рабочего колеса. Каждую линию тока разбивают на участки по принятому отношению $\Delta l/r$ (рис. 19, *а*), общему для отображаемой и отображающей поверхностей. Задаваясь шагом расположения радиальных сечений и радиусом конформного цилиндра, строят конформную сетку (рис. 19, *г*).

ТАБЛИЦА 3

Линия тока	r_i	ΔS_i	$\frac{r}{\Delta S}$	$\Delta\sigma$	$\left(\frac{r}{dS}\right)_{ср}$	$\Delta F = \left(\frac{r}{\Delta S}\right)_{ср} \Delta F$	$\delta(\Delta F) = \Delta F_{ср} - \Delta F$	$\delta(\Delta\sigma) = \frac{\delta(\Delta F)}{\left(\frac{r}{\Delta S}\right)_{ср}}$	$\frac{\delta(\Delta\sigma)}{\Delta\sigma}$
$a-b$				—		—	—	—	—
$b-c$				—		—	—	—	—
$c-d$				—		—	—	—	—

Углы β_1 лопасти определяют для каждой линии тока. Углы натекания потока на лопасть удобно определять графически (см. рис. 19, *а*) при условии радиального входа потока. На радиусах точек пересечения входной кромки с линиями тока откладывают отрезки, соответствующие меридианным скоростям v_{mi} без учета

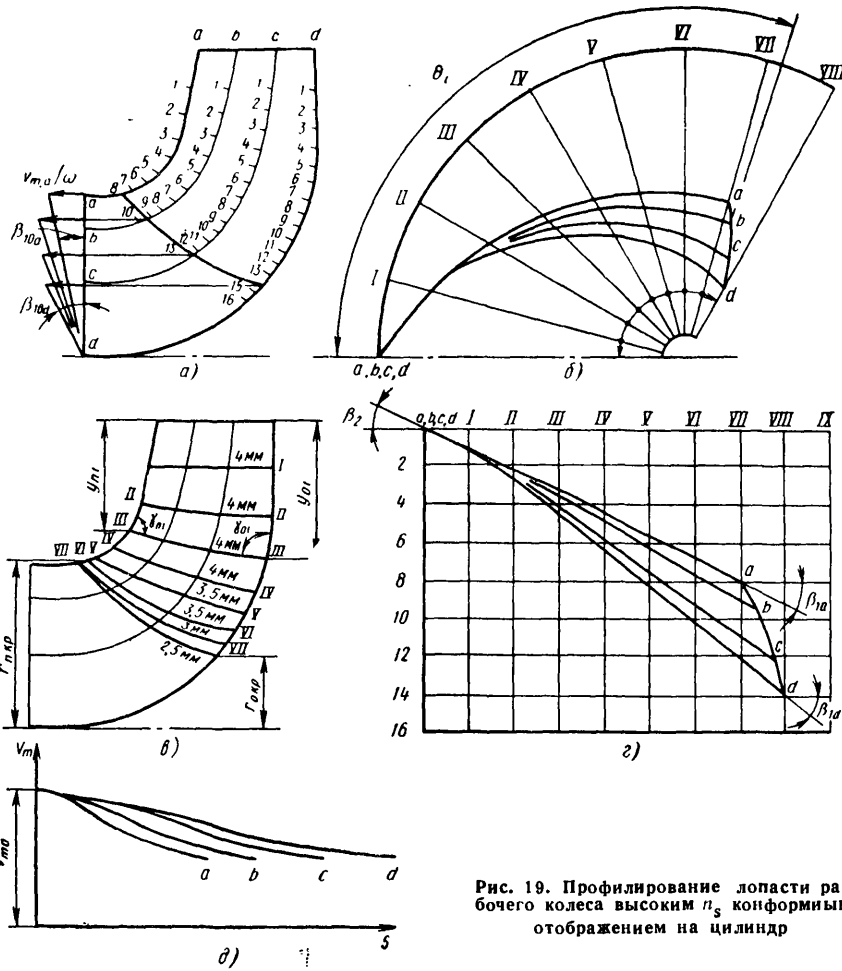


Рис. 19. Профилирование лопасти рабочего колеса высоким n_s конформным отображением на цилиндр

стеснения, в масштабе $M_v = 1/\omega$. Соединяя концы отрезков с осью вращения, получают углы β_{10i}. Значения v_{mi} определяют по графику (рис. 19, *д*), полученному при построении потока.

Задаваясь углами атаки вдоль входной кромки и углами охвата лопасти по каждой линии тока, строят конформную диаграмму лопасти. Значения углов атаки обычно принимают возрастающими от покрывающего диска к основному. В первом приближении входную кромку располагают в радиальной плоскости (θ_i = const).

Плавное сопряжение линий тока на конформной диаграмме получают изменением значений β_1, θ или положения входной кромки.

По конформной диаграмме описанным выше способом строят проекции линий тока в плане (рис. 19, *б*).

В последнее время для построения лопасти часто используют радиальные сечения (рис. 19, *в*), по которым изготовляют шаблоны. Форму каждого сечения определяют координаты пересечения его с покрывающим и основным диском y_{ni} и y_{0i} и радиус кривизны R_i. Для каждого сечения указывают толщину лопасти по нормали.

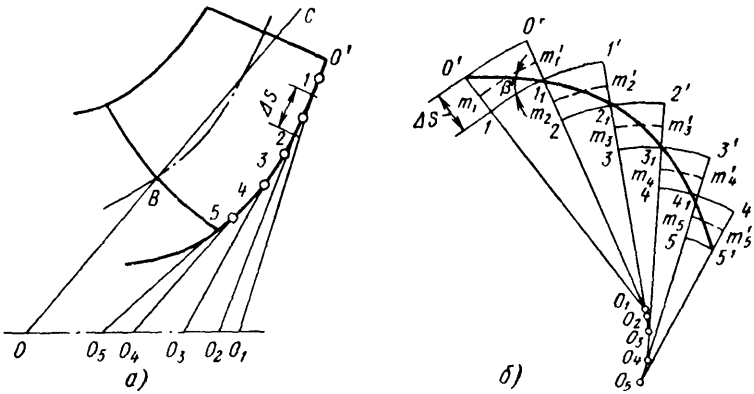


Рис. 20. Отображение линии тока на конус

В книге А. И. Степанова [56] показано, что для обычно применяемых углов лопасти β углы сопряжения радиальных сечений с контуром дисков в меридианном сечении (γ_{ni} и γ_{0i}) примерно равны истинному углу в пространстве между дисками и лопастью.

При профилировании лопастей двойной кривизны в некоторых случаях необходимо выполнять лопасть пространственной формы по всей ее длине. При этом приходится выполнять «косую» выходную кромку, т. е. выполнять ее не в радиальной плоскости, или принимать различным диаметр выхода D_2 для каждой линии тока. В первом случае угол охвата в плане для отдельных линий тока переменный. М. Д. Айзенштейн [2] рекомендует следующие значения для углов охвата (град.) по покрывающему и основному дискам:

n_s	80	90	100	110
$\theta_п$	115	110	100	95
$\theta_о$	120	115	100	100

При изменении D_2 создаются благоприятные условия для выравнивания длины лопасти по отдельным линиям тока, что, в свою очередь, способствует улучшению условий обтекания лопасти.

На рис. 20 показан пример построения отображением на конус одной линии тока в плане без построения конформной диаграммы.

Разделим линию тока на равные участки ΔS (рис. 20, *а*). Проведя касательные к центру каждого участка до пересечения с осью колеса, получим ряд конусов с вершинами в точках O_1O_2, ..., O_i, на боковых поверхностях которых будут располагаться элементы ΔS_i линии тока. Развернув боковую поверхность каждого конуса, получим положение каждого элемента лопасти в плане.

Конус развертываем следующим образом (рис. 20, *б*). Из точки O_1 линии тока, соответствующей выходной кромке, проводим дугу радиусом O_1O'. Откладывая по радиусу отрезок ΔS, получаем точку *1*, через которую проводим дугу радиусом $O_1 1$. Разделив пополам ΔS, получаем точку m_1, через которую из центра O_1 проводим дугу и на ней откладываем отрезок m_1m_1', равный ΔS ctg β'. Через точку m_1' из центра O_1 проводим прямую и получаем точку 1_1. Отрезок $O_1 1_1$ и дает нам величину отрезка ΔS_1 в плане. Откладывая из точки 1_1 отрезок ΔS_2 и производя подобные построения, можно получить изображение в плане всей линии тока.

Аналогично получаем изображение в плане других линий тока.

В некоторых случаях пользуются упрощенным способом отображения линии тока на боковую поверхность одного конуса (см. рис. 20, *а*) с образующей *OC*. Для уменьшения искажения образующую проводят через точку *B* на входной кромке таким образом, чтобы прогиб в середине и на концах линии тока был одинаков.

Расчет рабочих колес по методу подобия. Вычислив по заданным параметрам значение n_s и определив соответствующие коэффициенты или соотношения, можно определить размеры нового колеса.

В книге М. Д. Айзенштейна [2] приведены значения коэффициентов скорости K_c (см. рис. 12) в функции от n_s, при помощи которых можно определить основные размеры рабочего колеса, используя выражение, вытекающее из уравнения подобия:

$$C = K_c \frac{\sqrt{H}}{n}.$$

Довольно распространенным является способ расчета рабочих колес с использованием атласа экспериментально отработанных модельных рабочих органов. По полученному значению n_s в атласе подбирают нужные модельные рабочие органы. Определяющим при этом является подобие конструкции, нахождение требуемого n_s в оптимальной по к. п. д. зоне характеристики, определенная форма напорной характеристики и др.

На модельной характеристике в режиме заданного n_s определяют параметры $Q_м$ и $H_м$. Имея значения $Q_м$, $H_м$ и заданные параметры Q, H находят масштаб геометрического подобия:

$$\lambda = \frac{D}{D_м} = \left(\frac{Q}{Q_м}\right)^{1/2} \left(\frac{H_м}{H}\right)^{1/4}. \qquad (14)$$

Пользуясь выражением (14) и уравнениями подобия (12), по имеющимся размерам модельных рабочих органов можно определить размеры проектируемого колеса и построить расчетные характеристики.

Другие методы расчета. Кроме описанных выше, в практике насосостроения применяют гидродинамические методы построения поверхности лопасти.

Простейшим частным случаем построения лопасти является предложенный Бауэрсфельдом метод, при котором окружная составляющая присоединенного вихря приравнивается нулю ($\omega_u = 0$). Этот метод используют при расчете рабочих колес насосов с высоким n_s.

Строя потенциальный поток в меридианном сечении колеса получают линии тока S, эквипотенциальные линии σ и поле скоростей v_m.

По условию параллельности вектора вихря поверхности лопасти F имеем

$$\frac{\partial F}{\partial r}\omega_r + \frac{\partial F}{\partial z}\omega_z = 0,$$

где dz — приращение по оси насоса.

Следовательно, меридианные сечения поверхности лопасти F_m совпадают с линиями составляющего вихря ω_u, т. е. с линиями $v_u r$ — const, которые лежат в меридианных плоскостях, а в плане представляют прямые линии.

Задаваясь законом изменения $v_u r = f(\theta)$ для одной из линий тока и имея значение v_m, можно построить поверхность лопасти, пользуясь дифференциальным уравнением линии пересечения лопасти с поверхностью тока:

$$dS = \frac{v_m r^2}{\omega r^2 - v_u r}\, d\theta.$$

Предполагается, что закон $v_u r = f(\theta)$ одинаков для всех линий тока.

Уравнения линий тока интегрируют по известным функциям вдоль линий тока:

$$\theta_0 - \theta_{S_0} = \int_0^{S_0} \frac{\omega r^2 - v_u r}{v_m r^2}\, dS.$$

Для практического построения обычно пользуются интегрированием в табличной форме.

Для расчета центробежных колес можно применять метод Вознесенского—Пекина, основанный на замене скелета лопасти цепочкой присоединенных вихрей. Основные положения этого метода будут рассмотрены при расчете осевых насосов.

РАСЧЕТ ДИАГОНАЛЬНЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС

Приведенные в ряде работ [2, 45, 56, 71] рекомендации по выбору основных геометрических параметров в зоне $n_s = 250 \div 550$, соответствующей работе диагональных насосов, дают в некоторых случаях сильно отличающиеся, а иногда даже неприемлемые значения.

Для упрощения расчетов и связи коэффициентов вводят понятие среднего диаметра (для входа и выхода):

$$D_{ср} = \frac{D_п + D_о}{2},$$

где $D_п$ и $D_о$ — диаметры покрывающего и основного дисков.

Остановимся на некоторых отличиях в выборе геометрических параметров колес диагонального типа (рис. 21).

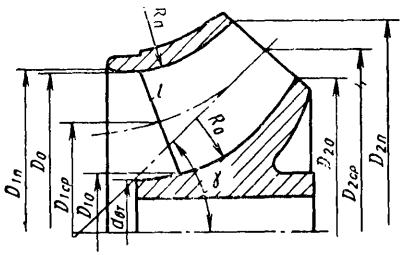


Рис. 21. Меридианная проекция рабочего колеса диагонального типа

Ориентировочно средний диаметр выхода диагонального колеса [57]

$$D_{2ср} = (0{,}9 \div 1{,}25)\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}.$$

Большее значение коэффициента относится к более низким n_s.

Углы лопастей β_1 и β_2 в колесах диагонального типа изменяются по ширине входной и выходной кромок, увеличиваясь по направлению к основному диску. Часто лопасти профилируют из условия $\beta_2 \approx \beta_1$. Число лопастей рекомендуется выбирать равным $z = 4 \div 6$ [56]. Оптимальное число лопастей зависит от формы меридианной проекции рабочего колеса.

Конечное число лопастей учитывают по методике К. Пфлейдерера, а коэффициент ψ определяют по выражению, предложенному Зибрехтом [45]:

$$\psi = \left[1{,}7 + 13{,}3\left(1 - \frac{v_{2u}}{u_2}\right)^2\right]\sin\beta_2.$$

При построении меридианной проекции для обеспечения более равномерного распределения скоростей в зоне поворота потока следует добиваться следующего соотношения между радиусами закруглений покрывающего и основного дисков $D_п \geqslant D_о$. Густоту решетки обычно выбирают в пределах $l/t_{2п} = 1 \div 1{,}05$. В диагональных колесах обычно принимают следующие соотношения: $d_{вт}/D_{2о} = 0{,}6 \div 0{,}8$ и $d_{вт}/D_{2п} = 0{,}3 \div 0{,}4$. Входной диаметр рабочего колеса [71]

$$D_0 = \sqrt{19\left(\frac{Q_р}{n}\right)^{2/3} + d_{вт}^2},$$

где $Q_р$ в м³/с; $d_{вт}$ в м; n — в об/мин.

В диагональных колесах линии тока у покрывающего диска имеют значительно меньшую протяженность по сравнению с линиями тока у основного диска. Скорости w_1 у покрывающего диска обычно больше w_2, а у основного диска может иметь место $w_1 < w_2$. Для выравнивания нагрузки на отдельные элементы лопасти выходную кромку рабочего колеса располагают наклонно относительно оси.

К. Пфлейдерер [45] рекомендует следующее соотношение для диагональных колес:

$$m = \frac{D_{2п}^2 - D_{20}^2}{D_{1п}^2 - D_{10}^2} = \frac{\varphi}{2}(1 + p),$$

где $\varphi = 0{,}5 \div 0{,}7$ — коэффициент удара (бо́льшие значения φ соответствуют более высоким n_s).

Гидравлический к. п. д. для средней линии тока [45]

$$\eta_г = \frac{1}{1 + \frac{1}{2gH}(\xi_1 w_1^2 + \zeta_2 w_2^2)},$$

где $\zeta_1 = 0{,}08 \div 0{,}2$; $\zeta_2 = 0{,}2 \div 0{,}35$ — эмпирические коэффициенты сопротивления.

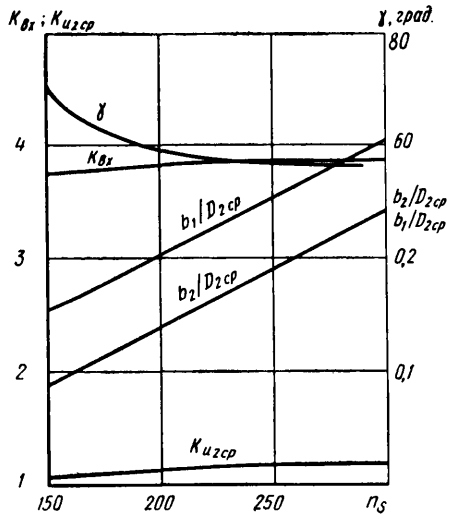


Рис. 22. Коэффициенты для расчета диагональных колес

Статистическое исследование выполненных насосов показало, что форма меридианной проекции рабочего колеса и выправляющего аппарата оказывают влияние на гидравлические качества и форму кривой Q—H диагональных насосов [20]. Отношение v_{1m}/v_{2m} уменьшается с увеличением n_s, а v_{3m}/v_{4m} — возрастает:

$$\frac{v_{1m}}{v_{2m}} = 1{,}889 - 0{,}00158 n_s;$$

$$\frac{v_{3m}}{v_{4m}} = 0{,}473 + 0{,}00115 n_s,$$

где v_{3m} и v_{4m} — меридианные скорости на входе в выправляющий аппарат и на выходе из него.

Лопасти диагональных колес профилируют так же, как и лопасти быстроходных радиальных колес или осевых (см. гл. 1).

Для ориентировочной оценки геометрических размеров колес можно использовать зависимости, полученные по данным выполненных высокоэкономичных скважинных насосов [29] (рис. 22).

ФОРМА ПОТОКА В ОСЕВОМ НАСОСЕ

Для работы мощных тепловых электростанций, мелиоративных систем и др. требуются насосы, обеспечивающие подачу больших количеств воды (50 000—200 000 м³/ч) при относительно малых напорах (5—10 м). Такие насосы имеют высокие значения $n_s = 600 \div 1300$. При переходе к высоким n_s изменяется форма меридианной проекции рабочего колеса, в первую очередь уменьшается отношение D_2/D_0 (см. рис. 15). С ростом n_s радиальное колесо постепенно трансформируется в полуосевое (диагональное), а затем — в осевое.

Конструктивная схема осевого насоса отличается исключительной простотой (см. рис. 1, *б*). За редким исключением осевые насосы выполняют одноступенчатыми консольного типа.

Лопастное рабочее колесо крепят на валу. В некоторых конструкциях перед рабочим колесом располагают направляющий аппарат, представляющий собой три—четыре неподвижные лопатки, отлитые совместно с корпусом. Направляющий аппарат служит для ликвидации подкрутки потока перед входом на рабочее колесо. При отсутствии направляющего аппарата к рабочему колесу подсоединяют обтекатель. За рабочим колесом располагается выправляющий аппарат, который состоит из неподвижных лопаток. В выправляющем аппарате ликвидируется закрутка потока, обусловленная рабочим колесом и преобразуется кинетическая энергия потока в энергию давления.

Пренебрежение центробежными силами значительно упрощает построение теоретических схем обтекания потоком лопастной системы.

В проточной части рабочей полости насоса поток можно считать осесимметричным. Пренебрегая действием центробежных сил, получим, что радиальные перетоки в зоне рабочего колеса отсутствуют, т. е.

$$v_r = 0. \tag{15}$$

При выполнении условия (15) можно принять допущение о независимости течения в отдельных цилиндрических слоях проточной части насоса.

Применение схемы потенциального потока ($\omega_u = 0$) в рабочем колесе наиболее обоснованно. Записав выражение для составляющей вихря ω_u и приняв условие (15), получим

$$v_z = \text{const}.$$

Таким образом, потенциальный поток в осевом насосе одновременно является и равноскоростным.

Записав выражения для ω_r и ω_z и приняв во внимание условие осесимметричности, получим

$$v_u r = \text{const}. \tag{16}$$

При осевом входе на лопасти колеса ($v_{1u} = 0$) и $v_r = 0$ из выражения (16) вытекает, что напор и циркуляция скорости вдоль радиуса за колесом постоянны:

$$\Gamma(r) = \text{const}; \qquad (17)$$

$$H(r) = \text{const}.$$

В действительности условие (17) почти никогда не выполняется: циркуляция немного увеличивается у втулки и значительно — на периферии лопасти, что приводит к трехмерному потоку. Для упрощения расчетов на практике используют условие (17), присущее плоскому потоку.

Используя значение $\Gamma_л$, можно определить теоретический напор осевого колеса:

$$H_т = \frac{u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}}{g} = \frac{\omega}{g}(v_{2u} r_2 - v_{1u} r_1) = \Gamma \frac{\omega}{2\pi g} = \Gamma_л \frac{z\omega}{2\pi g}.$$

Теоретический напор осевого колеса зависит от присоединенных вихрей профиля лопасти. Осевой вихрь не оказывает влияния на напор $H_т$, обусловливая, правда, некоторое относительное движение жидкости в межлопастном канале.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ДЛЯ РАСЧЕТА ОСЕВОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Принимая условие (15), можно рассматривать обтекание лопасти в отдельных цилиндрических сечениях. Если какое-либо цилиндрическое сечение развернуть на плоскость, то получается решетка профилей (рис. 23).

Рассмотрим основные геометрические и гидродинамические параметры изолированного профиля и решетки профилей.

Средняя линия АБ (скелет) профиля делит пополам толщину профиля s по всей его длине.

Хорда профиля l — прямая, соединяющая концы скелета профиля. Наклон хорды характеризуется углом установки профиля β_l.

В качестве *оси решетки* принимается прямая, проведенная через сходственные точки профиля в решетке. Она совпадает с направлением окружной скорости u.

Угловыми характеристиками формы профиля являются углы между направлением окружной скорости и касательными к скелету на входе $\beta_{1л}$ и выходе $\beta_{2л}$; углы между касательными к скелету и хордой профиля на входе γ_1 и выходе γ_2; кривизна скелета профиля.

Ширина (*размах*) *лопасти* L — линейный размер лопасти в радиальном направлении.

Шаг решетки определяется выражением $t = \frac{2\pi r}{z}$. Кроме того, используют понятие относительного шага $\bar{t} = t/l$ и густоты решетки l/t.

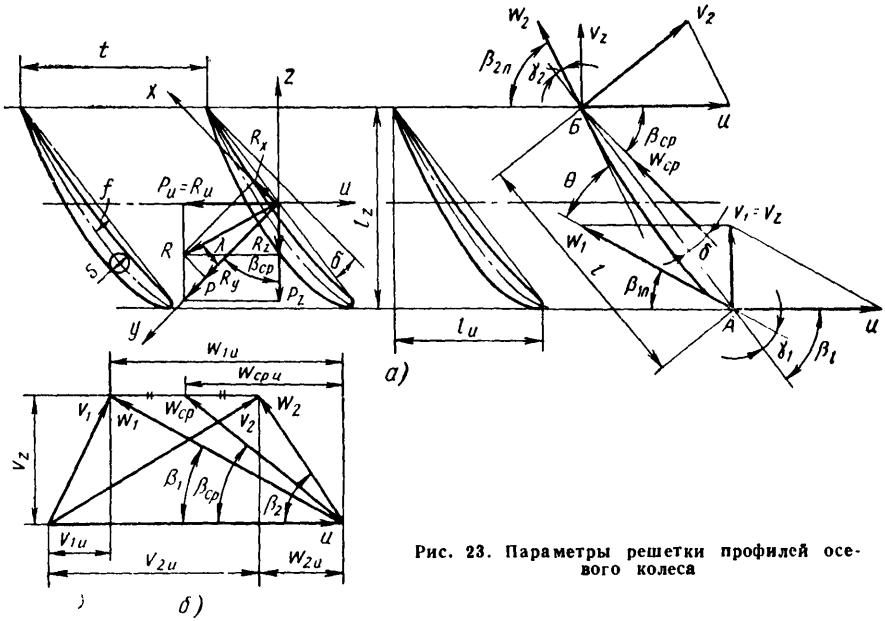


Рис. 23. Параметры решетки профилей осевого колеса

Действие решетки на поток можно охарактеризовать изменением треугольников скоростей потока перед и за решеткой. Построим треугольники скоростей для начала и конца лопасти (рис. 23, *а*). При этом примем, что поток поступает на лопасти без подкрутки. Так как $v_z = \text{const}$ в зоне рабочего колеса, то возмущающее действие решетки сказывается главным образом на изменении скорости v_u.

Для наглядности совместим треугольники скоростей (рис. 23, *б*).

Средняя геометрическая относительная скорость $w_{ср}$ натекания потока на профиль в решетке играет ту же роль, что и v_∞ для изолированного профиля. Величина и направление $w_{ср}$ определяется из треугольников скоростей:

$$w_{ср} = \sqrt{v_z^2 + \left(\frac{w_{1u} + w_{2u}}{2}\right)^2};$$

$$\operatorname{tg}\beta_{ср} = \frac{v_z}{w_{ср.\,u}} = \frac{2v_z}{w_{1u} + w_{2u}}.$$

Угол между направлением скорости $w_{ср}$ и хордой профиля представляет собой угол атаки δ. Разность $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ называется *углом поворота потока в решетке.*

При движении через решетку реальной жидкости возникает сила взаимодействия R между потоком и профилем, составляющими которой являются: подъемная сила профиля R_y, сила лобового сопротивления R_x, окружная R_u и осевая R_z составляющие реакции потока на профиль в решетке.

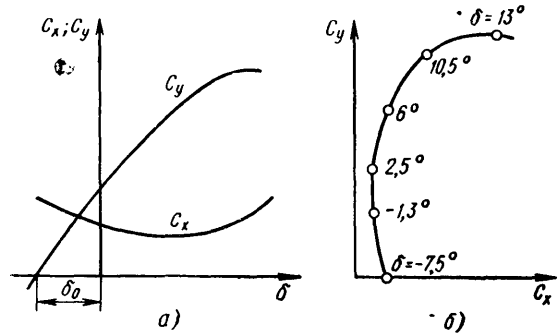


Рис. 24. Характеристики изолированного профиля

Согласно методике ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского для профилей единичного размаха ($L = 1$)

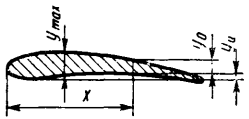
$$R_y = C_{yp}\rho\frac{w_{ср}^2}{2}l,$$

$$R_x = C_{xp}\rho\frac{w_{ср}^2}{2}l, \qquad (18)$$

где C_{yp} и C_{xp} — коэффициенты подъемной силы и силы лобового сопротивления профиля в решетке; ρ — плотность перекачиваемой среды.

Экспериментально определить коэффициенты C_{yp} и C_{xp} для каждой конкретной решетки очень сложно и трудоемкостно. Обычно используют данные о коэффициентах C_y и C_x единичного профиля бесконечного размаха ($L/l \gg 5$), полученные в результате испытаний различных профилей. Характеристика профиля данной формы представляет собой зависимость C_y и C_x от угла атаки δ (рис. 24, *а*). Угол δ_0 представляет собой угол бесциркуляционного натекания на профиль, когда подъемная сила профиля равна нулю. Характеристика профиля может быть выражена одной кривой $C_y = f(C_x)$, называемой полярой (рис. 24, *б*). Характеристики различных профилей сведены в атлас.

В книге Пфлейдерера [45] приведены результаты продувок ряда профилей, используемых для осевых турбомашин. Форма и номера профилей показаны на рис. 25, *в*, поляры этих профилей — на рис. 25, *б*, а характеристики — на рис. 25, *а*. Кружоч-



Значения $y_0/y_н$ при x, равном

Номер профиля	0	1,25	2,5	5,0	7,5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	95	100
364	0,85 0,85	4,05 0,00	5,45 0,05	7,30 0,35	8,60 0,55	9,65 0,65	11,00 1,05	11,85 1,30	12,50 1,70	12,10 1,75	11,10 1,80	9,50 1,55	7,55 1,25	5,35 0,90	2,90 0,45	1,55 0,20	0,10 0,10
384	4,15 4,15	7,25 2,25	8,95 1,55	11,45 1,10	13,40 0,80	14,95 0,55	17,15 0,30	18,55 0,15	19,70 0,00	19,15 0,00	17,55 0,00	14,95 0,00	11,80 0,00	8,05 0,00	4,15 0,00	2,15 0,00	0,00 0,00
387	3,20 3,20	6,25 1,50	7,65 1,05	9,40 0,55	10,85 0,25	11,95 0,10	13,40 0,00	14,40 0,00	15,05 0,20	14,60 0,40	13,35 0,45	11,35 0,50	8,90 0,45	6,15 0,30	3,25 0,15	1,75 0,05	0,15 0,15
408	1,15 1,15	2,95 0,25	3,80 0,00	5,00 0,20	6,00 0,40	6,70 0,65	7,70 1,00	8,40 1,20	9,05 1,30	8,95 1,30	8,40 1,20	7,45 1,05	6,25 0,85	4,95 0,60	3,45 0,30	2,50 0,10	0,75 0,75
417	0,65 0,65	2,50 0,05	3,75 0,25	5,05 0,70	6,25 1,10	7,05 1,50	8,15 2,20	8,85 2,55	9,30 3,65	9,15 3,90	8,55 3,65	7,55 3,20	6,25 2,50	4,50 1,70	2,40 0,80	1,20 0,40	0,00 0,00
428	1,25 1,25	2,75 0,30	3,50 0,20	4,80 0,10	6,05 0,00	6,50 0,00	7,55 0,05	8,20 0,15	8,55 0,30	8,30 0,40	7,80 0,40	6,80 0,35	5,50 0,25	4,20 0,15	2,15 0,05	1,20 0,00	0,00 0,00
436	2,50 2,50	4,70 1,00	5,70 0,20	7,00 0,10	8,10 0,05	8,90 0,00	10,05 0,00	10,25 0,00	11,00 0,00	10,45 0,00	9,55 0,00	8,20 0,00	6,60 0,00	4,60 0,00	2,45 0,00	1,25 0,00	0,00 0,00
443	0,00 1,00	0,60 1,00	0,85 1,00	1,15 1,00	1,45 1,00	1,60 1,00	1,90 1,00	2,15 1,00	2,50 1,00	2,50 1,00	2,35 1,00	2,05 1,00	1,60 1,00	1,15 1,00	0,65 1,00	0,30 1,00	0,00 1,00

480	2,55 2,55	5,10 0,80	6,15 0,30	7,65 0,05	8,85 0,00	9,80 0,10	11,25 0,45	12,10 0,70	12,85 1,10	12,60 1,45	11,60 1,55	10,00 1,50	7,85 1,25	5,45 0,85	2,85 0,40	1,45 0,20	0,00 0,00
490	2,00 2,00	3,60 0,85	4,60 0,50	5,95 0,15	7,00 0,00	7,70 0,00	8,65 0,20	9,20 0,40	9,60 0,95	9,05 0,80	8,55 0,80	7,45 0,60	6,05 0,40	4,40 0,15	2,50 0,00	1,45 0,05	0,15 0,15
587	0,60 0,60	1,65 0,10	2,10 0,00	2,90 0,05	3,60 0,15	4,15 0,30	5,15 0,60	5,85 0,70	6,55 0,85	6,60 0,80	6,10 0,45	5,40 0,20	4,50 0,00	3,45 0,05	2,35 0,55	1,80 0,85	1,05 1,05
593	3,00 3,00	5,50 1,80	6,50 1,35	7,85 0,85	8,90 0,55	9,75 0,40	10,95 0,25	11,50 0,15	12,00 0,10	11,70 0,00	10,85 0,00	9,45 0,00	7,65 0,00	5,50 0,00	3,00 0,00	1,65 0,00	0,00 0,00
622	2,40 2,40	3,75 1,45	4,50 1,05	5,45 0,60	6,15 0,35	6,60 0,25	7,30 0,15	7,70 0,05	8,00 0,00	7,80 0,00	7,10 0,00	6,15 0,00	5,00 0,00	3,55 0,00	1,95 0,00	1,15 0,00	0,20 0,00
623	3,25 3,25	5,45 1,95	6,45 1,50	7,90 0,90	9,05 0,35	9,90 0,20	10,95 0,10	11,55 0,05	12,00 0,00	11,70 0,00	10,65 0,00	9,15 0,00	7,35 0,00	5,15 0,00	2,80 0,00	1,60 0,00	0,30 0,00
624	4,00 4,00	7,15 2,25	8,50 1,65	10,40 0,95	11,75 0,60	12,85 0,40	14,35 0,15	15,30 0,05	16,00 0,00	15,40 0,00	14,05 0,00	12,00 0,00	9,50 0,00	6,60 0,00	3,55 0,00	2,00 0,00	0,50 0,00
682	2,50 2,50	4,55 1,05	5,55 0,60	8,00 0,25	8,05 0,10	8,90 0,00	10,00 0,05	10,65 0,20	11,20 0,55	10,90 0,75	10,05 0,80	8,65 0,85	6,90 0,75	4,85 0,60	2,55 0,35	1,35 0,15	0,00 0,00
NACA 23012	0,00 0,00	2,67 —1,23	4,61 —1,71	4,91 —2,26	5,80 —2,61	6,43 —2,92	7,19 —3,50	7,50 —3,97	7,55 —4,46	7,14 —4,48	6,41 —4,17	5,47 —3,67	4,36 —3,00	3,08 —2,16	1,68 —1,23	0,92 —0,70	0,00 0,00
Мунк-6	0,00 0,00	1,98 —1,76	2,81 —2,20	4,03 —2,73	4,94 —3,03	5,71 —3,24	6,82 —3,47	7,55 —3,62	8,22 —3,70	8,05 —3,90	7,26 —3,94	6,03 —3,82	4,58 —3,48	3,06 —2,83	1,55 —1,77	0,88 —1,08	0,00 0,00

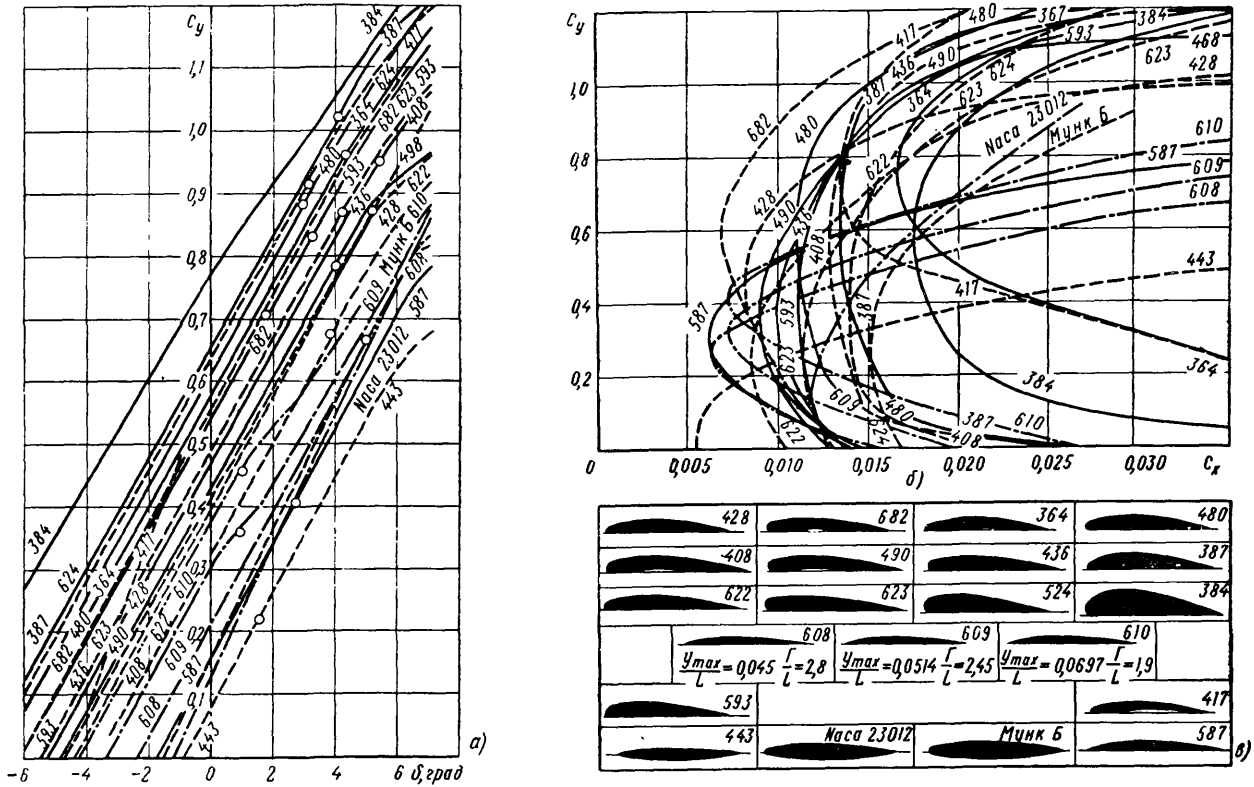


Рис. 25. Характеристики профилей осевых турбомашин

ками на рис. 25, *а* обозначены точки максимального качества единичного профиля.

Размеры профилей в процентах от длины хорды l приведены в табл. 4.

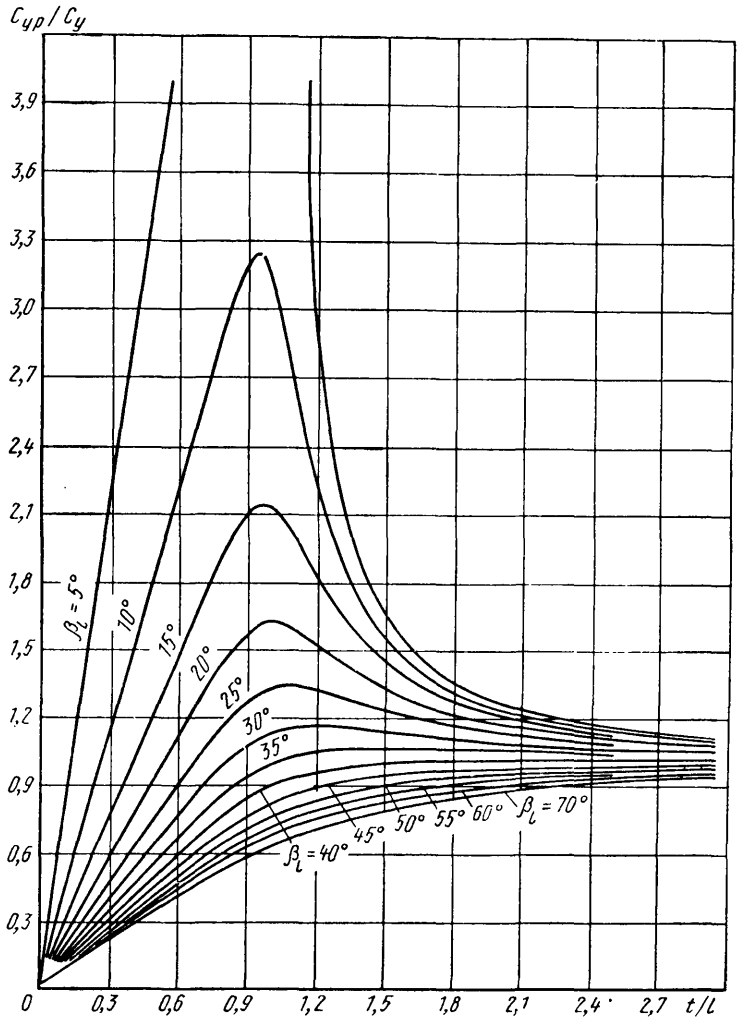


Рис. 26. Зависимость коэффициента влияния решетки от относительного шага

Профиль «Мунк-6» имеет хорошие антикавитационные качества, поэтому его часто применяют в осевых насосах.

Из-за влияния относительного шага, конечного размаха, числа Re, пограничного слоя характеристики профиля в ре-

шетке отличаются от характеристик изолированного профиля, что требует внесения соответствующих корректив.

Для рабочих колес осевых насосов, развивающих небольшие напоры и имеющих малый относительный шаг решетки t/l, с достаточной точностью влияние решетки можно учесть, пользуясь графиками, построенными для пластин (рис. 26).

Зная силы, действующие на профиль в решетке (см. рис. 23, *а*), можно найти теоретический напор и гидравлические потери.

Отношение силы лобового сопротивления R_x к подъемной силе R_y называют обратным качеством профиля в решетке $\mu_р$. Для приближенного определения $\mu_р$ К. Пфлейдерер рекомендует зависимость [45]

$$\mu_р = \operatorname{tg}\lambda = 0{,}012 + 0{,}02\frac{s_{max}}{l} + 0{,}06\frac{f}{l},$$

где f — максимальная высота хорды профиля.

Теоретический напор равен работе окружной составляющей силы R_u, отнесенной к единице веса перекачиваемой жидкости:

$$H_т = \frac{R_u u}{\gamma t w_z} = \frac{uR\sin(\beta_{ср} + \lambda)}{\gamma t w_{ср}\sin\beta_{ср}}.$$

Гидравлические потери $h_{г.р.к}$ можно представить как удельную работу силы лобового сопротивления R_x, отнесенную к единице веса перекачиваемой жидкости:

$$h_{г.р.к} = \frac{R_x w_{ср}}{\gamma t w_z} = \frac{C_{xр}\rho w_{ср}^2 l}{2\gamma t\sin\beta_{ср}} = \frac{\mu_р C_{yр} w_{ср}^2 l}{2\gamma t\sin\beta_{ср}} = \frac{R\sin\lambda}{\gamma t\sin\beta_{ср}}. \qquad (19)$$

Гидравлический к. п. д. решетки рабочего колеса

$$\eta_{г.р.к} = 1 - \frac{h_{г.р.к}}{H_т} = 1 - \frac{w_{ср}}{u}\frac{\sin\lambda}{\sin(\beta_{ср} + \lambda)} =$$

$$= 1 - \frac{v_z}{u}\frac{\sin\lambda}{\sin\beta_{ср}\sin(\beta_{ср} + \lambda)}.$$

МЕТОДЫ РАСЧЕТА ОСЕВЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС

Метод подъемных сил. Используя выражение (18), треугольники скоростей и диаграмму сил (см. рис. 23), запишем

$$R_y = \rho C_{yр} l\frac{v_z^2}{2\sin^2\beta_{ср}}. \qquad (20)$$

Составив уравнение количества движения в направлении оси u для крыла единичного размаха, получим выражение

$$R_u = \rho w_z \Gamma_л = \rho v_z t\,\Delta v_u.$$

Здесь принято допущение, что при равномерном распределении скоростей перед и за решеткой $P_u = R_u$. Из диаграммы сил, действующих на профиль, имеем

$$R = \frac{R_u}{\sin(\beta_{ср} + \lambda)},$$

$$R_y = R\cos\lambda,$$

откуда

$$R_y = \frac{R_u \cos\lambda}{\sin(\beta_{ср} + \lambda)} = \frac{\rho v_z t \Delta v_u \cos\lambda}{\sin(\beta_{ср} + \lambda)}. \qquad (21)$$

Решая совместно уравнения (20) и (21), находим

$$C_{yp}\frac{l}{t} = \frac{\Delta v_u 2\sin^2\beta_{ср}\cos\lambda}{v_z \sin(\beta_{ср} + \lambda)}. \qquad (22)$$

Принимая во внимание, что $\Delta v_u = gH_т/u$, а $\sin\beta_{ср} = v_z/w_{ср}$, приведем выражение (22) к виду

$$C_{yp}\frac{l}{t} = \frac{2gH_т}{w_{ср}^2}\frac{v_z}{u}\frac{\cos\lambda}{\sin(\beta_{ср} + \lambda)}, \qquad (23)$$

или

$$C_{yp}\frac{l}{t} = \frac{2\sin\beta_{ср}}{1 + \mu_p \operatorname{ctg}\beta_{ср}}\frac{\Delta v_u}{v_z}. \qquad (24)$$

Уравнения (22), (23) и (24) дают связь между динамическими характеристиками профиля в решетке, с одной стороны, кинематическими и геометрическими параметрами решетки — с другой. Основой расчета является выбор профиля решетки по коэффициенту подъемной силы C_{yp}. Такой метод расчета называется методом подъемных сил.

Для расчета низконапорных насосов с малым углом поворота потока в решетке (5—8°) и $l/t \ll 1$ с достаточной точностью можно принять $C_{yp} = C_y$.

При расчете осевых колес данным методом, пользуясь одним из выражений (22), (23) или (24) и построенным ранее треугольником скоростей, определяют значение C_{yp}. По атласу подбирают профиль, для которого полученное C_{yp} составляет примерно (0,8—0,85) C_y. По характеристике находят соответствующее значение угла δ. Необходимо обращать внимание на форму профиля, которая часто определяется конструктивными и технологическими соображениями, а иногда и кавитационными условиями. Угол λ определяют либо по характеристикам, либо принимают приближенно равным 3—5°. После выбора профиля уточняют значение t/l.

Основным недостатком метода подъемных сил является отсутствие четких указаний по выбору коэффициентов C_y, C_x и угла λ.

Их рекомендуется принимать по аналогии с коэффициентами для колес, имеющих ту же быстроходность и аналогичные показатели.

Коэффициент лобового сопротивления профиля в решетке обычно сильно отличается от значений C_x для изолированного профиля. Это отличие главным образом обусловлено тремя видами потерь, возникающих в решетке рабочего колеса:

1) профильные потери $C_{x\text{п}}$, связанные с формированием пограничного слоя на поверхности телесного профиля в решетке;

2) концевые потери $C_{x\text{к}}$ из-за образования пограничного слоя на стенках камеры рабочего колеса и перетекания жидкости в зазоре между лопастью и корпусом;

3) потери $C_{x\text{в}}$, связанные с движением пограничного слоя на стенках корпуса и образованием вторичных вихрей в межлопастном канале.

Следовательно:

$$C_{x\text{р}} = C_{x\text{п}} + C_{x\text{к}} + C_{x\text{в}}. \qquad (25)$$

Приближенные значения составляющих выражения (25) можно оценить эмпирическими зависимостями

$$C_{x\text{п}} = 0{,}022 - (0{,}006l/t),$$

$$C_{x\text{к}} = 0{,}02t/L,$$

$$C_{x\text{в}} = 0{,}018C_{y\text{т}}^2,$$

где $L = (D - d_{\text{вт}})/2$; $C_{y\text{т}}$ — теоретический коэффициент подъемной силы (так как угол λ обычно мал, то $C_{y\text{т}} \approx C_{y\text{р}}$).

Метод ХТГЗ им. С. М. Кирова. В основу этого метода расчета положено предположение, что на значение циркуляции (напора), создаваемой лопастью, решающее влияние оказывает кривизна скелета профиля.

Циркуляция вокруг профиля в решетке

$$\Gamma_{\text{л. р}} = C_{y\text{р}} w_{\text{ср}} l. \qquad (26)$$

Для профиля в решетке

$$C_{y\text{р}} = \pi K\,[\sin(\beta_l - \beta_{\text{ср}}) + \beta_0].$$

Коэффициент влияния решетки K определяют по диаграмме (см. рис. 26). Влияние телесности профиля на $C_{y\text{р}}$ обычно учитывают на основании экспериментальных данных. Продувка профилей различной формы показала, что уменьшение подъемной силы телесных профилей в решетке по сравнению с решеткой пластин можно оценить коэффициентом 0,81—0,9. Для профилей, используемых в осевых насосах, значение коэффициента около $2{,}7/\pi = 0{,}86$. Таким образом:

$$C_{y\text{р}} = 2{,}7K\,[\sin(\beta_l - \beta_{\text{ср}}) + \beta_0].$$

Используя треугольники скоростей и определяя циркуляцию по контуру, охватывающему лопасть в пределах шага, получаем

$$\Gamma_{\text{л. р}} = \Delta w_u t. \qquad (27)$$

Приравнивая выражения (26) и (27), находим

$$\Delta w_u t = 2{,}7K\,[\sin(\beta_l - \beta_{ср}) + \beta_0]\, w_{ср} l. \qquad (28)$$

По найденным из предварительного расчета значения $\Gamma_{л.р}$ и t определяют значение Δw_u. Из выражения (28) определяют

$$\beta_0 = \frac{\Delta w_u \frac{t}{l} \frac{1}{2{,}7K} - w_{ср} \sin\delta}{w_{ср}},$$

где $\delta = \beta_l - \beta_{ср}$ — угол атаки.

Выражение дает различные значения β_0 в зависимости от выбора угла δ.

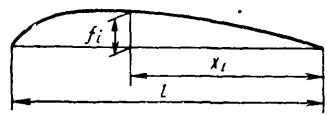


Рис. 27. Построение скелета профиля

Известны выражения, связывающие угол β_0 с формой скелета профиля. Формула Мунка дает связь ординат скелета с параметром β_0 (рис. 27) в виде ряда

$$\beta_0^0 = 0{,}252\frac{f_1}{l} + 109{,}05\frac{f_2}{l} + 32{,}596\frac{f_3}{l} + 15{,}624\frac{f_4}{l} + 5{,}978\frac{f_5}{l}.$$

Ординаты f_i выбирают в зависимости от отношения x_i/l:

$$f_1 \rightarrow \frac{x_1}{l} = 0{,}995;$$

$$f_2 \rightarrow \frac{x_2}{l} = 0{,}874;$$

$$f_3 \rightarrow \frac{x_3}{l} = 0{,}5;$$

$$f_4 \rightarrow \frac{x_4}{l} = 0{,}126;$$

$$f_5 \rightarrow \frac{x_5}{l} = 0{,}0054.$$

Полученный скелет одевают профилем из атласа. Максимальную толщину профиля преимущественно выбирают из условий прочности.

Одев скелет телом профиля конечной толщины, получают измененные треугольники скоростей. По ним уточняют значения K и β_0 и выполняют расчет во втором приближении, которого обычно достаточно.

Метод интегральных уравнений И. Н. Вознесенского—В. Ф. Пекина. Одним из основных способов расчета решеток является способ сложения плоскопараллельного невозмущенного потока

жидкости с потоком, создаваемым особенностями (вихрями, источниками, стоками), которые располагаются на скелете или на самом профиле в решетке. Скелет рассчитывают, решая интегральные уравнения. Методы расчета разработаны И. Н. Вознесенским, В. Ф. Пекиным, Н. А. Колокольцевым, А. Ф. Лесохиным, Л. А. Симоновым и др. [13, 28].

Наибольшей простотой отличается метод расчета прямолинейной решетки бесконечно тонких дужек круга.

Скелеты профиля в виде дужек круга заменяют рядом точечных вихрей, расположенных по линии дужки с плотностью $\nu\,(S)$ (рис. 28).

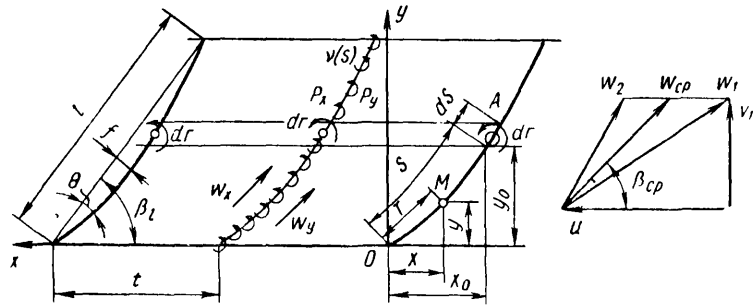


Рис. 28. Схема для расчета решетки профилей методом И. Н. Вознесенского—В. Ф. Пекина

Элементарная циркуляция на участке скелета dS

$$d\Gamma = (w_x - w_y)\,dS.$$

Циркуляция по контуру лопасти

$$\Gamma_л = \int_0^l d\Gamma = \int_0^l (w_x - w_y)\,dS = \int_0^l \nu\,(S)\,dS.$$

Исходя из понятий функции тока составляют интегральные уравнения. Скелет профиля рассматривают как линию тока, поэтому функцию тока в некоторой произвольной точке M изолированной дужки определяют суммой функций тока невозмущенного потока ψ_0 и функции тока потока от присоединенных вихрей ψ_1:

$$\psi\,(T) = \psi_0\,(T) + \frac{1}{2\pi}\int_0^S \nu\,(S)\ln r\,(S,\ T)\,dS = \text{const}, \qquad (29)$$

где $r\,(S,\ T)$ — расстояние от рассматриваемой точки профиля до текущей точки A с элементарным вихрем $d\Gamma$.

При рассмотрении обтекания дужки в решетке функция тока $\psi_0\,(T)$ определяется скоростью $w_{ср}$, вместо функции $\ln r$ в выражении (29) должна быть более сложная функция потока, учиты-

вающая присоединенные вихри на элементах dS всех профилей решетки, расположенных на расстоянии шага t один от другого. При этом необходимо не только произвести интегрирование от 0 до S вдоль дужки, но и просуммировать результаты вдоль оси решетки от $+\infty$ до $-\infty$. Тогда для решетки дужек с относительным шагом $\bar{t} = t/l$

$$\psi(T) = \psi_0(T) + \frac{1}{2\pi}\int_0^S \nu(S) \ln \sqrt{\sin^2\frac{\pi}{\bar{t}}(x - x_0) + \operatorname{sh}\frac{\pi}{\bar{t}}(y - y_0)}\, dS.$$

Обозначив выражение под корнем через K^2, получим

$$\psi(T) = \psi_0(T) + \frac{1}{2\pi}\int_0^S \nu(S) \ln K(S, T)\, dS = \text{const}. \qquad (30)$$

Интегральное уравнение (30) служит для определения искомой функции $\nu(S)$. Граничными условиями является безударное обтекание выходной кромки $\nu(S) = 0$ (постулат Чаплыгина) и входной кромки $\nu(0) = 0$.

Численные решения уравнения (30) для решетки дужек круга при безударном входе показали, что функция $L(t/l, \beta_l) = \Gamma_л/(w_{ср}l0)$ мало зависит от угла θ. При малых значениях θ величина $w_{ср}l0$ пропорциональна циркуляции $\Gamma_л$. Результаты определения L в функции от $\bar{t}$ для различных значений β_l приведены на рис. 29.

Из-за влияния соседних профилей угол безударного натекания потока на профиль в решетке отклоняется от угла установки хорды β_l на значение

$$\Delta\alpha = \beta_l - \beta_{ср}.$$

В общем случае $\Delta\alpha = f(t, \beta_l, \theta)$. При углах установки лопастей рабочих колес $\beta_l < 30°$ угол $\Delta\alpha$ зависит только от угла 0 и шага t (рис. 30). При $\beta_l > 30°$, что соответствует углам установки корневых профилей рабочих колес и лопаток выправляющих аппаратов $\Delta\alpha = f(\bar{t}, \beta_l, \theta)$.

Для расчета решетки по методу И. Н. Вознесенского — В. Ф. Пекина предварительно надо определить основные конструктивные размеры и треугольники скоростей.

Перед окончательным построением скелета рекомендуется ввести поправку для кривизны дужки θ из-за телесности профиля с тем, чтобы суммарные характеристики решетки телесных профилей были близки к характеристикам рассчитанной решетки. Поправку можно определить по графику, приведенному в работе А. А. Ломакина [28] (рис. 31). На графике приняты следующие обозначения: $\Delta\bar{f} = \Delta f/l$ — относительное изменение стрелы прогиба эквивалентной дужки по сравнению с расчетной: $\Delta f = f_{экв} - f_{расч}$; $\bar{c} = s_{max}/l$ — максимальная относительная тол-

щина профиля; $\nu_2 = 90° - \beta_2$ — угол между направлением скорости w_2 и осью решетки: $\operatorname{tg}\beta_2 = w_z/w_{2u}$; $\Delta\nu_2$ — угол дополнительного отклонения потока на выходе из колеса за счет влияния решетки.

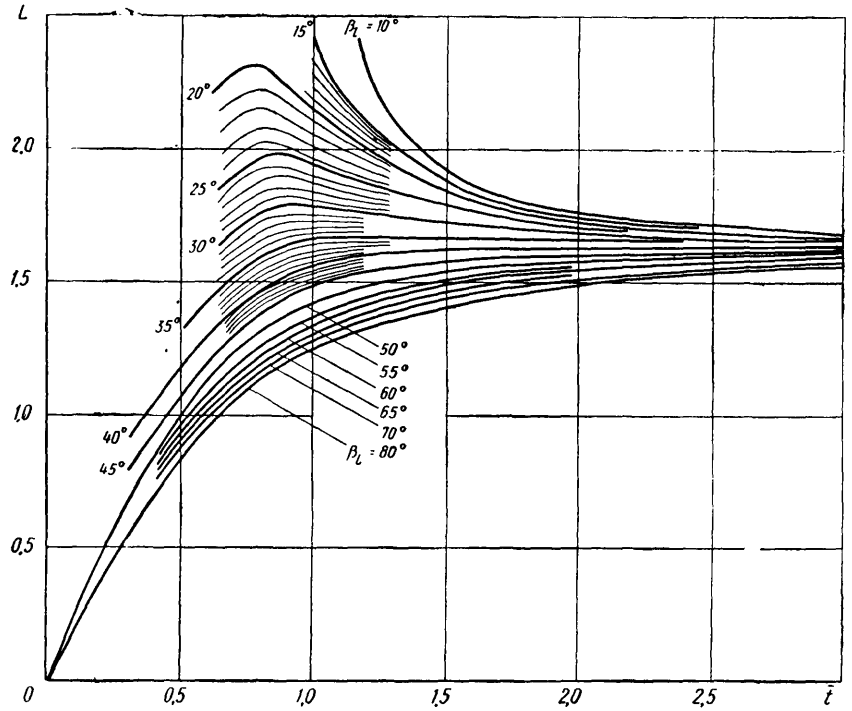


Рис. 29. Зависимость функции L от относительного шага решетки для различных значений угла

Величина $\bar{f}$ связана с кривизной дужки соотношением $\bar{f} = 1/[\operatorname{tg}(\theta/2)]$, откуда

$$\Delta \operatorname{tg}\frac{\theta}{2} = 2\frac{\Delta\bar{f}}{\bar{c}}\frac{s_{max}}{l},$$

или

$$\Delta\theta = 2\operatorname{arctg}\left(2\frac{\Delta\bar{f}}{\bar{c}}\frac{s_{max}}{l}\right).$$

Кривизна эквивалентной дужки

$$\theta_{экв} = \theta + \Delta\theta,$$

где θ — расчетная кривизна.

Действительную длину и радиус кривизны эквивалентной дужки можно определить по выражениям [61]

$$l_д = 0{,}0175 l \frac{\theta_{экв}}{\sin \theta_{экв}},$$

$$R_д = \frac{l}{2 \sin \theta_{экв}}.$$

Полученную эквивалентную дужку надевают одним из рекомендованных профилей (см. например, рис. 25 и табл. 4).

Методом интегральных уравнений можно рассчитать решетку, составленную из дужек произвольной формы. Известны программы и методы расчета решеток из дужек двухпараметрической формы с использованием ЭВМ [8, 66].

Метод А. Ф. Лесохина. При расчете этим методом телесные профили решетки заменяют непрерывно распределенными вдоль скелета вихрями интенсивностью $\gamma(S)$ и источниками и стоками интенсивностью $q(S)$ [28]. Скелет представляет собой замкнутую линию внутри профиля, через которую жидкость не перетекает.

Приведем основные положения этого метода аналогично тому, как это сделано в монографии А. А. Ломакина [28]. Основные обозначения заимствованы из рис. 28.

Исходя из замкнутости линии тока, определяющей контур профиля, можно записать

$$q_{вх} + q_{вых} + \int_{-l/2}^{+l/2} q(S)\, dS = 0,$$

где $q_{вх}$ и $q_{вых}$ — интенсивность точечных источников и стоков, расположенных на входной и выходной кромках скелета и определяющих конечные радиусы закругления профиля.

Циркуляция скорости вокруг профиля

$$\Gamma_л = \int_{-l/2}^{+l/2} \gamma(S)\, dS.$$

Для скелета профиля условие неперетекания жидкости имеет вид

$$w_{ср} + v_S^* = 0,$$

где v_S^* — скорость в точке скелета, индуцированная особенностями, расположенными на рассматриваемом профиле и всех других профилях в решетке.

Если расположить начало координат в средней точке скелета рассматриваемого профиля и ось x совместить с направлением

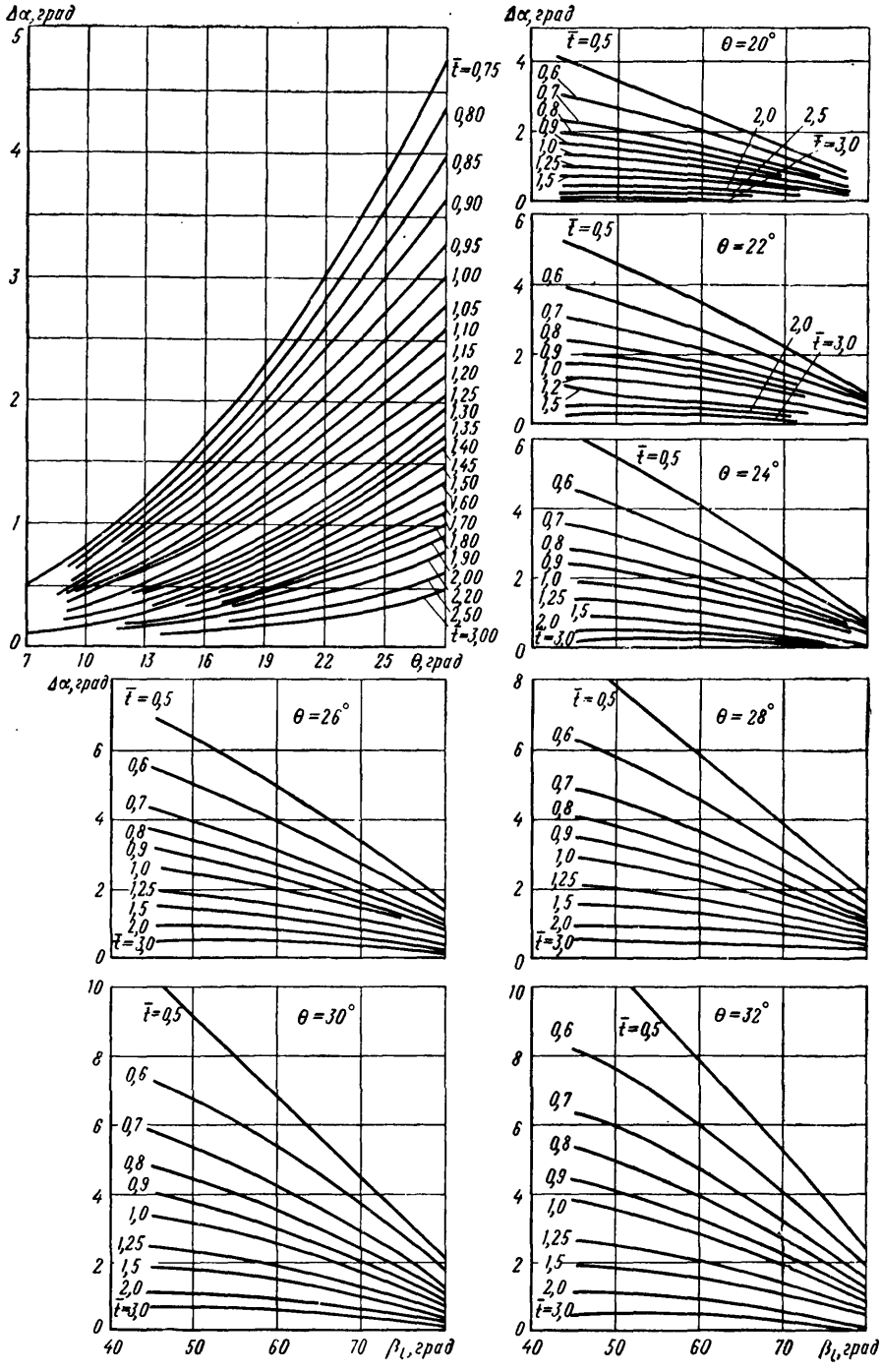
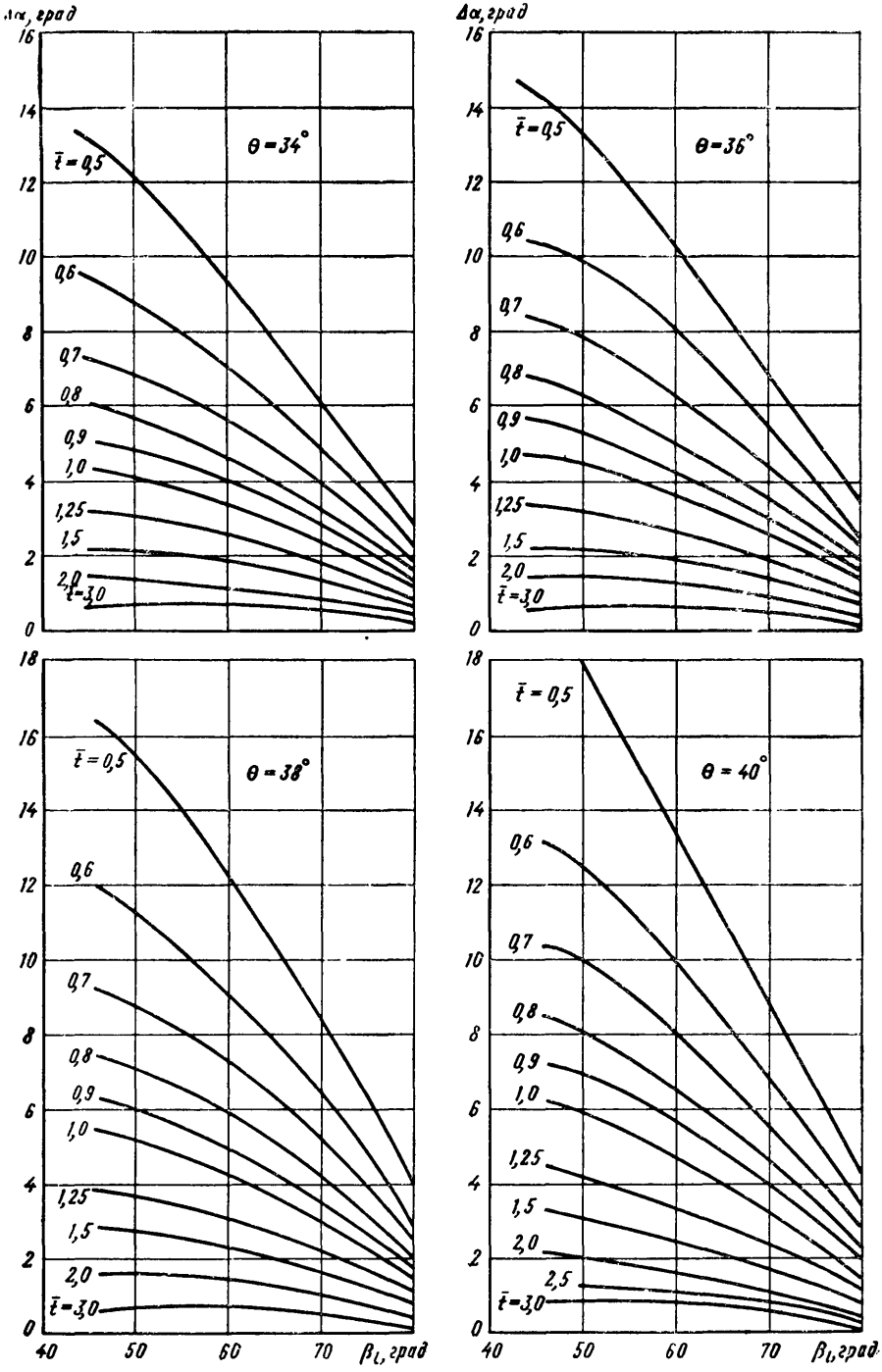


Рис. 30. Кривые для



определения Δα

окружной скорости u, то выражения для составляющих индуцированных скоростей можно записать в виде:

$$v_x^* = \frac{1}{2t}\int_{-l/2}^{+l/2} \frac{\gamma(S)\,\mathrm{sh}\,\frac{2\pi}{t}(y_0-y) + q(S)\,\sin\frac{2\pi}{t}(x_0-x)}{\mathrm{ch}\,\frac{2\pi}{t}(y_0-y) - \cos\frac{2\pi}{t}(x_0-x)}\,dS;$$

$$v_y^* = \frac{1}{2t}\int_{-l/2}^{+l/2} \frac{-\gamma(S)\,\sin\frac{2\pi}{t}(x_0-x) + q(S)\,\mathrm{sh}\,\frac{2\pi}{t}(y_0-y)}{\mathrm{ch}\,\frac{2\pi}{t}(y_0-y) - \cos\frac{2\pi}{t}(x_0-x)}\,dS.$$

Расчет легко может быть запрограммирован на ЭВМ дискретного счета.

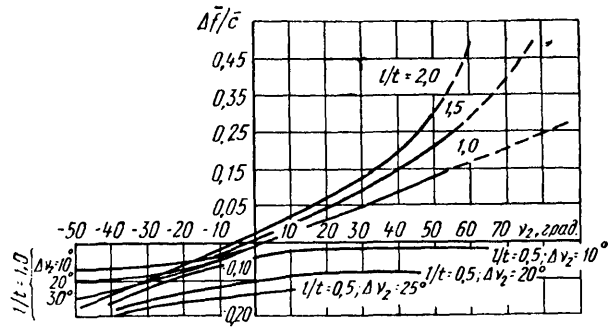


Рис. 31. График для определения поправки на телесность профилей

Выбор вида функций $\gamma(S)$ и $q(S)$ оказывает влияние на форму профиля и равномерность распределения скоростей и давлений на нем. Рекомендуется принимать

$$\gamma(S) = A_0\gamma_0(S) + A_1\gamma_1(S) + A_{-1}\gamma_{-1}(S) + A_2\gamma_2(S) + A_{-2}\gamma_{-2}(S) + A^*\gamma^*(S), \qquad (31)$$

$$q(S) = B_0 + B_1\bar{S} + B_2\bar{S}^2 + B_{\text{вх}} + B_{\text{вых}},$$

где A_i и B_i — постоянные коэффициенты;

$$\gamma_0(S) = \sqrt{1-\bar{S}^6};$$

$$\gamma_1(S) = \begin{cases} 0 & \text{при } -1 \leqslant \bar{S} \leqslant 0, \\ \bar{S}(1-\bar{S}) & \text{при } 0 \leqslant \bar{S} \leqslant 1; \end{cases}$$

$$\gamma_{+1}(S) = \begin{cases} -\bar{S}(\bar{S}+1) & \text{при } -1 \leqslant \bar{S} \leqslant 0; \\ 0 & \text{при } 0 \leqslant \bar{S} \leqslant 1; \end{cases}$$

$$\gamma_2(\bar{S}) = \begin{cases} 2(\bar{S}-1)(1-\bar{S}) & \text{при } 0{,}5 \leqslant \bar{S} \leqslant 1; \\ 0 & \text{при } -1 \leqslant \bar{S} \leqslant 0{,}5; \end{cases}$$

$$\gamma_{-2}(\bar{S}) = \begin{cases} -(1+2\bar{S})(1+\bar{S}) & \text{при } -1 \leqslant \bar{S} \leqslant -0{,}5; \\ 0 & \text{при } -0{,}5 \leqslant \bar{S} \leqslant 1; \end{cases}$$

$$\gamma^*(S) = \sqrt{\frac{(1-\bar{S})}{(1+\bar{S})}}; \quad \bar{S} = \frac{2S}{l};$$

$B_{вх}$ и $B_{вых}$ — интенсивность точечного источника—стока, помещенного в начале и конце скелета, отнесенная к $l/2$ для получения закругленной кромки конечным радиусом; если требуется иметь заостренную кромку, соответствующий член принимается равным нулю.

Член $A^*\gamma^*(S)$ вводят в уравнение при обтекании решетки с углом атаки. При безударном обтекании $A^* = 0$.

Коэффициенты B_i определяют из системы уравнений:

$$\left.\begin{aligned} 2B_0 + \frac{2}{3}B_2 + B_{вх} + B_{вых} &= 0; \\ B_0\left(1-\bar{S}_{max}\right) + \frac{1}{2}B_1\left(1-\bar{S}^2_{max}\right) + \frac{1}{3}B_2\left(1-\bar{S}^3_{max}\right) + & \\ + B_{вых} &= -2\varkappa\frac{S_{max}}{l}w_{ср}; \\ B_0 + B_1\bar{S}_{max} + B_2\bar{S}^2_{max} &= 0; \\ B_{вх} &= \frac{8\pi}{3}\frac{r_{вх}}{l}w_{ср}\cos\gamma_1; \\ B_{вых} &= \frac{8\pi}{3}\frac{r_{вых}}{l}w_{ср}\cos\gamma_2, \end{aligned}\right\}$$

где $\bar{S}_{max} = 2S_{max}/l$ — координата расположения максимальной толщины профиля на скелете; $r_{вх}$ и $r_{вых}$ — радиусы закругления входной и выходной кромок; $\varkappa = \dfrac{1}{1-\dfrac{2}{3}\dfrac{S_{max}}{t\sin\beta_l}}$ — коэффициент стеснения.

Коэффициенты A_i выбирают из условия

$$A_0 + 1{,}098\left(-\frac{\Gamma_л}{l} + \frac{A_1+A_{-1}}{12} + \frac{A_2+A_{-2}}{48} + \frac{\pi}{2}A^*\right) = 0. \quad (32)$$

Член $A_0\gamma_0(S)$ уравнения (31) характеризует циркуляцию вокруг профиля, члены с коэффициентом A_i ($i \neq 0$) характеризуют изменение интенсивности распределения на отдельных частях скелета (рис. 32). Выбирая коэффициенты A_i, получают требуемое распределение скоростей и рациональную форму скелета профиля.

Решетку по методу А. Ф. Лесохина рассчитывают в такой последовательности:

1) определяют основные геометрические и кинематические параметры сечений;

2) вычисляют геометрические параметры дужки и координаты точек на ней;

3) определяют безразмерные координаты точек скелета;

4) вычисляют безразмерные толщины профиля и скорости на нем;

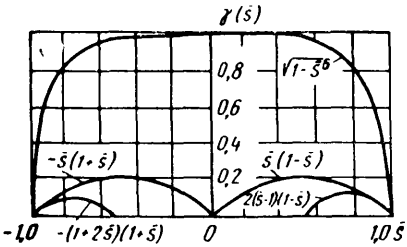


Рис. 32. Распределение интенсивности вихрей

5) находят координаты точек профиля;

6) строят график распределения скоростей и давлений по длине скелета профиля.

Рассмотренные методы расчета осевых насосов (методы И. Н. Вознесенского—В. Ф. Пекина, А. Ф. Лесохина) разработаны для идеальной жидкости. В диффузорных решетках осевых насосов из-за формирования пограничного слоя при перекачивании реальных жидкостей фактическое значение $\Gamma_{реш}$ циркуляции меньше расчетного $\Gamma_{ид}$. Это уменьшение приближенно можно оценить коэффициентом

$$K_{\Gamma} = \frac{\Gamma_{реал}}{\Gamma_{ид}} = 0{,}86 \div 0{,}93.$$

Для насосов в среднем можно принять $K_{\Gamma} \approx 0{,}9$. Тогда расчетное значение циркуляции $\Gamma_{ид} \approx 1{,}1\Gamma_{реал}$.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАСТЕЙ ОСЕВЫХ КОЛЕС

По заданным параметрам Q, H и n определяют n_s.

Осевую скорость v_{z0} вычисляют по формуле С. С. Руднева:

$$z_{z0} = (0{,}06 \div 0{,}08)\sqrt[3]{Qn^2}.$$

Такое значение v_{z0} соответствует углу $\beta_1 = 14 \div 21°$.

Обычно осевую скорость принимают постоянной по радиусу $v_z(r) = \text{const}$, а в некоторых случаях — изменяющейся вдоль радиуса по линейному закону с незначительным увеличением на втулочных сечениях.

Выбирают относительный диаметр втулки $\bar{d} = d_{вт}/D$ (рис. 33, *а*), который обычно изменяется в пределах $\bar{d} = 0{,}4 \div 0{,}6$. Ориентировочные значения $\bar{d}$ приведены в табл. 5.

Из условия неразрывности определяют диаметр рабочего колеса:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{z0}(1-\bar{d}^2)}}.$$

Г. Ф. Проскура [44] для определения D (м) рекомендует зависимость

$$D = (5{,}0 \div 5{,}5)\sqrt[3]{\frac{Q}{n}},$$

где Q в м³/с; n в об/мин.

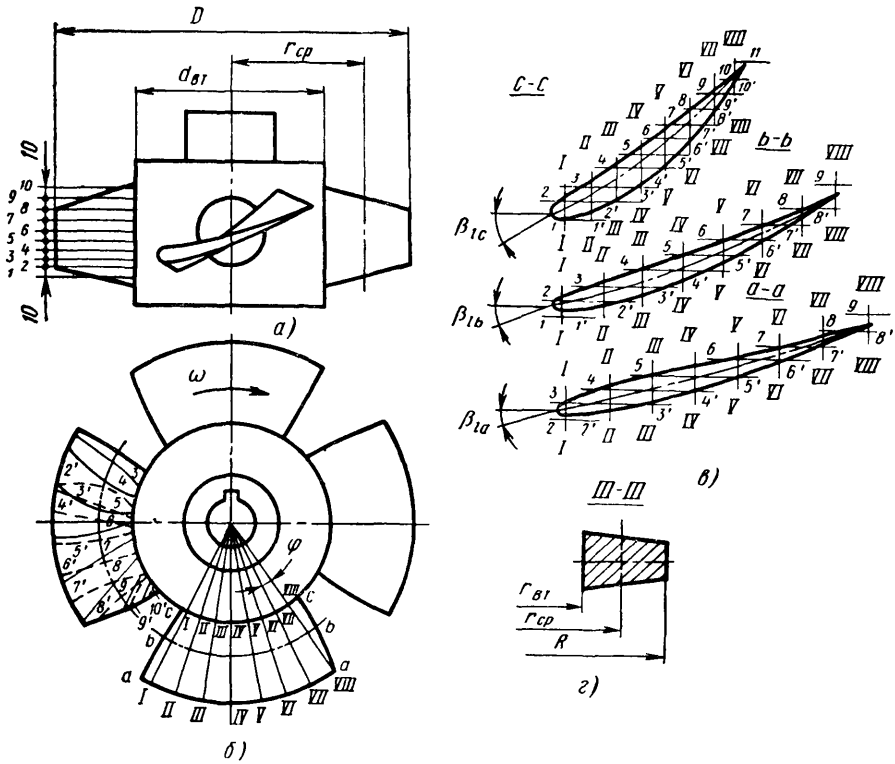


Рис. 33. Профилирование осевого рабочего колеса

Метод определения D из условия обеспечения минимума потерь описан в гл. 1.

Число лопастей рабочего колеса принимают, из конструктивных соображений, в пределах $z_{р.к} = 3 \div 6$ (см. табл. 5). Меньшие значения $z_{р.к}$ соответствуют малым значениям l/t. Максимальный напор H_{max} зависит от числа лопастей рабочего колеса (см. табл. 5).

ТАБЛИЦА 5

Параметр	n_s				
	400	600	800	1000	1200
$\bar{d}$	0,6	0,55	0,5	0,45	0,4
$z_{р.к}$	6	5	4	3	2
$z_{в.а}$	9	9	7	5	5
H_{max}, м	25	15	10	6	3

Лопасти рассчитывают по цилиндрическим сечениям. Форму профиля определяют обычно по внутреннему $r_{вн} = (d_{вт}/2) + [(0{,}015 \div 0{,}025)/D]$, внешнему $r_{внешн} = (D/2) - [(0{,}015 \div 0{,}0025)/D]$ и среднему $r_{ср} = D\sqrt{(1 + \bar{d}^2)/2}/2$ сечениям. Для

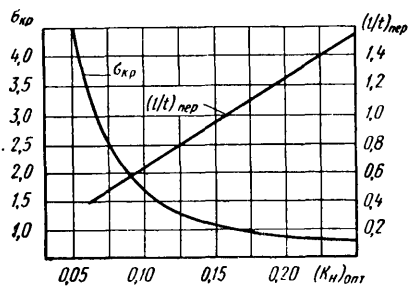


Рис. 34. График для выбора l/t для периферийных сечений

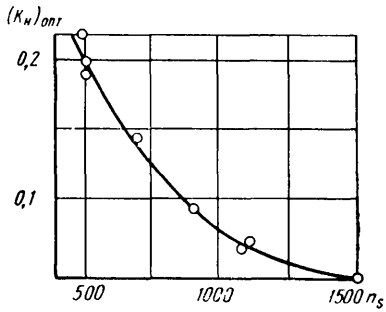


Рис. 35. Зависимость коэффициента напора от коэффициента быстроходности

остальных сечений форму профиля получают интерполяцией. Иногда радиусы крайних сечений принимают равными радиусу втулки и рабочего колеса.

Отношение l/t лучше всего выбирать на основе анализа этих значений для выполненных насосов с высокими эксплуатационными качествами.

Оптимальное отношение $(l/t)_{пер}$ для периферийных сечений определяют по графику (рис. 34) [28]. На графике также показана зависимость кавитационного коэффициента $\sigma_{кр}$ от оптимального коэффициента напора. Коэффициент напора $K_н = H/(n^2D^2)$ зависит от n_s насоса (рис. 35). Для безотрывного обтекания профилей густота решетки не должна быть меньше, чем определенная по графику (см. рис. 34). Густоту решетки в остальных сечениях выбирают не менее, чем для периферийных, при обеспечении плавного изменения l по радиусу.

Относительную максимальную толщину профиля s_{max}/l выбирают с учетом прочности и технологичности изготовления. Для периферийного и втулочного сечений можно принять

$$(s_{max}/l)_{пер} = 0{,}02 \div 0{,}03; \quad (s_{max}/l)_{вт} = 0{,}06 \div 0{,}1.$$

Изменение s_{max}/l для промежуточных сечений принимают по линейному закону. Окончательно значение s_{max} для втулочного сечения определяют после выполнения прочностных расчетов (см. гл. V).

Положение сечения с максимальной толщиной на скелете выбирают из условия получения хорошо обтекаемой формы профиля:

$$2s_{max}/l = -0{,}2 \div 0.$$

Бо́льшие значения относятся к более высоким n_s.

Радиусы закругления входной и выходной кромок можно ориентировочно принять по следующим соотношениям:

$$\frac{\rho_{вх}}{l} \approx 0{,}1\,\frac{s_{max}}{l};$$

$$\frac{\rho_{вых}}{l} = (0{,}0002 \div 0{,}0003)\, z_{р.к}\,\frac{t}{l}\,\frac{D}{d_{вт}}.$$

Расчеты лопасти удобно выполнять в табличной форме. После определения основных геометрических соотношений вычерчивают схему рабочего колеса (рис. 33, *а*, *б*).

Одним из описанных способов рассчитывают решетку и строят развертки профилей на плоскость (рис. 33, *в*).

Для построения лопасти строят горизонтальные модельные и радиальные ее сечения. Горизонтальные сечения выполняют с интервалом, равным толщине модельных досок (см. рис. 33, *а*, показаны сечения с постоянной толщиной 10 мм). Линии пересечения каждой доски с рабочей стороной нанесены на план лопасти сплошными линиями, с тыльной стороной — пунктирными (см. рис. 33, *б*). Горизонтальные сечения лопасти дают возможность судить о плавности поверхности лопасти, радиальные сечения (см. рис. 33, *г*) также служат для контроля формы лопасти (по ним изготовляют шаблоны для контроля и обработки лопасти).

В работах В. Л. Селихова и А. М. Буяновского [59] и А. А. Синева [60] приведена номограмма для предварительного определения основных размеров и параметров по заданным Q и H, построенная на основании статистических данных по насосам, изготовленным в СССР и ЧССР (рис. 36). Там же приведены эмпирические зависимости для определения некоторых геометрических соотношений:

$$\frac{t}{l} = 0{,}001442 n_s;$$

$$\frac{f_{max}}{l} = \frac{0{,}092}{\sqrt[4]{n_s - 50}};$$

$$\beta_l = \frac{53}{\sqrt[6]{n_s}}.$$

Форму лопасти можно характеризовать величиной угла закрутки $\Delta\beta = \beta_{l_{вт}} - \beta_{l_{пер}}$. Высокоэффективные рабочие колеса осевых насосов имеют относительную закрутку лопасти $\Delta\beta/\bar{L} = 40 \div 53°$. Удлинение лопасти $\bar{L} = (r - r_{вт})/l_{ср}$.

На основании обработки экспериментальных данных испытаний осевых насосов, лопасти которых спрофилированы по профилям ВИГМа, характеризуемым уравнением $\pm y = 0{,}308x^{1/2} - 0{,}354x + 0{,}664x^2 - 1{,}086x^3 + 0{,}469x^4$, в работе В. К. Ка-

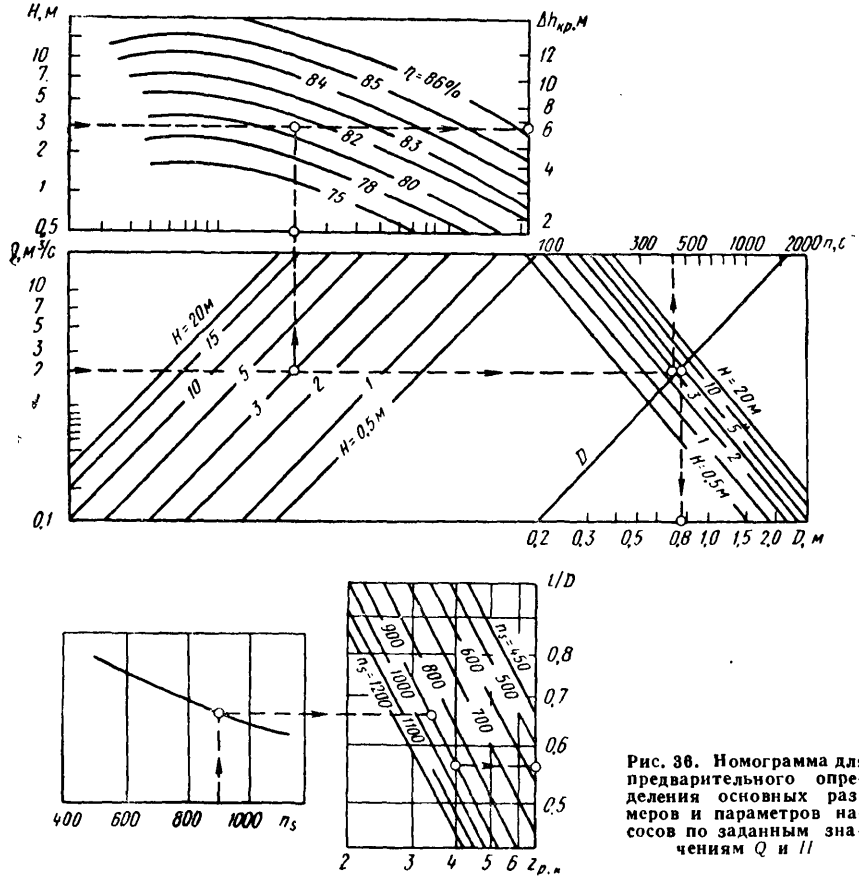


Рис. 36. Номограмма для предварительного определения основных размеров и параметров насосов по заданным значениям Q и H

раханьяна [26] приведены оптимальные геометрические и кинематические соотношения, обеспечивающие совпадение оптимума энергетических и кавитационных качеств насосов:

$$\frac{t}{l} = 0{,}59 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 625 \cdot 10^{-5} \cdot n_s + 0{,}705\bar{r}_i + 1{,}74;$$

$$C_{ур}\frac{t}{l} = -1{,}358\bar{r}_i^2 + 1{,}738\bar{r}_i - 0{,}1642;$$

$$\frac{f}{l} = 0{,}049\bar{H} - 0{,}0466\bar{H}\bar{r}_i - 0{,}044\bar{r}_i + 0{,}062;$$

$$\delta_{1\,б.\,н} = \left[1{,}41 \cdot 1{,}335^{100f/l} + 3200\left(\frac{f}{l}\right)^2 - 304\left(\frac{f}{l}\right) + 6{,}8\right] \times \left(\frac{t}{l}\right)^{[518\,(f/l)^2 - 30{,}345\,(f/l) - 0{,}74]} + (0 \div 1^0);$$

$$\beta_l = \beta_1 + \delta_{1\,б.\,н};$$

$$\frac{v_{z2\,ср}}{u} = 0{,}432 - 0{,}172 \cdot 10^{-3} n_s;$$

$$K_H = \frac{v_{2u}}{u} = 0{,}4 - 0{,}343 \cdot 10^{-3} n_s;$$

$$K_v = 0{,}134\bar{r}_i + 0{,}66\left(\frac{v_{z2\,ср}}{u}\right) - 0{,}140 + \Delta K_v\left(\frac{t}{l}\right),$$

где $n_s = 450 \div 1200$; $\bar{r}_i = 2r_i/D = 0{,}45 \div 1{,}0$; $\bar{H} = gH/(n^2D^2)$; $\delta_{1б.\,н}$ — угол бесциркуляционного натекания потока; $K(v) = \lambda w_{1i}^2/u^2$ — коэффициент, характеризующий распределение разряжения по радиусу лопасти; $\Delta K_v = (0{,}1\,t/l) - 0{,}078$.

ГЛАВА II

ОТВОДЯЩИЕ И ПОДВОДЯЩИЕ УСТРОЙСТВА

КОНСТРУКЦИИ И НАЗНАЧЕНИЕ ОТВОДОВ

Отводящие устройства (отводы) лопастных насосов обеспечивают осесимметричный поток жидкости за рабочим колесом, создавая тем самым условия для установившегося относительного движения в области колеса, уменьшают момент скорости и преобразуют кинетическую энергию потока, выходящего из колеса, в энергию давления с отводом потока к выходному патрубку или в следующую ступень насоса.

Конструкция отводов определяется назначением, типом и параметрами машины.

Центробежные насосы выполняют со спиральными, кольцевыми, лопаточными и составными отводами (рис. 37).

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 изготовляют 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 отноше-

нии. 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.

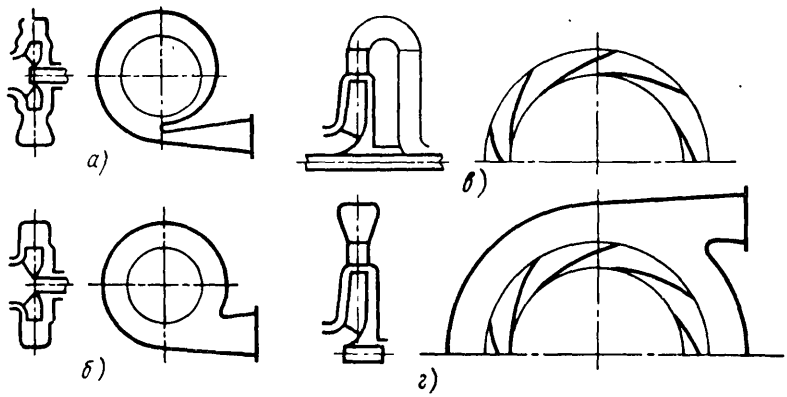


Рис. 37. Конструктивные схемы отводов центробежных насосов

Направляющие аппараты диагональных и центробежных многоступенчатых насосов можно разделить на следующие группы: канального типа, с кольцевым каналом между лопатками диффузоров и подводящих каналов, с кольцевым безлопаточным диффузором.

Схема канального направляющего аппарата изображена на рис. 38. Отвод выполнен в виде нескольких частичных спиральных камер, охватывающих выходное сечение рабочего колеса и переходящих в диффузорные каналы прямоугольного сечения. Диффузорные каналы в периферийной части отвода постепенно переходят в подводящие каналы, обеспечивая поворот потока в меридианной плоскости на 180° и его равномерный подвод к колесу следующей ступени. Здесь нет безлопаточного кольцевого пространства, отделяющего каналы лопаточного подвода от диффузорного. На всем пути от периферии рабочего колеса до колеса следующей ступени поток проходит по сплошному непрерывному каналу.

Обычно между выходным сечением рабочего колеса и входными кромками лопаточного отвода оставляется кольцевой участок, способствующий некоторому выравниванию потока, уменьшению

неоднородности его структуры и улучшению виброакустических качеств насоса.

Конструктивная схема направляющего аппарата с кольцевым пространством между лопастями диффузоров и подводящих каналов изображена на рис. 37, *в*. Периферийная часть лопаточного диффузора переходит в кольцевое колено, в котором поток изменяет свое направление в меридианной плоскости и переходит

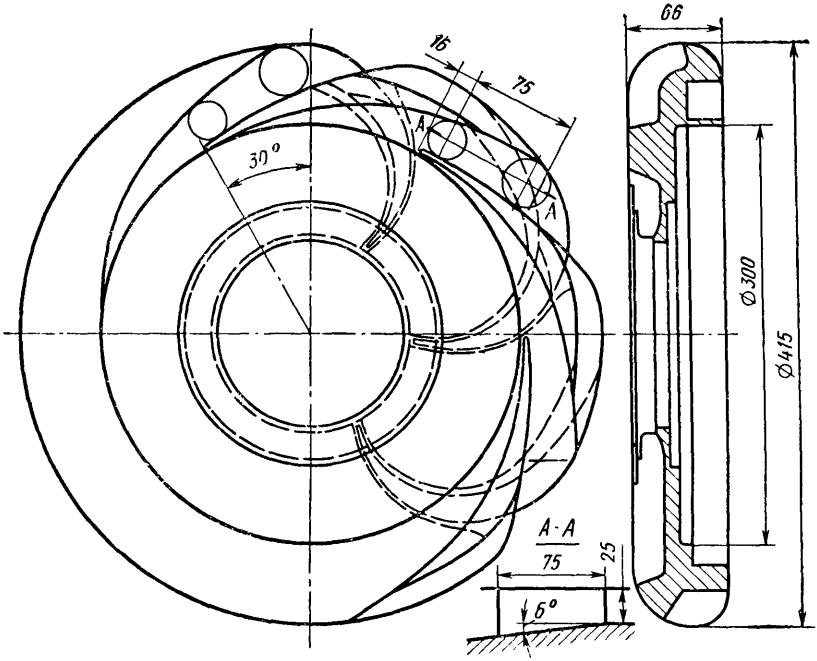


Рис. 38. Направляющий аппарат канального типа

в каналы лопаточного подвода. Лопатки диффузорной и подводящей частей отвода выполняют профилированными. Решетка подводящих каналов работает в сочетании с решеткой диффузорной части и профилируется в соответствии с направлением набегающего потока. Выходные кромки решетки подвода должны обеспечивать расчетную входную циркуляцию на входе в рабочее колесо следующей ступени. Отвод с кольцевым безлопаточным диффузором (кольцевой отвод), представляет собой плоский радиальный кольцевой канал за рабочим колесом, периферийная часть которого переходит в кольцевое колено, где поток поворачивается в меридианной плоскости ступени насоса. Из кольцевого колена поток попадает на решетку подвода.

Экспериментальные исследования показали, что значительная часть потерь имеет место в неподвижных элементах проточной

части насосов. Потерями в неподвижных элементах можно также объяснить более узкий диапазон экономичной работы насоса в целом по сравнению с диапазоном экономичной работы собственно рабочего колеса. В связи с вышеуказанным, проточная часть каналов отводящих и подводящих устройств насосов представляет и в настоящее время значительный интерес для исследований.

ВЛИЯНИЕ ОТВОДОВ НА ПАРАМЕТРЫ НАСОСА

Насос работает в широком диапазоне подач, определяемых характеристикой сети. Параметры насоса взаимосвязаны между собой.

Результаты исследований [41] показывают, что характеристика $N—Q$ практически не зависит от параметров отвода. Потребляемая в различных режимах мощность зависит в основном от размеров, конструкции и геометрии проточной части рабочего колеса (при $n = \text{const}$).

Зона оптимального к. п. д. насоса определяется площадью проходных сечений и конструкцией неподвижных элементов проточной части насоса (отвода и подвода), так как гидравлический к. п. д. собственно лопастного колеса в диапазоне режимов $0{,}7 \leqslant Q/Q_{\text{опт}} \leqslant 1{,}3$ изменяется незначительно.

Для определения параметров спиральных участков отводящих устройств вводят понятие пропускной способности спирали:

$$\int_{r_з}^{r} \frac{b}{r}\, dr = k_{\text{сп}} \frac{Q}{K_з},$$

где b — текущая ширина спирали; $k_{\text{сп}}$ — коэффициент, зависящий от быстроходности; $r_з$ — радиус начального сечения спирали; $K_з$ — момент скорости потока на входе в спираль.

Пропускная способность представляет собой размерную характеристику горловины (сопряжение с диффузором) спирали или лопаточного отвода.

От пропускной способности спирального участка отвода зависят потери в лопастном колесе при работе насоса в различных режимах.

Работа отвода, как неподвижного канала, определяется условиями входа потока в горловину спирального участка отвода, которые характеризуются двумя величинами: количеством жидкости Q, поступающей из рабочего колеса, и моментом скорости этой жидкости $K_з$, т. е. абсолютной скоростью на входе в спираль $v_з$ и ее направлением или углом $\alpha_з$. Считая, что скорость $v_{зm}$ равномерно распределена по входному кольцевому сечению

спирали отвода и момент скорости постоянен: $v_{iu}r_i = \text{const}$, получим

$$v_{3m} = \frac{Q}{2\pi r_3 b_3}; \quad v_{3u} = \frac{K_2}{r_3} \text{ (так как } K_2 \approx K_3\text{)};$$

$$\operatorname{tg}\alpha_3 = \frac{v_{3m}}{v_{3u}} = \frac{1}{2\pi b_3}\frac{Q}{K_3}; \quad v_3^2 = v_{3m}^2 + v_{3u}^2 = \frac{1}{r_3^2}\left[\left(\frac{Q}{2\pi b_3}\right)^2 + K_3^2\right],$$

где K_2 — момент скорости на выходе из рабочего колеса.

При бесциркуляционном потоке на входе в рабочее колесо (радиальный вход $K_1 = 0$) теоретический напор

$$H_т = \frac{\omega}{g} K_2.$$

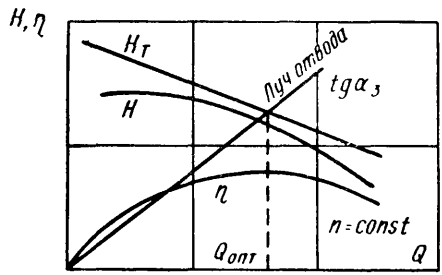


Рис. 39. Зависимости $H_т = f(Q)$ и $\operatorname{tg}\alpha_3 = f(Q/K_3)$ для лопастного насоса

Так как при изменении подачи насоса меняются условия входа в отвод, т. е. $\operatorname{tg}\alpha_3$, который определяется величиной Q/K_3, можно сделать вывод, что для каждого отвода существует оптимальное значение $\operatorname{tg}\alpha_3 = f(Q/K_3)$. Это значение является характеристикой оптимального режима работы отвода и называется лучом отвода (рис. 39).

Угол спирали α_3, длина и форма языка имеют большое значение для быстроходностей $n_s > 250$. Экспериментально отмечено снижение к. п. д. на 2—3% при уменьшении длины языка против нормального у насоса быстроходности $n_s = 470$.

Трудно точно оценить потери собственно в отводе, так как работа лопастного колеса и отвода взаимосвязана и дополнительные потери могут возникнуть из-за несоответствия расчетных режимов колеса и отвода. При экспериментальной оценке потерь составляют баланс энергии насоса, рассмотрение которого дает возможность сделать следующие выводы:

1) механические и объемные потери не имеют минимума, а их относительное значение уменьшается с увеличением подачи насоса;

2) гидравлические потери имеют минимум в определенной зоне подач, следовательно, оптимальная зона общего к. п. д. насоса определяется оптимальной зоной гидравлического к. п. д. отвода;

3) гидравлические потери в отводе имеют четко выраженную по подаче зону минимальных значений, в то же время гидравлические потери в рабочем колесе не имеют такой зоны (рис. 40).

Оптимальный режим насоса определяется параметрами отвода.

Результаты опытов, проведенных во ВНИИГидромаше при постоянном спиральном отводе с разными рабочими колесами и

отводами различной пропускной способности при неизменном рабочем колесе позволили проследить следующие закономерности.

Угол наклона луча отвода определяется его пропускной способностью. Луч всегда проходит через точки характеристик $H—Q$ с η_{max} для различных рабочих колес, работающих в одном отводе. Это своеобразная кинематическая характеристика отвода.

В насосах с различным n_s для разных отводов оптимальный режим насоса изменяется значительно, так как при этом изменяется пропускная способность отвода, проходные его сечения. Каждый отвод имеет свой наклон луча отвода.

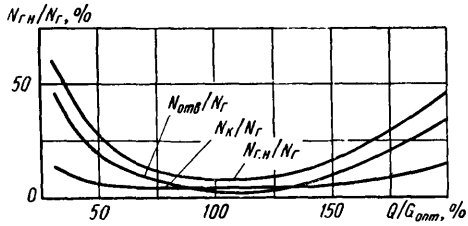


Рис. 40. Гидравлические потери в рабочем колесе и отводе $N_г$ **— гидравлическая мощность насоса;** $N_к$, $N_{отв}$ **— мощность гидравлических потерь в колесе и отвода;** $N_{гн}$ **— мощность гидравлических потерь в насосе**

При неизменном отводе и различных лопастных колесах оптимальный режим насоса изменяется, как отмечалось, по лучу отвода. Это изменение оптимума менее значительно, чем в случае испытаний насоса с различными отводами.

При рассмотрении результатов испытаний одного рабочего колеса с разными по пропускной способности, но однотипными по конструкции отводами, необходимо иметь в виду следующее. Теоретический напор насоса определяется параметрами рабочего колеса и не зависит от параметров отвода. В то же время форма кривой действительного напора $H—Q$ определяется в основном гидравлическими потерями в отводе. Их относительная величина в оптимальной зоне будет уменьшаться с увеличением пропускной способности отвода $Q/K_з$ ($K_{сп} \approx 1$). Оптимальное значение η_{max} будет смещаться в сторону больших подач. На малых подачах в «большом» отводе относительная величина гидравлических потерь увеличивается в связи с интенсификацией вихревых явлений в области «колесо—спираль». Поэтому кривая $H—Q$ для отвода с бóльшей пропускной способностью более полога, и отвод имеет меньший напор при нулевой подаче. Напор в точке η_{max} для отвода с увеличенными проходными сечениями больше, чем напор при той же подаче того же рабочего колеса с «нормальным» отводом.

На рис. 41 приводится зависимость напора насоса при нулевой подаче для работы колеса с разными отводами. Напор H, выражается в процентах относительно напора для нулевой подачи «нормального» насоса (расчетные режимы колеса и отвода совпадают). На оси абсцисс отложены подачи в точках η_{max} в процентах от оптимальной подачи насоса «нормального» исполнения.

По результатам экспериментальных исследований спиральных отводов можно сделать следующие выводы.

1. Рабочие колеса в насосах с одинаковыми отводами дают разные напоры за счет изменения углов лопастей и ширины колеса (при условии $D_2 = \text{const}$ и $n = \text{const}$). Если на каждой кривой $H—Q$ отметить точку, соответствующую η_{max}, то эти точки ложатся на прямую, проходящую через начало координат или вблизи него и называемую лучом отвода.

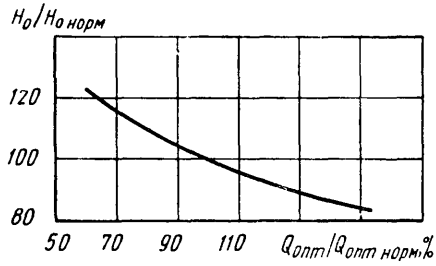


Рис. 41. Напор насоса H_0 с отводами различной пропускной способности для нулевой подачи

2. При рассмотрении испытаний одного колеса с разными отводами можно отметить, что отводы с малой пропускной способностью имеют максимум к. п. д. и более крутую кривую напора при малых подачах. Отводы большей пропускной способности имеют η_{max} при больших подачах и более пологую кривую напора. Изменяя отвод, можно изменять форму характеристики $H—Q$, кривую $\eta_{max}—Q_{опт}$ и луч отвода.

Очень часто при испытаниях нового образца насоса не получается требуемая характеристика. В этом случае необходима доводка насоса. Наиболее дорогой и трудно поддающейся изменениям частью насоса является отвод, который, как правило, является корпусной деталью. Было бы удобно, если бы рабочее колесо доминирующим образом влияло на форму характеристики $H—Q$, так как его довольно легко можно изменить. Однако такая возможность ограничена. За счет рабочего колеса можно незначительно менять напор в узком диапазоне подач по лучу отвода. Результаты исследований о влиянии отвода на характеристики $N—Q$, $H—Q$ и $\eta—Q$ подтверждаются балансовыми испытаниями насосов.

РАСЧЕТ СПИРАЛЬНЫХ И КОЛЬЦЕВЫХ ОТВОДОВ

Спиральный отвод одноступенчатого насоса состоит из спиральной камеры и диффузора (рис. 42). Спиральный отвод должен обеспечить оптимальный режим насоса, соответствующий расчетному значению пропускной способности спирали отвода $A_{2сп}$, которая вычисляется по данным технического задания:

$$A_{2\,сп} = \frac{\varphi_s}{2\pi} \frac{\pi \eta_г}{30g} \frac{Qn}{H},$$

где φ_s — угол охвата спирали.

Величина $A_{2сп} = a_2 \operatorname{tg} \alpha_3$ имеет линейную размерность, где $a_2 = 2\pi b_3 \frac{\varphi_s}{2\pi}$ — постоянная расчетного сечения спирали.

В качестве расчетного принимают сечение спирали, примыкающее к диффузору. По значению $A_{2сп}$ можно определить угол луча отвода $-\alpha_з = \operatorname{arctg}(A_{2сп}/a_2)$. Расчетное значение $A_{2сп}$ возрастает с увеличением быстроходности насоса:

$$A_{2\,сп} = bn_s \frac{\sqrt{Q}}{H^{1/4}},$$

где

$$b = \frac{1}{3{,}65 \cdot 30} \frac{\pi\eta_г}{g} \frac{\varphi_s}{2\pi}.$$

Гидравлические характеристики спирали определяются следующими конструктивными элементами: поперечным сечением горловины спирали $F_к$, углом охвата спирали φ_s, шириной спирали $b_з$, диаметром основной окружности спирали $D_з$, углом раскрытия стенок спирали $\varphi_{сп}$ и законом изменения проходных сечений спирали $F = f(\varphi_s)$.

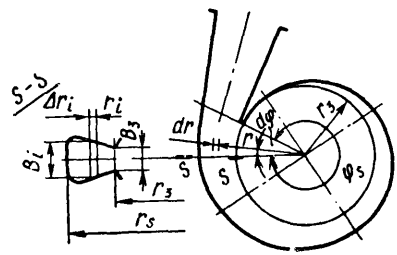


Рис. 42. Расчетная схема спирального отвода

При выборе этих элементов необходимо руководствоваться приведенными ниже теоретическими соображениями, однако действительные соотношения этих элементов устанавливают опытным путем.

Скорости в поперечном сечении спирали распределены неравномерно, так как даже скорость потока на выходе из колеса распределена неравномерно по его ширине. Кроме того, по мере приближения к стенкам спирали скорость потока уменьшается из-за трения. Большая часть потока, имеющая высокие скорости, находится непосредственно под действием лопастей колеса, вследствие чего в спирали можно ожидать малые отношения средних скоростей к максимальным. Кроме того, модель потока усложняется радиальной составляющей абсолютной скорости, направленной по радиусу.

Определенное количество жидкости непрерывно циркулирует между языком спирали и колесом, а также между наружными поверхностями колеса и стенками спирали.

Расчетный поток в спирали рассматривается без потерь, т. е. по закону постоянства момента скорости:

$$r_i v_{ui} = r_2 v_{2u} = K_2 = \text{const},$$

где $K_2 = K_1 + (gH_т/\omega)$.

Используя ранее приведенные выражения для v_{3m}, v_{3u} и $\operatorname{tg}\alpha_3$, найдем уравнение линии тока жидкости в отводе:

$$\operatorname{tg}\alpha_3 = \frac{dr}{rd\varphi},$$

или

$$\frac{Q}{K_3}\frac{d\varphi}{2\pi}=\frac{b\,dr}{r}.$$

Интегрируя последнее выражение от φ_0 до φ_s и от r_3 до r, получим

$$\frac{Q}{K_3}\frac{\varphi_s-\varphi_0}{2\pi}=\int_{r_3}^{r}\frac{b}{r}dr.$$

В частном случае, при $b=\text{const}$ и $K_3=K_2$ имеем плоскую спираль, и линия тока представляет собой логарифмическую спираль:

$$\frac{Q}{K_2}\frac{\varphi_s-\varphi_0}{2\pi}=b\ln\frac{r}{r_3}.$$

Когда ширина спирали изменяется пропорционально радиусу ($b=ar$), линия тока представляет собой архимедову спираль:

$$\frac{Q}{K_2}\frac{\varphi_s-\varphi_0}{2\pi}=a(r-r_3).$$

Форма спирали зависит от вида функции $b=f(r)$. Частицы жидкости при выходе из колеса будут описывать спиральные линии тока. Если выполнить стенку канала по одной из линий тока, то получится спиральная камера. Начало этой стенки находится на радиусе $r_3=D_3/2$ и образует так называемый «язык» спирали. Ограничивающая стенка охватывает угол $\varphi\leqslant 2\pi$. К полученной таким образом спирали присоединяется диффузорный напорный патрубок. Как известно, спираль собирает жидкость за колесом и частично преобразует кинетическую энергию потока ($v_2^2/2g$) в энергию давления.

Скорость v_2 уменьшается за счет перехода частиц жидкости на бо́льшие радиусы. В высоконапорных насосах, которые имеют большие окружные составляющие скорости v_u и малые v_m, сечения спирали получаются малыми и выходная скорость колеса v_2 в спирали практически не преобразуется. У низконапорных насосов, наоборот, меридианные составляющие скорости v_m велики, и преобразование v_2 в спирали может быть значительным. Правда, из-за малых значений абсолютных скоростей v_2 относительная величина преобразования кинетической энергии потока в потенциальную и в этом случае мала.

Подача жидкости через сечение S

$$Q_s=\frac{Q\varphi_s}{2\pi},$$

где $\varphi_s/(2\pi)$ — питающая часть спирали, из условия плавного сопряжения с диффузором может быть принята в таких пределах:

n_s, ...	60	90	130	190	280
φ_s, град	360	350	340	330	315

Максимальный габаритный размер спирали определяется поперечным сечением ее горловины, поэтому расчет начинают с определения положения и размеров горловины (расчетного сечения) спирали.

По техническому заданию рассчитывают пропускную способность спирали для выбранного отношения $\varphi_s/(2\pi)$:

$$A_{2\,\text{сп}} = \frac{\varphi_s}{2\pi}\frac{\pi\eta_\text{г}}{30g}\frac{Qn}{H} = \int_{r_\text{з}}^{r}\frac{b}{r}\,dr. \qquad (33)$$

Для подсчета интеграла необходимо задаться значением $b = f(r)$ для расчетного сечения спирали.

Имеется ряд способов определения размеров расчетного сечения.

1. Находят среднюю скорость в горловине спирали:

$$v_{u\,\text{ср}} = \frac{K_\text{з}}{r_\text{ср}} = \frac{30g}{\pi\eta_\text{г}}\frac{H}{n}\frac{1}{r_\text{ср}}.$$

Площадь расчетного сечения

$$F = \frac{\varphi_s}{2\pi}\frac{Q}{v_{u\,\text{ср}}}.$$

При этом приходится предварительно задаваться радиусом $r_\text{ср}$ спирали.

Для насосов малых n_s характерно относительно узкое колесо и малый диаметральный размер $(D_{\max}/D_\text{з})$ спирали. Для таких насосов упрощенный расчет горловины спирали вполне оправдан.

2. Широко применяется в расчетной практике графо-аналитический способ расчета и построения конечного и промежуточных сечений спирали. Расчет начинают с выбора начального диаметра $D_\text{з}$ и начальной ширины спирали $b_\text{з}$.

Обычно начальный диаметр спирали принимают равным

$$D_\text{з} = (1{,}03 \div 1{,}05)\,D_2.$$

Для улучшения виброакустических характеристик насосов зазор между рабочим колесом и языком спирали увеличивают по сравнению с «нормальным» исполнением:

для $n_s \leqslant 100$ принимают $D_\text{з} = (1{,}1 \div 1{,}15)\,D_2$;

для $n_s > 100$ принимают $D_\text{з} = (1{,}15 \div 1{,}20)\,D_2$.

Необходимо отметить, что увеличенный зазор приводит к дополнительным потерям, так как на циркуляцию жидкости между колесом и языком спирали требуется дополнительная затрата энергии.

Ширину спирали выбирают в пределах

$$b_3 = b_2 + (0{,}02 \div 0{,}05)\, D_2.$$

Экспериментально установлено, что спираль с бо́льшей шириной, чем ширина колеса b_2 более эффективна, чем спираль с шириной, равной b_2. Широкие спирали позволяют без заметного изменения к. п. д. использовать разные колеса или колесо с уменьшенным диаметром.

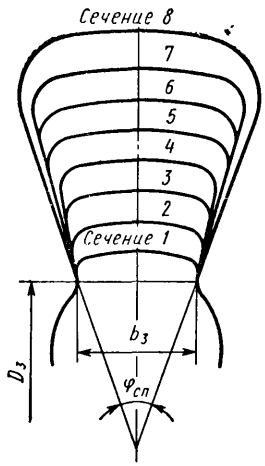


Рис. 43. Угол расширения стенок спирального отвода

Законом изменения боковых стенок спирали задаются на основании выполненных образцов насосов с высоким к. п. д. Обычно угол расширения стенки спирали $\varphi_{сп}/2$ плавно изменяется в зависимости от угла охвата спирали и достигается в конечном сечении 10—13° (рис. 43).

Далее рассчитывают отвод следующим образом. По параметрам насоса Q, H и n подсчитывают пропускную способность спирали. Формулу (33) представляем в виде, удобном для графического интегрирования:

$$\Delta Q = K_3 \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r_i \frac{2\pi}{\varphi_s},$$

где обозначения величин Δr_i, r_i, b_i показаны на рис. 42.

Расчет удобно выполнять в табличной форме (табл. 6).

ТАБЛИЦА 6

№ точек	r_i	b_i	$B_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	Δr_i	$K_3 = \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta s_i$	$\sum_0^i \Delta Q$

Рассчитав концевое сечение (рис. 44), намечают промежуточные. Их площадь принимают пропорциональной углу сечения: $F_i = F\varphi_i/\varphi_s$, считая что площадь промежуточного сечения пропорциональна углу охвата φ_i данного сечения. Острые углы поперечных сечений скругляют радиусами из условия обеспечения равенства статических моментов площадей F_x и F_y. Радиусы закруглений возрастают к концевому сечению.

С точки зрения гидродинамики ускорение потока к концевому сечению может лишь улучшить работу диффузора отвода за счет выравнивания поля скоростей в выходном сечении и улучшения условий входа потока в диффузор.

Опыт показывает, что спираль с постоянной скоростью в проходных сечениях обеспечивает на оптимальном режиме насоса равномерное распределение давлений на основной окружности спирали. Это условие можно рассматривать как наиболее благоприятное для оптимальной работы лопастного колеса.

В одноступенчатых насосах кинетическая энергия преобразуется в энергию давления в нагнетательном патрубке, поэтому

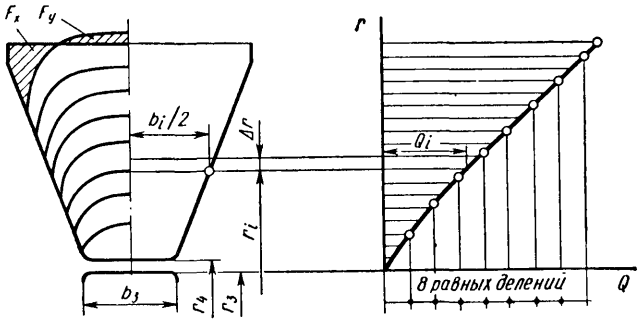


Рис. 44. Графический метод расчета сечений спирального отвода

конструированию диффузора нагнетательного патрубка должно быть уделено соответствующее внимание. Опытным путем установлено, что наилучшие условия для преобразования кинетической энергии в потенциальную достигается при угле раскрытия диффузора 8—10°.

У насосов $n_s \leqslant 400$ кинетическая энергия потока, поступающего из спирали, преобразуется в потенциальную в диффузоре со средним углом раскрытия 8—12°.

В спиральных отводах многоступенчатых насосов преобразование кинетической энергии в энергию давления происходит в специально отлитых криволинейных диффузорах, которые соединяются с переводными каналами.

Кольцевой отвод можно рассматривать как частный случай спирального. Значения b_3 и D_3 для него обычно выбирают по размерам твердых включений в перекачиваемой жидкости.

Траектория движения частиц жидкости в безлопаточном диффузоре с учетом трения определяется выражением

$$b_i \operatorname{tg} \alpha_i - b_3 \operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{\lambda}{4} (r_i - r_3),$$

где $\lambda \approx 0{,}04$.

Потери в кольцевых диффузорах сильно возрастают с уменьшением угла абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса α_2, поэтому в насосах они нашли ограниченное применение. Боковым стенкам отвода можно придать любую форму. Практика показала, что параллельные боковые стенки обеспечивают наиболее благо-

приятные условия работы отвода. Оптимальное преобразование энергии достигается при радиальных размерах $r_4/r_3 = 1{,}4 \div 1{,}6$.

Кольцевой отвод рассчитывают аналогично спиральному. Пропускную способность отвода принимают несколько увеличенной по сравнению с расчетной:

$$A_{к.о} = m \frac{\varphi_s}{2\pi} \frac{\pi \eta_г}{30g} \frac{Qn}{H},$$

где $m = 1{,}1 \div 1{,}5$ для $n_s = 80 \div 100$; $m = 1{,}0 \div 1{,}3$ для $n_s > 100$.

Кольцевые отводы по сравнению со спиральными имеют более простую конструкцию.

РАСЧЕТ ЛОПАТОЧНЫХ И СОСТАВНЫХ ОТВОДОВ

Направляющие аппараты применяют главным образом в многоступенчатых насосах с $n_s < 120$ и в одноступенчатых насосах с $n_s = 250 \div 500$. Направляющий аппарат в виде диффузорной решетки можно разместить между колесом и отводом спирального или кольцевого типа как элемент, разгружающий насос от радиальных сил. Направляющий аппарат без обратных каналов устанавливают в последней ступени многоступенчатого насоса, когда необходимо, например, выполнить смещенный от оси колеса отвод жидкости.

На рис. 37, *в* изображена схема лопастного отвода с кольцевым переводным каналом. Так же как и в спиральном отводе, в направляющем аппарате необходимо собрать жидкость и подвести ее к следующему колесу, преобразовать кинетическую энергию в потенциальную, уменьшить момент скоростей K_2 до значения K_1. Направляющий аппарат — это совокупность нескольких спиральных отводов. Вся подача рабочего колеса разделяется на ряд потоков, число которых равно числу каналов, образованных лопатками. Конструктивное исполнение лопаточных отводов описано в гл. V.

В типовом направляющем аппарате канального типа многоступенчатого насоса можно условно выделить три участка: первый — спиральный, который выполняет те же функции, что и спираль в спиральном отводе; второй — лопаточный диффузорный участок, в котором происходит основное преобразование кинетической энергии в потенциальную, и третий — лопаточный, подводящий участок (обратный подводящий канал), обеспечивающий равномерный подвод жидкости с заданной циркуляцией во всасывающую воронку рабочего колеса следующей ступени.

В спиральный участок жидкость поступает из рабочего колеса. Характер течения в оптимальном режиме и расчет спирального участка направляющего аппарата и спирали спирального отвода аналогичны, хотя возмущение потока при обтекании начальных участков лопаток направляющего аппарата значительно сильнее, чем при обтекании одной лопатки спирального отвода. Основными

конструктивными размерами направляющего аппарата является входной диаметр D_3, выходной диаметр D_4, число лопастей (каналов) $z_{\text{н. а}}$, ширина канала в расчетном сечении b_3 и углы лопаток на входе α_3, на выходе α_4.

Исходными данными для расчета являются подача Q и момент K_2. Диаметр D_3 выбирают по эмпирическим соотношениям ($n < 150$)

$$D_3 = (1{,}02 \div 1{,}05)\, D_2.$$

Оптимальный зазор между рабочим колесом и лопатками отвода определяется минимумом потерь в зазоре и требованием выравнивания пульсации скорости, вызываемой лопастями рабочего колеса. Из этих условий получена зависимость:

$$\frac{D_2}{D_3} = \frac{\dfrac{b_2}{b_3} + \dfrac{\lambda}{2b_3}\dfrac{R_2}{\sin^2\alpha_2}}{\left(\dfrac{b_2}{b_3}\right)^2 + \dfrac{\zeta_{\text{уд}}(\operatorname{ctg}\alpha_2 + \operatorname{ctg}\beta_2)^2}{(1+p)^2}},$$

где $\zeta_{\text{уд}} = 1{,}4 \div 1{,}6$ — коэффициент потерь на удар; p — поправка на конечное число лопастей.

Максимальный радиальный зазор принимают равным 4—5 мм, а входную ширину b_3 — несколько больше b_2 из-за возможного смещения колеса относительно отвода: $b_3 = b_2 + (2 \div 4)$ мм. В некоторых случаях выполняют так называемое открытое сопряжение направляющего аппарата с рабочим колесом, при котором $b_3 \gg b_2$. Радиальная и окружная составляющие скорости на входе в направляющий аппарат равны:

$$v_{3m} = \frac{Q}{\pi D_3 b_3}; \quad v_{3u} = \frac{K_2}{D_3}.$$

Значение скоростей даны без учета стеснения потока лопатками отвода. Угол потока на входе $\alpha_3 = \operatorname{arctg}(v_{3m}/v_{3u})$.

С учетом стеснения

$$v'_{3m} = \frac{v_{3m}}{\psi_3}; \quad \alpha'_3 = \operatorname{arctg}\frac{v_{3m}}{\psi_3 v_{3u}}.$$

Угол установки лопаток отвода рекомендуется выбирать по соотношению [53]

$$\operatorname{tg}\alpha_{3л} = \mu \operatorname{tg}\alpha'_3,$$

где $\mu = 1{,}2 \div 1{,}8$ — эмпирический коэффициент, который учитывает неравномерность распределения скоростей по шагу лопастей рабочего колеса и обратные токи в рабочем колесе; меньшие значения μ берутся для малых n_s.

Коэффициент стеснения потока ψ_3 определяют аналогично коэффициенту стеснения рабочего колеса. Тогда

$$\operatorname{tg}\alpha_{3л} = \mu \operatorname{tg}\alpha_3 + \frac{s_3}{t_3}\sqrt{1 + \mu^2 \operatorname{tg}^2\alpha_3},$$

где s_3 — толщина лопатки отвода на входе.

Рекомендуется выполнять вогнутую часть лопатки со стороны спирального участка под углом $\alpha_{зл}$ (рис. 45), а толщину лопатки откладывать со стороны диффузорного участка. Входной участок лопаток выполняют обычно по логарифмической спирали.

Пропускную способность лопаточного отвода $A_{л.о}$ в расчетном сечении направляющего аппарата вычисляют аналогично определению $A_{2сп}$ спирального отвода. При $\varphi_s/(2\pi) = 1$

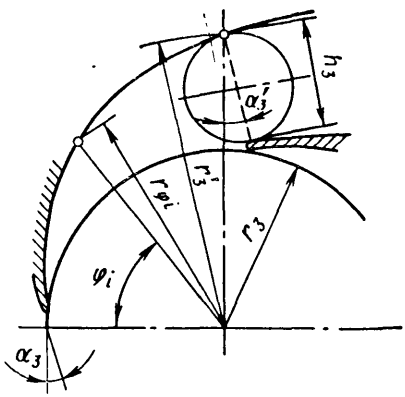


Рис. 45. Расчетная схема спирального участка направляющего аппарата

$$k_{сп}\frac{Q}{H}\frac{\eta_г\omega}{g} = z_{н.а}\int_{r_3}^{r_3'}\frac{b}{r}dr.$$

Коэффициент $k_{сп} = f(n_s)$ ориентировочно можно принять равным $k_{сп} = 0{,}97 \div 1{,}35$ при $b_3 \gg b_2$. При $b_3 \approx b_2$ $k_{сп} \approx 1$.

Размер спирального участка канала в плане

$$\frac{r_3'}{r_3} = e^{\frac{2\pi}{z_{н.а}}\mu \operatorname{tg}\alpha_3'},$$

где

$$\operatorname{tg}\alpha_3' = \frac{Q}{H}\frac{\eta_г\omega}{g}\frac{1}{\pi b_3\psi_3}.$$

Дальнейший расчет направляющего аппарата канального типа связан с выбором его конструктивной схемы, числа каналов, размеров начального сечения диффузорного участка. Экспериментально установлено оптимальное число каналов направляющего аппарата многоступенчатых насосов $z_{н.а} < 8$.

Для $b_3 \gg b_2$ можно рекомендовать выражение

$$z_{опт.н.а} = \frac{2{,}56k_c\eta_г}{\left(\frac{n_s}{100}\right)^{5/6}\left[1 - 0{,}136\left(\frac{n_s}{100}\right)^{4/3}\right]}.$$

При выборе $z_{н.а}$ надо выполнять условие $z_{н.а} \neq z_{о.к}$, чтобы избежать резонансных явлений на концах лопаток.

Для направляющих аппаратов с непрерывными каналами максимальный к. п. д. получается при $h_3 = (1{,}1 \div 1{,}3)\, b_3$, т. е. при расчетном сечении, близком к квадратному. При относительно небольших размерах проходных сечений каналов ($b_3 = 15 \div 40$ мм) рационально принимать $h_3 = b_3$.

В качестве примера можно сослаться на выполнение ВНИИГидромашем и ВНИИАЭНом исследования ступеней питательных, шахтных и других насосов в диапазоне $n_s = 60 \div 140$ с к. п. д. 78—82%. Изготовленные и эксплуатируемые конструкции насосов с числом ступеней 8—16 и диаметром колес 250—450 мм имеют лопаточные отводы с непрерывными каналами (6—8) при начальном сечении, близком к квадратному.

Выбрав число каналов и размер $h_з$, окончательно определяют размеры расчетного сечения. Для этого при принятом $z_{н.а}$ определяют $r'_з$, а затем $h_з \approx (r'_з - r_з)\cos\alpha'_з$.

Определив размеры расчетного сечения, очерчивают спиральный участок направляющего аппарата. Опытом установлено, что закон изменения спиральной части не влияет на оптимальную подачу и к. п. д. ступени. При известных размерах расчетного сечения удобно очерчивать спиральную часть канала так, чтобы площади остальных сечений изменялись прямо пропорционально углу φ_i охвата сечения

$$r_{\varphi i} - r_з = \frac{(r'_з - r_з)\,\varphi_i}{360}.$$

Правильный выбор параметров диффузорного участка в значительной степени определяет качество отвода в целом. С точки зрения гидродинамики и технологии изготовления предпочтение отдается прямоосным диффузорам с расширением в двух направлениях: осевом и радиальном. Входным сечением в диффузор считается расчетное сечение спирального участка.

В современных конструкциях направляющих аппаратов приняты следующие оптимальные соотношения:

осредненный угол расширения диффузора $\varphi_{экв}$, вычисленный по эквивалентному конусу:

$$\varphi_{экв} = 2\,\mathrm{arctg}\frac{\sqrt{\frac{F_4}{\pi}} - \sqrt{\frac{F_з}{\pi}}}{l} = 7 \div 9°;$$

углы расширения диффузора в двух взаимно перпендикулярных плоскостях $\varphi_{ос} = 4 \div 6°$, $\varphi_{рад} = 9 \div 11°$, что соответствует $\frac{F_4}{F_з} = 2{,}5 \div 3$ и $\frac{h_з}{l} = 3 \div 4$, где $F_з$ и F_4 — площади входа в диффузор и выхода из него.

Кривоосные диффузоры имеют несколько ухудшенные гидравлические качества, но зато уменьшают радиальный габаритный размер отвода. Средний радиус кривизны рекомендуется выбирать из соотношения $R'_{ср}/h_з \geqslant 18 \div 22$. Поворот канала в плане надо выполнять с небольшой конфузорностью. Профилируют отвод по двум проекциям: по плану и развертке по средней линии.

В настоящее время широкое распространение получили направляющие аппараты открытого типа (см. рис. 38), каналы которых доступны механической обработке. Насосы с такими отводами обеспечивают к. п. д. 80—82%.

Соединять отводящие каналы с подводящими можно либо непрерывными переводными каналами (см. рис. 38), либо безлопаточным кольцевым пространством (см. рис. 37, *в*). В первом случае выполняют переводной канал постоянного сечения или с небольшой конфузорностью. Переводные каналы обычно делают

при малом числе $z_{н.а}$. Отводящие и подводящие каналы выполняют в одной детали. Кинематика потока определяется условиями движения жидкости в каналах произвольной формы. Число подводящих каналов равно $z_{н.а}$. Подводящие каналы часто имеют пространственную форму стенок, что создает благоприятные условия для потока, но усложняет механическую обработку. Во втором случае обе системы лопаток (диффузорные и подводящие) выполняют плоскими. Как правило, кольцевое безлопаточное пространство начинается и заканчивается на одном диаметре. Если пренебречь трением, можно считать, что в кольцевом пространстве скорость не изменяется. Кольцевое безлопаточное пространство должно иметь конфузорность 4—6% для выравнивания потока при повороте.

Лопатки подводящих каналов рассчитывают аналогично расчету лопаток отвода: $\Gamma_5 \approx \Gamma_4$; $\Gamma_4 = (0{,}03 \div 0{,}05)\ \Gamma_2$.

Скорость входа потока в лопаточный подвод (индекс 5 указывает на то, что параметр относится к входу в лопаточный подвод)

$$v_{5m} = \frac{Q}{\psi_5 \pi D_5 b_5}; \quad v_{5u} = \frac{\Gamma_5}{\pi D_5}.$$

При определении угла установки лопаток подвода необходимо учитывать стеснение потока и угол атаки:

$$\operatorname{tg} \alpha_5 = \frac{\mu}{\psi_4} \operatorname{tg} \alpha_4,$$

где $\mu = 1{,}05 \div 1{,}2$.

Число лопаток подводящих каналов обычно принимают равным числу лопаток диффузорных каналов: $z_{п.к} = z_{н.а}$. Известны подводящие каналы с $z_{п.к} \geqslant z_{н.а}$. Выходной участок лопаток подвода профилируют на основании следующих рекомендаций.

Циркуляция потока на выходе из подвода

$$\Gamma_6 = (0{,}01 \div 0{,}03)\ \Gamma_2.$$

Остаточный момент скорости K_1 благоприятно сказывается на обтекании входных элементов лопастей рабочего колеса.

Угол выхода потока $\alpha_{6п}$ с подводящих лопаток не соответствует углу установки лопаток α_6. Ориентировочно $\alpha_{6п}$ можно определить путем расчета угла отклонения потока в отображенной прямой решетке. Точные значения $\alpha_{6п}$ могут быть определены экспериментально [39].

В составных отводах направляющий аппарат располагают перед спиральным или кольцевым отводом. Направляющий аппарат уравновешивает радиальные усилия и расширяет зону оптимального к. п. д. при отклонении режима работы насоса от расчетного.

При проектировании такого аппарата необходимо учитывать следующие условия: решетка лопаток должна быть непрозрачной,

т. е. направление скорости на выходе не должно зависеть от режима работы колеса; расчетное сечение спирального или кольцевого отвода определяется по значению угла α_4.

Непрозрачность решетки главным образом определяется большим числом $z_{н.а}$ и радиальным размером D_3/D_4, который зависит от угла α_3:

α_3	25	20	15	10	5
D_3/D_4	0,45	0,5	0,6	0,75	0,85

Лопатки обычно очерчиваются по логарифмической спирали и имеют постоянную толщину.

Спираль рассчитывают обычным путем по значению K_4. Язык спирали следует помещать между лопатками направляющего аппарата.

ОТВОДЯЩИЕ УСТРОЙСТВА ОСЕВЫХ НАСОСОВ

За рабочим колесом осевого насоса располагается выправляющий аппарат, представляющий собой круговую решетку неподвижных лопаток.

Основное назначение выправляющего аппарата — ликвидировать закрутку потока, создаваемую рабочим колесом, и направить поток в осевом направлении. Кроме того, в диффузорных каналах выправляющего аппарата кинетическая энергия преобразуется в энергию давления.

Решетку выправляющего аппарата рассчитывают теми же методами, что и решетку рабочего колеса. Отличительной особенностью является отсутствие окружной скорости u. Обтекание решетки рассматривают в установившемся абсолютном движении частиц жидкости.

Приведем основные соотношения для расчета выправляющего аппарата. Для отличия величины, относящиеся к выправляющему аппарату, отметим индексом а. Осевая составляющая скорости в выправляющем аппарате равна осевой составляющей абсолютной скорости в рабочем колесе: $v_{z_0 a} = v_{z_0}$, или с учетом стеснения $v_{za} = k_a v_{z_0}$. Составляющая скорости в направлении вращения рабочего колеса перед аппаратом $v_{1ua} = v_{2u}$, а за аппаратом при условии полного раскручивания потока $v_{2ua} = 0$.

Расчетная скорость обтекания решетки (рис. 46) и ее направление

$$v_{ср.\,а} = \sqrt{v_{za}^2 + \left(\frac{v_{ua}}{2}\right)^2};$$

$$\operatorname{tg}\beta_{ср.\,а} = \frac{2v_{za}}{v_{1ua}}.$$

Аналогично выражению (24) можно записать

$$C_{ур.а}\frac{l_a}{t_a} = \frac{v_{za}}{v_{ср.\,а}} \frac{2v_{1ua}\cos\lambda_a}{v_{ср.\,а}\sin(\beta_{ср.\,а} + \lambda_a)}.$$

Таким же образом можно переписать и выражения (25) и (26). Гидравлические потери в решетке выправляющего аппарата по аналогии с потерями в рабочем колесе равны

$$h_{\text{г. в. а}} = \frac{\operatorname{tg} \lambda_a C_{u\text{ра}} v_{\text{ср. а}}}{2g \sin \beta_{\text{ср. а}}} \frac{l_a}{t_a}. \qquad (34)$$

Раскрутка потока в решетке выправляющего аппарата не всегда оправдана. Решетку выправляющего аппарата можно рассчитывать по циркуляции

$$\Gamma_3 = |0{,}75 \div 0{,}8| \Gamma_2.$$

Для решеток с $0{,}3 < (t/l) < 0{,}8$ угол выхода $\alpha_3 = 90°$ иногда для выравнивания потока увеличивают на $\Delta\alpha_3$ [31]:

$$\Delta\alpha_3 = 10{,}52\,(t/l)_a + 2°.$$

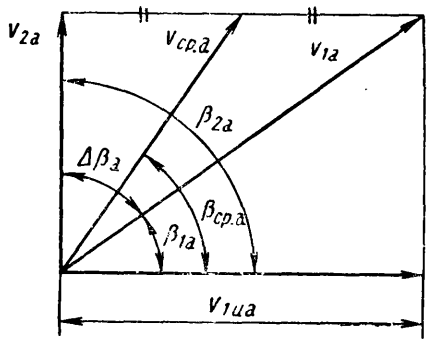


Рис. 46. Треугольник скоростей в выправляющем аппарате

Если углы установки профилей периферийного и корневого профилей отличаются более, чем на 5—6°, лопатки выправляющего аппарата рекомендуется выполнять пространственной формы. При меньшей разности лопатки выполняют цилиндрическими, а параметры их определяют по среднему диаметру

$$D_{\text{ср}} = D \sqrt{\frac{(1 + \bar{d}^2)}{2}}.$$

Геометрические параметры решетки выправляющего аппарата выбирают так же, как и для рабочего колеса.

Для определения числа лопаток выправляющего аппарата можно пользоваться соотношением [35]

$$\frac{z_{\text{р. к}}}{z_{\text{в. а}}} \geqslant 2 \left(\frac{t}{l}\right)_a \sqrt{0{,}164 K_Q^2 + 0{,}247 \eta_{\text{г}}^{-2} K_H^2},$$

где $K_Q = Q/(nD^3)$ и $K_H = H/(n^2D^2)$ — коэффициенты напора и подачи.

Исходя из условия обеспечения минимума потерь и совпадения оптимумов $\eta_{\text{г. р. к}} \approx \eta_{\text{г. а}}$ рекомендуется принимать следующие зависимости для параметров выправляющего аппарата [31]:

$$\left(\frac{t}{l}\right)_{ai} = 0{,}85 \cdot 10^{-3} n_s - 0{,}48 \bar{r}_i + 1{,}12 \bar{r}_i - 0{,}57;$$

$$(\delta_2)_a = 0{,}6 \left[1 - \left(\frac{t}{l}\right)_a\right] \operatorname{arctg} 2 \left(\frac{f}{l}\right)_a;$$

$$\operatorname{tg}\varepsilon' = \frac{1}{2}\left(\frac{t}{l}\right)_a \left\{ \frac{v_{z\,2\text{ср}}}{v_{z\,3\text{ср}}} \cos\left[\alpha_3 + \Delta\alpha_3\left(\frac{t}{l}\right)_a - 90°\right] - \right.$$

$$\left. - \sin\left[\operatorname{arctg}\frac{v_{z\,2\text{ср}}}{v_{2u}}\frac{\bar{v}_{z2}}{\bar{\Gamma}_2}\bar{r}_i + (\delta_2)_a\right]\right\},$$

где $\varepsilon' \leqslant 8°$ — приведенный угол расширения плоского диффузора; $\bar{v}_{z2} = v_{z2i}/v_{z2\text{ср}}$; $\bar{\Gamma}_2 = \Gamma_{2i}/\Gamma_{2\text{ср}}$ — коэффициенты, характеризующие изменения v_{z2} и Γ_2 на радиусе r_i по отношению к среднему значению по сечению.

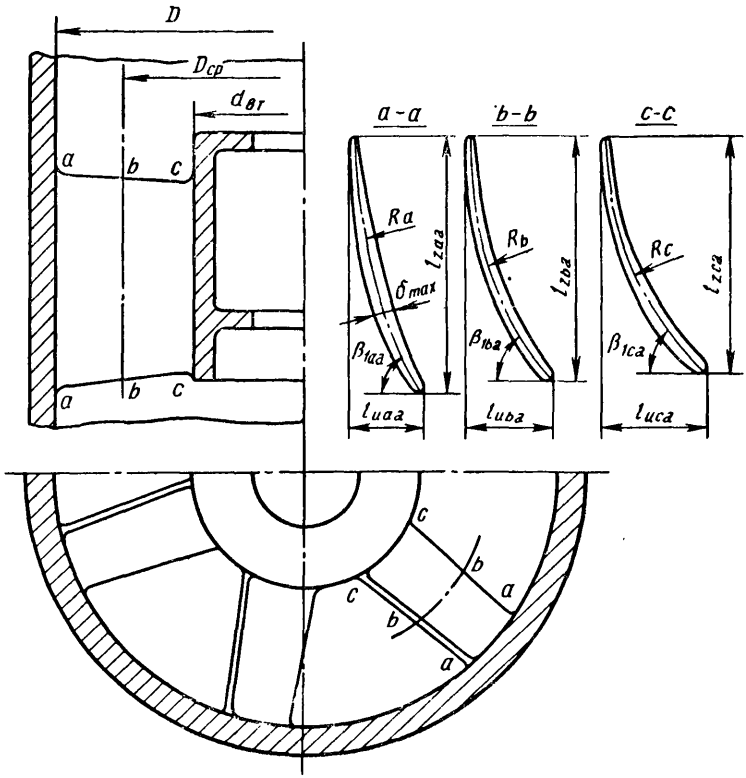


Рис. 47. Профилирование выправляющего аппарата осевого насоса

Осевой зазор между лопастями рабочего колеса и лопатками выправляющего аппарата должен быть примерно равен (0,1—0,15) $l_{р.к}$, осевой размер аппарата — $l_z \leqslant 0{,}2D$.

Профилируют выправляющий аппарат по аналогии с рабочим колесом (рис. 47).

Скелет профиля обычно описывают дужкой круга, максимальную толщину его выбирают из конструктивных и технологических соображений, как правило, постоянной по радиусу.

Согласно схеме осевого насоса за выправляющим аппаратом часто выполняют конический диффузор, который переходит в отводящее колено. Угол расширения диффузора $2\varphi \approx 8°$. Длину диффузора перед коленом, считая от входа в выправляющий аппарат, выбирают равной $L = (1{,}2 \div 1{,}5)\, D$. Внутренний радиус закругления колена принимают равным 0,5 диаметра на входе в колено. При угле поворота колена менее 90° снижаются потери в нем.

КОНСТРУКЦИИ И НАЗНАЧЕНИЕ ПОДВОДОВ

Подводящим устройством (подводом) насоса называется участок проточной части от приемного патрубка до входа в рабочее колесо первой ступени.

Конструкция подвода оказывает существенное влияние на распределение скоростей перед входом в колесо. Вследствие этого структура и состояние потока за подводом отражаются на к. п. д. и характеристиках насоса. Влияние подвода особенно заметно сказывается в низконапорных насосах большого n_s.

Подводящие каналы насосов должны обеспечить:

изменение скорости жидкости от значений во всасывающем трубопроводе до значений при входе в колесо по возможности с минимальными потерями;

равномерное или осесимметричное поле скоростей перед колесом, необходимое для создания установившегося относительного движения в колесе;

заданный момент скорости K_1 или нулевой момент скорости при входе в рабочее колесо.

Подводы должны выполнять свои функции как при оптимальных, так и отличных от оптимального режимах, когда на входе в колесо возникают обратные токи, завихрения и т. п.

В практике насосостроения применяют две конструктивные схемы всасывающего устройства.

1. Осевой подвод обычно конфузорного типа (рис. 48, *а*).

2. Боковой подвод.

Применяют три вида конструкций бокового подвода:

а) симметричный (кольцевой подвод, обычно не создающий момент скорости на входе в колесо (рис. 48, *в*);

б) полуспиральный подвод, создающий определенный момент скорости на входе в колесо (рис. 48, *б*);

в) лопаточный подвод многоступенчатого насоса (см. рис. 53).

Осевой подвод применяют в консольных и во многих вертикальных насосах. Для насосов с односторонним всасыванием конический осевой подвод является простейшим и предпочтительным для применения типом подводящего устройства. Он обеспечивает стабилизацию потока и подвод его к колесу с равномерной по сечению скоростью. Менее предпочтительно применение суживающихся колен большого радиуса (см. рис. 48, *г*). Для насосов

с $n_s \leqslant 100$ можно считать, что оба типа подводов равноценны в гидравлическом отношении. Применение подводящего колена с малым радиусом кривизны (рис. 48, *д*) может привести к отрывам и появлению «мертвых» зон.

В низконапорных насосах конфигурация подводящего устройства имеет большее значение, чем в высоконапорных.

Боковой подвод применяют для центробежных насосов с двусторонним всасыванием и для преобладающего большинства

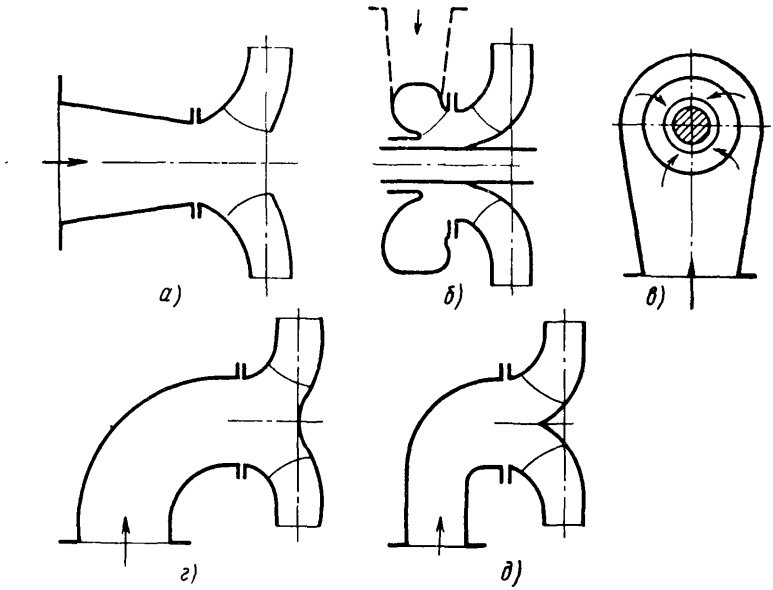


Рис. 48. Схемы подводов

многоступенчатых и специальных насосов в различных отраслях промышленности. Почти все типы насосов с проходным валом имеют боковое подводящее устройство.

Симметричная форма бокового (кольцевого) подвода часто встречается в грунтовых, шламовых, многоступенчатых насосах. Симметричного распределения скоростей при такой форме всасывающего устройства практически не получается.

Жидкость в колесо против патрубка подается по радиусу (без окружной составляющей). Значительно хуже питание колеса со стороны, противоположной патрубку. При обтекании вала образуются «мертвые» зоны. По обеим сторонам вала получается неравномерное поле скоростей жидкости, обусловленное вращением вала. Следовательно, кольцевой подвод создает неравномерное поле скоростей, что приводит к снижению к. п. д. Однако простота его изготовления часто делает желательным применение такого типа подвода. Всасывающая способность насосов, рабо-

тающих с подпором, практически не изменяется при замене полуспирального подвода кольцевым.

Применение полуспирального подвода в насосах с проходным валом способствует улучшению обтекания вала и получению однородного поля скоростей при входе в колесо.

Оптимальная входная циркуляция жидкости, создаваемая полуспиральным подводом, взаимосвязана с получаемым напором, антикавитационным запасом энергии на всасывании и с гидравлическим к. п. д. насоса. Насосы с полуспиральным подводом

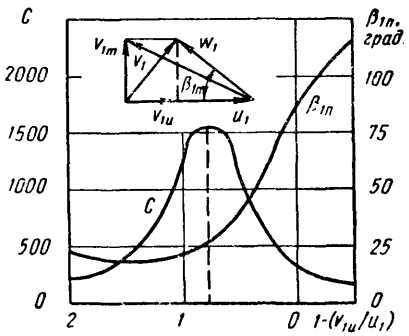


Рис. 49. Изменение оптимальных значений угла потока на входе и кавитационного коэффициента в зависимости от входной циркуляции

имеют высокие технико-экономические показатели и не уступают по к. п. д. и всасывающей способности насосам с осевым подводом.

Положительные качества полуспирального подвода можно объяснить следующими факторами.

1) стабилизацией потока языком подвода, что приводит к устойчивому обтеканию вала насоса, причем точка разветвления потока не смещается, а остается у языка. Определенная входная циркуляция потока локализует влияние вихревой зоны у вала, получаемой при обтекании его потоком; образуемая незначительная по размерам «мертвая» зона стабильна и не является источником дополнительных потерь;

2) улучшением условий входа потока на лопасти колеса за счет некоторого уменьшения угла атаки δ при поступлении потока в колесо; снижения входной относительной скорости w_1, что приводит к уменьшению значения $w_1^2/(2g)$ и диффузорности потока в каналах рабочего колеса.

На рис. 49 показан характер изменения оптимальных значений угла потока на входе β_{1n} и кавитационного коэффициента C в зависимости от входной циркуляции, создаваемой полуспиральным подводом [коэффициент $1 - (v_{1u}/u_1)$].

Снижение потерь в полуспиральном подводе и в колесе объясняется отсутствием вихревых зон при циркуляционном обтекании вала, уменьшением угла атаки и относительной скорости w_1.

В осевых насосах применяют осевые подводы в виде цилиндрической трубы с закругленными краями. В некоторых конструкциях в подводе устанавливают две-три неподвижные радиальные лопатки хорошо обтекаемой формы. Применяют также подводы в виде изогнутого конфузорного колена (рис. 50, *а*) и подводы камерного типа (рис. 50, *б*).

В многоступенчатых насосах с направляющими аппаратами жидкость к рабочим колесам последующих ступеней подводится обратными подводящими каналами. Скорость ее движения в этих каналах часто принимают постоянной и равной $(0{,}8 \div 0{,}85)\, v_0$. Для обеспечения радиального входа в колесо периферийные участки подводящих лопаток устанавливают по радиусу. Для соз-

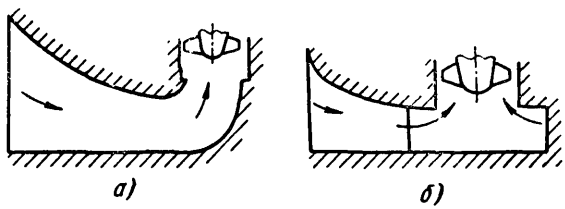


Рис. 50. Боковые подводы осевых насосов

дания положительной или отрицательной циркуляции на входе периферийные участки лопаток устанавливают под определенным углом α_6 в зависимости от требуемого угла α_1, с учетом отклонения потока решеткой подводящих каналов. Диаметр этих участков принимают равным $D_6 = (1{,}1 \div 1{,}2)\, D_0$. В некоторых конструкциях подводящие лопатки затягивают во входную воронку рабочего колеса.

Для промежуточных ступеней многоступенчатых насосов применяют также полуспиральные и кольцевые подводы. Жидкость к ним подводится по переводным каналам или переводным трубам. Каналы (трубы) снижают скорость после отвода до значений, обеспечивающих минимальные потери на трение; поворачивают поток и подводят его к следующей ступени.

По конструктивным соображениям переводные каналы нельзя выполнить круглого сечения. С этой точки зрения переводные трубы являются предпочтительными, но они увеличивают габаритные размеры насоса. Переводные каналы должны иметь сечения, плавно изменяющиеся по длине.

АНАЛИЗ РАБОТЫ И СХЕМА РАСЧЕТА ПОЛУСПИРАЛЬНОГО ПОДВОДА

Весь подвод (рис. 51) можно условно разделить на три участка:

1) конфузорный участок, расположенный непосредственно перед входом потока в колесо, который обеспечивает повышение скорости на 10—15% для выравнивания поля скоростей во входной воронке колеса;

2) спиральный участок подвода *1—8* до переходного сечения *G—H*;

3) участок от сечения *G—H* до входного патрубка насоса, где происходит плавное изменение скорости v_i до значения $v_{вх}$; скорость во входном патрубке $v_{вх}$ определяется размерами всасывающего трубопровода, который рассчитывают исходя из допустимых гидравлических сопротивлений.

В сечении *O*, расположенном под углом 45° к направлению потока, во входном патрубке обычно устанавливают «язык», стабилизирующий обтекание вала и препятствующий поступлению

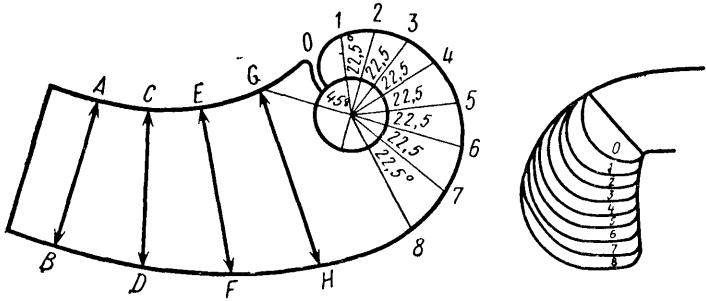


Рис. 51. Схема полуспирального подвода

жидкости в направлении против вращения колеса. При необходимости «язык» можно переместить в сечении *2*, т. е. установить под углом 90° к направлению скорости $v_{вх}$ без существенного изменения характеристик и к. п. д. насоса. Дальнейшее смещение «языка» не рекомендуется.

Форму сечений спирального участка подвода выбирают в зависимости от допустимых габаритных размеров насоса в осевом направлении. Так, например, для одноступенчатых насососов двустороннего всасывания применяют плавную, развитую в осевом направлении форму спирального участка (см. рис. 130). В многоступенчатом насосе спиральная часть сужается в осевом направлении и развивается в радиальном, перпендикулярном оси насоса (см. рис. 131).

Расчетным сечением спирального участка подвода является сечение *8*. Для того чтобы приступить к расчету и профилированию полуспирального подвода, необходимо знать расчетную подачу подвода Q и средний момент скорости на входе K_1. Предполагается, что через сечение *8* в колесо поступает подача $Q/2$, практически через него проходит меньше, чем половина подачи, а момент скорости K_1 больше, чем средний момент скорости K_1. Следовательно:

$$Q_8 = \alpha Q,$$

где $\alpha \leqslant 1/2$ и $K_8 = \beta K_1$ (здесь $\beta \geqslant 2$).

Распределение скоростей в сечениях *1—8* принимаем по закону $v_u r = \text{const}$. Тогда количество жидкости, проходящей через сечение *8*:

$$Q_8 = K_8 \int \frac{b}{r} dr = K_8 A_{p8},$$

где A_{p8} — пропускная способность спирального подвода.

Интеграл, характеризующий пропускную способность сечения, имеет линейную размерность.

По условиям кинематического подобия входная циркуляция потока пропорциональна подаче Q. Следовательно, можно получить уравнение связи для Γ_1, Q и A_{p8}:

$$\Gamma_1 = 2\pi \frac{\alpha}{\beta} \frac{Q}{A_{p8}}.$$

Для большинства подводов с рабочими колесами диаметром $D_2 \geqslant 200$ мм принимают меньшие значения Γ_1, чем подсчитанные по приведенным значениям $\alpha = 1/2$; $\beta = 2$. Обычно

$$\Gamma_1 = \frac{2\pi}{6 \div 8} \frac{Q}{A_{p8}}.$$

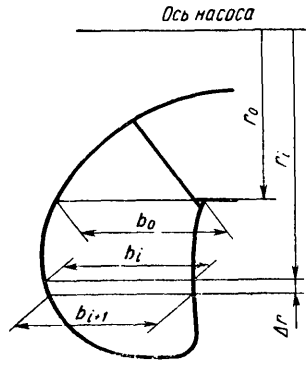


Рис. 52. Расчетное сечение полуспирального подвода

Экспериментально определены оптимальные значения входной циркуляции потока. При меньших значениях получается обуженный подвод с большими скоростями и потерями на входе в рабочее колесо.

Формула для нахождения A_{p8}, предложенная проф. С. С. Рудневым, имеет вид

$$A_{p8} = K_p \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}.$$

По экспериментальным данным $K_p = 1{,}6 \div 3{,}0$. Для полуспиральных подводов первой ступени многоступенчатых насосов $K_p = 1{,}8 \div 2{,}2$.

После выбора конструктивной схемы насоса по заданным параметрам Q, H и n рассчитывают его рабочие органы, в том числе и подвод. Для колес двустороннего входа расчетная подача равна $Q/2$.

Расчет проводят в следующем порядке.

1. Для насосов с односторонним входом определяют: $A_{p8} = K_p \sqrt[3]{Q/n}$. Входной диаметр D_1 и диаметр проходного вала $d_в$ определены предварительными расчетами при эскизном проектировании и выборе конструктивной схемы насоса.

2. Профилируют характерное сечение *8* подвода по значению $A_{p8} = \int_{r_0}^{r_t} \frac{b}{r} dr$. Для этого выбирают контуры, осевые размеры подвода b_0 (рис. 52) и закон изменения $b_i = f(r_i)$ по выполненным конструкциям насосов. Интегрируют графо-аналитическим способом, сводя расчеты в таблицу.

3. Намечают промежуточные сечения (*1*, *2*...), для которых значения A_{pi} пропорциональные охватываемому углу, отсчитываемому от языка подвода:

$$A_{pi} = \frac{\varphi_i}{\varphi_8} A_{p8}.$$

Затем вычерчивают спиральную часть подвода.

4. По имеющемуся спиральному участку и диаметру входного патрубка выбирают размеры всего подвода, профилируя промежуточные сечения.

5. Находят значение Γ_1, необходимое для расчета рабочего колеса:

$$\Gamma_1 = \frac{2\pi}{6 \div 8} \frac{Q}{A_{p8}}.$$

Размеры подводов можно определить по экспериментально отработанной модели умножением на масштаб геометрического подобия λ.

ГЛАВА III

ПОТЕРИ В НАСОСАХ. ВСАСЫВАЮЩАЯ СПОСОБНОСТЬ И КАВИТАЦИЯ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ

Потери в лопастном насосе разделяют на гидравлические, объемные и механические. Экспериментальное определение составляющих потерь производится при балансовых испытаниях, методика проведения которых описана в гл. VII.

Изучение природы и знание потерь необходимо для правильного выбора мощности и типа привода, а также для расчетного построения кривой $H = f(Q)$ в соответствии с техническим заданием на проектирование машины. Знание природы потерь позволяет найти пути их уменьшения.

Из всех потерь в лопастном насосе о гидравлических потерях известно меньше всего, несмотря на то, что они являются наиболее существенными с точки зрения оценки характера кривой $H = f(Q)$. Незнание гидравлических потерь объясняется существованием многих неучтенных факторов, комбинированное влияние которых на гидравлические потери трудно точно определить.

Гидравлические потери — это суммарные потери при движении жидкости по водопроводящим каналам. Их условно можно разделить на две категории: потери трения при движении жидкости в каналах проточной части насоса и потери на вихреобразование, связанные с отрывом потока при обтекании различных элементов рабочих органов насоса.

Вихревые потери включают в себя так называемые потери на удар и диффузорные потери. В каналах насоса (от входного до выходного патрубка) нет ни одного участка, где бы не изменялось как направление потока, так и сечение, и форма каналов.

Кроме того, межлопастные каналы рабочего колеса вращаются, что нарушает распределение скорости в них и влияет на гидравлические потери.

Возникновение вихревых ударных потерь зависит от многих факторов, например, от отрывного обтекания входных кромок лопастей колеса в режимах работы насоса, отличных от безударного. На рис. 53 показано отрывное обтекание лопастей на перегрузочных и недогрузочных режимах. Образующаяся в месте отрыва полость заполнена жидкостью, не участвующей в поступательном движении. Внешняя граница зоны отрыва неустойчива.

Из зоны отрыва выделяются в поток и уносятся вихри, кинетическая энергия которых рассеивается. Такие же по характеру потери в аналогичных режимах возникают при поступлении потока на лопатки направляющего аппарата насоса.

Вихревые потери, связанные с режимом работы насоса, имеют место также в спиральной камере. На режимах недогрузки скорость потока в спирали уменьшается, в то время как окружная составляющая скорости потока при выходе из колеса v_{2u} увеличивается в связи с ростом напора H при уменьшении подачи насоса. Таким образом, поток из колеса с большой скоростью v_{2u} поступает в спираль, где происходит ее снижение до малого значения $v_{сп}$. Преобразование энергии происходит с образованием вихрей и с дальнейшим рассеиванием их энергии. В режиме перегрузки скорость потока, выходящего из колеса, меньше его скорости в горловине спирали. В результате имеет место отрывное обтекание языка спирали. Указанные потери минимальны в оптимальном режиме и возрастают при отклонениях от него.

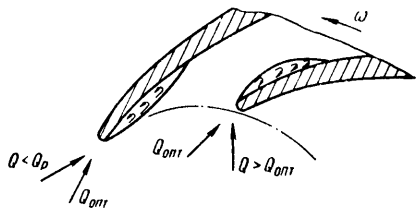


Рис. 53. Образование вихревых зон на входных элементах лопасти рабочего колеса

Изменение потерь

$$h_в = k_1 (Q - Q_р)^2,$$

где k_1 — экспериментальный коэффициент; $Q_р$ — расчетная подача.

Определить k_1 трудно в связи со значительной условностью при выделении вихревых ударных потерь из общего баланса гидравлических потерь в насосе, а также с зависимостью значения k_1 от режима работы насоса.

Кроме вихревых (ударных) потерь, зависящих от режима работы насоса, имеются вихревые (диффузорные) потери, не зависящие от режима работы. Это вихревой след за лопастями колеса (концевые лопастные потери, диффузорные потери, связанные с расширением относительного потока в колесе, потери в диффузорных каналах отвода и др.). Эти потери многие исследователи выражают формулой, аналогичной формуле для потерь трения:

$$h_д = k_2 Q^2,$$

где k_2 — опытный коэффициент для данного типа насосов.

Учитывая, что для определения потерь на трение, как и для расчета вихревых потерь, отсутствуют надежные методы, в первом приближении можно считать, что потери на трение пропорциональны подаче насоса во второй степени:

$$h_{тр} = k_3 Q^2,$$

где k_3 — опытный коэффициент для данного типа насосов.

Поскольку потери на трение и диффузорные потери изменяются пропорционально подаче во второй степени, их можно учитывать общей формулой

$$h_д + h_{тр} = kQ^2.$$

Это уравнение графически изображается параболой с осью симметрии, совпадающей с осью ординат.

К гидравлическим относят также потери на гидравлическое торможение [35], возникающее в результате образования вторичных токов на входе и выходе из колеса в режимах, отличных от оптимального. Эти потери имеют прямую связь с механикой

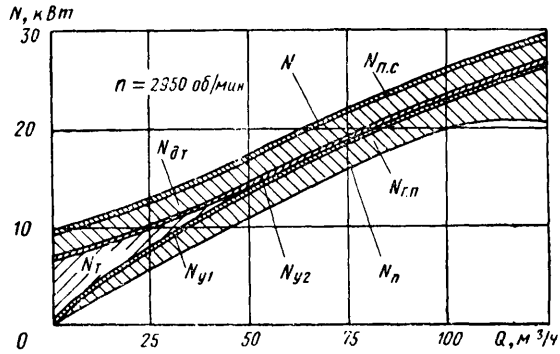


Рис. 54. Баланс мощности центробежного насоса

движения основного потока в проточной части. Потери на гидравлическое торможение можно определить экспериментально.

Для экспериментального определения суммарных гидравлических потерь в режиме максимального к. п. д. проводят специальные балансовые испытания (см. гл. VII) и составляют баланс мощности насоса (рис. 54). Составляющие мощности и к. п. д. в насосе: N — мощность насоса; $N_{п+с}$ — мощность, расходуемая на потери в подшипниках и сальниках; $N_{д.т}$ — мощность на дисковые потери (частично восстанавливаемые); $N_т$ — мощность, затрачиваемая на обратные токи в колесе; $N_п$ — полезная мощность; $\eta = N_п/N$ — к. п. д. насоса; $\eta_{вн} = N_п/(N - N_{п+с})$ — внутренний к. п. д., т. е. к. п. д. насоса за вычетом внешних потерь (внешние потери обычно невелики и не характерны для насоса); $\eta_{мех} = [N - (N_{п+с} + N_у)]/N$ — общий механический к. п. д.; $N_у = q\gamma H_т$ — мощность, затрачиваемая на утечку q; $N_г = (Q + q)\,\gamma H_т$ — гидравлическая мощность насоса; $\eta_{об} = Q/(Q + q)$ — объемный к. п. д. насоса (для одноступенчатого насоса); $N_{г.п} = Q\gamma\,(H_т - H)$ — мощность, расходуемая на гидравлические потери в насосе; $\eta_г = H/H_т = N_п/N_г$ — гидравлический к. п. д. насоса (для одноступенчатого насоса).

Как следует из баланса мощности, потери мощности на преодоление гидравлических сопротивлений $N_{г.п}$ имеют место на всех режимах работы насоса, достигая минимальных значений на опти-

мальном режиме. Доля мощности гидравлических потерь, особенно на режимах, отличных от оптимального, составляет существенную часть суммарных потерь. Это имеет место для насосов с разными значениями n_s [42]. Снижение мощности $N_{г.п}$ является решающим фактором повышения общего к. п. д. насоса.

Как правило, гидравлические потери в насосе не зависят от числа Рейнольдса (для $Re \geqslant 10^5$ имеет место автомодельный режим течения). В насосах преобладают вихревые потери, связанные с диффузорным потоком в рабочих органах. Это подтверждается анализом зависимости гидравлического к. п. д. от шероховатости поверхности проточной части. Многочисленные эксперименты различных авторов показали, что повышение класса шероховатости

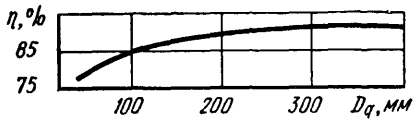


Рис. 55. Зависимость к. п. д. насоса от параметра D_q

проточной части насосов от второго до четвертого или пятого дает увеличение к. п. д. насоса на 2—6%.

Гидравлический и полный к. п. д. насоса возрастает при увеличении его габаритных размеров. Это объясняется тем, что при одинаковой технологии изготовления модельного и натурного насосов относительная шероховатость уменьшается с увеличением габаритных размеров насоса.

На рис. 55 приводятся значения к. п. д. лучших образцов насосов отечественного и зарубежного производства в зависимости от параметра $D_q = 4\sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$, определяющего размер машины (мм). Были обработаны технико-экономические данные центробежных насосов с подачами от 40 до 3000 м³/ч и с частотой вращения от 780 до 3000 об/мин.

Исключив объемные и механические потери, можно получить зависимость $\eta_г$ от размера насоса (рис. 56). Объемные и механические потери были вычислены с учетом n_s и размеров рассмотренных выше насосов. Потери мощности центробежных насосов в зависимости от n_s приводятся на рис. 57.

При нахождении общей зависимости $\eta_г = f_г(D_q)$ для каждого насоса определяли n_s; $\eta_{об} = f_0(n_s)$; $\eta_{мех} = f_м(n_s)$. Функция $\eta_г = f_г(D_q)$ для лучших образцов насосов описывается логарифмической кривой:

$$\eta_г = 0{,}7 + 0{,}0835 \lg D_q.$$

При переходе от модельного к натурному насосу рекомендуется пользоваться следующей формулой:

$$\frac{\eta_{г.н}}{\eta_{г.м}} = \frac{0{,}7 + 0{,}0835 \lg D_{qн}}{0{,}7 + 0{,}0835 \lg D_{qм}}.$$

Эти выражения являются видоизменением аналогичных уравнений, приведенных в работе [41].

При пересчете $\eta_г$ необходимо учитывать изменение температуры перекачиваемой жидкости, которая определяет ее вязкость.

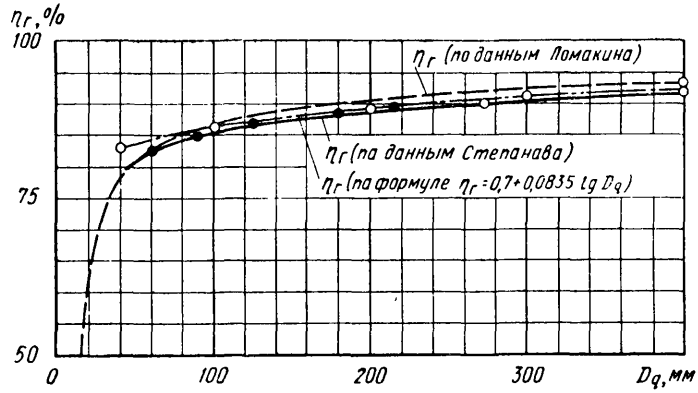


Рис. 56. Зависимость гидравлического к. п. д. от параметра D_q

В осевых насосах объемные и внутренние механические потери не могут быть с достаточной точностью выделены из общего баланса потерь, как это делается для центробежных насосов. Поэтому суммарные потери в зоне рабочего колеса относят к гидравлическим. Суммарные гидравлические потери в осевом насосе можно рассматривать состоящими из потерь: на трение в рабочем колесе — $h_{г.р.к}$; на трение в каналах выправляющего аппарата — $h_{г.в.а}$; на трение о корпус и втулку рабочего колеса — $h_{тр}$; при преобразовании кинетической энергии в энергию давления в диффузоре (если он предусмотрен конструкцией) $h_{диф}$; на индуктивное сопротивление из-за перетекания жидкости в радиальном зазоре между лопастью и корпусом — $h_и$.

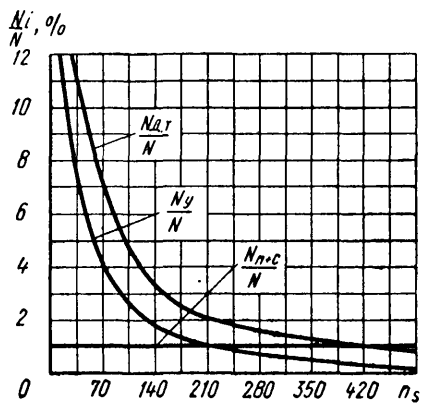


Рис. 57. Потери мощности в зависимости от n_s

Следовательно:

$$h_г = h_{г.р.к} + h_{г.р.а} + h_{тр} + h_{диф} + h_и.$$

Составляющие $h_{г.р.к}$ и $h_{г.в.а}$ определяют из выражений (19) и (34). Потери $h_{тр}$ и $h_{диф}$ находят обычным путем с использованием формул гидравлики.

Протечки жидкости через радиальный зазор обусловливают потерю энергии, аналогичную индуктивному сопротивлению, уменьшающему подъемную силу. Зазор обычно принимают равным $\delta \leqslant 0{,}001D$, что обусловливает потерю напора насоса $h_н$ не более 1%. Гидравлический к. п. д. осевого насоса $\eta_г = H/(H + h_г) = 0{,}9—0{,}95$.

В работе Д. Я. Суханова [64] приводится способ определения $\eta_г$ в зависимости от коэффициентов напора $\psi = 2gH/u_2^2$ и подачи $\varphi = v_z/u$. Вводя осредненное значение угла обратного качества $\bar{\lambda}$, можно допустить, что все потери в насосе относятся к профильным и равномерно распределяются между цилиндрическими сечениями: $\bar{\lambda}(r) = \bar{\lambda} = \text{const}$. Выразив $\eta_г$ через коэффициенты ψ и φ, получим

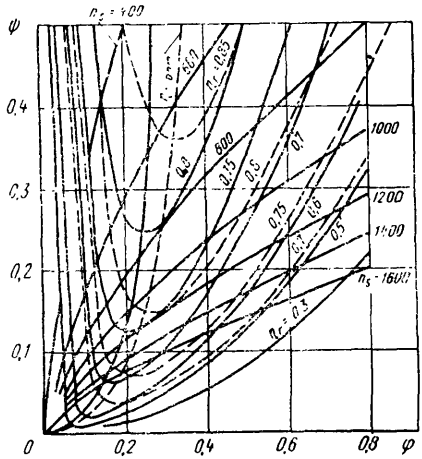


Рис. 58. Зависимость гидравлического к. п. д. от параметров ψ и φ для осевого насоса

$$\eta_г = 1 - \left[\varphi \frac{\frac{\rho}{\varphi} + \frac{\varphi}{\rho}}{\frac{\varphi}{\rho} \operatorname{ctg} \bar{\lambda}_{р.к} + 1} + \right.$$

$$+ \varphi \frac{\frac{1-\rho}{\varphi} + \frac{\varphi}{1-\rho}}{\frac{\varphi}{1-\rho} \operatorname{ctg} \bar{\lambda}_{в.а} + 1} +$$

$$\left. + (\zeta_п \varkappa_п + \zeta_0 \varkappa_0) \eta_г \frac{\varphi^2}{\psi} \right], \quad (35)$$

где ρ — степень реактивности; $\zeta_п$ и ζ_0 — коэффициенты сопротивления подвода и отвода; $\varkappa_п = F_{р.к}/F_п$ и $\varkappa_0 = F_{р.к}/F_0$ — коэффициенты стеснения потока в подводе и отводе (здесь $F_{р.к1}$ и $F_{р.к2}$ — площади входного и выходного сечения рабочего колеса; $F_п$ — площадь выходного сечения подвода; F_0 — площадь входного сечения отвода).

При использовании данных испытания осевого насоса с $n_s = 1170$, а также выражения (35) построен универсальный график зависимости $\eta_г$ от φ и ψ (рис. 58) для $\operatorname{tg} \bar{\lambda}_{р.к} = 0{,}0391$ и $\operatorname{tg} \bar{\lambda}_{в.а} = 0{,}0217$. Насос испытывался с двумя типами отводов: прямоосным $\zeta_{01} = 0{,}124$ (штриховые линии) и отводом с коленом $\zeta_{02} = 0{,}235$ (сплошные линии). Коэффициенты стеснения обоих отводов были равны $\varkappa_{01} = \varkappa_{02} = 1$. Кроме кривых $\eta_г = \text{const}$ на графике нанесены кривые $n_s = \text{const}$, позволяющие определить зависимость оптимального к. п. д. $\eta_{г.опт} = f(n_s)$, а также оценить изменение коэффициента сопротивления отвода в зависимости от n_s. Универсальный график позволяет сравнить экономичность насоса при выборе различных комбинаций основных

параметров φ и ψ. Имея значения Q и H, задаются значениями n_s и по точкам пересечения кривых n_s = const с линией $\eta_{г.опт}$ получают комбинации φ и ψ для соответствующих значений $\eta_г$. Для выбранных точек

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\varphi\pi(1-\bar{d}^2)}}\sqrt[4]{\frac{\psi}{2gH}}.$$

Имея значения D, из выражения для φ определяют частоту вращения n. Принимают ближайшую синхронную частоту вращения и уточняют диаметр D, параметры φ и ψ. Из полученных вариантов выбирают наиболее экономичный. Для насосов других n_s с другими отводами пользуются перестроенным графиком, полученным по испытаниям насоса, близкого по параметрам к проектируемому.

Г. Ф. Вислиценус [84] предлагает для приближенного определения $\eta_г$ осевого насоса эмпирическую зависимость

$$\eta_г = \sqrt{\eta} - (0{,}01 \div 0{,}02).$$

ОБЪЕМНЫЕ ПОТЕРИ

В зазорах между вращающимися и неподвижными деталями возникают утечки жидкости, которые снижают подачу насоса. Для уменьшения перетоков в зазорах под действием перепадов давления между смежными полостями в насосах обычно предусматривают щелевые уплотнения проточной части.

В центробежных насосах щелевые утечки возникают в уплотнении рабочего колеса между областью нагнетания и всасывания q_1 (рис. 59, *а*), в уплотнении между смежными ступенями многоступенчатого насоса — q_2; в гидравлическом разгрузочном устройстве насоса — q_s; в концевых уплотнениях насоса — $q_{вн}$.

В осевых насосах утечки возникают в зазорах между лопастями и корпусом насоса.

Потери мощности на утечки q_1, q_2, q_s не равноценны, поэтому их приводят к мощности одного колеса. Суммарные утечки, приведенные к подаче и напору одного колеса, определяют объемный к. п. д. насоса:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + \Sigma q}.$$

Обычно объемный к. п. д. ступени учитывает только утечки в уплотнениях рабочего колеса. Утечки в разгрузочном устройстве и в концевых уплотнениях рассматриваются как дополнительные внешние потери.

Для перекачивания утечек q_1 приходится затрачивать дополнительную мощность, что прямо сказывается на экономичности работы насоса. Утечка q_2, хотя и не требует затраты энергии, но оказывает влияние на характер движения в пазухе s_2 и косвенно влияет на механические потери.

Для определения утечек в первую очередь необходимо определить сопротивление кольцевых щелей, на которое существенное влияние оказывают эксцентриситет и перекос осей внутренней и наружной поверхности уплотнений, частота вращения, входные потери и т. д. Обычно расчет проводят для концентрической щели с неподвижными стенками, а затем вводят поправки, учитывающие дополнительные условия. Для щелевых уплотнений с зазором $\delta = 0{,}2 \div 0{,}4$ мм при уплотняющей поверхности, выполнен-

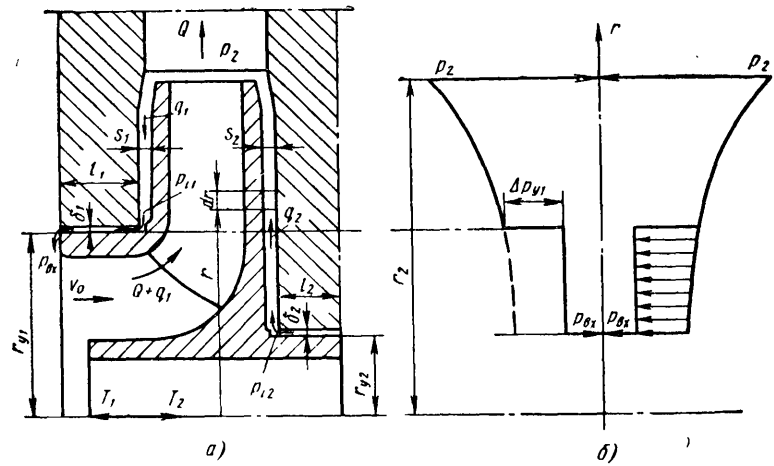


Рис. 59. Схема утечек в ступени центробежного насоса и распределение давления на поверхностях дисков рабочего колеса

ной по шестому классу шероховатости, коэффициент сопротивления трения можно принять равным $\lambda = 0{,}035 \div 0{,}045$. В автомодельной области ($Re > 2{,}5 \cdot 10^3$) можно принять $\lambda = 0{,}035 = \text{const}$ [71].

При эксцентричном зазоре в щели под действием перепада давления Δp_y может возникнуть гидродинамическая сила (см. гл. IV), которая оказывает существенное влияние на вибрационное состояние ротора.

Конструктивные типы щелевых уплотнений рассмотрены в гл. V. Ниже рассматривается наиболее простой тип однощелевого уплотнения.

Утечка в уплотнении рабочего колеса

$$q_1 = \mu f_y \sqrt{2gh_y},$$

где μ — коэффициент расхода щели; $f_y = 2\pi r_{y1}\delta_1$ — площадь щели.

Напор h_y, теряемый в уплотнении, определяют по потенциальному напору лопастного колеса:

$$H_p = \frac{p_2 - p_{вх}}{\gamma}$$

и по изменению давления $p_2 — p_{i1}$ в пазухе колеса (см. рис. 59, *б*)

$$\frac{\Delta p_y}{\gamma} = h_y = \frac{p_{i1} - p_1}{\gamma} = H_p - \frac{p_2 - p_{i1}}{\gamma}.$$

При движении жидкости в пазухе с постоянной угловой скоростью $\omega_ж = \omega/2$ (когда утечка q_1 мала и не влияет на распределение скоростей в пазухе)

$$h_y = H_p - \frac{u_2^2}{8g}\left[1 - \left(\frac{r_{y1}}{r_2}\right)^2\right].$$

Жидкость в пазухе может не иметь одинаковой для всех частиц угловой скорости $\omega_ж = \omega/2$, важно, что она вращается и в каждой точке имеет составляющую $\omega_ж$. Для аварийного износа уплотнения (утечка q_1 весьма велика) распределение скоростей в пазухе должно соответствовать закону $v_u r_i = \text{const}$, и тогда напор, теряемый в уплотнении, выражается формулой

$$h_y = H_p - \frac{u_2^2}{8g}\left(\frac{r_2}{r_{y1}}\right)^2\left[1 - \left(\frac{r_{y1}}{r_2}\right)^2\right].$$

Ориентировочно считают $h_y = 0{,}6H$ для $n_s = 60 \div 150$.

Выбор радиального зазора δ_1 зависит от конструкции насоса. Его следует принимать минимальным при условии обеспечения надежной сборки и работы без металлического контакта вращающихся и неподвижных элементов насоса.

На выбор зазора δ_1 влияют следующие факторы: точность изготовления и принятые допуски в конструкции насоса; прогиб ротора, вызывающий необходимость увеличения зазора в многоступенчатых насосах; радиальные силы, действующие на ротор насоса из-за несимметрии потока в спиральных отводах при неоптимальных режимах работы (эти силы могут вызывать прогиб вала, что необходимо учитывать при выборе зазора).

На основании статистического анализа зазоров в уплотнениях выполненных насосов получено:

для крупных насосов (подача более 0,5 м³/с)

$$\delta_1 \approx \frac{D_{y1}}{1000} \text{ мм};$$

для малых насосов

$$\delta_1 = 0{,}2 \div 0{,}3 \text{ мм},$$

где D_{y1} — диаметр уплотнения.

Коэффициент расхода

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \Sigma\zeta}},$$

где $\sum \zeta$ — сумма коэффициентов потерь на входе, а также потерь на трение по длине щели l.

Для неподвижной цилиндрической щели

$$\sum \zeta = \zeta_{вх} + \frac{\lambda l}{4R_г},$$

где $\zeta_{вх} = (0{,}3 \div 0{,}5)$ — коэффициент сопротивления на входе в щель; $R_г = \delta_1/2$ — гидравлический радиус щели, мм.

В этом случае

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{(1{,}3 \div 1{,}5) + \frac{\lambda l}{2\delta_1}}}.$$

Для уплотнений колес обычных размеров ($D_{y1} > 100$ мм) длина щели $l/D_{y1} = 0{,}12 \div 0{,}15$. Коэффициент утечки такой щели колеблется в пределах $\mu = 0{,}5 \div 0{,}6$.

Для насосов малых размеров ($D_{y1} < 100$ мм) длину щели рекомендуется выбирать в пределах $l/D_{y1} = 0{,}2 \div 0{,}25$. Учитывая, что утечка q_1 в уплотнении колеса не моделируется при пересчете, рекомендуется при уменьшении размеров натурного насоса по сравнению с моделью увеличивать длину щели. При этом возрастает ее сопротивление, а следовательно, уменьшаются утечки. Но так как увеличение $l_1/D_{y1} > 0{,}25$ дает незначительное уменьшение коэффициента утечки μ, оно нецелесообразно, поскольку значительно возрастает длина насоса. Обычно длину щели выбирают в зависимости от конструкции и компоновки насоса.

По технико-экономическим соображениям при выполнении насоса с цилиндрическим уплотнением колеса длина щели не должна быть менее 20 мм и коэффициент $\mu \leqslant 0{,}65$.

Для определения значений μ гладкой щели и щели с нарезанными канавками можно пользоваться номограммой (рис. 60).

Используя среднестатистические значения δ_1; D_{y1}; l_1 и др., рассмотрим зависимость относительной утечки щелевого уплотнения от n_s.

Относительная утечка (%)

$$\varepsilon_y = \frac{\mu 2\pi r_{y1}\delta_1\sqrt{2gh_y}}{Q} \cdot 100. \qquad (36)$$

Введем значения величин: $\mu = 0{,}6$; $h_y \approx 0{,}8H$; $\delta_1 = D_{y1}/1000$; $D_{y1} \sim D_0 = K_0\sqrt[3]{Q/n}$ (здесь $K_0 = 4{,}5$, что довольно близко к действительности, когда нет стеснения потока проходным валом).

Несколько повышенное значение K_0 компенсирует допущение $D_{y1} \approx D_0$, так как в насосах $D_{y1} > D_0$.

Подставив все значения в выражение (36), получим

$$\varepsilon_y = \frac{B}{n^{2/3}s},$$

где B — коэффициент.

Следовательно, относительная утечка ε обратно пропорциональна $n_s^{2/3}$. Ниже приводятся значения $\eta_{об}$, вычисленные для приведенных выше соотношений для уплотнений насосов с разными n_s:

n_s	60	80	100	120	140	160	180	200
$\eta_{об}$	0,955	0,963	0,969	0,972	0,975	0,977	0,979	0,980

Качественное влияние побочных факторов на утечки можно оценить следующим образом [44]:

1) при наличии эксцентриситета без перекоса расход через щель увеличивается; с увеличением Re влияние эксцентриситета уменьшается;

2) конфузорность щели уменьшает расход через нее;

3) при перекосе осей уплотняющих поверхностей расход через щель существенно снижается;

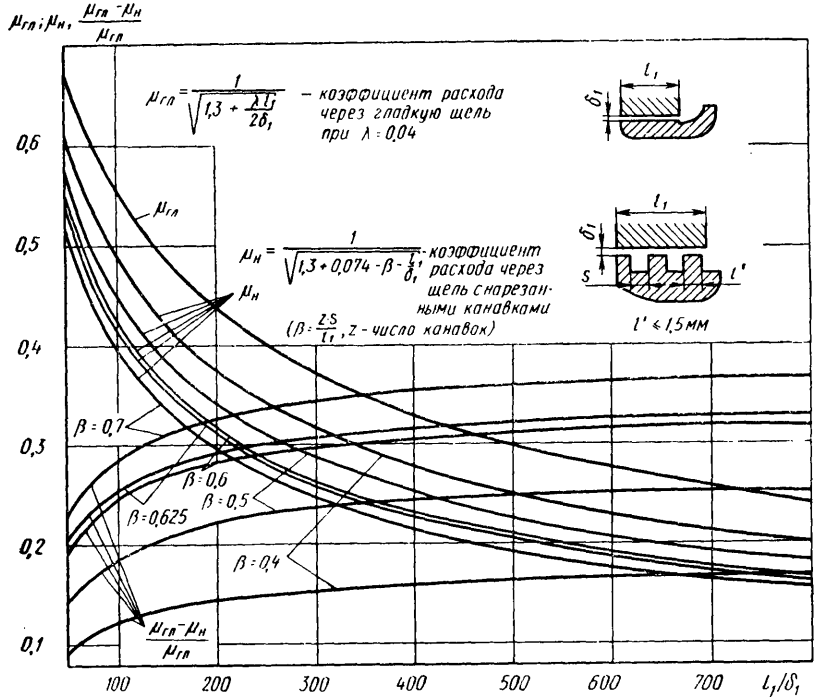


Рис. 60. Номограмма для определения коэффициента μ

4) при вращении внутренней поверхности щели расход уменьшается пропорционально u/w_0 (здесь w_0 — относительная скорость в неподвижной щели).

Напор, теряемый в межступенном уплотнении [35]

$$h_{y2} = \frac{gH_т}{2u_2^2} + \frac{u_2^2}{8g}\left[1 - \left(\frac{r_{y2}}{r_2}\right)^2\right].$$

Утечка через межступенное уплотнение

$$q_2 = \mu 2\pi r_{y2}\delta_2 \sqrt{2gh_{y2}}$$

увеличивает расход жидкости в отводе и оказывает влияние на характер движения ее в пазухе насоса. Зазор в межступенном уплотнении выбирают в пределах $\delta_2 = 0{,}3 \div 0{,}4$ мм.

На рис. 61 приводятся опытные данные по изменению объемного и общего к. п. д. в зависимости от относительного зазора в уплотнении колеса и в межступенном уплотнении многоступенчатого насоса малого n_s. Эксперимент показывает линейную зависимость указанных величин.

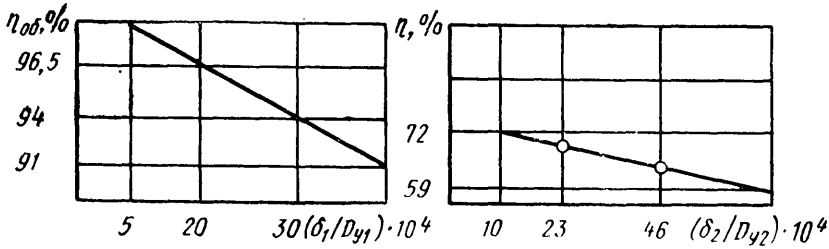


Рис. 61. Влияние относительного зазора на к. п. д. насоса низкого n_s

Влияние утечки на работу насоса не ограничивается объемными потерями. Утечка q_1, поступая в область всасывания рабочего колеса с большими скоростями и соответственно с большой кинетической энергией, ухудшает условия обтекания входных кромок лопастей колеса, имея тангенциальную и меридианную составляющую скорости. Тангенциальная составляющая утечки закручивает поток по закону $rv_u = \text{const}$. Меридианная составляющая утечки входит во всасывающую воронку колеса поперек основного потока и отжимает его.

Оценим относительную кинетическую энергию утечки (ее меридианной составляющей), если кинетическая энергия основного потока в области всасывания насоса

$$E_к = \gamma Q \frac{v_0^2}{2g},$$

а кинетическая энергия утечки

$$E_{к.\,у} = \gamma q \frac{v_у^2}{2g},$$

где

$$v_у = \frac{q}{f_у} = \mu\sqrt{2gh_у}.$$

Определим отношение

$$\frac{E_{к.у}}{E_к} = \frac{q}{Q}\,\frac{\mu^2 h_y 2g}{v_0^2}.$$

Учитывая, что $q/Q = \varepsilon_y$, $\mu^2 = 0{,}6^2 = 0{,}36$, $2gh_y = 16H$, и принимая $v_0 = 0{,}06\sqrt[3]{Qn^2}$, получим

$$\frac{E_{к.у}}{E_к} = \frac{C}{\left(\frac{n_s}{100}\right)^2}, \qquad \text{где } C = 0.3$$

Таким образом, относительная кинетическая энергия утечки у насосов малых n_s больше, чем у насосов больших n_s, в связи с чем условия входа потока в рабочее колесо для насосов малых n_s хуже.

При отжиме потока увеличивается сопротивление при поступлении потока в колесо; увеличивается скорость на входе, т. е. возрастают потери при поступлении потока на лопасти колеса; ухудшается всасывающая способность насоса в связи с уменьшением проходного сечения и увеличением скоростей на всасывании; ускоряется начало кавитации.

При прохождении через уплотнение колеса утечка q_1 приобретает окружную скорость, равную половине окружной скорости колеса $\omega D_y/2$ на диаметре D_y, и вносит вращение в основной поток на входе в колесо. Это приводит к снижению напора насоса. Особенно заметно влияние утечки на малых нагрузках, что выражается в значительном снижении кривой напора. Правда, закручивание потока поступающей утечкой не снижает к. п. д. насоса. Некоторые способы снижения утечек описаны в гл. VII.

Максимально допустимый зазор при износе уплотнений при снижении к. п. д. насоса не более чем на 3% для уплотнений колеса $\delta_1/D_{y1} \leqslant 0{,}003$, а для межступенных уплотнений $\delta_2/D_{y2} \leqslant 0{,}004$. При большем износе необходимо сменить уплотнительные кольца.

Объемные потери через радиальный зазор δ в осевых насосах обычно малы по отношению к подаче. Поэтому объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0{,}98 \div 0{,}99$.

Утечки (л/с) через зазор

$$q = \mu\,\frac{\pi D\delta}{1000}\sqrt{2gH},$$

$\mu = 0{,}25$ — коэффициент расхода; D и δ в мм, H в м.

Если принять в первом приближении равные значения коэффициентов сопротивления для модели и натуры, то при условии сохранения конструктивного подобия и относительных зазоров в уплотнениях коэффициенты утечки натурного и модельного насосов будут равны: $\mu_н = \mu_м$.

Если принять $\delta_н/\delta_м = \lambda$, площадь $f_н$ сечения щели при моделировании равна $\lambda^2 f_м$.

Напоры, теряемые в уплотнениях, изменяются пропорционально изменению напора при моделировании:

$$\frac{h_{у.н}}{h_{у.м}} = \lambda^2 \left(\frac{n_н}{n_м}\right)^2.$$

Соответственно

$$\frac{q_н}{q_м} = \frac{\mu_н f_н}{\mu_м f_м} \sqrt{\frac{h_{у.н}}{h_{у.м}}} = \lambda^3 \frac{n_н}{n_м},$$

т. е. в рассмотренных условиях объемные потери при моделировании изменяются в том же соотношении, что и подачи модельного и натурного насосов. Следовательно, при сохранении относительных зазоров и турбулентного режима в них $\eta_{об.н} = \eta_{об.м}$.

Однако в действительности трудно обеспечить условие геометрического подобия, т. е. $\delta_н/\delta_м \neq \lambda$. Относительный размер щели в модельном насосе $\delta_м/D_м$ обычно больше, чем в натурном $\delta_н/D_н$, поэтому относительные утечки модельного насоса больше утечек натурного:

$$\frac{q_м}{Q_м} > \frac{q_н}{Q_н}.$$

Обычно при моделировании $\eta_{об.н} > \eta_{об.м}$.

Для ориентировочной оценки ожидаемого $\eta_{об}$ можно использовать выражение [35]

$$\frac{1}{\eta_{об}} = 1 + 0{,}68 n_s^{-2/3}.$$

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ

Механические потери в насосе состоят из потерь на трение в концевых уплотнениях различного типа, в подшипниках и из так называемых дисковых потерь.

Ряд авторов разделяют механические потери на внутренние и внешние [35, 49, 53]. Внешними потерями считаются потери в концевых уплотнениях и в подшипниках, внутренними — потери дискового трения.

Разделение механических потерь на внешние и внутренние имеет практическое значение при моделировании, когда необходимо оценить эффективность проточной части насоса.

Внешние механические потери зависят от размеров вала, типа концевых уплотнений и от частоты вращения. Эти потери можно измерить при «холостом» (без рабочей жидкости) вращении насоса при балансовых испытаниях (см. гл. VII). Опытами установлено, что при мощности 1500 кВт внешние потери составляют около 1%, при 750 кВт около 1,5%, а при 350 кВт около 2%. Потери мощности в подшипниках скольжения при наличии упорного подшипника изменяются приблизительно пропорционально отношению частоты вращения $(n_1/n_2)^{1,45}$.

Дисковые потери характерны для центробежных насосов и весьма незначительны для осевых (потери на трение втулки рабочего колеса осевого насоса, которые обычно относятся к гидравлическим).

В центробежных насосах средней и большой мощности дисковые потери являются основным видом механических потерь. Под дисковыми потерями подразумеваются потери энергии на трение рабочей жидкости о наружные поверхности вращающегося колеса.

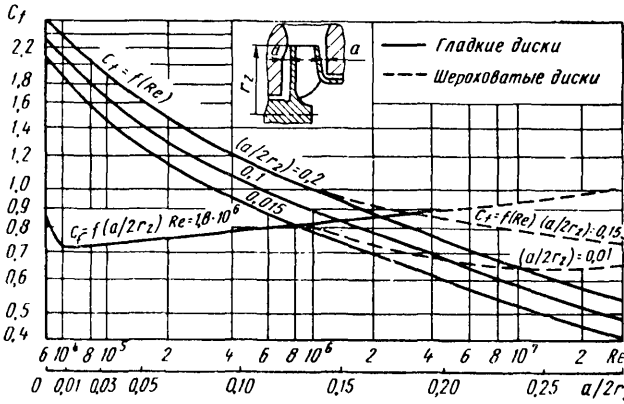


Рис. 62. Зависимость $C_f = f\left(\mathrm{Re}, \frac{a}{2R_2}\right)$

Хотя они носят гидравлический характер, это — механические потери, связанные с изменением потребляемой насосом мощности, в отличие от гидравлических потерь, которые определяются потерями напора (давления).

Трение дисков широко изучалось как теоретически, так и опытным путем. Опыты показали следующее:

1) при вращении дисков в среде с неограниченным объемом потери мощности на дисковое трение гораздо больше, чем при их работе в замкнутом объеме в корпусе центробежного насоса;

2) потери на дисковое трение зависят от шероховатости поверхностей дисков колеса и стенок корпуса насоса;

3) потери мощности на трение дисков являются функцией вязкости рабочей среды.

Момент трения плоского диска в ограниченном объеме

$$M = C_f \rho r_2^5 \omega^2,$$

где $C_f = f\left(\mathrm{Re}, \frac{a}{2r_2}\right)$ — коэффициент, учитывающий трение на двух сторонах диска (приближенно можно определить по рис. 62). Коэффициент трения при работе с реальными колесами получается примерно на 20% выше.

Мощность (кВт) дискового трения рабочего колеса [53]

$$N_{д.т} = 0{,}735 C_f \gamma D_2^2 \left(\frac{u_2}{1000}\right)^3 \left(1 + \frac{5l}{D_2}\right),$$

где l — толщина стенки колеса на выходе.

Для воды при $t = 20°$ С и $\mathrm{Re} \approx 5 \cdot 10^6$ [18]

$$N_{д.т} = 1{,}13 \cdot 10^{-5} u_2^3 D_2^2.$$

Из-за восстановления части кинетической энергии потока в пазухе между колесом и стенкой корпуса действительное значение мощности, расходуемой на дисковое трение, меньше [42]:

$$N_{д.\,п} = (1 - \eta_{н.д}) N_{д.т},$$

где $\eta_{н.д}$ — условный к. п. д. насосного эффекта дисков.

Значения $\eta_{н.д}$ зависят от n_s и конструкции ступени насоса. По экспериментальным данным, для ступени с направляющим аппаратом при $n_s \approx 40$ $\eta_{н.д} = 0{,}15 \div 0{,}2$ [42]. Насосный эффект дисков еще недостаточно изучен в общем механизме энергообмена колеса и отвода насоса.

Оценим относительные потери на дисковое трение

$$\varepsilon_{д.т} = \frac{N_{д.т}}{N_г} = \frac{1{,}13 \cdot 10^{-5} u_2^3 D_2^2}{\frac{\gamma Q H_т}{102}}.$$

После несложных преобразований и подстановки средних значений величин получаем (%)

$$\varepsilon_{д.т} \approx \frac{6{,}5}{\left(\frac{n_s}{100}\right)^2}.$$

Для заданной быстроходности насоса увеличение угла β_2 колеса приводит к уменьшению диаметра D_2 и дисковых потерь. Однако этот выигрыш может быть ликвидирован увеличением гидравлических потерь, так как при увеличении β_2 возрастает диффузорность потока в колесе.

Для уменьшения мощности дискового трения наряду с улучшением чистоты обработки можно сделать следующее.

1) Уменьшить наружный диаметр колеса D_2. Чтобы компенсировать уменьшение напора, связанное с уменьшением D_2, увеличивают угол выхода β_2 или применяют рабочее колесо с большим числом лопастей (8—9 вместо 6—7); увеличение числа лопастей приводит к значительному стеснению потока на входе в колесо.

2) Применить специальные конструкции насосов, например насосов с открытыми рабочими колесами; дисковое трение является причиной, которая ограничивает применение центробежных колес.

3) Применять рабочие органы с более высоким n_s.

4) Создать определенные условия движения жидкости в пазухах, от которых зависит значение $N_{д.т}$ [76].

Рассмотрим изменение потерь на дисковое трение при моделировании. Принимаем коэффициенты сопротивлений натурного $G_{fн}$ и модельного $C_{fм}$ насосов одинаковыми. Тогда

$$\frac{N_{д.т.н}}{N_{д.т.м}} = \frac{C_{fн}}{C_{fм}} \frac{\rho_н}{\rho_м} \lambda^5 \left(\frac{n_н}{n_м}\right)^3,$$

т. е. мощность потерь на дисковое трение при моделировании изменяется пропорционально изменению потребляемой насосом мощности. Соответственно отношение мощности потерь на дисковое трение к мощности, отдаваемой колесом потоку, сохраняется постоянным. Что касается потерь на трение в подшипниках и сальниках, то они при моделировании изменяются пропорционально изменению частоты вращения, поэтому общий механический к. п. д. натурного насоса несколько больше механического к. п. д. модельного насоса.

Внешний механический к. п. д. лопастных насосов $\eta_{мех.внеш} = 0{,}97 \div 0{,}98$.

ФИЗИЧЕСКАЯ ПРИРОДА И ПРОЯВЛЕНИЯ КАВИТАЦИИ

Жидкость от поверхности разделения с газовой средой до поступления в лопастное колесо насоса движется за счет потенциальной энергии. Расходование потенциальной энергии жидкости на поступление ее во всасывающую воронку колеса и потери энергии на преодоление трения и различного рода сопротивлений всасывающего трубопровода ведут к уменьшению потенциальной энергии жидкости и, при известных условиях могут вызвать кавитацию. Максимально достижимая геометрическая высота всасывания $h_{вс}$ часто ограничивается возникновением кавитации в насосе.

Кавитация является гидродинамическим явлением и зависит от гидродинамических качеств рабочих органов машины и физических свойств жидкости. Кавитация обычно начинается при падении давления до значения, равного или меньшего давления упругости насыщенного пара и сопровождается нарушением сплошности потока с образованием полостей, насыщенных паром и растворенными в жидкости газами. Она возникает также при снижении местного давления по разным причинам динамического характера: увеличения скорости жидкости из-за увеличения частоты вращения, отрыва или сжатия потока, отклонения линий тока от их нормальных траекторий.

Кавитация может возникнуть как на движущихся, так и на неподвижных элементах проточной части.

На рис. 63 показаны некоторые виды местного понижения давления на входе в насос с цилиндрическими лопастями (рис. 63,*а*) с пространственными лопастями (рис. 63, *б*) и в меридианном сечении рабочего колеса (рис. 63, *в*).

Зарождение кавитации иногда начинается с образования отдельных микроскопических пузырьков на участках пограничного слоя обтекаемого тела. После достижения определенного размера эти пузырьки поступают в зону видимой кавитации.

Полости или каверны постоянного и устойчивого типов образуются без предварительного роста пузырьков в тех случаях,

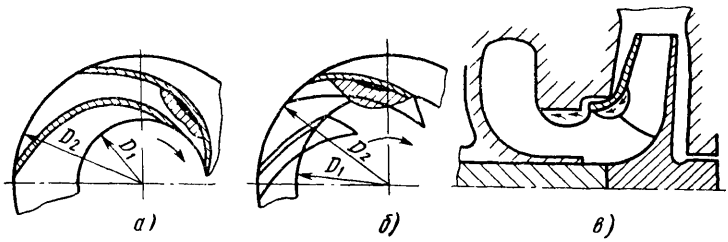


Рис. 63. Зоны местного снижения давления на входе в насос

когда давление окружающей среды довольно низкое или соответственно высокая скорость потока.

«Вскипание» жидкости при кавитации является термодинамическим процессом, определяемым свойствами жидкости: давлением, температурой, скрытой теплотой парообразования, теплоемкостью.

Если насос работает некоторое время в режиме кавитации, то к каждому килограмму жидкости, протекающей через зону кавитации, подводится Δh_f килокалорий тепла. Величина Δh_f является разностью между теплосодержанием жидкости в первоначальных условиях термодинамического равновесия и в новых условиях при давлении на Δh, меньшем первоначального.

Таким образом, изменение теплосодержания

$$\Delta h_f = c_L \Delta T,$$

где c_L — теплоемкость жидкости; ΔT — изменение температуры жидкости.

Уравнение теплового баланса каждого килограмма жидкости, протекающего через зону кавитации при наличии термодинамического равновесия, имеет вид

$$1 \cdot \Delta h_f = r_V L,$$

где $r_V < 1$ — масса пара, образующегося на каждый килограмм протекающей жидкости; L — скрытая теплота парообразования.

Исходя из того что $r_V = V_v/V_L$, преобразуем уравнение следующим образом:

$$\frac{V_L \Delta h_f}{V_L} = \frac{V_v L}{V_L} \text{ или } \frac{V_v}{V_L} = \frac{V_v}{V_L}\frac{\Delta h_f}{L} = B,$$

где V — объем пара или воды; индексом L обозначена жидкость и индексом v — пар.

Для данного насоса, работающего при постоянной частоте вращения и подаче при перекачивании различных жидкостей, величина $V_v/V_L = B$ является параметром, определяющим степень развития кавитации. Ее определяют экспериментально и называют *термодинамическим критерием кавитации*. Абсолютное значение B зависит от принятой количественной оценки степени развития кавитации, которую можно определить по уменьшению напора или к. п. д. Степень развития кавитации можно подсчитать при известных физических свойствах жидкости по значениям Δh_f. В некоторых областях применения насосов можно получить значительную экономию средств, если насосы будут работать при регулируемой, т. е. ограниченной степени кавитации.

Различают три стадии кавитации: начальную, развитую и суперкавитацию. При начальной стадии кавитационная каверна (область) отсутствует. Развитая стадия отличается наличием значительных кавитационных каверн на обтекаемом теле. В условиях суперкавитации весь обтекаемый элемент находится в зоне кавитационной каверны. Кавитация сопровождается признаками, отрицательно сказывающимися на работе насоса.

Шум и вибрация возникают при разрушении кавитационных пузырьков в зоне повышенного давления. Уровень шума зависит от размеров насоса. Кавитационный шум проявляется в виде характерного потрескивания в зоне входа в рабочее колесо.

Снижение параметров насоса при наличии развитой кавитации по-разному сказывается для насосов с разным n_s и зависит от значения и влияния кавитационной зоны (рис. 63, *а*, *б*). При низких n_s параметры снижаются резко. Для насосов с высоким n_s характерно постепенное снижение параметров. Если кавитационная зона занимает все сечение канала, то происходит срыв (прекращение) подачи насоса.

Кавитационное разрушение материалов (питтинг) происходит при длительной работе насоса в условиях кавитации в местах захлопывания пузырьков. Питтинг имеет место как при начальной, так и при развитой кавитации.

С экономической точки зрения иногда целесообразно допускать работу в условиях кавитации умеренной интенсивности, например для конденсатных и крупных осевых насосов.

Эксплуатация насосов с подачей больше расчетной также иногда приводит к кавитационным повреждениям элементов рабочих колес и корпусных деталей. Считается, что кавитационное

разрушение материала происходит из-за механического воздействия кавитирующего потока на материал.

Следует различать разрушение, вызванное кавитацией, коррозией и эрозией. Коррозия является следствием химического и электролитического воздействия сред на металл, а эрозия происходит в результате отрыва частиц металла твердыми телами, транспортируемыми перекачиваемой жидкостью (например, песком, породой, коксом и пр.).

Перечисленные виды разрушений нетрудно отличить один от другого по внешнему виду повреждений и расположению их в каналах насоса.

ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ И КАВИТАЦИОННЫЙ ЗАПАС

Возникновение кавитации непосредственно связано с высотой всасывания лопастного насоса. Рассмотрим схему всасывания консольного насоса (рис. 64). Перед пуском насоса в работу всасывающий трубопровод должен быть заполнен водой.

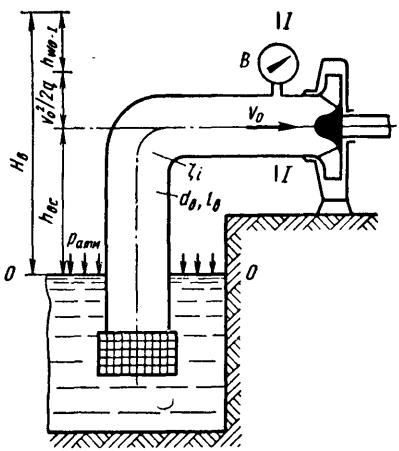


Рис. 64. Схема для определения высоты всасывания насоса

Записав уравнение Бернулли для сечений *0—0* и *I—I* и приняв $\alpha \approx 1$, получим

$$h_{вс} = \frac{p_{атм} - p_н}{\gamma} - \frac{v_0^2}{2g} - h_{w_{0-I}},$$

где $h_{w_{0-I}}$ — суммарные потери между сечениями *0—0* и *I—I*.

Величина $h_{w_{0-I}}$ непосредственного отношения к насосу не имеет, поэтому для характеристики всасывающей способности насоса вводится параметр *вакуумметрическая высота всасывания*

$$H_в = \frac{p_{атм} - p_н}{\gamma} - \frac{v_0^2}{2g}.$$

Необходимым условием отсутствия кавитации в насосе является

$$\frac{p_н}{\gamma} \geqslant \frac{p_{н.п}}{\gamma},$$

где $p_{н.п}$ — давление насыщенного пара.

Превышение удельной энергии жидкости при входе в насос над удельной энергией паров этой жидкости, приведенное к центру тяжести входного сечения, называется **кавитационным запасом** Δh (м).

Питательные и конденсатные насосы тепловых электростанций всасывают воду с температурой свыше 100° С из закрытых емкостей, где имеется паровая подушка с минимальным давлением насыщенного пара при данной температуре питательной воды. В аналогичных условиях работают насосы, перекачивающие горячие нефтепродукты и сжиженные газы. В этом случае для обеспечения бескавитационной работы необходимо иметь столб жидкости (геометрический подпор) над осью насоса высотой

$$\Delta h_{\text{геом. min}} \geqslant \Delta h_{\text{доп}},$$

где $\Delta h_{\text{доп}} = \varphi\, \Delta h_1$ — допускаемый кавитационный запас (здесь $\varphi = 1{,}15 \div 1{,}3$ — коэффициент запаса, устанавливаемый в зависимости от типа и условий работы насоса; Δh_1 — кавитационный запас энергии всасывания, соответствующий первому критическому режиму кавитации: началу снижения параметров).

Для вычисления кавитационного запаса энергии всасывания необходимо определить абсолютное давление всасывания $p_{\text{н}}$, барометрическое давление $p_{\text{атм}}$ и установить давление насыщенных паров подаваемой жидкости $p_{\text{н. п}}$ для данной температуры.

Кавитационный запас

$$\Delta h = \frac{p_{\text{н}}}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} - \frac{p_{\text{н. п}}}{\gamma}.$$

Если $p_{\text{н}} > p_{\text{атм}}$ (подпор на входе в насос), то

$$\Delta h = \Delta H_1 + \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н. п}}}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g},$$

где ΔH_1 — избыточный напор на входе в насос, приведенный к центру тяжести входного сечения: $p_{\text{н}} = \gamma\, \Delta H_1 + p_{\text{атм}}$.

Если $p_{\text{н}} < p_{\text{атм}}$ (разрежение на входе в насос), то

$$\Delta h = \frac{p_{\text{атм}}}{\gamma} - H_{\text{в}} - \frac{p_{\text{н. п}}}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g}.$$

Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания

$$H_{\text{в. доп}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н. п}}}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} - \Delta h_{\text{доп}}.$$

Аналогично определяется допускаемая высота всасывания

$$h_{\text{вс. доп}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н. п}}}{\gamma} - h_{\omega_{0-1}} - \Delta h_{\text{доп}}.$$

УСЛОВИЯ ПОДОБИЯ. ПО КАВИТАЦИИ. КАВИТАЦИОННЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ

Давление на входе в насос $p_{\text{н}}$ можно найти из выражения

$$\frac{p_{\text{н}}}{\gamma} = H_{\text{атм}} - \sum h_{\omega} - h_{\text{вс}} - \frac{v_0^2}{2g}.$$

Вместо давления на входе в насос часто используют приведенную высоту всасывания:

$$H_s = H_{атм} - \frac{p_н}{\gamma} - \frac{v_0^2}{2g} = H_в - \frac{v_0^2}{2g} = h_{вс} + \sum h_{вс}.$$

Для того чтобы определить размеры и частоту вращения натурного насоса, надо пересчитать кавитационные характеристики модельного насоса и оценить кавитационные качества натурного насоса. При этом пользуются кавитационным коэффициентом

$$\sigma_1 = \frac{\frac{p_н}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} - \frac{p_{н.п}}{\gamma}}{\frac{v_0^2}{2g}} = \text{const}.$$

Чтобы модельный (индекс «м») и натурный (индекс «н») насосы находились в подобных кавитационных режимах, коэффициент σ_1 для них должен быть одинаков: $\sigma_{1н} = \sigma_{1м}$, т. е.

$$\frac{H_{атм} - \frac{p_{н.п.м}}{\gamma} - H_{sм}}{\frac{v_{0м}^2}{2g}} = \frac{H_{атм} - \frac{p_{н.п.м}}{\gamma} - H_{sн}}{\frac{v_{0н}^2}{2g}}, \qquad (37)$$

где $H_{атм} - (p_{н.п}/\gamma) = H_а$ — приведенное барометрическое давление.

Приведем формулу (37) к виду

$$H_а - H_{sн} = (H_а - H_{sм})\left(\frac{v_{0н}}{v_{0м}}\right)^2,$$

где

$$\frac{v_{0н}^2}{v_{0м}^2} = \frac{n_н^2}{n_м^2}\frac{D_н^2}{D_м^2}.$$

Итак, пользуясь коэффициентом кавитации σ_1, можно найти приведенную высоту всасывания натурного насоса, зная ее значение для модельного насоса.

Формула пересчета при моделировании с учетом кавитационного подобия имеет вид

$$\frac{(H_а - H_s)_н}{(H_а - H_s)_м} = \frac{(n^2D^2)_н}{(n^2D^2)_м}.$$

Эта формула подобия не позволяет определить величины, улучшающие качество насоса с кавитационной точки зрения.

Рассмотрим коэффициент кавитации

$$\delta = \frac{H_а - H_s}{\frac{v^2}{2g}}. \qquad (38)$$

Рассмотрение в формуле (38) в качестве скорости v скорости v_0 на входе в насос вызывает ряд неудобств. Во-первых, для ее определения нужно знать диаметр входного патрубка, во-вторых, изменение диаметра патрубка насоса, как бы фиктивно, изменяет кавитационные качества насоса, так как изменяется σ_1. Кроме того, по σ_1 трудно проводить сравнения насосов разных конструкций (консольных, с проходным валом и др.).

Тома предложил принять за скорость в формуле (38) скорость, определенную как $v_1 = \sqrt{2gH}$. Тогда $\sigma_H = (H_a - H_s)/H$. Эта формула очень удобна для расчета осевых насосов и турбин. Так как в нее входят только внешние характеристики машины.

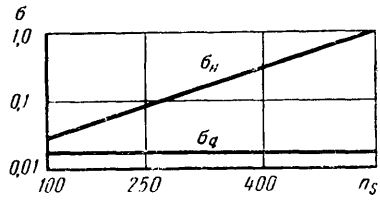


Рис. 65. Зависимость σ_H и σ_q от n_s

Критическое значение σ_H сильно изменяется в зависимости от типа машины. Для быстроходных машин оно велико (так как мал напор H), для тихоходных высоконапорных — мало (рис. 65).

По величине σ_H трудно судить о кавитационных качествах центробежного насоса, поэтому для центробежных насосов было предложено рассматривать вместо скорости v относительную скорость на входе в колесо w_1. Оказалось, что для самых разных насосов коэффициент σ_w мало изменяется:

$$\sigma_w = \frac{H_a - H_s}{\frac{w_1^2}{2g}}.$$

Однако определить скорость w_1 трудно, так как для этого нужно спрофилировать колесо, учесть скорости протекания и окружную скорость. Неизвестно также, какой диаметр принять за расчетный, так как скорость w_1 изменяется по входной кромке.

Вместо относительной скорости w_1 С. С. Руднев предложил рассматривать величину, характеризующую скорость на входе в воронку колеса — $\sqrt[3]{Qn^2}$. Тогда

$$\sigma_q = \frac{H_a - H_s}{\frac{(Qn^2)^{2/3}}{2g}}.$$

Подсчитать σ_q сложнее, но зато в выражение для σ_q входят только параметры технического задания. Критические значения σ_q постоянны и не зависят от типа насоса. Графики зависимостей σ_H и σ_q от n_s получены путем обработки критических значений σ для различных конструкций и размеров насосов (см. рис. 65). Если σ_{II} насоса выше статистической кривой σ_H, значит насос в кавитационном отношении хуже обычных насосов, так как у него более высокое значение $(H_a - H_s)_1$. Если σ_{II} насоса ниже стати-

стической кривой, то насос в кавитационном отношении лучше насосов среднего уровня. Не всегда повышенное значение σ_H означает, что конструкция насоса неудачна, так как бывают конструктивные требования (проходной вал, увеличение толщины лопасти на входе и др.), учет которых приводит к повышению σ_H. По значениям n_s и σ_H находят максимально допускаемую по кавитации частоту вращения насоса.

График зависимости σ_q от n_s представляет практически прямую линию. Для насосов средних кавитационных качеств $\sigma_q \approx 0{,}02$.

Преобразуем формулу для коэффициента σ_q, введя коэффициент C (формула С. С. Руднева):

$$n\sqrt{Q} \leqslant C\left(\frac{H_a - H_s}{10}\right)^{3/4},$$

где $C = \left(\frac{2g \cdot 10}{\sigma_q}\right)^{3/4} = 1000$ при $\sigma_q = 0{,}02$.

Рассмотрим полученную формулу применительно к колесу с радиальным входом. Примем в качестве расчетной меридианную скорость.

Выразим скорость v_{1m} через параметры Q, n, $\operatorname{tg}\beta_1$. Подача насоса

$$Q = \frac{\pi D_1^2 v_{1m}}{4}. \qquad (39)$$

Подставив в формулу (39) вместо диаметра D_1 его значение

$$D_1 = \frac{60}{\pi}\,\frac{v_{1m}}{n \operatorname{tg}\beta_1},$$

получим

$$Q = \frac{(60)^2}{4\pi}\,\frac{v_{1m}^3}{h^2 (\operatorname{tg}\beta_1)^2},$$

откуда

$$v_{1m} = \sqrt[3]{Qn^2}\,\sqrt{\operatorname{tg}^2\beta_1}\left(\frac{4\pi}{60^2}\right)^{1/3}.$$

Для того чтобы получить коэффициент кавитации σ'_q для характерной скорости v_{1m}, подставим ее значение в выражение (38) получим

$$\sigma'_q = \frac{H_a - H_s}{\frac{(Qn^2)^{2/3}}{2g}}\left(\frac{60^2}{2\pi}\right)^{2/3}\frac{1}{(\operatorname{tg}\beta_1)^{4/3}}.$$

Взаимосвязь коэффициентов σ_q и σ'_q следующая:

$$\sigma'_q = \frac{K}{(\operatorname{tg}\beta_1)^{4/3}}\sigma_q,$$

где $K = \text{const}$.

Структурно формула для σ'_q подобна формуле для σ_q, так как вместо характерной скорости v_0 принята скорость v_{1m}. В центробежных насосах различают два кавитационных режима. Первый критический режим (в дальнейшем параметры, относящиеся к этому режиму, даны с индексом I) относится к появлению первых признаков влияния кавитации на характеристику насоса. Практически кавитация наступает раньше, однако носит локальный характер и не влияет на характеристику насоса. Для первого критического режима насосов с $n_s < 200$ $C_I = 900 \div 1100$. Есть сведения в литературе о достигнутых значениях $C_I = 1300 \div 1500$.

В технической литературе коэффициент C часто называют **кавитационным коэффициентом быстроходности**, так как его выражение структурно похоже на выражение для n_s:

$$C = \frac{n\sqrt{Q}}{\left(\frac{H_a - H_s}{10}\right)^{3/4}}.$$

Это выражение можно привести к виду

$$C = \frac{5{,}62n\sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}.$$

Значения C вычисляют по номограмме (рис. 66).

Иногда допускают работу насоса во втором критическом режиме.

Рудневым С. С. предложена формула для определения минимального кавитационного запаса в первом критическом режиме:

$$\Delta h_I = 10\left(\frac{n\sqrt{Q}}{C_I}\right)^{4/3}.$$

Коэффициент C_I изменяется в зависимости от формы входной кромки лопастей, их кривизны, шероховатости поверхности и размеров насоса. В расчетах уменьшение C_I иногда определяют в зависимости от изменения гидравлического к. п. д.:

$$C'_I = C_I \frac{\eta'_r}{\eta_r}.$$

В практике моделирования насосов, для которых доминирующим условием является обеспечение требуемой высоты всасывания H_s, при выборе модельного насоса для пересчета выбирать рекомендуется расчетный режим Q_p по оптимальным условиям всасывания $\Delta h_{min} = f_1(Q)$ или $C_{max} = f_2(Q)$.

Моделирование производят следующим образом:

1) подбирают модельный насос с характеристикой, удовлетворяющей требуемым условиям всасывания для заданных Q_p, n_{sp};

2) коэффициент пересчета λ определяют по подачам натурного и модельного насосов при $n_{sp} = n_{sм}$:

$$\frac{Q_p}{Q_м} = \frac{n_н D_н^3}{n_м D_м^3};$$

3) пересчитывают размеры модельного насоса по полученному коэффициенту λ и строят характеристику натурного насоса по формулам подобия;

4) если построенная характеристика H — Q натурного насоса не удовлетворяет требуемой, то определяют насколько надо увеличить или уменьшить наружный диаметр колеса (см. гл. IV).

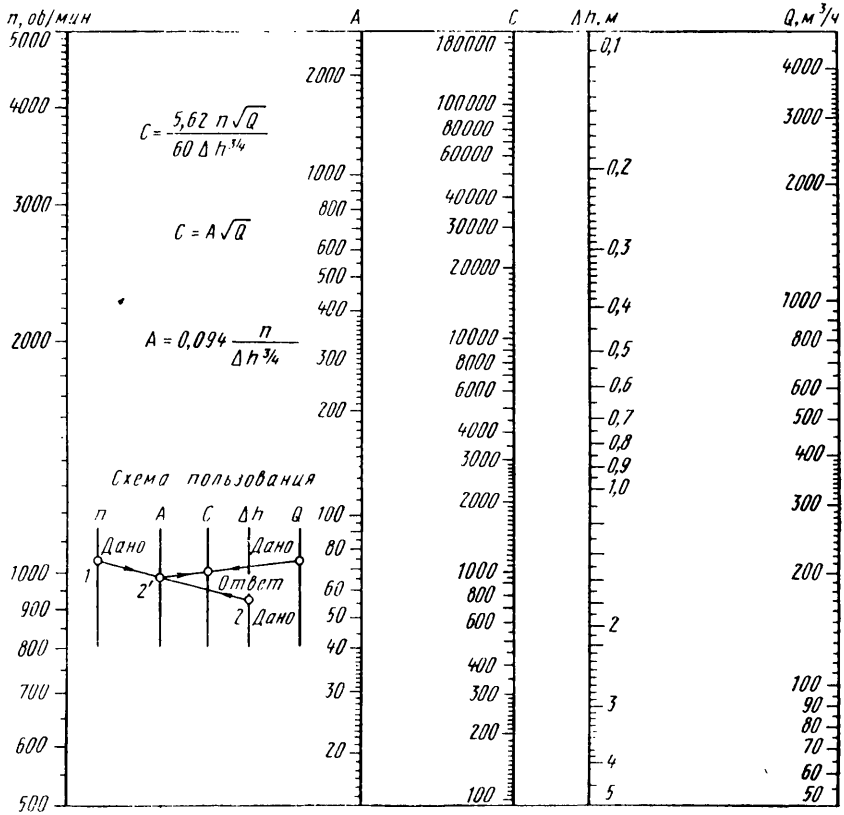


Рис. 66. Номограмма для определения коэффициента C

Кавитационный запас определяется динамикой потока в насосе. Поэтому он подобно напору насоса приближенно подчиняется закону подобия

$$\frac{\Delta h_м}{\Delta h_н} = \lambda^2 \left(\frac{n_м}{n_н}\right)^2.$$

Проходной вал насоса ухудшает кавитационные качества насоса. Поэтому рекомендуется увеличивать K_0 до значения 4 — 4,5. При этом зона использования насоса перемещается в зону больших подач $\left(D_0 = K_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}\right)$.

Коэффициент K_0 для лопастных колес, не рассчитываемых на кавитационные условия, не должен быть больше 4,3. Принимают значительно меньшие значения $K_0 = 3{,}7 \div 3{,}8$, особенно для многоступенчатых насосов (для второй и последующих ступеней).

Анализ показывает, что если на входе $rv_u \neq 0$, то диаметр входной воронки D_0 должен быть несколько больше, чем при бесциркуляционном потоке на входе. Подкрутка потока на входе не ухудшает кавитационных качеств насоса (C_1 иногда даже несколько возрастает).

Необходимо отметить, что анализ выполнен для обычных колес и не относится к колесам, которые работают при начальной кавитации и для которых первый кавитационный режим по подачам сильно отличается от второго кавитационного режима.

Минимальный кавитационный запас часто подсчитывают по формуле [53]

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{v_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{w_1^2}{2g}.$$

Для насосов средние значения коэффициентов при безударном входе принимают равными $\lambda_1 = 1{,}2$ и $\lambda_2 = 0{,}3$. Для малых n_s принимают $\lambda_1 = 1{,}4$ и $\lambda_2 = 0{,}085$.

Аналогичное выражение для Δh получено во ВНИИГидромаше [71]:

$$\Delta h = (1 + \lambda) \frac{v_{1m}^2}{2g} + \lambda \frac{u_1^2}{2g},$$

где $\lambda = 1{,}2 \frac{v_0}{u_1} + \left(0{,}07 + 0{,}42 \frac{v_0}{u_1}\right)\left(\frac{s_0}{s} - 0{,}615\right)$ [здесь s_0 — толщина входной кромки лопасти].

По выбору величины λ_2 имеются значительные расхождения, что обусловливается сложностью картины относительного потока на входе.

А. А. Ломакин [18] для приближенного определения кавитационного запаса на входе в рабочее колесо осевого насоса рекомендует выражение

$$\Delta h_1 = h_{\text{дин}} = \frac{1}{2g}\left\{\left[\left(1 + \frac{C_{\text{ур}}}{\pi}\right)\left(1 + \frac{4s_{\max}}{\pi l}\right)\right]^2 \left[(k_1 v_{z0})^2 + \left(u - \frac{v_{2u}}{2}\right)^2\right] - u^2\right\}.$$

Значения Δh_1 и Δh_{11} определяют по кавитационным характеристикам, построенным по результатам кавитационных испытаний насоса (см. гл. IV).

ПУТИ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ИЛИ ОСЛАБЛЕНИЯ КАВИТАЦИИ

Уменьшить вредное влияние кавитации можно впуском воздуха во всасывающий трубопровод, увеличением диаметра и укорочением подводящего трубопровода, уменьшением подачи или частоты вращения.

Кавитационные качества насосов зависят от его параметров. Увеличение числа лопастей рабочего колеса насоса с высоким n_s или уменьшение его в насосах с низким n_s приводит к уменьшению кавитационного запаса на входе.

Увеличение диаметра D_0 приводит к уменьшению скорости v_0, а уменьшение β_1 — к снижению w_1, что уменьшает Δh_l. С точки зрения улучшения кавитационных качеств оптимальное значение $\beta_1 = 18 \div 20°$. Для уменьшения Δh_l необходимо обеспечить равномерное распределение скоростей на входе в рабочее колесо.

Входные элементы лопастей рабочего колеса можно спроектировать так, что они будут создавать вторичные токи на входе,

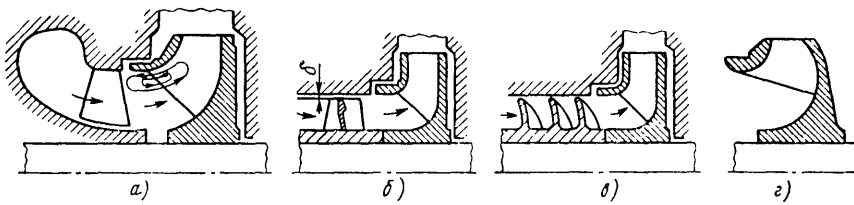


Рис. 67. Конструктивные пути повышения кавитационных качеств центробежных насосов

подкручивающие основной поток непосредственно перед входом на лопасть. Предварительное закручивание потока за счет внутренней энергии снижает Δh_l. Для предотвращения закрутки всего потока, что связано с большой затратой энергии, устанавливают неподвижные лопатки (рис. 67, *а*). Применение такой конструкции позволяет получить колеса с $C_{кр} = 1200 \div 1500$. Закрутка потока внешними силами (направляющим аппаратом) приводит к увеличению Δh_l.

Эффективным мероприятием по повышению антикавитационных качеств насоса является установка перед рабочим колесом первой ступени предвключенного осевого колеса (рис. 67, *б*) или шнека (рис. 67, *в*). Предвключенное колесо или шнек создает дополнительный подпор на входе в центробежное колесо, обеспечивая бескавитационную его работу. Само устройство работает в условиях развитой кавитации или суперкавитации, что, несмотря на применение специальных материалов, приводит к кавитационному разрушению его. Для уменьшения кавитационных разрушений применяют мероприятия, несколько снижающие гидродинамические качества предвключенных устройств. Эффективным мероприятием является увеличение радиального зазора δ между лопастями и втулкой или выполнение клиновидного уступа на тыльной стороне лопасти. Применение предвключенных колес позволяет довести коэффициент C до значений $C_{кр} = 2500 \div 3000$ и выше.

При применении «бочкообразной» формы меридианной проекции с отношением площади живого сечения при входе на лопасть к площади входной воронки $F_1/F_0 = 2 \div 2{,}5$ снижается Δh_l

за счет уменьшения нагрузки на входные элементы лопасти (рис. 67, *г*). Входная кромка заостряется, что приводит к срыву потока с поверхности лопасти и нарушению картины потенциального потока. При этом не возникает характерного минимума эпюры давления при обтекании лопасти. Значение коэффициента $C_{кр}$ для таких колес доходит до 2200. Однако форма меридианной проекции не способствует достижению высокого к. п. д. рабочего колеса, а заострение кромки отрицательно сказывается на долговечности колеса.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАСЧЕТУ КОЛЕС С ВЫСОКИМИ КАВИТАЦИОННЫМИ КАЧЕСТВАМИ

Основные размеры рабочих колес лопастных насосов определяют обычными методами. На основании многочисленных экспериментальных данных можно рекомендовать оптимальные геометрические соотношения элементов входа с точки зрения кавитации.

Коэффициент входа в рабочее колесо принимают $K_0 = 4{,}0 \div 4{,}5$. Характерный параметр входа $Q/(nD_0^3)$ принимают равным [71]: для обычных колес — 0,028—0,023; для колес с повышенными кавитационными качествами — 0,0125—0,01, а с высокими кавитационными качествами — 0,007—0,0055.

Ширину лопасти на входе b_1 выбирают по соотношению

$$0{,}3 \leqslant \frac{b_1}{D_0} \sqrt{\varkappa} \leqslant 0{,}7 \div 0{,}75,$$

где $\varkappa = 1 + (d_{вт}/D_0)^2$.

При наличии полуспирального подвода для расчетного сечения $K_п = 2{,}5 \div 3$.

Г. Ф. Проскура, основываясь на законе распределения давления по профилю и на недопустимости снижения местного давления до давления парообразования, определил требуемую высоту периферийного профиля лопасти рабочего колеса осевого насоса:

$$l_z \geqslant \frac{2\pi v_z}{z\omega\eta_г\left(\sigma_{II} - K_{v_z}^2\right)}.$$

Напор предвключенного насоса выбирают из условия

$$h_1 + H_{п.к} \geqslant \Delta h_{у.к1},$$

где h_1 — минимальный избыточный подпор сверх упругости паров перед предвключенным колесом; $H_{п.к}$ — статический напор, создаваемый предвключенным колесом; $\Delta h_{у.к1}$ — минимальный кавитационный запас центробежного колеса.

Решетку предвключенного колеса рассчитывают обычными методами (см. гл. III) с учетом корректирующих факторов. Для упрощения технологии изготовления предвключенные колеса, особенно малых размеров, выполняют с лопастями, имеющими винтовую поверхность, рассчитанную по среднему радиусу $r_{ср} = (R_0 + r_{вт})/2$. Напор такого колеса

$$H_т = 0{,}45 \frac{\omega^2 R_0^2}{g} \left(1 - \frac{2\pi v_{m\,ср}}{\omega P}\right),$$

где P — шаг нарезки.

ГЛАВА IV

ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ. РАБОТА НАСОСОВ В СИСТЕМЕ. РЕГУЛИРОВАНИЕ

ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКАЯ НАПОРНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ

Для любого режима работы насоса (Q_x) выражение действительного напора $H_x = H_{тх} - \sum h_{пх}$ можно привести к виду [45]

$$H_x = k_1 n_x^2 + k_2 n_x Q_x + k_3 Q_x^2, \qquad (40)$$

где k_1, k_2 и k_3 — коэффициенты, постоянные для данного насоса.

Графически выражение (40) представляет собой гиперболический параболоид, главная ось которого совпадает с осью H_x (в координатной системе H—Q), а вершина — с началом координат. Геометрическое изображение зависимости $H = f(Q, n)$ дает возможность получить характеристическую напорную поверхность, по которой можно определить напор при различных условиях работы насоса (рис. 68, *а*).

Наибольший интерес для практики представляет часть характеристической поверхности, лежащая в I квадранте (положительные значения Q, H, n). На рис. 68, *а* эта часть поверхности изображена сплошными линиями. Причем плоскость H—Q считается прозрачной, остальные координатные плоскости — непрозрачны.

Плоскость симметрии характеристической поверхности проходит через ось ординат и образует угол φ с осью абсцисс:

$$\operatorname{tg} 2\varphi = \frac{2k_2}{k_3 + k_1}.$$

Плоскость симметрии пересекает характеристическую поверхность по параболе OM.

Для анализа условий эксплуатации насоса важное значение имеют характерные сечения характеристической поверхности.

Сечения $n = \text{const}$ (рис. 68, *б*) плоскостями, параллельными плоскости Q—H, дают ряд парабол (n_{I}, n_{II}, ...), которые называются **напорными характеристиками насосов.**

Зависимости $H = f(Q)$ при $n = \text{const}$ в общем случае представляют собой параболы с точкой максимума, которая смещена на некоторое расстояние от начала координат по оси абсцисс.

Так как форма парабол определяется для данного насоса параметром $p = 1/(2k_3)$, то они при разных частотах вращения являются конгруентными кривыми.

Совместив полученные напорные характеристики в одной плоскости на основании свойств конгруентности получим важный для практики вывод: точки, соответствующие параметрам подобных

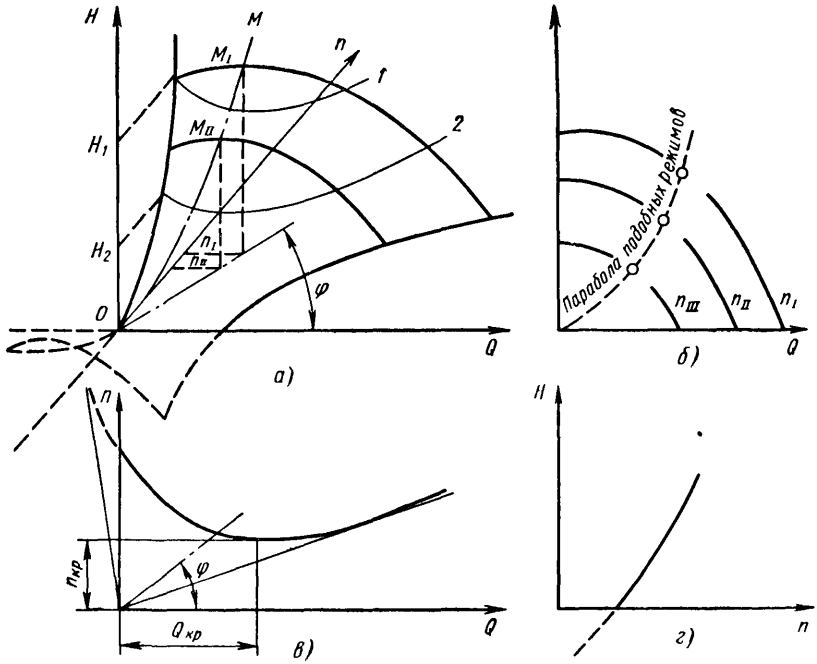


Рис. 68. Характеристическая напорная поверхность и ее сечения

режимов при изменении n, лежат на параболах с вершиной в начале координат, которые называются параболами подобных режимов.

Сечения $H = \text{const}$ (рис. 68, *в*) представляют собой гиперболы (см. рис. 68, *а*, *1*, *2*), асимптоты которых пересекаются на оси ординат, оставаясь параллельными между собой. Они дают возможность провести анализ работы насоса при разной частоте вращения и постоянном напоре. Работа в зоне критических подач $Q_{кр}$ может сопровождаться колебаниями нагрузки (см. рис. 77, *в*).

Сечения $Q = \text{const}$ (рис. 68, *г*) дают параболы, показывающие, как нужно изменять частоту вращения в зависимости от изменения напора для сохранения постоянной подачи.

Качественную оценку формы характеристики можно получить аналитическим путем.

ПОСТРОЕНИЕ НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАСЧЕТНЫМ СПОСОБОМ

Наибольший практический интерес представляет получение напорной характеристики при $n = \text{const}$. Вначале рассмотрим наиболее простой случай радиального входа жидкости в колесо $v_{1u} = 0$.

Если в уравнение (5) подставим значения составляющих из треугольника скоростей (см. рис. 10), то получим

$$H_{T\infty} = \frac{u_2}{g}\left(u_2 - \frac{Q_x \operatorname{ctg}\beta_2}{\pi D_2 b_2}\right).$$

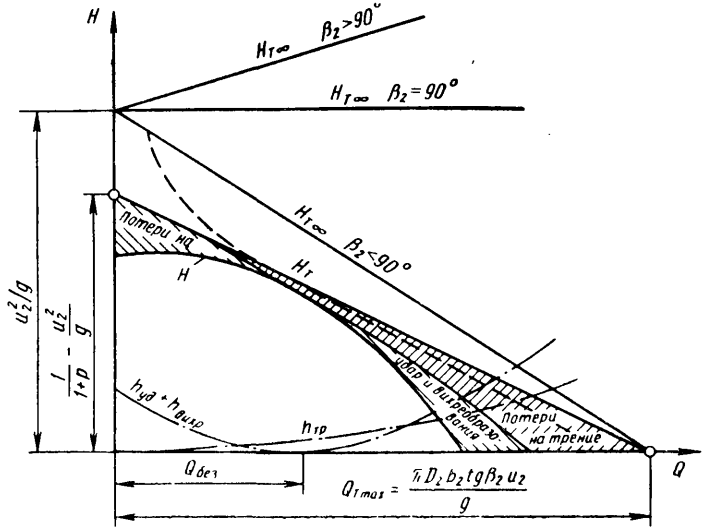


Рис. 69. Расчетное построение напорной характеристики

Для конкретного насоса при $n = \text{const}$ зависимость $H_{T\infty} = f(Q)$ будет линейной (рис. 69).

Так как в насосах применяют лопасти с углами выхода $\beta_2 \ll 90°$, рассмотрим построение напорной характеристики, используя прямую $H_{T\infty}$ для $\beta_2 < 90°$. При конечном числе лопастей и работе на идеальной жидкости зависимость $H_T = f(Q)$ также представляет собой прямую линию. Лишь в зоне недогрузки вследствие возникновения обратных токов кривая H_T возрастает асимптотически по направлению к оси ординат (штриховые линии). Экспериментально доказано, что прямая H_T проходит почти параллельно прямой $H_{T\infty}$, несколько сближаясь с ней в зоне подач $Q_{T\max}$.

К. Пфлейдерер [45] предлагает упрощенный способ построения прямой $H_T = f(Q)$.

Принимая коэффициент уменьшения напора p не зависящим от подачи, получаем

$$H_т = \frac{1}{1+p}\frac{u_2}{g}\left(u_2 - Q\frac{\operatorname{ctg}\beta_2}{\pi D_2 b_2}\right). \qquad (41)$$

Если ввести в рассмотрение подачу, соответствующую безударному входу в направляющий аппарат и в рабочее колесо $Q_{без} = \pi D_2 b_2 v_{2m}$, то выражение (41) можно привести к виду

$$H_т = \frac{1}{1+p}\frac{u_2^2}{g}\left[1 - \frac{Q}{Q_{без}}\frac{\operatorname{ctg}\beta_2}{(1+p)\operatorname{ctg}\alpha_3 + \operatorname{ctg}\beta_2}\right]. \qquad (42)$$

На основании выражений (41) и (42) строят прямую $H_т = f(Q)$. Для определения расчетным способом действительного напора необходимо для каждой подачи от значения $H_т$ вычесть суммарные гидравлические потери в насосе. Определение потерь в элементах проточной части связано с большими трудностями.

Гидравлические потери в проточной части можно разделить на две группы.

1. Потери на трение

$$h_{тр} = K_{тр}Q^n.$$

Показатель степени $n = 1{,}75 \div 2$. Для простоты чаще всего принимают квадратичную зависимость. Параболу $h_{тр} = f(Q)$ можно построить по двум точкам: при $Q = 0$ $h_{тр} = 0$; при $Q = Q_{без}$ $h_{тр} = (1 - \eta_г) H_т$. При этом считают, что в режиме безударного натекания суммарные потери примерно равны потерям на трение.

Ординаты параболы $h_{тр} = f(Q)$ вычитают из соответствующих ординат точек $H_т$ и получают кривую $(H_т - h_{тр}) = f(Q)$, которая также представляет собой параболу с уравнением:

$$H_т - h_{тр} = (1 - \eta_г) H_т \left(\frac{Q}{Q_{без}}\right)^2.$$

2. Потери на удар и вихреобразование при отклонении режима от расчетного ($Q_р \approx Q_{без}$)

$$h_{уд} + h_{вихр} = K_{уд}(Q_{без} - Q)^2.$$

Коэффициент $K_{уд}$ выбирают по аналогии с коэффициентами для выполненных насосов. Строят параболу $h_{уд} + h_{вихр} = f(Q)$ с минимумом $h_{уд} + h_{вихр} = 0$ при $Q = Q_{без}$. Вычитая ординаты параболы вихревых потерь из соответствующих ординат кривой $(H_т - h_{тр}) = f(Q)$, получают кривую действительного напора $H = f(Q)$.

К. Пфлейдерер [45] для насосов с направляющим аппаратом при условии совпадения режимов безударного натекания для колеса и отвода рекомендует значение $h_{уд} + h_{вихр}$ при $Q = 0$ определять по выражению

$$h_{уд} + h_{вихр} = \frac{\varphi}{2g}\left[u_1^2 + \left(\frac{u_2}{1+p}\frac{D_2}{D_4}\right)^2\right]\left(1 - \frac{Q}{Q_{без}}\right)^2.$$

Коэффициент удара $\varphi = 0{,}5 \div 0{,}7$. Примерно такие же значения φ можно принимать и для насосов со спиральными отводами.

При наличии закрутки потока на входе в рабочее колесо ($\alpha_1 \neq 90°$) теоретический напор

$$H_т = H_{т1} \pm H_{тu}. \qquad (43)$$

Первый член выражения (43) соответствует значению $H_т$ при $\alpha_1 = 0$, второй зависит от величины и направления скорости v_{1u}. Изменение теоретического напора за счет закрутки потока определяется выражением

$$H_{тu\,max} = \frac{u_2^2}{g(1+p)} \frac{b_2}{b_1} \frac{\operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}\alpha_1} \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1},$$

где t_1 — шаг лопастей на входе в рабочее колесо; σ_1 — толщина лопасти на входе (см. рис. 16).

Напорные характеристики, построенные расчетным способом (рис. 70), позволяют предварительно судить о величине напора в расчетной точке и о форме кривой $Q - H$ для вновь проектируемого насоса.

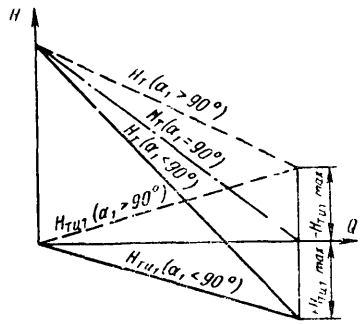


Рис. 70. Построение зависимости $H_т - Q$ при наличии циркуляции на входе

Используя выражение для потерь энергии, К. Пфлейдерер [45] предлагает выражения для постоянных k_1, k_2 и k_3 уравнения (40) характеристической поверхности:

$$k_1 = \frac{\pi^2}{g^2 \cdot 60^2}\left[\frac{D_3^2}{1+p} - \frac{\varphi}{2} D_1^2 - \frac{\varphi}{2}\frac{D_3^2}{D_4^2}\frac{1}{(1+p)^2}\right];$$

$$k_2 = \frac{1}{120g}\left[-\frac{\operatorname{ctg}\beta_2}{b_2(1+p)} + \varphi\frac{D_3^2}{D_4^2}\frac{(1+p)\operatorname{ctg}\alpha_3 + \operatorname{ctg}\beta_2}{b_2(1+p)} + \right.$$

$$\left. + \varphi\frac{\operatorname{ctg}\beta_1}{b_1}\frac{t_1}{t_1 - \sigma_1}\right];$$

$$k_3 = \frac{1-\eta_г}{g}\frac{(1+p)\operatorname{ctg}\alpha_3 + \operatorname{ctg}\beta_2}{\pi^2 D_3^2 b_2^2}\operatorname{ctg}\alpha_3 +$$

$$+ \frac{\varphi}{2g}\left[\frac{(1+p)\operatorname{ctg}\alpha_3 + \operatorname{ctg}\beta_2}{(1+p)\pi D_4 b_2}\right]^2 + \frac{\varphi}{2g}\cdot\left(\frac{\operatorname{ctg}\beta_1}{\pi D_1 b_1}\right)^2\left(\frac{t_1}{t_1 - \sigma_1}\right)^2.$$

ВИДЫ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Для оценки эксплуатационных качеств насоса наиболее удобно пользоваться характеристиками, полученными в результате испытаний насосов (см. гл. VII). В практике насосостроения нашли применение следующие характеристики.

Характеристика насоса (рис. 71, *а*) — это графическая зависимость основных технических показателей H, N, η от подачи при

постоянной частоте вращения, вязкости и плотности перекачиваемой среды на входе в насос. Зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется длительная его эксплуатация, называется рабочей частью характеристики (ограничена знаком 5). Рабочая часть характеристики, как правило, определяется зоной снижения к. п. д. на 2—3% от максимального его значения.

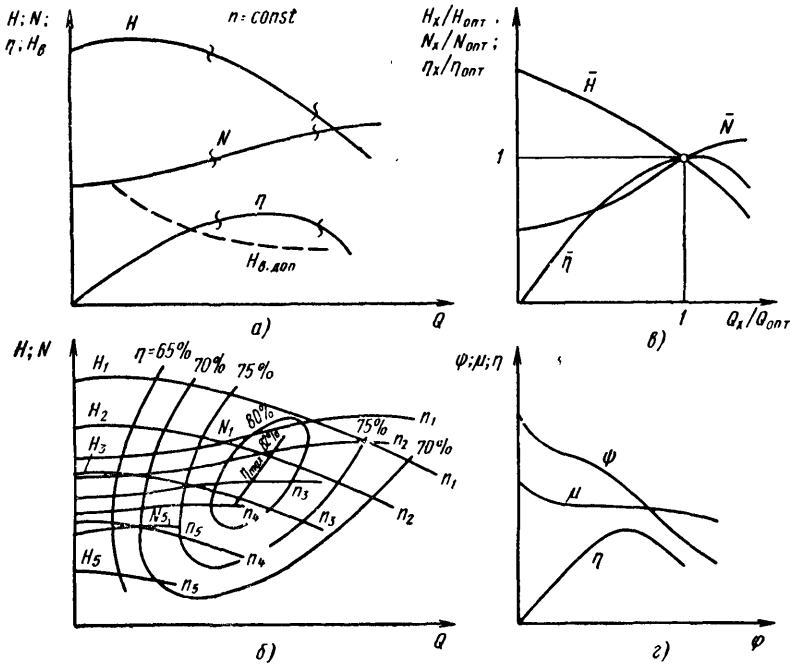


Рис. 71. Виды характеристик насосов

Мощность холостого хода N_0 при $Q = 0$ и вид кривой $N = f(Q)$ зависят от типа насоса и n_s. Полезная мощность при $Q = 0$ равна нулю, поэтому и к. п. д. насоса равен нулю.

Формы кривых $H = f(Q)$, $N = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$ в значительной мере зависят от n_s. Иногда характеристика насоса выражается одной кривой $H = f(Q)$, на которую нанесены точки с определенными значениями к. п. д. По этим значениям можно вычислить мощность насоса.

Для полной оценки эксплуатационных качеств насоса, включая всасывающую способность, на характеристики наносят кривую $H_{в.\ доп} = f(Q)$, которую строят по результатам кавитационных испытаний насоса (см. гл. VII).

Регулировочную (универсальную) характеристику (рис. 71, *б*) получают путем испытания насоса при $n = \text{var}$. На график наносят кривые $H = f(Q)$, $N = f(Q)$ для различных частот вращения.

На кривых $H = f(Q)$ отмечают точки равного к. п. д., которые соединяют линиями $\eta = \text{const}$. По характеристике легко можно определить n, η и N для любого сочетания параметров Q и H.

Регулировочную характеристику с достаточной точностью можно построить, имея экспериментально полученную характеристику насоса при одном значении n, используя уравнения подобия (12) при $\lambda = 1$. Точность пересчета несколько снижается при $n_i/n > 2$. По полученным кривым $H_i = f(Q)$, $N_i = f(Q)$ строят зависимость $\eta_i = f(Q)$. Мощность трения в подшипниках и сальниках определяют расчетным путем (см. гл. VI).

Уравнение параболы подобных режимов имеет вид

$$H_i = \frac{H}{Q^2} Q_i^2 = \text{const}\, Q_i^2.$$

Парабола подобных режимов является также линией постоянного внутреннего к. п. д. $\eta_{вн} = \text{const}$.

Относительная характеристика (рис. 71, *в*) получается пересчетом характеристик насоса. В качестве масштаба используются значения параметров насоса в оптимальных режимах. Пересчет производится по выражениям

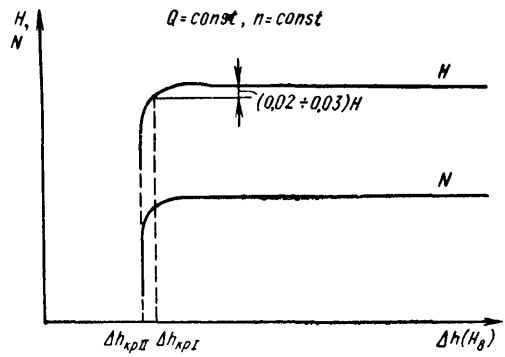


Рис. 72. Кавитационная характеристика насоса

$$\bar{Q}_x = \frac{Q_x}{Q_{опт}}; \quad \bar{H}_x = \frac{H_x}{H_{опт}}; \quad \bar{N}_x = \frac{N_x}{N_{опт}}; \quad \bar{\eta}_x = \frac{\eta_x}{\eta_{опт}}.$$

индекс x означает произвольный режим насоса.

Безразмерные характеристики (рис. 71, *г*) удобно использовать для сопоставления насосов различных типов. Они дают связь между безразмерными коэффициентами φ, ψ, μ (см. «Критерии подобия насосов. Безразмерные коэффициенты»).

Полная круговая характеристика дает взаимосвязь между основными параметрами в четырех квадрантах. Полные круговые характеристики получают экспериментальным путем при испытании агрегата в различных режимах работы. Известны работы, в которых приведены методы аналитического построения полных круговых характеристик и анализа баланса энергии при особых условиях работы насоса [18, 46, 68].

Кавитационная характеристика (рис. 72) определяется экспериментально минимум для трех режимов работы насоса: $Q = Q_{опт}$; $Q \geqslant 1{,}25Q_{опт}$; $Q \leqslant 0{,}75Q_{опт}$. По данным испытаний строится зависимость $H_{в.\,доп} = f(Q)$ (см. рис. 71, *а*).

Характеристика самовсасывания представляет собой графическую зависимость подачи газа (газожидкостной смеси), удаляе-

мого насосом из подводящего трубопровода, от давления на входе в насос.

Поле насоса (рис. 73) строится в логарифмическом масштабе и охватывает требуемый для данной области диапазон параметров Q и H. На поле наносят как действительные напорные характеристики выпускаемых насосов, так и расчетные характеристики

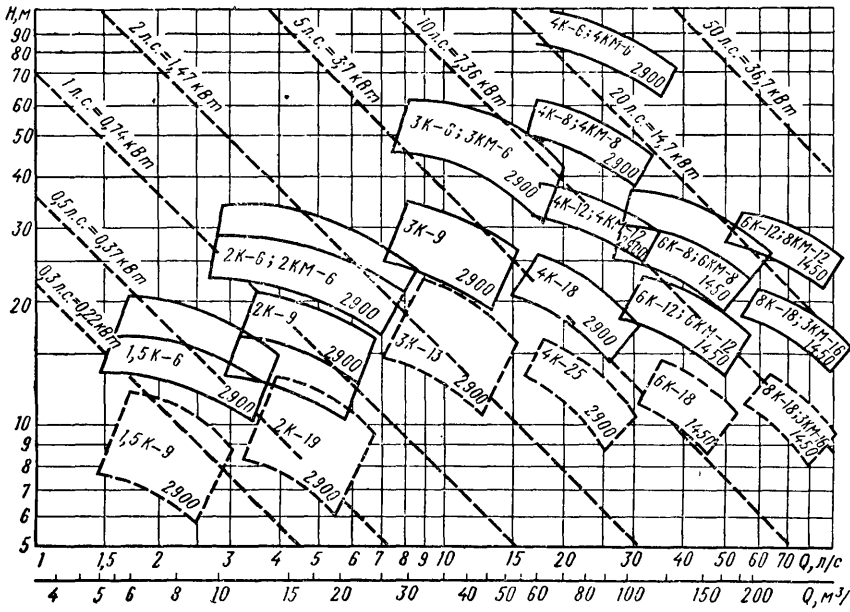


Рис. 73. Поле характеристик консольных насосов

насосов, подлежащих освоению. Требуемый диапазон $Q—H$ стремятся покрыть минимальным числом типоразмеров насосов. Основные параметры насосов (Q, H) берут в соответствии с рядом предпочтительных чисел: границы Q и H для каждого насоса предусматривают его работу в зоне оптимальных режимов по к. п. д., всасывающей способности и т. д. На характеристиках наносят условное обозначение насоса, частоту вращения, границу изменения к. п. д. и линии постоянной мощности.

ФОРМА НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Определенному значению n_s лопастного насоса присуща своя специфическая форма напорной характеристики $Q—H$. Всякое искусственное изменение формы кривой $H = f(Q)$, как правило, вызывает снижение к. п. д. насоса. В общем случае эта кривая представляет собой параболу, максимум которой располагается в точке $0 < Q_{H_{max}} < Q_{опт}$ (рис. 74, *а*). Часть кривой при $Q =$

$0 \div Q_{H_{max}}$ называется западающим участком напорной характеристики. В зоне $Q > Q_{H_{max}}$ располагается ниспадающий участок напорной характеристики.

Форма характеристики характеризуется зоной западания напорной характеристики ($Q_{H_{max}}/Q_{опт}$); глубиной зоны западания $[(H_{max} - H_0)/H_{max}]$; крутизной $[(H_{max} - H_{опт})/H_{опт}]$.

По крутизне напорные характеристики разделяют на пологие (крутизна менее 1,15) и крутопадающие. Требуемая крутизна характеристики обычно определяется условиями работы насоса в системе и способом регулирования подачи. Крутизну напорной

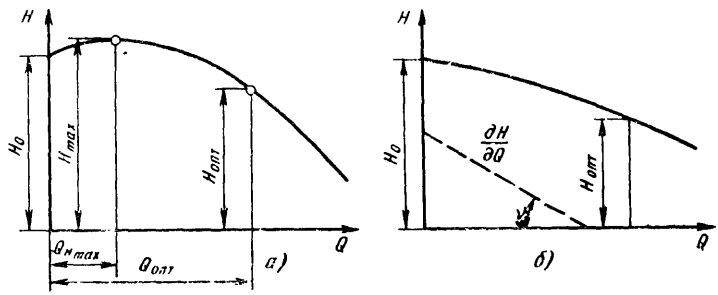


Рис. 74. Форма напорной характеристики

характеристики можно определить для любой ее части. Вместо оптимальных необходимо брать параметры в рассматриваемой точке (Q_x и H_x).

В некоторых случаях, например, при параллельной работе нескольких насосов на общую сеть, необходимо иметь стабильную (непрерывно падающую) форму напорной характеристики (рис. 74, *б*). В этом случае $Q_{H_{max}} \leqslant 0$. Для определения крутизны характеристики вместо значения H_{max} используют параметр H_0.

Насосам с коэффициентом $n_s \geqslant 120$ присуща стабильная форма кривой $H = f(Q)$. Чтобы получить стабильную форму этой кривой для насосов с $n_s < 100$, требуется провести ряд мероприятий.

Характеристики диагональных и осевых насосов имеют специфичную форму (см. рис. 11, *б*). Ввиду различной длины линий [illegible] у основного (втулки) и покрывающего (на периферии) дисков [illegible] личные элементы лопасти совершают разную работу, что [illegible]ечно проявляется на недогрузочных режимах [45]. В результате этого на входе в рабочее колесо и выходе из него возникают [illegible] обратных токов, которые способствуют возрастанию гидравлической мощности обратных токов (тормозной мощности). [illegible]ие малых подач кривая $H = f(Q)$ для осевых и диагональных [illegible]ов резко загибается вверх. Часто при подачах $Q < Q_{опт}$ имеет точку перегиба, образуя характерную седловину. [illegible]ина напорной характеристики таких насосов значительно [illegible], чем насосов средней и низкой быстроходности.

В соответствии с напорной характеристикой кривая мощности также имеет максимальное значение при нулевой подаче. Рабочая часть характеристики располагается в довольно узкой зоне подач, так как кривая к. п. д. также довольно резко снижается при отклонении подачи от оптимальной в сторону недогрузки и перегрузки.

ПУТИ ПОЛУЧЕНИЯ СТАБИЛЬНОЙ ФОРМЫ НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Стабильную форму напорной характеристики можно получить, изменив геометрические и гидродинамические параметры проточной части. В общем случае необходимо уменьшить гидравлические потери на недогрузочных режимах, предотвратить возникновение срывных явлений, или увеличить наклон линии $H_т = f(Q)$. При этом важным условием является незначительное уменьшение к. п. д. в рабочей части характеристики. Следует заметить, что для насосов, перекачивающих горячие жидкости, получение стабильной кривой $H = f(Q)$ встречает дополнительные трудности.

Вопросам получения стабильной формы характеристики посвящено большое количество работ. Однако вследствие сложности процессов, определяющих форму характеристики, влияния на нее большого числа факторов, получить однозначные рекомендации, пригодные для различных конкретных условий, часто не представляется возможным.

Остановимся на некоторых возможных направлениях решения этой задачи. Из условия равенства нулю первой производной по подаче выражения (40) характеристики насоса можно определить абсциссу $Q_{H_{max}}$ (см. рис. 74, *а*)

$$Q_{H_{max}} = -\frac{k_2 n}{2k_3}.$$

Для получения стабильной формы кривой $H = f(Q)$ необходимо выполнение условия $Q_{H_{max}} = 0$. Так как $n \neq 0$, должен быть равен нулю коэффициент k_2. Если в выражение для k_2 подставить численные значения постоянных величин и коэффициента потерь на удар, то можно видеть, что на положение точки $Q_{H_{max}}$ большое влияние оказывает угол β_2.

Для получения стабильной напорной характеристики некоторые авторы рекомендуют принимать углы лопасти на выходе $\beta_2 = 18 \div 20°$. При таких значениях β_2 снижается энергоемкость колеса, что требует обычно увеличения D_2. В то же время известен ряд ступеней с $n_s = 50 \div 70$, которые имеют стабильную форму кривой $H = f(Q)$ при углах β_2 около 30°. Это достигается главным образом путем введения определенной закрутки на входе в рабочее колесо и согласованием элементов рабочего колеса

и отвода [33]. Предельное значение β_2 (рад.) для ступеней с $n_s = 80 \div 120$ равно

$$\beta_{2\text{пред}} = (0{,}239 \div 0{,}297)\, n^{/6}.$$

Меньшее значение постоянной в скобках соответствует $z = 7$, большее — $z = 8$.

Крутизна напорной характеристики зависит от наклона прямой $H_1 = f(Q)$. По выражению (41) можно определить влияние некоторых геометрических параметров на наклон этой прямой. Так, например, увеличение D_2 приводит к параллельному смещению прямой $H_т = f(Q)$, а увеличение b_2 — к более пологой характеристике, аналогично увеличению β_2.

К. Пфлейдерер [45] для оценки крутизны напорной характеристики рекомендует ввести параметр $q = v_{2m}/u_2$. Для получения стабильной формы напорной характеристики должно выполняться условие $q \geqslant 0{,}3$.

Проследим влияние некоторых других параметров ступени на крутизну характеристики насоса.

Зависимость $\partial H/\partial Q = f(Q)$ представляет собой прямую, пересекающую ось абсцисс под углом ν (см. рис. 74, *б*):

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{\partial^2 H}{\partial Q^2} = -2k_3.$$

Для изменения крутизны напорной характеристики необходимо соответственно изменять значение k_3, варьируя входящие в него параметры. Экспериментально можно определить оптимальные соотношения между геометрическими параметрами ступени, удовлетворяющими требованиям стабильной формы, нужной крутизны напорной характеристики при допустимом уровне экономичности [31]. Определить оптимальные значения постоянных k_2, k_3 можно апроксимацией действительных характеристик выполненных насосов с требуемой формой кривой $H = f(Q)$ при помощи ЭВМ [21].

Ниже приводятся некоторые рекомендации по выбору важнейших геометрических и гидродинамических параметров для получения стабильной формы кривой Q—H.

Рабочее колесо. Число лопастей рабочего колеса выбирают в пределах $z = 6 \div 8$. Определение z из условия минимума снижения напора из-за гидравлических потерь и действия осевого вихря подтвердило правильность этих рекомендаций [39].

Относительную ширину принимают равной $b_2/D_2 = 0{,}04 \div 0{,}07$. При меньших значениях b_2/D_2 увеличивается крутизна кривой $H = f(Q)$, при этом может произойти значительное снижение к. п. д. Уменьшение к. п. д. при обужении рабочего колеса можно оценить выражением [2]

$$\eta' = \eta \left(\frac{b_2'}{b_2}\right)^{1/3},$$

где b_2' — ширина рабочего колеса на выходе после уменьшения b_2/D_2.

В работе Д. Я. Алексопольского и В. В. Малюшенко [3] приведен один из возможных методов пересчета напорных характеристик при изменении b_2/D_2. Пересчет следует производить по действительной ширине активного потока $b_{2п} = b_2 - 2\delta$ с учетом толщины пограничного слоя δ на основном и покрывающем дисках.

Пространственная форма лопасти с затянутой во входную воронку входной кромкой обеспечивает более благоприятные условия обтекания по сравнению с цилиндрической даже при сравнительно узких колесах с низким n_s. Форма лопасти между входом и выходом также оказывает влияние на форму кривой $H = f(Q)$ Для получения стабильной формы можно рекомендовать одевать скелет лопасти профилем, мало чувствительным к изменениям углов атаки. На расчетном режиме следует принимать малые углы атаки, вплоть до отрицательных.

При работе насоса в зоне понижения подач перед рабочим колесом образуется значительная закрутка потока. Ликвидация ее неподвижными лопатками приводит к увеличению крутизны кривой $H = f(Q)$ [71]. В то же время начальные участки лопастей необходимо проектировать таким образом, чтобы при подачах $Q = (0{,}4 \div 0{,}3)\, Q_{опт}$ образовывались сильные обратные токи, способствующие устранению западающего участка кривой $H = f(Q)$ [51]. Закрутка потока самим колесом мало влияет на крутизну характеристики [11].

При увеличении отношения D_2/D_1 создаются более благоприятные условия для получения стабильной характеристики за счет увеличения H_0 [71, 75]. Коэффициент входа в рабочее колесо необходимо принимать равным $K_{вх} = 3{,}9 \div 4{,}0$, что соответствует значениям постоянной (0,08—0,1) в формуле С. С. Руднева для v_0.

Отводящее устройство. Тип отвода также оказывает влияние на форму напорной характеристики. Для получения стабильной формы кривой $H = f(Q)$ рекомендуется применять спиральный отвод [2, 45, 56]. В отечественном и зарубежном насосостроении для многоступенчатых насосов преобладающее распространение получили лопаточные отводы в виде направляющих аппаратов. Большинство насосов с такими отводами имеет стабильную форму напорной характеристики при достаточно высокой экономичности. Это дает возможность утверждать, что с точки зрения возможности получения стабильной характеристики $H = f(Q)$ оба типа отводов можно считать примерно равноценными.

Направляющий аппарат. Угол установки лопаток α_3 на начальном участке следует принимать на 2—3° меньше угла α_2 для расчетного режима. Входную кромку лопатки следует выполнять относительно толстой и хорошо заоваленной для уменьшения чувствительности к изменению углов атаки [37]. Толщина лопатки

$$s_3 = (0{,}025 \div 0{,}03)\, D_2.$$

Хорошие результаты по форме характеристики дают отводы с переменным углом α_3 по ширине лопатки отвода (пространственная форма), отвечающим структуре потока на выходе из рабочего колеса.

Оптимальный зазор между рабочим колесом и лопатками отвода получается при отношении $D_2/D_3 = (0{,}97 \div 0{,}98)$.

Диффузоры направляющих аппаратов имеют расширение в двух плоскостях. Диффузорность в радиальном направлении не оказывает заметного влияния на форму кривой $H = f(Q)$. Диффузорность в осевом направлении более существенно влияет на потери на недогрузочных режимах. Оптимальное значение осевой диффузорности $\varphi_{общ} = 4 \div 6°$. Общая диффузорность, определенная по приведенным диаметрам, должна составлять $\varphi_{общ} = 7 \div 9°$. При этом отношение площади выходного сечения диффузора к площади входного сечения $F_{2д}/F_{1д} = 1{,}8 \div 2{,}6$.

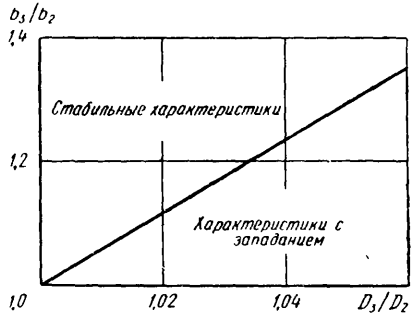


Рис. 75. Зависимость стабильности формы кривой $H = f(Q)$ от отношений D_3/D_2 и b_3/b_2

По мнению некоторых авторов, закрытое сочленение отвода и рабочего колеса ($o_3/b_2 \approx 1$) способствует получению стабильной формы кривой $H = f(Q)$ [45,56]. Известны также примеры использования открытого сочленения ($b_3 \geqslant b_2$) [77]. Отношение b_3/b_2 зависит от отношения D_3/D_2 [77] (рис. 75).

Форма входного сечения в диффузор особого влияния на форму кривой $H = f(Q)$ не оказывает. На практике обычно принимают $a_3/b_3 = 1{,}1 \div 1{,}4$ (здесь a_3 — радиальный размер входного сечения диффузора).

Спиральный отвод. Большой зазор между языком и рабочим колесом способствует возникновению обратных токов и приводит к снижению H_0. Оптимальный зазор можно определить аналогично определению зазора направляющих аппарата, приняв $\zeta_{уд} = 1{,}1 \div 1{,}2$.

Переводные и обратные подводящие каналы. Как следует из уравнения работы рабочего колеса, введением положительной закрутки $v_{1u} \neq 0$ можно значительно влиять на крутизну напорной характеристики. Требуемая закрутка обеспечивается лопатками обратных подводящих каналов. Обычно $z_{о.к} = z_{н.а}$. При $z_{о.к} < 6$ между основными лопатками предусматриваются промежуточные для обеспечения равномерной структуры потока на входе в рабочее колесо.

Средний угол выхода потока с лопаток обратных подводящих каналов α_{0u} не равен углу установки лопаток α_{θ}. Его можно определить приближенно, подсчитав угол отклонения потока кру-

говой решеткой лопаток обратных подродящих каналов [51]. Угол выхода потока $\alpha_{6п}$ также отличается от угла входа $\alpha_{1п}$ из-за влияния подкрутки потока рабочим колесом. Точнее определить $\alpha_{6п}$ и $\alpha_{1п}$ можно лишь экспериментально.

Известно несколько способов устранения незначительного западания кривой $H = f(Q)$. В многоступенчатых насосах последние ступени можно выполнить с более высоким n_s. В лопастях рабочих колес последних ступеней на выходе можно выполнить

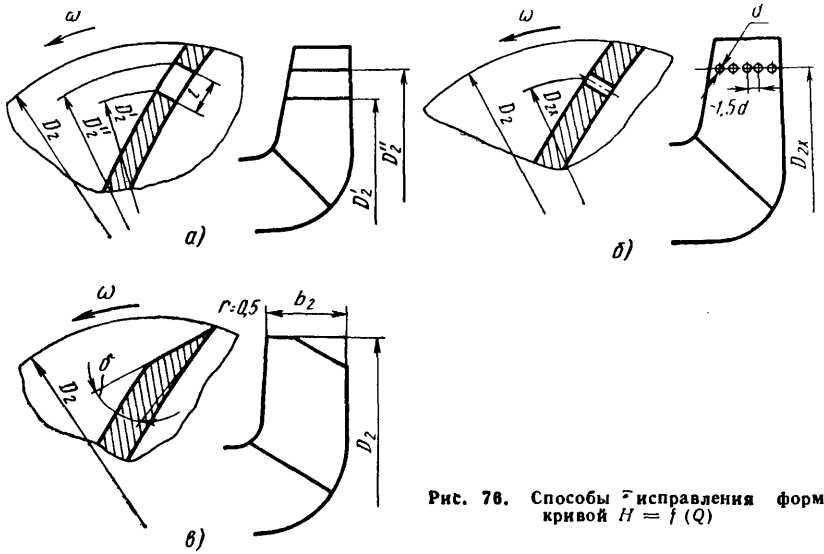


Рис. 76. Способы исправления формы кривой $H = f(Q)$

либо сквозные отверстия (рис. 76, *а*), либо сверления (рис. 76, *б*). Оптимальный диаметр расположения сверлений для колес с $n_s \approx \approx 75$ $D_{2x} = (0{,}8 \div 0{,}85)$ D_2. Диаметр сверлений равен $d = 1{,}5 \div \div 2$ мм. Размер отверстия l можно определить по требуемому значению $\Delta H = H_{max} - H_0$.

Запиловка рабочей стороны лопасти на выходе (рис. 76, *в*) под углом $\delta_{опт} = 6 \div 8°$ способствует ликвидации небольшого западания характеристики с одновременным повышением к. п. д. на 1—1,5%. Косая подрезка лопастей рабочего колеса в меридианном сечении с уклоном в сторону основного диска улучшает форму кривой $H = f(Q)$ (рис. 76, *в*).

Напорные характеристики диагональных и осевых насосов отличаются большой крутизной, но имеют характерную седловину, которая в некоторых случаях может распространяться до подач $(0{,}6 \div 0{,}8)$ $Q_{опт}$. Работа насоса в зоне излома характеристики может быть неустойчивой.

Уменьшить глубину седловины или сместить точку изгиба в зону меньших подач можно специальными мероприятиями.

Введение подкрутки на входе в колесо с помощью направляющего аппарата позволяет создать более благоприятные условия обтекания при малых подачах и улучшить форму характеристики [74].

Для уменьшения провала характеристик осевых и диагональных насосов необходимо: устанавливать на входе перед колесом неподвижные лопатки для ликвидации вторичного вихря (увеличение числа лопаток благоприятно сказывается на форме характеристики, но представляет опасность с точки зрения кавитации); задавать малые значения углов β_1 (углы β_2 практически не влияют на форму кривой $H = f(Q)$, но от его величины зависит напор в зоне оптимальных подач); уменьшить густоту решетки лопастей.

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

В процессе эксплуатации приходится приспосабливать характеристики насосов к конкретным условиям. Для этого наиболее часто уменьшают наружный диаметр рабочего колеса D_2 путем подрезки.

Для насосов спирального типа подрезкой можно в широких пределах изменять характеристики. Уменьшение диаметра на 10—15% от первоначального при $n_s = 60 \div 120$ практически не сказывается на к. п. д. При более высоких n_s снижение к. п. д. становится заметным. Характеристики при подрезке приближенно можно пересчитать по уравнениям подобия. Диаметр колеса после подрезки (при новом значении напора H *) [58]

$$D_2^* = \sqrt{\frac{H^*}{H}(D_2^2 - D_1^2) + D_1^2}.$$

При подрезке изменяется также n_s:

$$n_s^* = n_s \left(\frac{D_2}{D_2^*}\right)^{3/2}.$$

Рабочие колеса с высоким n_s и пространственной формой лопасти обтачивают по прямой, наклонной к основному диску. Диаметр обточки у основного диска примерно на 5% меньше, чем у покрывающего.

В насосах с направляющими аппаратами рабочие колеса, как правило, не подрезают. Однако в некоторых случаях применение подрезки связано с необходимыми условиями эксплуатации. Уменьшение диаметра D_2 в ступени с направляющим аппаратом приводит к более резкому снижению к. п. д. из-за усложнения структуры потока, которая, в свою очередь, зависит от многих конструктивных параметров. Для закрытого сочленения рабочего колеса и отвода ($b_3 \approx b_2$) подрезка обычно не должна пре-

вышать 0,05 D_2. Для открытого сочленения ($b_3 > b_2$) допускается подрезка до (0,1—0,15) D_2.

Изменение параметров при подрезке рабочих колес для взвешенных веществ можно определить по выражениям [10]:

$$\frac{H^*}{H} = \left(\frac{D_2^*}{D_2}\right)^{\alpha}; \quad \frac{Q^*}{Q} = \left(\frac{D_2^*}{D_2}\right)^{\beta},$$

где α и β выбираются в зависимости от числа лопастей: при $z = 4$ $\alpha = 2{,}3$, $\beta = 1{,}6$; при $z = 3$ $\alpha = 2{,}63$, $\beta = 1{,}7$; при $z = 2$ $\alpha = 2{,}46$, $\beta = 1{,}57$.

При проектировании новых насосов часто необходимо также определить влияние изменения отдельных параметров на характеристики.

При изменении ширины лопасти b_2 (обужение колеса) новые характеристики $H = f(Q)$ можно получить, например, по способу, описанному в работе Д. Я. Алексапольского [3]. Для приближенного определения параметров М. Д. Айзенштейн [2] рекомендует использовать зависимости

$$Q^* = Q\left(\frac{b_2^*}{b_2}\right)^{1/2};$$

$$H^* = H\left(\frac{b_2^*}{b_2}\right)^{1/3};$$

$$\eta^* = \eta\left(\frac{b_2^*}{b_2}\right)^{1/3}.$$

Изменять характеристики можно путем изменения меридианного сечения при $b_2 = \text{const}$; $D_2 = \text{const}$; $\beta_2 = \text{const}$, варьируя диаметр D_0. В этом случае

$$Q_{\text{опт}}^* = Q_{\text{опт}}\left(\frac{D_0^*}{D_0}\right)^2;$$

$$N^* = N\left(\frac{D_0^*}{D_0}\right)^2;$$

$$n_s^* = n_s\left(\frac{D_0^*}{D_0}\right)^2.$$

Пропускную способность спирали надо выбирать с учетом изменения

$$A_{2\text{сп}}^* = A_{2\text{сп}}\left(\frac{D_0^*}{D_0}\right)^2.$$

В таком же соотношении $(D_0^*/D_0)^2$ должны изменяться площади промежуточных сечений спирали.

Влияние числа лопастей на характеристики трудно оценить, особенно в рабочих колесах специальной конструкции с $z < 6$.

На характеристики оказывает влияние относительный диаметр втулки $d_{вт}/D_2$, который главным образом зависит от числа ступеней насоса. При пересчете характеристик с модельного насоса на натурный насос необходимо учитывать изменение $d_{вт}/D_2$. Так, например, для ступеней с $n_s = 40 \div 60$ с направляющим аппаратом экспериментально получены зависимости, учитывающие изменение $d_{вт}/D_2$ [42]:

$$Q^* = \lambda^{1,7} Q; \quad H^* = \lambda^{2,39} H;$$

$$N^* = \lambda^{4,05} N.$$

ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОСТИ ПЕРЕКАЧИВАЕМОЙ ЖИДКОСТИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

Ввиду сложной зависимости потерь от вязкости, получить теоретическим путем характеристику насоса, перекачивающего вязкую жидкость, не представляется возможным, даже если известна его характеристика при работе на воде.

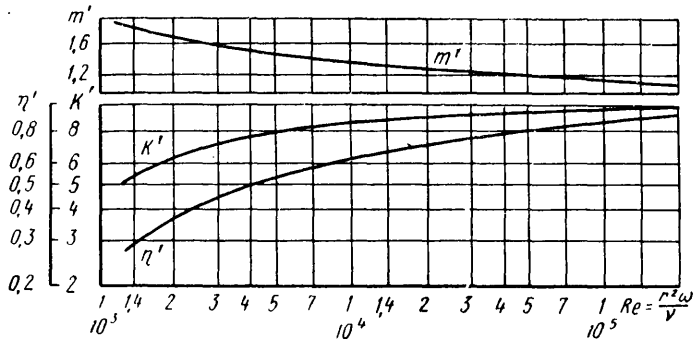


Рис. 77. Зависимость коэффициентов пересчета характеристик от числа Рейнольдса

Пересчитывают характеристики насоса, полученные при работе на воде, на характеристики, которые должны быть получены при работе насоса на вязкой жидкости при помощи поправочных коэффициентов, определяемых экспериментально.

Наиболее полно вопросы работы насосов на вязких жидкостях исследованы в работе Д. Я. Суханова [57]. Используя в качестве критерия учета вязкости число $\mathrm{Re} = (\omega r_2^2/\nu)$, автор предложил способ расчета параметров насоса, работающего на вязкой жидкости по известным параметрам насоса, работающего на воде. Экспериментальные зависимости коэффициента напора $K = H/(n^2 D_2^2) = f(\mathrm{Re})$, коэффициента мощности $m = N/(\gamma n^3 D_2^5) \approx$ $\approx$) и $\eta = f(\mathrm{Re})$ дали хорошее совпадение опытных результатов с расчетными для каждого насоса, работающего при раз-

личных числах Re. Для обобщения экспериментальных кривых использованы относительные коэффициенты (рис. 77):

$$K' = \frac{K_\nu}{K_в}; \quad m' = \frac{m_\nu}{m_в}; \quad \eta' = \frac{\eta_\nu}{\eta_в},$$

где индекс ν относится к вязкой жидкости, в — к воде.

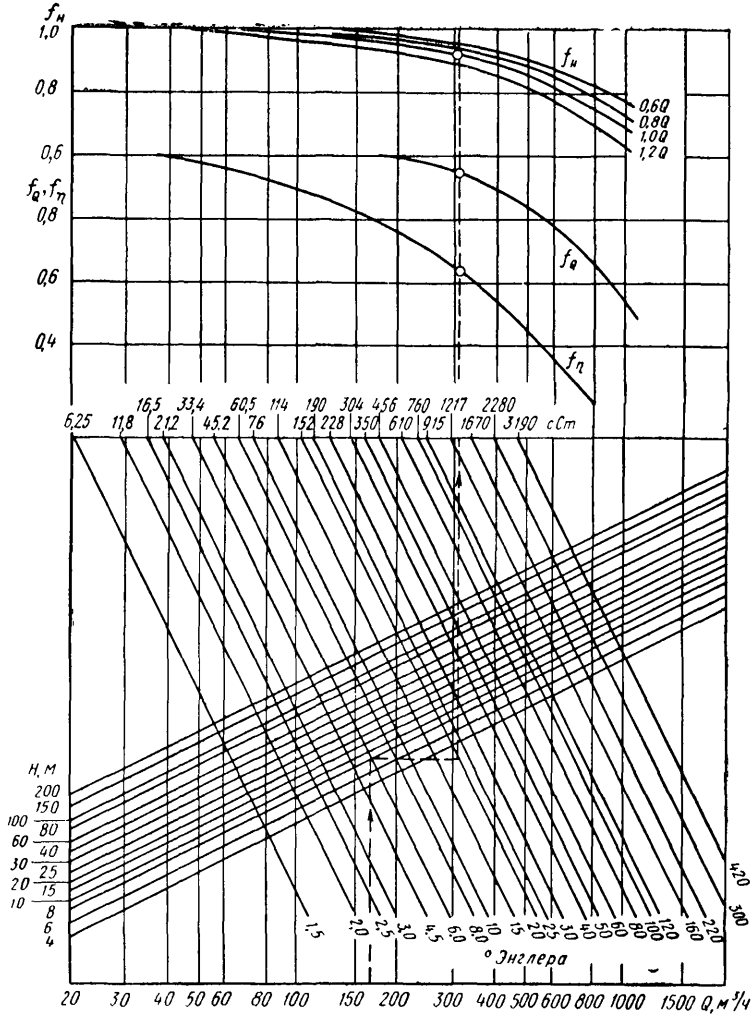


Рис. 78. Номограмма для пересчета параметров насоса, работающего на воде, на параметры насоса, перекачивающего вязкую жидкость

Пересчитывают параметры следующим образом. По характеристике насоса, полученной при работе на воде, определяют K, m и η для подачи $Q_{опт}$. Для данного насоса определяют число Re

и по графику (рис. 77) находят значения K', m', η'. Используя зависимости для относительных величин, рассчитывают

$$H_\nu = K_\nu n^2 D_2^2;$$

$$N_\nu = m_\nu \gamma n^3 D_2^5;$$

$$\eta_\nu = \eta_в' \eta'.$$

Зная коэффициенты K', m', η', можно определить параметры насоса на режимах, отличных от оптимального, но точность при этом будет малой.

Для пересчета характеристик насоса в рабочей зоне для подач 0,6; 0,8; 1,0 и 1,2 $Q_{опт}$ можно пользоваться номограммой (рис. 78) [72]. По имеющимся параметрам насоса, работающего на воде, используя коэффициенты f_Q, f_H и f_η, получают параметры для насоса, работающего на жидкости заданной вязкости:

$$Q_\nu = f_Q Q_в; \quad H_\nu = f_H H_в;$$

$$\eta_\nu = f_\eta \eta_в.$$

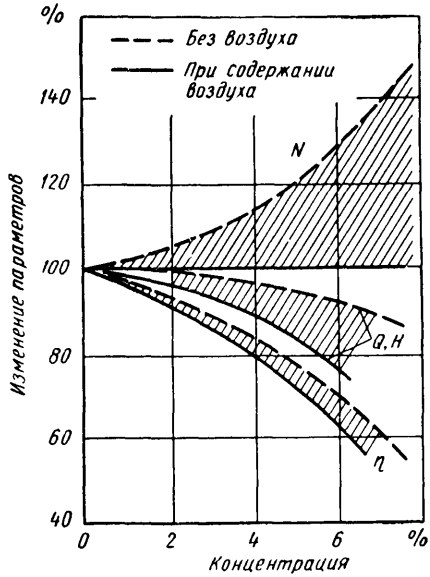


Рис. 79. Изменение параметров насосов при перекачивании жидкостей, содержащих твердые частицы

Мощность насоса определяют из выражения (1). При пересчете характеристик следует иметь в виду, что напор H_0 при нулевой подаче практически не зависит от вязкости и остается постоянным. Кривая мощности проходит почти эквидистантно кривой мощности для воды и отстоит от нее на расстоянии, соответствующем увеличению мощности дискового трения.

Относительно работы насосов на вязких жидкостях можно сделать несколько общих замечаний. Так как напор H_0 не зависит от вязкости ν, то с увеличением ее крутизна напорной характеристики увеличивается. Напор H_0 может изменяться в зависимости от типа отвода. При небольшом увеличении вязкости в насосах с низким n_s наблюдается даже некоторое повышение к. п. д. на оптимальном режиме по сравнению с к. п. д. насоса, работающего на воде. Это объясняется уменьшением действия осевого вихря в межлопастных каналах. Для насосов, перекачивающих вязкие жидкости, целесообразно задавать большие углы β_2 для уменьшения диаметра D_2 и снижения мощности дискового трения.

Так как утечка через уплотнения для вязких жидкостей уменьшается, целесообразно уменьшать длину щели.

Применение насосов с $n_s < 70$ для перекачивания вязких жидкостей экономически неоправданно. При числе $Re \geqslant 3{,}5 \cdot 10^4$ для работы на вязких жидкостях можно использовать насосы, предназначенные для работы на воде. Допустимая предельная вязкость перекачиваемой жидкости зависит от размеров и конструктивных особенностей насосов. С увеличением вязкости жидкости ухудшается всасывающая способность насоса. Подобно вязкости на характеристики насосов влияет также содержание твердых веществ в перекачиваемой жидкости. Для перекачивания таких жидкостей применяют специальные насосы. При использовании для этого обычных насосов изменение параметров на оптимальном режиме в зависимости от концентрации твердых веществ приближенно можно оценить графической зависимостью, показанной на рис. 79.

ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ. РАБОЧАЯ ТОЧКА

В общем случае энергия насоса расходуется для подъема жидкости на высоту $h_{геом}$, создания давления в системе $p_б$ и преодоление суммарных сопротивлений $\sum h_п$ (см. рис. 2). Сумму первых двух членов обычно можно принять не зависящей от расхода: $H_{ст} = h_{геом} + (p_б/\gamma) = \text{const} = A$, потери в системе приближенно пропорциональны подаче во второй степени: $H_{дин} = BQ^2$. Тогда для системы

$$H_с = H_{ст} + H_{дин} = A + BQ^2. \quad (44)$$

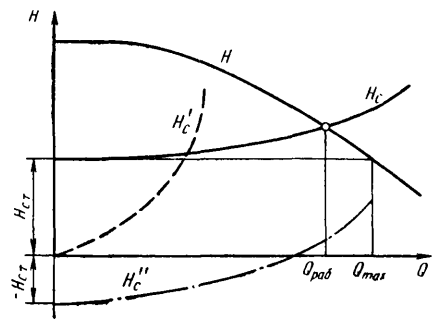


Рис. 80. Определение рабочей точки насоса

Характеристикой системы называется графическая зависимость расходуемой энергии от подачи (рис. 80). В общем случае она представляет собой параболу, вершина которой смещена по оси ординат на величину $H_{ст}$. Крутизна параболы зависит от постоянной B, которая характеризуется суммарным коэффициентом сопротивлений системы:

$$B = \sum \frac{\lambda_i l_i}{d_i} \frac{1}{2g\omega_i^2} + \sum \zeta_i \frac{1}{2g\omega^2{}_i},$$

где λ и ζ — коэффициенты сопротивления по длине участка и местного сопротивления; l, d, ω — длина, диаметр и площадь участка; i — номер участка. Коэффициент B определяют поэлементным расчетом системы. Величина $H_{ст}$ изменяется в широких пределах.

На рис. 80 штриховой линией обозначена характеристика системы при $H_{ст} = 0$ (перекачивание жидкости по горизонтальному трубопроводу), штрихпунктирной — при $H_{ст} < 0$ (перекачивание жидкости по трубопроводу с высоких отметок на низкие).

Если на один график нанести характеристику системы и напорную характеристику насоса, то точка их пересечения, характеризующая баланс энергий, будет **рабочей точкой насоса** в данной системе. Максимально возможная теоретическая подача Q_{max} имеет место при $H_c = H_{ст}$.

В общем случае рабочая точка не совпадает с оптимальной. При подборе насоса для данной системы необходимо, чтобы рабочая точка находилась в рабочей части характеристики насоса.

УСТОЙЧИВОСТЬ РАБОТЫ НАСОСА В СИСТЕМЕ. ЯВЛЕНИЕ ПОМПАЖА

При определенных соотношениях энергетический баланс между насосом и системой может иметь место не в одной рабочей точке, как это показано на рис. 80, а в двух (рис. 81). Необходимым для этого случая условием является наличие западающего участка напорной характеристики насоса и $H_c > H_0$.

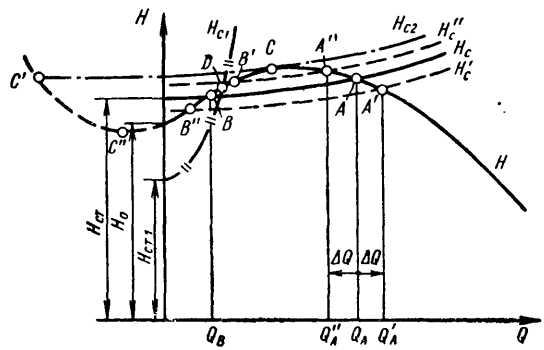


Рис. 81. Сочетания характеристик системы с характеристикой насоса для определения устойчивости работы насоса в системе

Условия работы насоса в двух рабочих точках A (на ниспадающем участке) и B (на восходящем участке) будут различными.

Пусть, например, при работе в точке A за счет внешнего возмущения (уменьшения $h_{гсом}$) увеличится подача насоса на $+\Delta Q$. Тогда характеристика системы H_c' пройдет через точку A'. После устранения источника возмущения характеристика системы займет прежнее положение H_c, а в системе образуется положительная разность энергий $\Delta H = H_c - H_{A'} > 0$. Недостаток энергии насоса приведет к уменьшению кинетической энергии и скорости жидкости, что вызовет уменьшение подачи. Равновесие восстановится в точке A.

При уменьшении подачи на ΔQ характеристика системы переместится в точку A''. После устранения источника возмущения

образуется отрицательная разность энергии $\Delta H = H_c - H_{A''} < 0$, т. е. избыток напора насоса будет затрачиваться на увеличение скорости. Равновесие восстановится в точке A.

Иная картина получается в точке B. Здесь положительному приращению подачи ΔQ соответствует отрицательная разность энергий $\Delta H < 0$ и наоборот. Таким образом, после устранения источника возмущения равновесие не восстанавливается.

Таким образом, работа насоса в системе будет устойчива, если выполняется условие

$$\frac{\partial(\Delta H)}{dQ} > 0 \text{ или } \frac{dH_c}{dQ} > \frac{dH}{dQ}. \qquad (45)$$

Исходя из этого можно сделать вывод, что *работа насоса на нисходящей ветви характеристики всегда будет устойчивой.*

Работать на восходящей ветви характеристики не рекомендуется, так как в этом случае создаются благоприятные условия для неустойчивой работы. Если система имеет характеристику, при которой $H_{ст1} < H_0$, то работа насоса на росходящей ветви кривой $H = f(Q)$ может быть устойчива (точка $Д$).

Условие (45) является необходимым, но недостаточным для устойчивой работы насоса в системе. При наличии в системе аккумулятора энергии (например, паровой подушки в котле, длинных упругих трубопроводов) амплитуда колебаний при нарушении равновесия может достигнуть больших значений и работа насоса вблизи точки максимума напорной характеристики (точка C) может быть неустойчивой.

Рассмотрим работу питательного насоса ТЭС. При повышении давления в котле характеристика сети эквидистантно перемещается вверх до предельного значения H_{c2} (точка C). При дальнейшем повышении давления характеристика насоса скачкообразно переместится в зону отрицательных подач (точка C') и при отсутствии обратного клапана жидкость из котла пойдет через насос. Давление в котле будет падать, и, когда характеристика сети достигнет точки C'', произойдет скачкообразный переход характеристики насоса в зону положительных подач. Этот процесс может многократно повторяться. Такая неустойчивая работа насоса, сопровождающаяся резким колебанием давления и подачи, называется **помпажем.**

Условия возникновения помпажа, амплитуда и частота колебания давления зависят от формы характеристики насоса и трубопроводной системы.

Работа насоса в условиях помпажа крайне нежелательна и не должна допускаться при эксплуатации. Для предотвращения помпажа надо применять насосы со стабильной формой напорной характеристики. При наличии западающего участка характеристики предотвратить или уменьшить помпаж можно применением обратных клапанов с линией рециркуляции, обеспечивающих работу насоса в системе с подачами $Q > Q_{H_{max}}$ (если время закры-

тия обратного клапана меньше 1/4 периода колебания давления в системе, то помпаж практически не возникает); уменьшением частоты вращения насоса; уменьшением аккумулирующей способности трубопроводов и системы; расположением дросселирующей задвижки непосредственно за насосом.

РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ НАСОСА

Изменение характеристики системы или характеристики насоса для обеспечения требуемой подачи называют **регулированием насосной установки.**

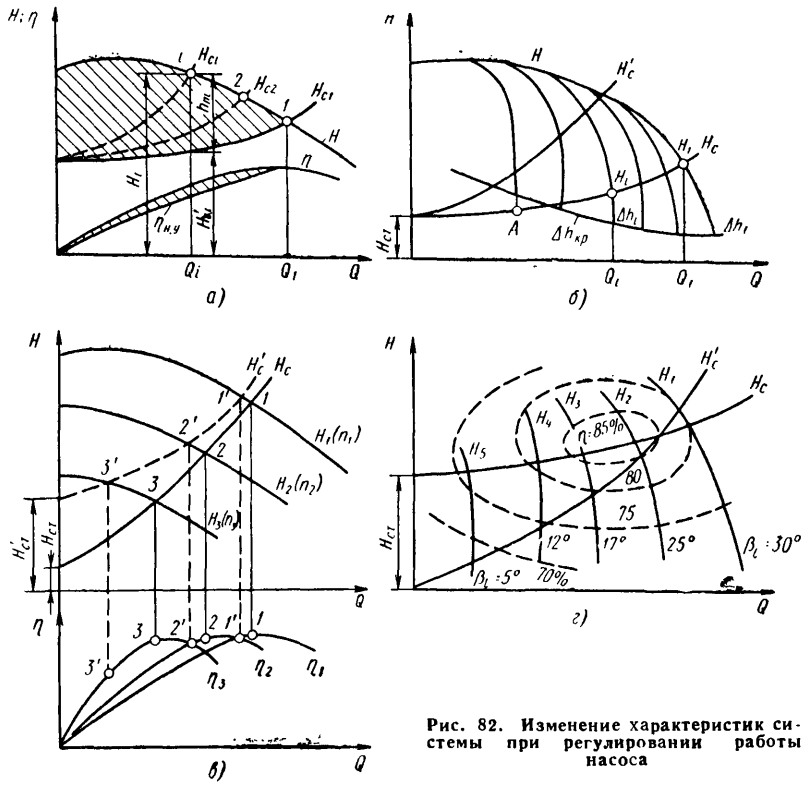


Рис. 82. Изменение характеристик системы при регулировании работы насоса

Регулирование воздействием на систему. Наиболее распространенным и простым способом регулирования является дроссельное регулирование (рис. 82). Дросселирование осуществляется задвижкой, устанавливаемой обычно в непосредственной близости от насоса на напорном трубопроводе. Дросселирование на всасывающем трубопроводе не рекомендуется из-за опасности возникновения кавитации. Каждому положению задвижки соответствует

своя характеристика системы H_{ci}, рабочая точка перемещается соответственно от исходной Q_1 к требуемой Q_i подаче.

При дросселировании часть напора $h_{\text{д}i}$ теряется в задвижке, что приводит к уменьшению к. п. д. насосной установки по сравнению с к. п. д. насоса для исходной характеристики системы H_{c1}:

$$\eta_{\text{н. у}\,i} = \eta_i \frac{H'_{\text{с}\,i}}{H'_{\text{с}\,i} + h_{\text{д}\,i}} = \eta_i \frac{H'_{\text{с}\,i}}{H_i}.$$

На рис. 82, *а* заштрихованы площади, соответствующие потере энергии и к. п. д. при дросселировании. При работе с полностью закрытой задвижкой ($Q = 0$) появляется опасность нагрева воды в насосе.

Регулирование дросселированием целесообразно применять для насосов с пологой напорной характеристикой.

Несмотря на некоторые отрицательные факторы (износ и вибрация дроссельного устройства, нагрев жидкости и снижение к. п. д.), этот способ широко применяют из-за простоты осуществления.

У быстроходных насосов мощность резко возрастает при уменьшении подачи. В этом случае вместо дросселирования экономически выгодно применять *регулирование перепуском или частичным сбросом подачи*, т. е. часть жидкости по перепускному трубопроводу отводить во всасывающий патрубок либо сбрасывать. Частный случай этого способа — использование линии рециркуляции для защиты насоса от помпажа или перегрева жидкости.

При работе насоса в условиях кавитации на входе (например, конденсатного насоса ТЭС) применяют *саморегулирование* (изменение давления на входе, рис. 82, *б*, когда каждому значению кавитационного запаса Δh_i соответствует свой крутопадающий участок напорной характеристики H_i.

При уменьшении нагрузки турбины уменьшается подача конденсата в конденсатор, снижается давление в конденсатосборнике и на входе в насос. Новой подаче (Q_i) соответствует новая рабочая точка. В области малых подач характеристика $H_{\text{с}}$ может оказаться ниже кривой $\Delta h_{\text{кр}}$ (точка A); в этом случае насос работать не может из-за срыва подачи. Пределы саморегулирования определяются взаимным расположением линий $H_{\text{с}}$ и $\Delta h_{\text{кр}}$. При крутых характеристиках системы $H_{\text{с}}$ зона саморегулирования сужается.

Преимуществами этого метода регулирования является простота, малая мощность, потребляемая насосом, отсутствие дросселирования. К недостатку относится постоянная работа насоса в условиях кавитации, что снижает его долговечность.

Регулирование воздействием на насос. Регулирование работы насоса *изменением частоты вращения* (рис. 82, *в*) позволяет свести к минимуму потери, не требует изменения характеристики системы, но предполагает использование привода с регулируемой

частотой вращения, либо специальных устройств (гидродинамических или электромагнитных муфт). Применение привода того или иного типа диктуется условиями эксплуатации, стоимостью и другими факторами.

При изменении частоты вращения получают ряд конгруентных кривых $H = f(Q)$. Точки, характеризующие подобные режимы работы насоса, лежат на параболах, проходящих через начало координат.

Требуемую частоту вращения n_x можно определить путем перерасчета по уравнениям подобия (12) для заданной подачи. Если характеристика системы H_c имеет небольшую составляющую $H_{ст} \to 0$, то к. п. д. при регулировании изменением частоты вращения изменится незначительно. При большой составляющей $H'_{ст}$ разница в к. п. д. будет возрастать. При этом необходимо иметь в виду, что с уменьшением частоты вращения снижается к. п. д. привода, что также сказывается на экономичности насосной установки. Несмотря на это, с точки зрения потерь регулирование изменением частоты вращения выгодно отличается от регулирования дросселированием.

Для уменьшения напора насоса можно применять *входной направляющий аппарат*. Согласно уравнению работы лопастного колеса (16) изменением подкрутки потока на входе (входной циркуляции $v_{u1} \neq 0$) можно изменять развиваемый напор. Подкрутку на входе можно изменять входным направляющим аппаратом с поворотными лопатками. Такой метод регулирования оказывается особенно эффективным по сравнению с другими способами для насосов с высоким n_s.

Экспериментальные исследования такого способа регулирования работы диагонального насоса с $n_s \approx 350$ показали [74], что при изменении подкрутки незначительно изменяется подача при относительно большом изменении напора; изменение угла установки лопаток в пределах $\pm 40°$ от исходного положения не вызывает значительного изменения к. п. д.; в определенном диапазоне углов поворота лопаток всасывающая способность насосов практически не изменяется; входным направляющим аппаратом можно создать благоприятные условия обтекания лопастей рабочего колеса на режимах недогрузки и тем самым сузить зону неустойчивой работы. Поворачивать лопатки можно как при работе насоса, так и при его остановке.

Регулировать работу осевого насоса *изменением угла установки лопастей рабочего колеса* можно в том случае, если насос имеет поворотные лопасти (рис. 82, *г*). Угол установки лопасти β_l можно изменять как при работе насоса, так и при его остановке. Изменением угла установки можно изменять подачу в широком диапазоне. Чем больше статическая составляющая $H_{ст}$ системы, тем эффективней этот метод регулирования, с точки зрения экономичности он более предпочтителен, чем регулирование входным направляющим аппаратом. Уменьшение угла

установки лопастей часто используют для облегчения пуска насоса в работу.

Для регулирования работы насосов специальных конструкций применяют *изменение числа работающих ступеней*. Этот способ позволяет изменять число параллельно или последовательно включаемых в работу ступеней.

В практике эксплуатации насосов имеют место случаи применения комбинированного регулирования, например изменение частоты вращения и углов установки лопастей и т. д.

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАСОСОВ НА ОБЩУЮ СИСТЕМУ

В процессе эксплуатации возникает необходимость резко увеличить подачу или давление в системе, что легко можно сделать, изменив число совместно работающих насосов. Совместная работа нескольких насосов на общую систему является одним из возможных методов регулирования параметров работы.

Параллельная работа (рис. 83, *а*) нескольких насосов на общую систему применяется для резкого увеличения подачи. Для параллельной работы наиболее подходящими являются насосы с одинаковыми напорными характеристиками или примерно равным значением H_0. Однако параллельно могут работать насосы с различными характеристиками, а также насосы различных типов (центробежные и поршневые). Если насосы установлены на близком расстоянии один от другого, то сопротивлением трубопроводов между ними можно пренебречь.

Суммарная характеристика получается путем сложения абсцисс отдельных характеристик для постоянных ординат $H_i = \text{const}$. Точка пересечения суммарной характеристики с характеристикой системы H_c определяет рабочую точку параллельно работающих насосов. Очевидно, что $Q_{I+II} < Q_I + Q_{II}$, т. е. суммарная подача параллельно работающих насосов меньше суммы подач каждого насоса при индивидуальной работе на ту же систему.

Параллельное соединение насосов наиболее эффективно при пологой характеристике системы. Пуск в работу насосов при одинаковой частоте вращения следует производить одновременно, постепенно открывая задвижки на обоих насосах. К. п. д. использования параллельного включения насосов

$$\eta_{ср} = \frac{\sum N_п}{\sum N} = \frac{\frac{\gamma}{102}(Q_I H_I + Q_{II} H_{II})}{\frac{\gamma}{102}\left(\frac{Q_I H_I}{\eta_I} + \frac{Q_{II} H_{II}}{\eta_{II}}\right)}.$$

Если принять $H_I \approx H_{II}$, то

$$\eta_{ср} = \frac{Q_I + Q_{II}}{\frac{Q_I}{\eta_I} + \frac{Q_{II}}{\eta_{II}}}.$$

Отсюда следует, что насосы большой мощности должны работать с максимальным к. п. д. Регулировать подачу жидкости в систему целесообразно насосом малой мощности.

Для устойчивой работы насосы должны иметь стабильную напорную характеристику. При параллельной работе насосов с нестабильной характеристикой резко увеличивается зона не-

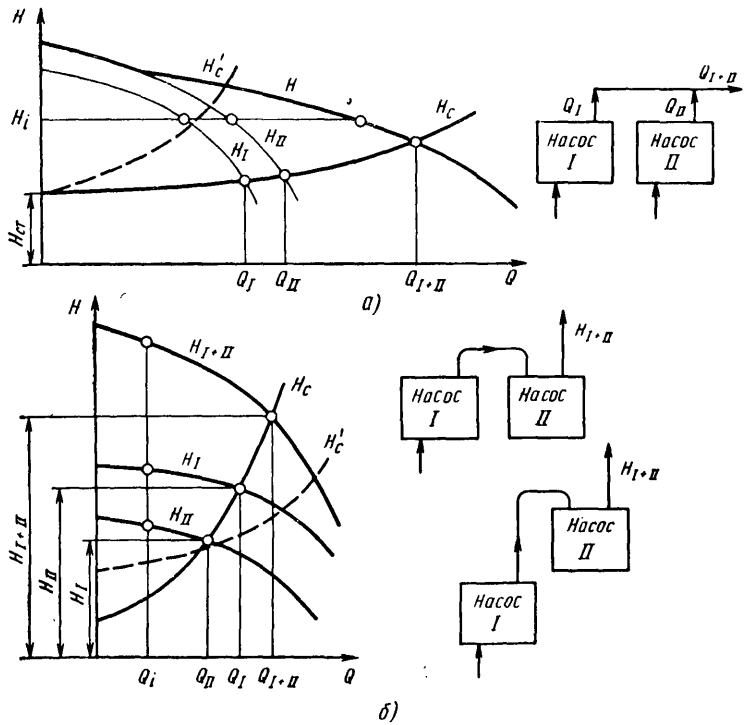


Рис. 83. Характеристики, получаемые при параллельной и последовательной работе насосов на общую систему

устойчивой работы и может иметь место неравномерное распределение нагрузки между работающими насосами.

Исследованием устойчивости параллельной работы двух насосов в общей системе получены следующие результаты [64]:

1) устойчивость параллельной работы определяется формой кривой $H = f(Q)$ и формой характеристики системы;

2) на ниспадающих участках кривой $H = f(Q)$ параллельная работа всегда будет устойчива, на восходящих участках устойчивая работа невозможна;

3) условие устойчивости имеет вид

$$\frac{dQ_I}{dH_I} + \frac{dQ_{II}}{dH_{II}} > \frac{dQ_{I+II}}{dH_{I+II}}.$$

Для уменьшения зоны неустойчивой работы иногда прокладывают параллельные трубопроводы для уменьшения крутизны характеристики системы.

Последовательная работа насосов (рис. 83, *б*) применяется для резкого увеличения напора в системе при незначительном изменении подачи. При этом возможны случаи, когда насосы располагаются в непосредственной близости один от другого (предвключенный и главный питательный насосы) и когда насосы удалены на значительное расстояние (шахтные водоотливные установки). В первом случае корпус второго насоса должен воспринимать полное давление первого насоса.

Суммарную напорную характеристику получают суммированием ординат характеристик отдельных насосов при $Q_i = \text{const}$.

Последовательное соединение насосов экономически оправдывается при крутых характеристиках системы с малым значением $H_{ст}$ (магистральные нефтепроводы). К. п. д. системы при последовательном включении насосов можно оценить выражением, приняв $Q_I \approx Q_{II}$,

$$\eta_{ср} = \frac{H_I + H_{II}}{\frac{H_I}{\eta_I} + \frac{H_{II}}{\eta_{II}}}.$$

Регулирование дросселированием при последовательном включении насосов экономически неоправданно. Целесообразней использовать регулирование изменением частоты вращения одного из насосов. Число последовательно включенных насосов лимитируется прочностью корпусов и надежностью работы концевых уплотнений.

ГЛАВА V

ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ И ДЕТАЛИ НАСОСОВ

СПИРАЛЬНЫЕ КОРПУСА

Для одноступенчатых насосов наибольшее распространение получили спиральные корпуса. Спиральный корпус консольных насосов может быть выполнен либо в виде отдельной отливки, либо с крышкой и патрубком. Насосы с проходным валом имеют спиральный корпус, состоящий из двух частей: нижней части и крышки, соединяемых между собой шпильками. Наличие плоскости разъема и расположение входного и выходного патрубков в нижней части корпуса создает определенные удобства для разборки и сборки насоса. В крупных спиральных корпусах предусматривают ребра жесткости. Расположение водопроводящих каналов в корпусе позволяет придать им форму, наиболее благоприятную в гидравлическом отношении. Так как поверхности водопроводящих каналов должны иметь высокую точность изготовления и чистоту, необходимо уделять большое внимание литейной технологичности корпуса.

Корпуса насосов спирального типа можно выполнять с различным расположением входного и выходного патрубков. Конструкция спиральных корпусов вертикальных насосов должна обеспечивать выем вверх ротора с рабочим колесом без полного демонтажа корпуса. В крупных насосах часто применяют составные отводы с направляющим аппаратом, установленным внутри спирального корпуса.

Спиральные корпуса многоступенчатых насосов (рис. 84, *а*) имеют много общих решений с корпусами одноступенчатых насосов. Они представляют собой отливки сложной коробчатой формы. Непосредственно в отливке выполняют водопроводящие каналы. Ступени соединяют переводными каналами, выполненными в отливке, или при помощи переводных труб. Переводные трубы более благоприятны в гидравлическом отношении по сравнению с переводными каналами, однако они увеличивают габаритные размеры насоса. Важнейшим требованием к корпусам является обеспечение надлежащей прочности и плотности.

Спиральные корпуса крупных и средних насосов имеют горизонтальный разъем в плоскости, проходящей через ось насоса, что дает возможность разбирать и собирать и контролировать чистоту внутренних водопроводящих каналов насоса без демон-

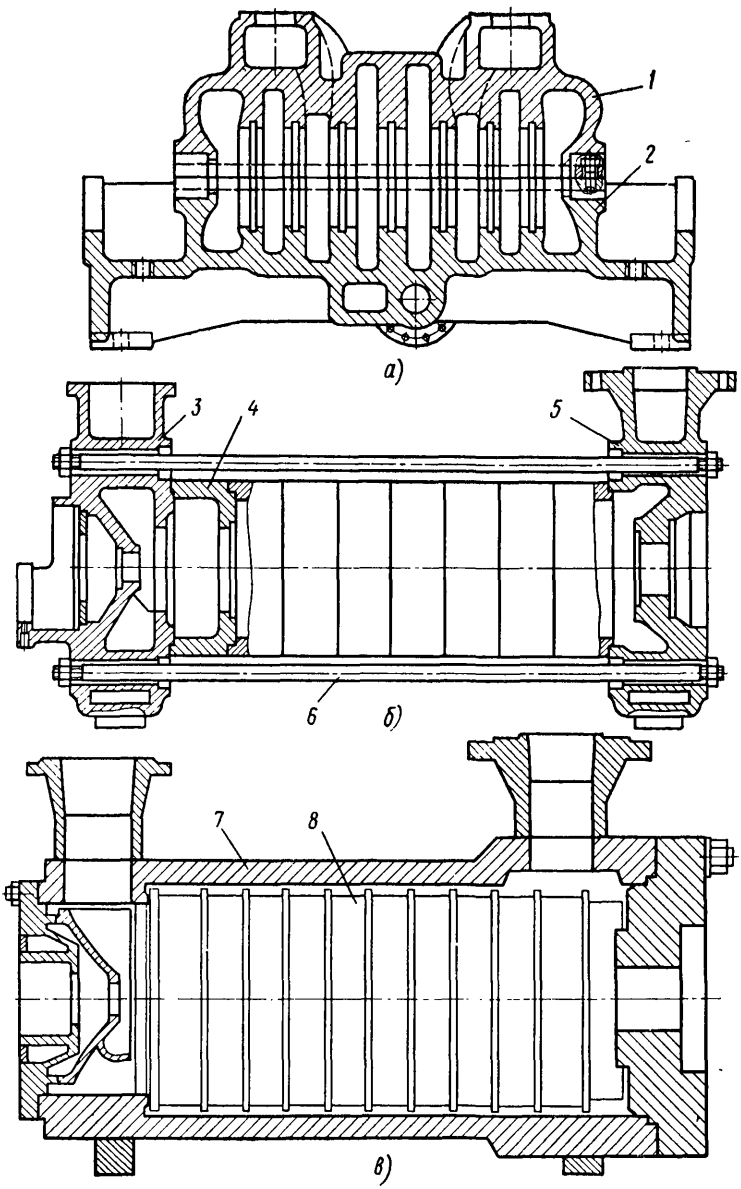


Рис. 84. Корпуса многоступенчатых насосов

тажа трубопроводов на месте эксплуатации. Плоскость разъема уплотняют прокладкой толщиной 0,5—1 мм или за счет металлического контакта тщательно обработанных плоскостей крышки *1* и корпуса *2*. Необходимое уплотняющее усилие создается шпильками.

При наличии разъема входной и выходной патрубки насоса отливают в нижней части корпуса. К ней приливают также опорные лапы и корытообразные кронштейны для крепления корпуса подшипников. Чаще всего патрубки располагают горизонтально и направляют в противоположные стороны. Фланцы патрубков выполняют стандартными по соответствующим ГОСТам. Корпуса высоконапорных насосов иногда выполняют с контрфланцами под приварку к трубопроводам на месте эксплуатации. В нижней части корпуса предусматривают отверстия для полного опорожнения насоса. В крышке корпуса должны быть аналогичные отверстия для выпуска воздуха. При работе насоса эти отверстия закрывают пробками.

Для транспортирования насоса в корпусе делают специальные приливы в виде крюков, проушин в ребрах жесткости или бобышек для рым-болтов.

Наиболее подходящим материалом для сложной отливки корпуса является серый чугун, обладающий жидкотекучестью. Однако при давлении свыше 50 кгс/см^2 чугунные корпуса применяют довольно редко, так как при этом толщина стенки корпуса достигает недопустимых значений. В таких случаях корпуса насосов отливают из углеродистой стали. Для специальных насосов корпуса отливают из легированных сталей, бронзы, пластических масс и др.

Корпус насоса спирального типа представляет собой сложную деталь, состоящую из оболочек различной формы, целого ряда различным образом нагруженных и закрепленных пластин произвольной формы и т. п. Использовать готовые схемы расчета для всех случаев не представляется возможным. В каждом отдельном случае спиральный корпус разбивают на отдельные элементы, которые с известным приближением можно рассчитать. При этом наиболее сложно определить условия взаимодействия выделенных составляющих корпуса [21].

При расчете поперечных стенок корпуса, фланцев плоскости разъема и других элементов можно использовать решения, полученные А. Н. Духовным для кольцевых пластин, усиленных радиальными ребрами [20].

Наиболее сложно рассчитать на прочность спиральную камеру. Максимальные напряжения в спирали возникают в меридианном сечении с наибольшими размерами (в расчетном сечении, рис. 85) при [48]

$$\theta_m = \frac{1{,}225}{(2K^2)^{1/3}},$$

где $K = \sqrt[4]{12(1-\mu^2)}\sqrt{\frac{\alpha\beta}{2}}$ [здесь μ — коэффициент пропорциональности, характеризующий упругие свойства материала; $\alpha = r_0/R_0$; $\beta = r_0/\delta$ — отношение параметров сечений (см. рис. 85)].

Максимальное меридиональное напряжение в расчетном сечении

$$\sigma_1 = \sigma_{1и} + \sigma_{1р},$$

где $\sigma_{1и} = (1{,}52p\beta/\alpha)(\sqrt[3]{\beta^2/\alpha})$ — напряжение изгиба (здесь p — максимальное давление); $\sigma_{1р} = (p\beta/\alpha)[0{,}61\sqrt[3]{\alpha\beta} + (0{,}41/\sqrt[3]{\alpha\beta}) + 1{,}5\alpha]$ — напряжение растяжения.

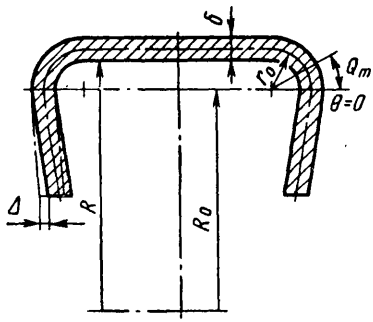


Рис. 85. Расчетная схема сечения спирального корпуса

Окружное напряжение

$$\sigma_2 = \sigma_{2и} + \sigma_{2р},$$

где

$$\sigma_{2и} = \mu\sigma_{1и} - (0{,}652p\beta\sqrt[3]{\alpha\beta}/\alpha);$$

$$\sigma_{2р} = (p\beta/\alpha)(0{,}237\sqrt[3]{\beta^2/\alpha} - 0{,}41/\sqrt[3]{\alpha\beta}).$$

Радиальное напряжение

$$\sigma_3 = -p.$$

Эквивалентное напряжение для пластических материалов определяют по теории «энергии формоизменения»:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1-\sigma_2)^2 + (\sigma_2-\sigma_3)^2 + (\sigma_3-\sigma_1)^2]},$$

а для хрупких (например, чугун) — по теории предельных напряженных состояний:

$$\sigma_{экв} = \sigma_1 - \nu\sigma_3,$$

где $\nu = \sigma_{вz}/\sigma_{вd}$ — отношение предела прочности при растяжении к пределу прочности при сжатии.

Формулы получены для «чистой» спирали при постоянной толщине стенки.

Запас прочности по пределу текучести для корпусов из пластических материалов рекомендуется принимать равным $n_т = 1{,}65 \div 1{,}9$. Для корпусов из хрупких материалов, работающих на растяжение (индекс «р») и изгиб (индекс «и»), действительный предел прочности

$$\sigma_в = \lambda_р\sigma_{в.р} + \beta\lambda_и\sigma_{в.и},$$

где

$$\lambda_р = \sigma_р/(\sigma_р + \sigma_и); \quad \lambda_и = \sigma_и/(\sigma_р + \sigma_и).$$

В этом случае $n_в = 1{,}85 \div 3$.

Осевая деформация спирали под действием давления

$$\Delta = \pi \sqrt{12(1-\mu^2)}\,\frac{\beta^2}{\alpha^2}\,\frac{p}{E}\,r_0,$$

где E — модуль упругости.

Толщину стенки можно ориентировочно определить, представив схему корпуса в виде цилиндрической трубы диаметром D (см), который выбирается конструктивно [71].

Минимальная толщина стенки

$$\delta_{\min} = \frac{1}{2}\left(\sqrt{\frac{[\sigma]+0{,}4p}{[\sigma]-1{,}3p}}\right)D,$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение, кгс/см²: для чугуна $[\sigma] = 250 \div 300$, для стали $[\sigma] = 800 \div 1000$; p — минимальное внутреннее давление, кгс/см².

Корпуса осевых насосов, как правило, состоят из цилиндрических участков, соединенных между собой фланцами. Рассчитывают их на прочность по обычной схеме цилиндрической трубы, нагруженной внутренним давлением. Корпуса осевых насосов общего назначения изготовляют из чугуна.

КОРПУСА НАСОСОВ СЕКЦИОННОГО ТИПА

Секционный корпус (см. рис. 84, *б*) представляет собой набор секций *4*, имеющих разъемы в плоскостях, перпендикулярных оси насоса, крышек входной *3* и выходной *5*, соединенных между собой стяжными шпильками *6*. Преобладающее распространение такие корпуса получили в многоступенчатых насосах. Каждую секцию можно рассматривать как отдельный насос, работающий при разном давлении жидкости.

Входная и выходная крышки являются базовыми деталями насоса. В крышках выполнены соответственно входной и выходной патрубки. Совместно с крышками отлиты опорные лапы, которыми насос фиксируется на фундаментной плите, и корытообразные кронштейны для подшипников. К крышкам на шпильках подсоединяются корпуса концевых уплотнений. В выходной крышке часто располагается разгрузочное устройство.

Секции между собой и с крышками центрируются на цилиндрических заточках. Стыки могут уплотняться либо за счет металлического контакта уплотняющих поясков, либо при помощи уплотнительных колец. Для повышения надежности уплотнительных стыков предусматривают комбинированное уплотнение (металлический контакт плюс резиновое кольцо).

Конструкция стыка секций должна предупреждать возможность раскрытия его при действии внутреннего давления [41]. Для уменьшения расцентровки секций при сборке и разборке насоса их соединяют обычно по напряженной посадке. С этой же

целью назначают также жесткие допуски на концентричность посадочных заточек. При уплотнении стыков секций за счет металлического контакта уплотняющие пояски должны быть обработаны строго перпендикулярно к оси насоса и иметь высокую чистоту поверхности 0,63—0,32.

Необходимое уплотняющее усилие создается стяжными шпильками. В горячеводных насосах стяжные шпильки должны также воспринимать усилия от температурных деформаций корпуса.

Крышки насоса изготовляют либо литыми, либо сварно-литыми. Материал крышек выбирают в зависимости от давления. Для давлений до 100 кгс/см^2 крышки надо отливать из серого чугуна, для более высоких давлений — из углеродистой или малолегированной стали. В местах уплотнений с секциями на крышках можно предусматривать наплавку нержавеющими электродами для предупреждения коррозионного повреждения с течением времени или эрозионного размывания при возникновении неплотности в стыке.

Секции изготовляют литыми или коваными. Материал секций — чугун или углеродистая сталь. В особо ответственных насосах секции изготавливают из поковок нержавеющей стали. Известны насосы, секции которых выполнены из пластмасс. По технологическим соображениям, все секции выполняют с одинаковой толщиной стенок.

Иногда для высоконапорных насосов применяют бандажирование секций. Собственно секцию изготавливают из высококачественного материала с относительно небольшой толщиной стенки. Поверх секции насаживают бандаж из углеродистой стали.

Для облегчения сборки и разборки насоса и снижения опасности повреждения вала на каждой секции рекомендуется выполнять опорные лапы. Внутри секции по напряженной или плотной посадке устанавливают направляющие аппараты, которые фиксируют от проворачивания штифтами или винтами.

В отечественной практике распространены направляющие аппараты четырех типов. К первому типу относятся направляющие аппараты, у которых диффузорные отводящие каналы соединены переводными каналами с обратными подводящими каналами (рис. 86, *а*). Направляющий аппарат второго типа представляет собой деталь, в которой обратные подводящие каналы разъединены с каналами отвода безлопаточным кольцевым пространством (рис. 86, *б*). К третьему типу относятся направляющие аппараты, представляющие собой деталь, в которой выполнены только каналы диффузорных отводов. Обратные подводящие каналы расположены в другой сопрягаемой детали (рис. 86, *в*). В некоторых конструкциях, чаще всего при неразборном роторе, приходится применять разъемные направляющие аппараты (рис. 86, *г*). Обе половинки при сборке соединяют шпильками или болтами.

В высоконапорных насосах низкой быстроходности потери в отводах достигают 30% общих потерь в ступени. Для снижения их необходимо обеспечить высокую чистоту поверхности и точность геометрических размеров диффузорных каналов.

Материал направляющих аппаратов выбирают из соображений прочности, литейных качеств, коррозионной и эрозийной стойкости. Для холодной нейтральной воды при средних скоростях

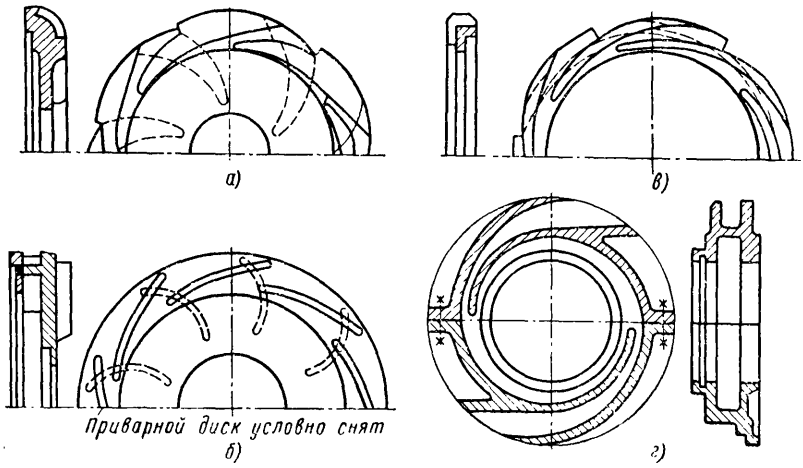


Рис. 86. Направляющие аппараты

потока применяют чугунное или стальное литье, для горячей воды или при высоких скоростях потока отвод отливают из нержавеющей стали 2Х13. Для некоторых насосов направляющие аппараты прессуются из пластмасс.

Стяжные шпильки являются одними из наиболее нагруженных деталей насоса. Изготавливают их обычно, из проката стали 40 или 45. Сильно нагруженные шпильки можно изготавливать из стали 40Х или других легированных сталей (например, 30ХМА). Коэффициент линейного расширения материала шпильки должен быть примерно равен коэффициенту линейного расширения материала корпуса. На шпильке рекомендуется предусмотреть направляющий поясок перед резьбой или среднюю часть ее выполнить большего диаметра по сравнению с диаметром резьбы. Это предотвращает повреждения резьбы при затяжке длинных шпилек. Утолщенная средняя часть уменьшает также возможность скручивания шпильки при затяжке. Изготавливать шпильки из проката без проточки поверху не допускается.

Для уменьшения неравномерности нагружения отдельных секций некоторые зарубежные фирмы выпускают секционные насосы с промежуточной крышкой, что дает возможность корпус насоса разделить на две части: низкого и высокого давлений. При этом можно применять секции с различной толщиной стенок. Стяжные

шпильки можно выполнять либо укороченными с обеих сторон крышки, либо длинными с разными диаметрами и промежуточной гайкой.

ДВОЙНЫЕ КОРПУСА

Двойной корпус (см. рис. 84, *в*) применяют для обеспечения полной внешней герметичности и безопасной эксплуатации высоконапорных и горячеводных насосов, а также насосов, предназначенных для перекачивания сильно агрессивных или взрывоопасных жидкостей. Корпус состоит из наружного *7* и внутреннего *8* корпусов.

Наружный корпус представляет собой кованый или литой полый цилиндр со ступенчатым изменением толщины, внутри которого устанавливается внутренний корпус. К наружному корпусу приварены входной и выходной патрубки, опорные лапы. В литом наружном корпусе лапы и патрубки отливают вместе с корпусом.

С обоих торцов наружный корпус закрывается крышками, ограничивая тем самым полость, находящуюся под давлением, создаваемым насосом. Таким образом, под полным перепадом давления находится всего два стыка в плоскости, перпендикулярной оси насоса: внутренний (между внутренним и наружным корпусом) и внешний (между наружным корпусом и выходной крышкой). Уплотняют эти стыки, как правило, металлическими прокладками. Уплотняющее усилие на внутреннем стыке создается давлением насоса, на внешнем — шпильками крепления выходной крышки. В местах уплотнений корпусные детали обычно имеют пояски, наплавленные эрозионностойким материалом.

Внутренний корпус, образующий проточную часть насоса, может иметь следующие конструктивные разновидности:

внутренний корпус состоит из отдельных секций, в которых размещаются неразъемные направляющие аппараты;

конструкция внутреннего корпуса аналогична предыдущей, но направляющие аппараты состоят из двух половин и имеют разъем в плоскости оси насоса;

внутренний корпус имеет разъем в плоскости оси насоса и состоит из двух отливок, в которых выполнены водопроводящие каналы;

внутренний корпус — сварно-литой (сварно-кованый), состоящий из двух половин с разъемом по оси насоса.

Наряду с минимальным числом наружных стыков, находящихся под высоким давлением, большим преимуществом двойного корпуса является также то, что он обеспечивает сборку и разборку насоса без демонтажа подсоединительных трубопроводов. Это особенно важно для крупных насосов. Естественно, что двойной корпус имеет большую металлоемкость и трудоемкость изготовления по сравнению с секционным корпусом.

Детали внутреннего корпуса, непосредственно соприкасающиеся с перекачиваемой жидкостью, обычно изготавливают из более качественных материалов, чем наружный корпус. Для насосов, перекачивающих горячую воду, внутренний корпус изготавливают из нержавеющей или углеродистой стали; для агрессивных жидкостей — из специальных легированных сталей. Материалом для наружного корпуса обычно является углеродистая сталь 20 или 30. В некоторых случаях наружные корпуса изготавливают из серого чугуна.

Выходная крышка, закрывающая торец наружного корпуса со стороны нагнетания, является одной из ответственнейших деталей. Наряду с высокой прочностью, она должна иметь достаточную жесткость, так как по ней центрируют детали внутреннего корпуса и разгрузочного устройства. Усилия, действующие на крышку, достигают 1000—2000 тс. Крышки обычно изготавливают из поковок углеродистой стали.

Представляет интерес двухкорпусная конструкция насоса высокого давления без фланцевого крепления выходной крышки (см. рис. 135). Внешний стык уплотняется под действием осевой силы, возникающей от давления на выходе из насоса. Для уплотнения внутреннего стыка между полостями высокого и низкого давления используют специальные манжетные уплотнения.

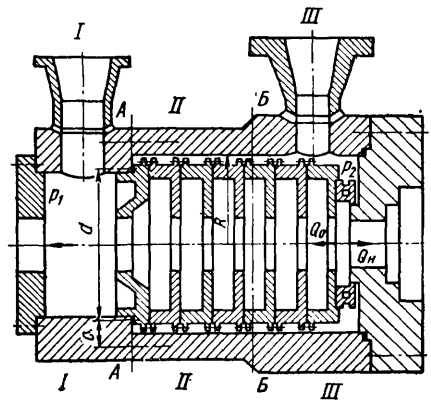


Рис. 87. Расчетная схема статора двухкорпусного насоса

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ СЕКЦИОННЫХ И ДВУХКОРПУСНЫХ НАСОСОВ

Методы прочностных расчетов, основанные на базе последних теоретических и экспериментальных разработок, довольно подробно изложены в монографии В. А. Марцинковского [37].

Наружный корпус двухкорпусного насоса (рис. 87). Усилие Q_0, действующее на внутренний корпус из-за разности давлений со стороны всасывания и нагнетания, воспринимается металлической прокладкой и передается на наружный корпус в виде равномерно распределенной по окружности диаметром d нагрузки q_0. Усилие Q_0 уравновешивается усилием $Q_н$, действующим на выходную крышку (со стороны нагнетания). Так как точка приложения нагрузки q_0 смещена относительно срединной поверхности цилиндра, в сечении A—A действует распределенный изгибающий момент M_0.

Рассматривая корпус как пустотелую оболочку, вводят элементарные нагрузки: N_x и N_θ — нормальные силы в осевом и окружном направлениях, M_x и M_θ — изгибающие моменты в поперечном и продольном сечениях, S — радиальная перерезывающая сила. Указанные силы связаны с радиальными деформациями W_2 срединной поверхности. Силы и моменты находят из условий совместности деформаций участков цилиндра с разной толщиной стенок. Для наиболее нагруженного участка *II* в сечении *A—A*

$$M_x = M; \quad M_\theta = \mu M_x; \quad N_x = \frac{Q}{2\pi R_2}; \quad N_\theta = \mu N_x + Eh\frac{W_2}{R_2},$$

где R_2 — наружный радиус оболочки; h — толщина цилиндра.

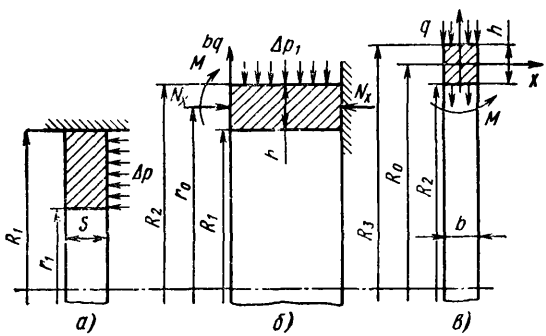


Рис. 88. Схема для расчета секции внутреннего корпуса

Напряжения определяют по формулам

$$\sigma_x = \frac{N_x}{h} - \frac{12M_x}{h^3}z; \quad \tau_x = \frac{Q_0}{h}\left(\frac{3}{2} - 6\frac{z^2}{h^2}\right); \quad \sigma_\theta = \frac{N_\theta}{h} - \frac{12M_\theta}{h^3}z,$$

где $z = h/2$.

Максимальные радиальные напряжения на внутренней поверхности

$$\sigma_r = -p,$$

где p — максимальное внутреннее давление.

По энергетической теории прочности

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_x)^2]}.$$

Запас прочности по пластическим деформациям $n_т = \sigma_т/\sigma$, причем для корпусов насосов, работающих при температуре 100—250° С, принимают $n_т = 2 \div 2{,}5$.

Секция внутреннего корпуса. Она представляет собой цилиндрическую обечайку (рис. 88, *б*) с кольцевыми ребрами (рис. 88, *в*), выполненную как одно целое с кольцевой пластиной (рис. 88, *а*). Обечайка нагружена извне давлением p нагнетания, а изнутри — давлением p_n ступени. На торцы обечайки действует распреде-

ленное осевое усилие Q_n, создаваемое перепадом давлений Δp. Так как давление ступени скачкообразно возрастает по мере приближения к выходу из насоса ($p_n = p_{n-1} + \Delta p$), наиболее нагруженной является первая ступень: на ее обечайку действует максимальный радиальный перепад давления $\Delta p_1 = p - p_1$ и осевая сила

$$Q_1 = p\pi (r_0^2 - r_1^2) - p_1\pi (R_1^2 - r_1^2).$$

Силы взаимодействия между обечайкой и кольцевой пластиной находят из условий совместности деформаций.

Максимальный прогиб и максимальные напряжения кольцевой пластины

$$W_{\max} = K_W \frac{\Delta p R_1^4}{ES^3}; \quad \sigma_{\max} = K_\sigma \frac{\Delta p R_1^2}{S^2}.$$

Коэффициенты K_W и K_σ зависят от условий заделки и нагружения, а также от отношения $\alpha = r/R_1$ [9].

Угол поворота сечения кольцевого ребра под действием момента M

$$\nu_1 = \frac{MR_0^2}{EJ_y},$$

где J_y — момент инерции кольцевого ребра относительно вертикальной оси.

Радиальная деформация кольцевого ребра под действием внешнего распределенного q и внутреннего p давлений

$$W_1 = -\frac{R_0^2 b (p+q)}{EbH}.$$

Максимальные сжимающие напряжения в ребре возникают при $x = -b/2$:

$$\sigma_{1\max} = -\frac{R_0}{H}\left(p + q + \frac{6M}{b^2}\right).$$

Напряжения на внешней поверхности обечайки

$$\sigma_x = \frac{N_x}{h} - \frac{6M_x}{h^2}; \quad \sigma_\theta = \frac{N_\theta}{h} - \frac{6M_\theta}{h^2};$$

$$\sigma_r = -p,$$

где

$$N_x = \frac{Q_1}{2\pi r_0}, \quad M_x = M, \quad M_\theta = \mu M_x; \quad N_\theta = \mu N_x + (EhW_2/r_0).$$

На стыках n-й и $n-1$-й секций действует перепад давления $\Delta p_n = p - p_n$. Для обеспечения герметичности стыков ширину контактных поясков B необходимо выбирать так, чтобы давление на них

$$q_n = \frac{Q_n}{\pi DB} = (2 \div 3)\,\Delta p_n,$$

где D — средний диаметр уплотнительного пояска.

В двухкорпусных насосах с одинаковыми секциями можно ограничиться проверкой герметичности для стыка первой секции, который является наиболее нагруженным.

Шпильки крышки со стороны выхода и уплотнительная прокладка. Усилие P_1, действующее на все шпильки, определяется суммарным усилием затяжки P_0 и внешней силой P, обусловленной давлением жидкости на крышку со стороны выхода (рис. 89). Связь между этими силами находится из диаграммы сила—деформация.

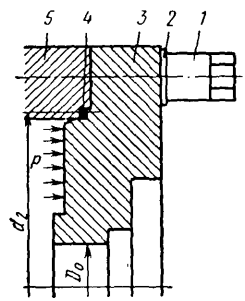


Рис. 89. Схема крепления выходной крышки

Если к шпилькам приложить внешнюю нагрузку P, они получат дополнительное удлинение δ, а деформация промежуточных деталей уменьшится на это же значение.

Полное усилие, действующее на шпильки:

$$P_1 = P_0 + \chi P,$$

а усилие, действующее на промежуточные детали;

$$P_2 = P_1 - P = P_0 - P(1 - \chi),$$

где $P = p\pi(d_2^2 - D_0^2)/4$ [здесь d_2 — средний диаметр уплотняющего кольца; D_0 — внутренний диаметр крышки; $\chi = \lambda_2/(\lambda_1 + \lambda_2)$ — коэффициент основной нагрузки (здесь λ_1 и λ_2 — коэффициенты податливости шпильки и промежуточных деталей).

В схеме крепления напорной крышки к системе болта относятся шпилька *1*, шайба *2* и крышка *3*; к системе корпуса *5* — прокладка *4*.

Усилие затяжки шпилек выбирают из условия плотности стыка, а также прочности шпилек, прокладки и контактных поверхностей крышки и корпуса. Для обеспечения плотности стыка необходимо, чтобы давление p_2 на контактных поверхностях прокладки превышало уплотняемое давление p:

$$P_2 = mp,$$

где m — коэффициент кратности (табл. 7).

В табл. 7 приведены минимальные значения $p_{2\min}$, ниже которых стык теряет плотность даже при выполнении условия $p_2 = mp$.

Действующее на прокладку усилие

$$P_2 = \pi d_2 b_2 p_2,$$

где b_2 — эффективная ширина поверхности контакта.

Для обеспечения плотности стыка прокладку нужно предварительно обжать с усилием

$$P_2 = \pi d_2 b_2 p_2',$$

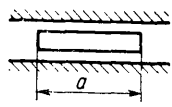
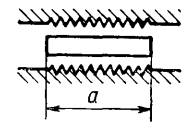
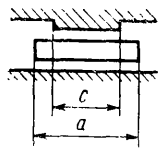
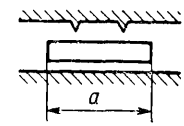
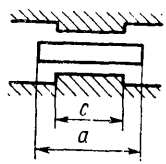
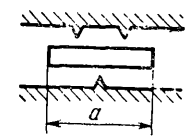
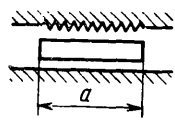
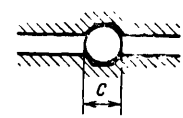
ТАБЛИЦА 7

Материал и конструкция прокладки	m	$p_{2\,min}$	p_2^*	$[p]$	$E \cdot 10^{-6}$	h	b
		кгс/см²				мм	
Резиновый лист	1,2	25	35	180	$0{,}4 \cdot 10^{-4} \times [1+(b/h)]$	—	—
Мягкая резина с тканевой прокладкой или лист из твердой резины	1,2	35	50	200	$0{,}4 \cdot 10^{-4} \times [1+(b/h)]$	1—3	$4h$ и более
Твердая резина с тканевой прослойкой	1,2	45	70	200	$0{,}4 \cdot 10^{-4} \times [1+(b/h)]$	1—3	—
Паронит или прессованный асбест	1,6	100	320	1100	0,03	1—3	12—20
Фторопласт-4	1,4	40	100	400	0,02	0,8—0,9	10
Фибра	1,4	400	500	800	0,07	1—3	8—12
Асбест, армированный проволочной сеткой	1,4	100	300	1200	0,03	—	—
Гофрированная с асбестовым наполнением и оболочкой:							
из меди или алюминия	1,5	200	420	1100	0,04	—	—
из углеродистой или нержавеющей стали	1,6	250	500	1300	0,05	—	—
Гладкая с асбестовым наполнителем и оболочкой:							
из меди или алюминия	1,6	250	500	1200	0,05	—	—
из мягкой стали или монеля	1,7	280	550	1300	0,06	—	—
из стали Х18Н9Т	1,8	300	650	1400	0,06	—	—
Сплошная:							
из мягкого алюминия	2	500	$\left(1+0{,}32 \times \times \frac{b_2}{h}\right)\sigma_т$	1400	0,7	1—4	8—16
из мягкой меди	2,4	700		2000	1,1	1—4	8—16
из мягкой стали	2,7	800		3500	2,0	1—4	8—16
из стали Х5М	3,0	900		5500	2,1	1—4	8—16
из стали ХН18Н9Т	3,2	1000		6000	2,1	1—4	8—16

где p_2^* — давление обжатия: для плоских металлических прокладок $p_2^* = [1 + (0{,}32b_2/h)]\,\sigma_т$, для зубчатых металлических прокладок $p_2^* = 4\sigma_т$.

В качестве эффективной принимают ширину прокладки $b_2 = b_0$, если $b_0 \leqslant 6$ мм и $b_2 = 2{,}5\sqrt{b_0}$, если $b_0 > 6$ мм. Значения b_0 для различных форм привалочных поверхностей приведены в табл. 8.

ТАБЛИЦА 8

b_0	Эскиз привалочной поверхности	b_0	Эскиз привалочной поверхности
$\frac{a}{2}$		$\frac{a}{4}$	
$\frac{a+c}{4}$		$\frac{3}{8}a$	
$\frac{c}{2}$		$\frac{a}{4}$	
$\frac{3}{8}a$		$\frac{c}{8}$	

Для плоских прокладок рекомендуется принимать $b_2 = b$, если $b \leqslant 10$ мм и $b_2 = 3{,}16\sqrt{b}$, когда $b > 10$ мм. Для зубчатых прокладок $b_2 = cz$ при $B \leqslant 10$ мм и $b_2 = 3{,}16zc/\sqrt{B}$ при $B > 10$ мм (здесь B — общая ширина прокладки; c — ширина зубца; z — число зубцов).

Усилие затяжки шпилек

$$P_0 = (1 - \chi)\,P + P_2,$$

где P_2 — наибольшее из значений, определяемых выше.

Выражая внешнее усилие P через уплотняемое давление и вводят коэффициент запаса K на ослабление затяжки, получим

$$P_0 = K\left[(1-\chi)\frac{\pi d_2^2}{4}p + P_2\right].$$

Коэффициент запаса $K = 1{,}0 \div 1{,}4$, причем большие его значения принимают для металлических прокладок.

Для создания требуемого усилия затяжки на ключе необходимо приложить момент, который приближенно равен

$$M_{кл} = \frac{1}{z} k_{кл} P_0 d,$$

где $k_{кл}$ — коэффициент, зависящий от состояния поверхности гайки и шайбы; $k_{кл} = 0{,}2 \div 0{,}24$; d — диаметр шпильки; z — число шпилек.

Контролируют усилие затяжки или по значению крутящего момента на ключе, или по углу поворота гайки:

$$\varphi = 2\pi \frac{\delta_0}{s} = 2\pi \frac{P_0 \lambda}{s},$$

где s — шаг резьбы.

Из условия прочности прокладки давление на ее контактных поверхностях не должно превышать допускаемого значения (см. табл. 7):

$$p_2 = \frac{P_2}{\pi d_2 b_2} \leqslant [p].$$

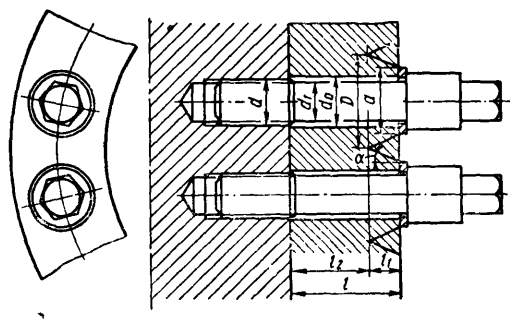


Рис. 90. Схема резьбового соединения

Рекомендуемые размеры прокладок (ширина b и толщина h) приведены в табл. 7. При использовании зубчатых прокладок значения m, p_{2min}, p_2^*, $[p]$, приведенные в табл. 7, надо уменьшить на 20%.

Коэффициент податливости шпилек (рис. 90)

$$\lambda_1 = \lambda_c \left(1 + 0{,}6 \frac{d}{l}\right),$$

где $\lambda_c = l/(zE_1 \pi d_1^2/4)$, E_1 — модуль упругости материала шпильки.

При вычислении податливости крышки предполагают, что деформация от сжатия под действием осевой силы находится в пределах конуса давления, причем $\operatorname{tg} \alpha = 0{,}4 \div 0{,}5$. Крепят крышки со стороны выхода из насоса часто расположенными шпильками, так что конусы давления перекрывают один другой. В этом случае коэффициент податливости крышки

$$\lambda_к = \frac{2{,}3}{zE_к \pi d_0 \operatorname{tg} \alpha} \lg \frac{(a + d_0)(D - d_0)}{(a - d_0)(D + d_0)} + \frac{l_2}{zE \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d_0^2\right)},$$

где a — наружный диаметр опорной поверхности гайки;

$$l_2 = l - [(D - a)/(2 \operatorname{tg} \alpha)].$$

Коэффициент податливости прокладки

$$\lambda_2 = \frac{h}{E_2 \pi d_2 b_2}.$$

Аналогично вычисляют коэффициент податливости $\lambda_ш$ шайбы. Имея коэффициенты податливости λ_2 и $\lambda_1 = \lambda_{шп} + \lambda_к + \lambda_ш$, находят значения χ и P_1.

В соединениях с металлическими прокладками коэффициент основной нагрузки должен иметь значения $\chi = 0{,}1 \div 0{,}2$.

Растягивающие напряжения в шпильке при сборке насоса определяются усилием P_0:

$$\sigma_1 = \frac{P_0}{z \frac{\pi d_1^2}{4}}.$$

При затяжке шпильки из-за трения между резьбой гайки и шпильки на шпильку передается крутящий момент, составляющий некоторую часть момента на ключе:

$$M_к = \frac{1}{z} P_0 \frac{d_{ср}}{2} \left(\frac{s}{\pi d_{ср}} + f \right).$$

Приближенно

$$M_к = \frac{1}{z} \varkappa P_0 d.$$

Для метрической резьбы коэффициент трения f и безразмерный коэффициент $\varkappa$ имеют следующие значения:

Коэффициент	f	$\varkappa$
Значение коэффициента для поверхностей:		
чисто обработанных смазанных	0,1	0,06—0,08
грубо обработанных смазанных	0,2	0,11—0,13
грубо обработанных без смазки	0,3	0,15—0,17

Срезывающие напряжения в витках резьбы шпильки

$$\tau_1 = \frac{P_0}{\beta \pi d_1 k_1 H z},$$

а в витках резьбы гайки

$$\tau_2 = \frac{P_0}{\beta \pi d k_1 H z},$$

где β — безразмерный коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы; k_1 — коэффициент полноты резьбы (отношение длины основания к шагу резьбы); для метрической резьбы $k_1 = 0{,}87$; H — высота гайки.

Коэффициент неравномерности нагрузки зависит от отношения d/s. На основании экспериментов для стальных резьбовых соединений его принимают равным $\beta = 5s/d$ при $d/s \leqslant 9$ и $\beta = 0{,}56$ при $d/s > 9$.

Предел прочности на срез $\tau_в = (0{,}6 \div 0{,}7)\sigma_в$, где $\sigma_в$ — предел прочности материала.

Запас прочности прокладок по пластическим деформациям

$$n_т = \frac{\sigma_т}{\sigma} = 1{,}5 \div 3{,}0.$$

Запас прочности шпилек

$$n_в = \frac{\sigma_в}{\sigma_1} = 1{,}5 \div 4{,}0.$$

Крышка со стороны выхода. Крышка представляет собой толстую кольцевую плиту, имеющую сложную форму в радиальном

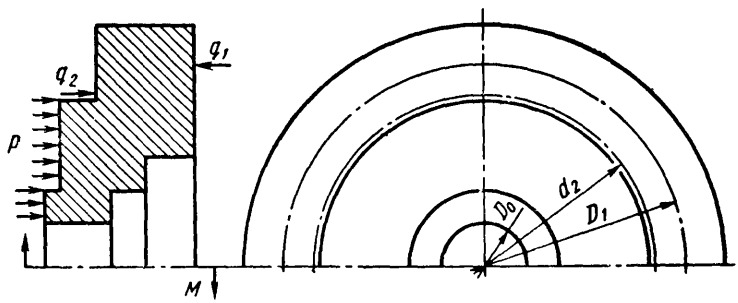


Рис. 91. Схема для расчета сил, действующих на крышку

сечении. Как показывает опыт, достаточно точные для практики значения напряжений в таких деталях дает приближенный метод расчета, основанный на предположении о неизменяемости формы радиального сечения.

На рис. 91 показаны нагрузки, действующие на крышку: p — давление нагрузки, действующее на кольцевую поверхность, ограниченную диаметрами d_2 и D_0; $q_1 = P_1/(\pi D_1)$ — распределенное усилие шпилек: $q_2 = P_2/(\pi d_2)$ — распределенное усилие от действия прокладки. Из условия равновесия половины крышки для случая отсутствия радиальной нагрузки ($N = 0$) находим момент, действующий на крышку:

$$M = M_1 - M_2 - M_0.$$

где $M_1 = P_1 D_1/(4\pi)$; $M_2 = P_2 d_2/(4\pi)$; $M_0 = p\,(d_2^3 - D_0^3)/24$.

Фланцевые соединения. В работе И. А. Биргера и др. [9] изложена методика расчета соединений с неконтактирующими фланцами, причем определение усилия на прокладку P_2, усилия затяжки шпилек P_0 и проверка прочности прокладки и шпилек производятся аналогично тому, как это сделано при расчете шпилек, крепящих выходную крышку.

Расчетная схема фланцевого соединения выходного патрубка показана на рис. 92. Уплотняемое давление p создает осевую

нагрузку $P = \pi d_2^2 p/4$, которая уменьшает сжатие прокладки и радиальную деформацию цилиндрической части патрубка, обусловленную поворотом тарелок фланцев. В то же время, внутреннее давление вызывает радиальные деформации трубы, которые поворачивают тарелки и ослабляют болты (радиальными деформациями тарелок можно пренебречь).

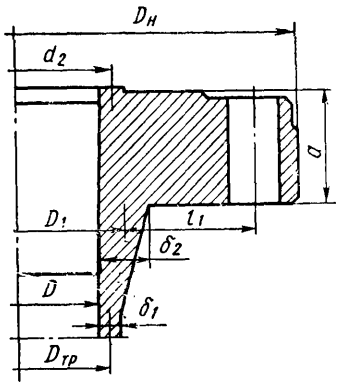


Рис. 92. Расчетная схема фланцевого соединения выходного патрубка насоса

Коэффициенты податливости болтов и прокладок вычисляют аналогично определению коэффициентов для крышки. Коэффициент податливости трубы

$$\lambda_{тр} = \frac{l - h}{E\pi D_1 \delta_2},$$

где h — толщина прокладки, $D_1 = D + \delta_2$, $l = 2a + h$.

Коэффициент податливости фланца по отношению к осевой нагрузке

$$\lambda_ф = 0{,}83 \frac{l_1^2 (1 - \eta)}{Ea^3 \lg \frac{D_н}{D}},$$

где $\eta = \dfrac{1}{1 + 0{,}82\left(\dfrac{a}{\delta}\right)^3 \sqrt{\dfrac{2\delta}{D_{тр}}} \lg \dfrac{D_н}{D}}$; $\left(\text{здесь } \delta = \dfrac{\delta_1 + \delta_2}{2}\right)$.

Коэффициент податливости фланца при действии внутреннего давления

$$\lambda_ф^* = 0{,}4 (1 - \eta) \frac{D_{тр}^2}{d_2^2} \frac{\delta l_1}{Ea^3 \lg \frac{D_н}{D}}.$$

Наиболее опасным, с точки зрения прочности, сечением патрубка является сечение в месте перехода от фланца к трубе (при условии $a > \delta_2$). Распределенный изгибающий момент в этом сечении

$$M_1 = \eta \frac{P_0 l_1}{\pi D_1},$$

а напряжение изгиба

$$\sigma_и = \frac{6M_1}{\delta_2^2} = \frac{6\eta P_0 l_1}{\pi D_1 \delta_2^2}.$$

Под действием осевого усилия P_0 тарелка фланца поворачивается на угол

$$\varphi = \frac{P_0 l_1}{2\pi} \frac{1 - \eta}{\frac{Ea^3}{12} \cdot 2{,}3 \lg \frac{D_н}{D}},$$

при этом в теле фланца возникают окружные напряжения

$$\sigma_\theta = E\varphi \frac{y}{r},$$

где y, r — координаты точки, в которой измеряют напряжения (расстояние до срединной плоскости фланца и до оси патрубка соответственно).

Максимальные напряжения возникают в точке $y = a/2$, $r = D/2$:

$$\sigma_\theta = 0{,}83 \frac{P_0 l_1 (1 - \eta)}{Da^2 \lg \frac{D_н}{D}}.$$

Приведенное напряжение в наиболее нагруженной точке определяют по энергетической теории формоизменения.

Запас прочности принимают равным

$$n_в = \frac{\sigma_в}{\sigma} > 1{,}25.$$

Корпусные детали секционных насосов. Наиболее нагруженным является стык первой ступени и крышки, расположенной со стороны входа. Так как все секции обычно делают одинаковыми, ширина h контактных поясков секций со стороны нагнетания получается завышенной; в свою очередь, для создания необходимого из условий плотности давления между выходной крышкой и последней ступенью приходится увеличивать усилия на шпильки и соответственно их диаметр. Таким образом, в секционных насосах обычного исполнения прочностные возможности секций и шпилек используются крайне нерационально.

Более равномерное нагружение достигается в насосах с промежуточной крышкой (рис. 93). Она разделяет секции на две части: низкого и высокого давлений. Каждая часть стягивается шпильками. При этом по сравнению с типовой конструкцией в части низкого давления уменьшается усилие на шпильки $P_{1н}$ и разность нагрузок на стыках секций, в части высокого давления уменьшается нагрузка на стыке промежуточной крышки и первой ступени, что позволяет делать более узкими контактные пояски и тем самым снизить усилие $P_{1в}$ на шпильках.

Для определения напряжений в шпильках используют ту же методику, что и при расчете резьбовых соединений.

Максимальное суммарное усилие в шпильках

$$P_{1max} = P_{max} + P_{2_0 max} + P_t,$$

где P_{max} — усилие от внутреннего давления, раскрывающее стык между крышкой, расположенной со стороны нагнетания, и секцией последней ступени; $P_{2_0 max}$ — усилие на стыке, необходимое для обеспечения плотности.

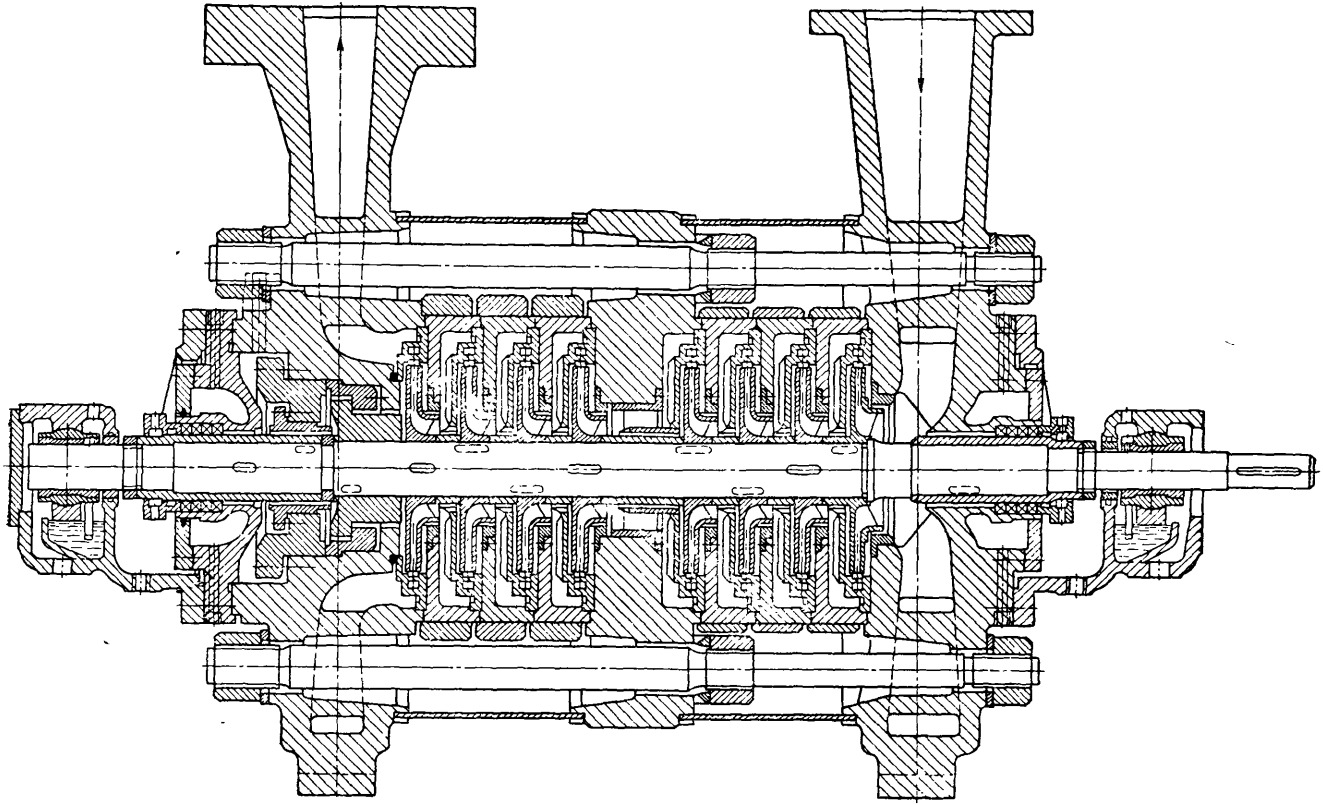


Рис. 93. Разрез секционного насоса

Усилие P_t, возникающее вследствие разности температур, можно найти из условия совместности деформаций шпилек и секций:

$$P_t = \frac{\delta_{2t} - \delta_{1t}}{\lambda_1 + \lambda_2} = \frac{al\,\Delta t}{\lambda_1 + \lambda_2}.$$

где δ_{1t} и δ_{2t} — температурные удлинения шпилек и пакета секций; λ_1 и λ_2 — коэффициенты их податливости.

Максимальные растягивающие напряжения в шпильках

$$\sigma_{1\max} = \frac{P_{1\max}}{F_1},$$

а в контактных поясках

$$\sigma_{2\max} = \frac{P_{2\max}}{F_2} = \frac{P_{1\max} - P_{\min}}{F_2},$$

где F_1 — суммарная площадь поперечного сечения всех шпилек: $F_1 = z\pi d^2/4$ (здесь z и d—число шпилек и их диаметр); $P_{\min}$ — усилие, под действием которого раскрывается стык между крышкой, расположенной со стороны входа в насос, и секцией первой ступени; F_2 — площадь контактного пояска; $F_2 = \pi (D + h) h$ (здесь D и h — внутренний диаметр секции и ширина контактного пояска).

Максимальная разность температур Δt секций и шпилек возникает при пуске насосов из холодного состояния. При установившемся режиме разность Δt зависит от температуры перекачиваемой воды, и ее определяют по графику (рис. 94).

Приближенно оценить температурные деформации секционных насосов можно, используя формулу для деформации цилиндра:

$$\frac{1}{\rho_0} = K \frac{\alpha\,\Delta t}{D + h_0},$$

где K — коэффициент, зависящий от закона изменения температуры по диаметру; α — коэффициент линейного расширения; ρ_0 — радиус кривизны; D — внутренний диаметр цилиндра; h_0 — толщина стенки.

Соответствующий температурный момент можно найти из соотношения

$$\frac{M_t}{EJ_2} = \frac{1}{\rho_0},$$

где J_2 — момент инерции пакета секций, которые рассматриваются как сплошной цилиндр диаметром $D + h_0$ толщиной стенки h_0 и длиной l.

Действительное искривление корпуса будет меньше, так как искривлению препятствуют стяжные шпильки. Пусть M — мо-

мент, возникающий вследствие жесткости шпилек и препятствующий деформации корпуса. Тогда действительный радиус кривизны корпуса ρ_2 определяется из формулы

$$\frac{1}{\rho_2} = \frac{M_t - M}{EJ_2}.$$

Если шпильки представить в виде условного цилиндра (рис. 95) с изгибной жесткостью EJ_1, то радиус кривизны ρ_1 условного цилиндра в предположении, что крышки жесткие, будет равен

$$\frac{1}{\rho_1} = \frac{M}{EJ_1}.$$

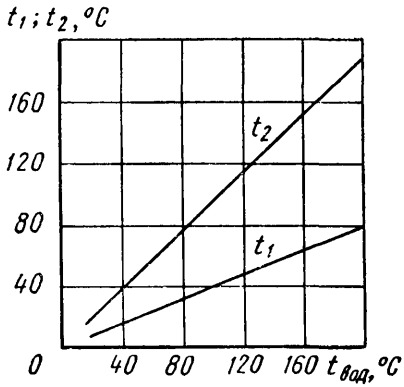


Рис. 94. Зависимость температуры шпилек t_1 и секции t_2 от температуры перекачиваемой воды $t_{вод}$

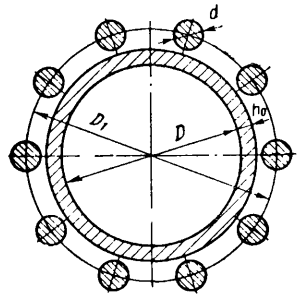


Рис. 95. Схема для определения изгибной жесткости шпилек и корпуса

Считая, что ось корпуса и условного наружного цилиндра изгибаются по одному и тому же радиусу $\rho = \rho_1 = \rho_2$, найдем восстанавливающий момент M:

$$M = M_t \frac{EJ_1}{EJ_1 + EJ_2},$$

и радиус кривизны

$$\frac{1}{\rho} = K \frac{\alpha \Delta t}{D + h_0} \frac{1}{1 + \frac{J_1}{J_2}}.$$

Для повышения жесткости секционных насосов, для того, чтобы они не подвергались температурным искривлениям, следует повышать отношение J_1/J_2, увеличивая количество и диаметры шпилек, а также располагая их на окружности большего диаметра D_1, при этом необходимо обеспечить достаточную жесткость крышек.

Если предположить, что корпус изгибается по дуге окружности радиуса $\rho_к$, можно найти максимальный прогиб

$$\delta = K \frac{L^2 \alpha \Delta t}{8(D + h_0)} \frac{1}{1 + \frac{J_1}{J_2}}.$$

Здесь L — длина корпуса.

Для линейного закона изменения температуры по диаметру коэффициент $K = 1$. Задавшись допустимым максимальным прогибом, можно определить допустимую для нормальной работы разность температур верхней и нижней части корпуса:

$$\Delta t_m = \delta_m \frac{8(D + h_0)}{L^2 \alpha} \left(1 + \frac{J_1}{J_2}\right).$$

Повышают жесткость секционных насосов следующим образом:

1) увеличивают момент инерции шпилек J_1;

2) снижают жесткость секций, уменьшая толщину обечайки h_0 (для восприятия радиальных нагрузок от внутреннего давления на секции можно надевать бандажи);

3) увеличивают жесткости крышек, так как их коэффициент податливости суммируется с коэффициентом податливости шпилек; кроме того, при применении жестких крышек уменьшаются изгибные напряжения в шпильках и обеспечивается более равномерная передача усилий от шпилек на секции;

4) обеспечивают равномерную нагрузку на шпильки, контролируя усилия затяжки по углу поворота гайки.

Температурные деформации уменьшают созданием одинаковых температурных условий для симметрично расположенных шпилек.

РОТОР В СБОРЕ

Конструкция. Ротор лопастного насоса представляет собой отдельную сборочную единицу, которая в значительной мере определяет экономичность, надежность и долговечность работы насосов.

Базовой деталью ротора является обычно двухопорный вал, на котором устанавливают рабочие колеса, защитные втулки, детали гидравлического разгрузочного устройства, полумуфту и другие мелкие детали, закрепленные на валу.

При консольной конструкции ротора (рис. 96, *а*) рабочее колесо располагают на конце вала и фиксируют на нем в осевом направлении гайкой, которая одновременно является обтекателем. В одноступенчатых насосах с проходным валом рабочее колесо обычно устанавливают на равном расстоянии от опор (рис. 96, *б*). Расположение комплекта рабочих колес многоступенчатого насоса зависит от конструктивной схемы насоса (рис. 96, *в*, *г*). Рабочие колеса ступеней упираются в буртик вала и через втулки круглыми гайками фиксируются в осевом направлении. В насосах, перекачивающих горячие жидкости, между комплектом рабочих колес и упорной втулкой предусматривают зазор 0,5—1,0 мм для компенсации тепловых расширений деталей ротора.

Защитные втулки либо навинчивают на вал, либо поджимают в осевом направлении круглыми гайками. Направление резьбы

необходимо выбирать с учетом направления вращения вала для предупреждения самоотвинчивания при работе.

На приводном конце вала, имеющем цилиндрическую или коническую форму, устанавливают полумуфту, которая в осевом направлении может фиксироваться круглой гайкой.

Большинство деталей ротора посажены на вал на шпонках. Детали, устанавливаемые без шпоночного соединения, должны быть надежно закреплены от проворачивания.

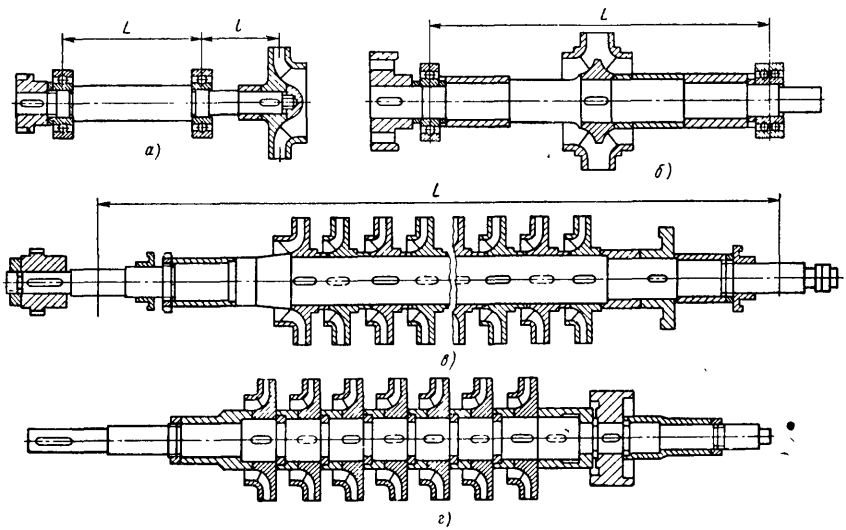


Рис. 96. Роторы насосов

В зависимости от конструктивной схемы насоса роторы бывают с односторонним (входные воронки рабочих колес направлены в одну сторону) и симметричным расположением рабочих колес. В последнем случае рабочие колеса попарно раздвинуты входными воронками в противоположные стороны.

Спокойная и надежная работа насоса наряду с диаметром вала в значительной мере определяется расстоянием между опорами L, которое в основном зависит от числа ступеней. Аналогичное влияние оказывает вылет l в насосах консольного типа. Уменьшение размеров L и l является первоочередной задачей при конструировании роторов. Хорошие результаты при этом, особенно для высоконапорных насосов, дает повышение частоты вращения ротора.

Отсутствие вибрации в насосе из-за неуравновешенности ротора при его вращении является одним из основных условий нормальной работы насоса. Выполнение этого требования осуществляется за счет тщательной статической балансировки отдельных деталей ротора и динамической балансировки собранного ротора.

Динамическая балансировка ротора производится на специальных станках, обычно при пониженной частоте вращения. Роторы крупных многоступенчатых насосов рекомендуется балансировать при частоте вращения, близкой к рабочей. В некоторых случаях приходится балансировать ротор насоса в собственных опорах на месте эксплуатации.

Наиболее благоприятные условия для обеспечения уравновешенности создает так называемая неразборная конструкция ротора, при которой рабочие колеса посажены на вал с натягом. Тип посадки зависит от частоты вращения, температуры перекачиваемой жидкости и выбирается с таким расчетом, чтобы при работе не образовался зазор между валом и ступицей рабочего колеса под действием центробежных сил и температурного расширения. Собирают и разбирают такой ротор, как правило, с подогревом рабочих колес. Причем, рекомендуется пользоваться специальными подогревателями, обеспечивающими равномерный нагрев по окружности ступицы рабочего колеса. Вал в такой конструкции ротора имеет ступенчатое уменьшение диаметров посадочных поверхностей под колеса.

В отечественной практике при частоте вращения до 3000 об/мин преобладающее распространение получила разборная конструкция ротора, в которой рабочие колеса посажены на вал по подвижной посадке (рис. 96, *в*). Колеса устанавливают на валу по скользящей или плотной посадке, что обеспечивает минимально возможные зазоры.

При работе насоса через торцы ступиц рабочих колес на вал передается осевое усилие, достигающее десятков тонн. При неперпендикулярности торцов под действием осевого усилия вал дополнительно изгибается, что приводит к разбалансировке ротора. Во избежание этого, торцы рабочих колес обрабатывают с перпендикулярностью 0,01—0,02 мм при шероховатости поверхности 1,25—0,63. За счет плотного прилегания торцов исключается возможность перетока перекачиваемой жидкости на валу.

Для предупреждения смятия торцов ступиц при больших осевых усилиях ротор выполняют так, что усилие на вал передается от нескольких рабочих колес или от каждого колеса в отдельности (рис. 96, *г*). Для этого на валу протачивают кольцевые канавки, в которые устанавливают разъемные упорные кольца. Для облегчения сборки обе половинки кольца удерживаются стяжным кольцом. Упорные кольца входят в заточку ступицы рабочего колеса и фиксируются в ней.

Если рабочие колеса изготовлены с короткими ступицами, то в собранном роторе между ними устанавливают дистанционные втулки. В собранном роторе необходимо проверить биение рабочих поверхностей, которое не должно превышать следующих значений (мм) для: поверхности уплотнения рабочих колес 0,05—0,08, межступенных уплотнений 0,06—0,09, втулок концевых уплотнений 0,03—0,04, торцовой поверхности разгрузочного

диска 0,02, шейки вала под подшипники 0,01—0,02. Биение проверяют при отпущенных и затянутых гайках ротора.

Большое влияние на работу ротора оказывает соединительная муфта, которая, обеспечивая передачу крутящего момента, не должна создавать дополнительных радиальных усилий.

Осевые силы, действующие на ротор в центробежных насосах. В рабочем колесе одностороннего входа из-за отсутствия симметрии его относительно плоскости, перпендикулярной оси вращения насоса, возникает неуравновешенная гидравлическая сила, направленная по оси в сторону входной воронки колеса. Суммарная осевая сила современных мощных насосов достигает десятков и даже сотен тонн и уравновешивание ее связано с большими трудностями.

Точно определить осевые силы до настоящего времени не удалось из-за сложного влияния трудно учитываемых факторов: вращения жидкости и утечек в пазухах, влияния зазора на выходе из рабочего колеса, режима работы и т. д.

Рассмотрим обычно применяемую упрощенную методику расчета осевой силы и оценим качественное влияния некоторых факторов на ее значение [53, 35, 44]. Для упрощения расчета примем следующие допущения: жидкость в пазухе вращается с угловой скоростью $\omega_ж = \omega/2$; утечки через пазуху практически отсутствуют; дросселирующим влиянием зазора на выходе из рабочего колеса можно пренебречь.

Рассматривая равновесие цилиндрического элемента жидкости в пазухе с радиусами r и $r + dr$ (см. рис. 59, *а*), можно найти закон изменения удельной энергии потока по радиусу

$$h = h_2 - \frac{\omega_ж^2}{2g}(r_2^2 - r^2)$$

или

$$h = \frac{\omega_ж^2}{2g} r^2 + \text{const}.$$

Давление в пазухе изменяется по параболе, крутизна которой зависит от скорости $\omega_ж$.

При сложении эпюр давления на внешних сторонах дисков остается неуравновешенная (заштрихованная) часть эпюры на кольцевой поверхности с радиусами r_{y1} и r_{y2}, которая и обусловливает наличие осевой силы T_1 (см. рис. 59). Эту силу определяют r_{y1} суммированием, и при принятых допущениях она равна

$$T_1 = \int_{r_{y2}}^{r_{y1}} 2\pi r\, dr\gamma h = \gamma\pi\left(r_{y1}^2 - r_{y2}^2\right)\left[H_p - \frac{\omega^2}{8g}\left(r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2}\right)\right],$$

где

$$H_p = H\left[1 - (v_{2u}/2u_2)\right].$$

При аварийном износе уплотнения из-за изменения эпюры распределения давлений возникает дополнительная осевая сила давления T_1^*, также направленная в сторону всасывания [36]:

$$T_1^* = \pi (r_2^2 - r_{y1}^2)\, \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2r_2^2} - 2 \right).$$

По оси насоса действует также динамическая сила T_2, обусловленная натеканием потока на колесо и изменением осевого направления его движения на радиальное. Силу T_2 определяют, используя закон изменения количества движения:

$$T_2 = B \frac{\gamma Q}{g} v_0,$$

где $B = 1$ — для радиальных колес; $B < 1$ — для диагональных колес (определяется экспериментально).

Направление действия силы T_2 совпадает с направлением скорости v_0, а численно она равна (0,01—0,05) T_1.

Суммарная осевая сила, действующая на рабочее колесо:

$T = T_1 - T_2$ — для нормального зазора в уплотнениях;

$T = T_1 + T_1^* - T_2$ — для аварийного износа уплотнений.

Осевая сила рабочего колеса открытого типа (без покрывающего диска) приближенно равна [71]

$$T = \frac{\pi}{4} \left[\frac{p_2}{3} (D_2^2 + D_1^2 + D_1 D_2) - \frac{D_2^2 \gamma u_2^2}{16g} - (D_1^2 - d_{вт}^2) \frac{\gamma v_0^2}{g} \right].$$

Осевая сила ротора при одностороннем расположении рабочих колес

$$T_{ос} = \sum_1^i T,$$

где i — число ступеней.

Для некоторых типов насосов (например, консольных) необходимо учитывать также осевую силу T_3, обусловленную разностью давлений на торцах вала. По данным ВНИИГидромаша, осевую силу консольных насосов ориентировочно можно определить по зависимости

$$T = K_a \frac{\pi}{4} (D_{y1}^2 - d_в^2)\, \gamma H,$$

где $K_a \approx 1$ при $n_s = 60 \div 75$; $K_a \approx 0{,}65$ при $n_s = 120 \div 250$; D_{y1} — диаметр щели.

Для колес с проходным валом осевая сила

$$T = \frac{\pi}{4} (D_{y1}^2 - d_{вт}^2)\, \gamma H_{ср},$$

где $H_{ср} = 0{,}6H$ при $n_s \leqslant 60$; $H_{ср} = 0{,}8H$ при $n_s = 60 \div 200$.

Существенное влияние на значение осевой силы оказывают утечки в пазухах, которые в первую очередь изменяют скорость $\omega_ж$ [35, 28]. Протечка от периферии к центру (у покрывающего диска) уменьшает давление в пазухе, протечка от центра к периферии (у основного диска) — увеличивает давление в пазухе. Для предотвращения возрастания осевой силы не допускается большой износ как переднего, так и межступенного уплотнения.

Уменьшением размера пазухи s_1 со стороны покрывающего диска при одновременном увеличении размера s_2 можно несколько уменьшить осевую силу. Особое внимание следует обращать на чистоту обработки покрывающего диска и стенки корпуса в пазухе для уменьшения $\omega_ж$ и увеличения силы давления на покрывающий диск.

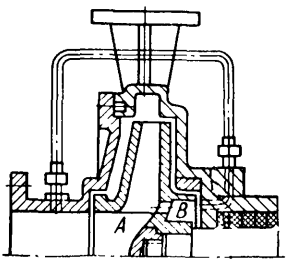


Рис. 97. Одноступенчатый насос с отверстиями в рабочем колесе для уравновешивания осевой силы

При смещении рабочего колеса относительно отвода изменяется осевая сила. Для уменьшения ее рекомендуется снижать угловую скорость $\omega_ж$ у покрывающего диска и повышать ее у основного.

Уравновешивают осевые силы в одноступенчатых насосах следующими способами:

1. Применением рабочего колеса двустороннего входа. Вследствие симметрии теоретически осевое усилие должно быть полностью уравновешено. Из-за неточности изготовления или неравномерного износа уплотнений возникает неуравновешенная сила. Упорный подшипник насоса двустороннего входа рассчитывается на усилие T_1^* при аварийном износе уплотнения с одной стороны колеса.

2. Применением симметричных уплотнений по обе стороны рабочего колеса (рис. 97). Щелевые уплотнения выполняют на одном диаметре. Полости A и B для выравнивания давления могут сообщаться либо через отверстия в основном диске, либо при помощи отводящей трубки (показано штриховыми линиями). В последнем случае отверстия в дисках не выполняют. При таком уравновешивании на 3—5% снижается к. п. д. насоса из-за увеличения объемных потерь и нарушения структуры потока на входе утечками через отверстия.

Площадь отверстия или трубки выбирают из условия

$$F_{тр}\left(\sum F_{отв}\right) = (4 \div 5)\,\pi D_у \delta,$$

где $D_у$ — диаметр уплотнения; δ — зазор.

При данном способе неуравновешенными остаются силы T_2, T_3 и T_1^*, по которым рассчитывается упорный подшипник.

Указанный способ уравновешивания осевой силы иногда применяют для многоступенчатых низконапорных насосов.

3. Выполнением радиальных импеллеров на внешней стороне основного диска, снижающих давление в задней пазухе (рис. 98). Такой способ часто применяют для насосов, перекачивающих загрязненные жидкости. Одновременно импеллеры снижают давление перед концевым уплотнением.

Импеллеры бывают с открытыми (рис. 98, *а*), закрытыми (рис. 98, *б*) и комбинированными (рис. 98, *в*) лопатками. Открытые лопатки выполняются радиальными, закрытые могут быть профилированными.

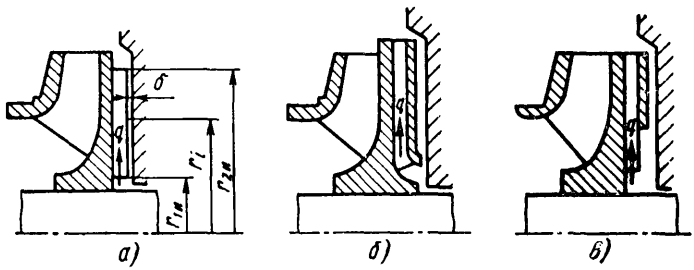


Рис. 98. Импеллеры для снижения осевой силы

Создаваемое импеллером давление

$$p_i = K_H \frac{\gamma\omega^2}{2g}(r_{2u}^2 - r_i^2),$$

где $K_H = 0{,}8 \div 0{,}9$ (для импеллеров с открытыми лопатками зависит от зазора δ).

Уменьшение осевой силы от действия открытых лопаток можно оценить выражением [15]

$$T_л = \frac{3}{8}\gamma\left(\frac{\pi D_{2u}^2}{4} - \frac{\pi d_{вт}^2}{4}\right)\left(\frac{u_{2u}^2 - u_{вт}^2}{2g}\right),$$

где D_{2u} — выходной диаметр импеллера; u_{2u}, $u_{вт}$ — окружная скорость импеллера на выходе из втулки.

Для полного уравновешивания необходимо выполнить условие $T_л \approx T_1$. Число лопаток обычно принимают равным четырем—шести, их высоту — 4—7 мм в зависимости от размеров колеса.

Применение импеллеров связано с дополнительной затратой мощности и снижением к. п. д. насоса. Остаточная осевая сила воспринимается упорным подшипником.

Уравновешивание осевой силы в многоступенчатых насосах связано с увеличением объемных потерь и усложнением условий работы отдельных узлов. Наиболее распространенные схемы уравновешивания осевой силы приведены на рис. 99.

В насосах спирального типа уравновешивание достигается симметричным расположением групп рабочих колес входными воронками в противоположные стороны (рис. 99, *а*, *б*, *в*, *г*). Каж-

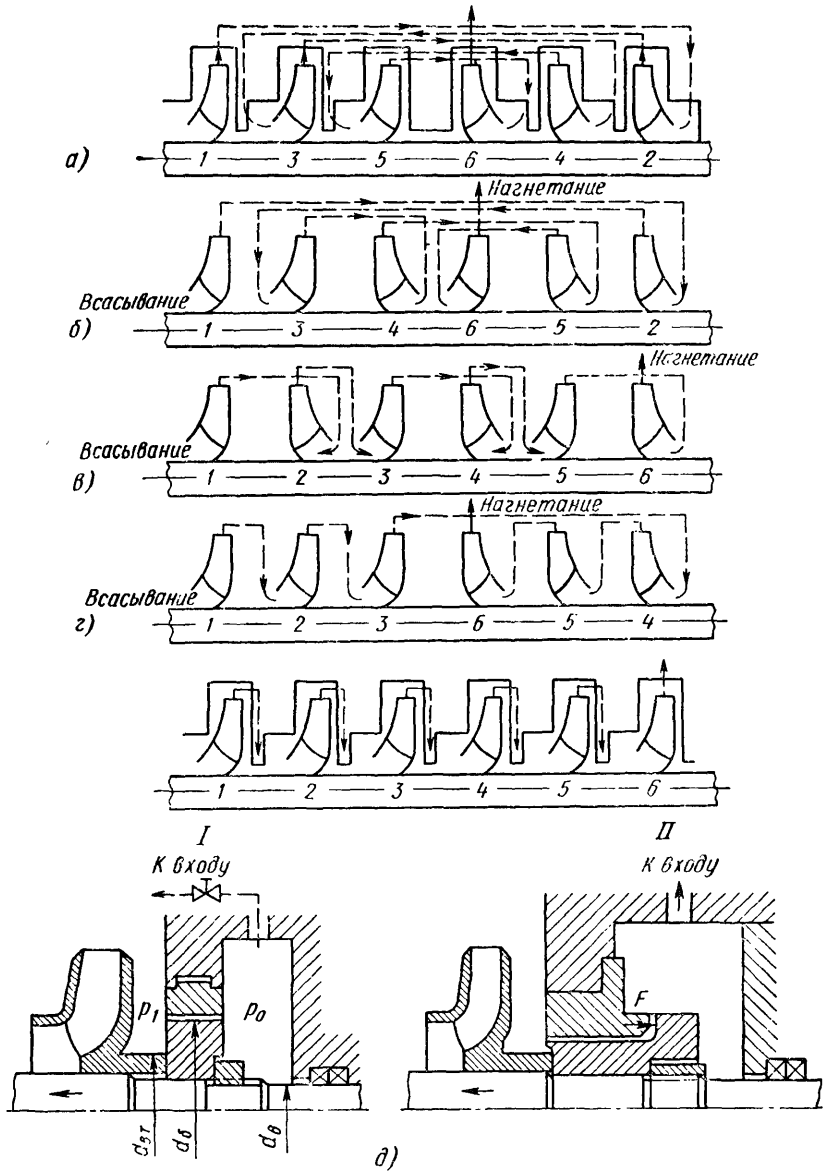


Рис. 99. Схемы уравновешивания осевых сил в многоступенчатых насосах

дая из приведенных схем имеет свои преимущества и недостатки с точки зрения работы межступенных и концевых уплотнений, конструктивной и технологической сложности отливки корпуса.

Неуравновешенная осевая сила может возникнуть из-за неточности изготовления втулок рабочих колес. Упорный подшипник выбирают по суммарному осевому усилию $\sum T_1^*$, возникающему при аварийном износе уплотнений всех колес, входные воронки которых направлены в одну сторону.

Симметричное расположение рабочих колес встречается и в насосах секционного типа с направляющими аппаратами.

При одностороннем расположении рабочих колес (рис. 99, *д*) осевую силу уравновешивают гидравлическим разгрузочным устройством: разгрузочным барабаном (*I*) или гидравлической пятой (*II*).

Разгрузочный барабан представляет собой цилиндрическую деталь, устанавливаемую на вал за последней ступенью. Между барабаном и корпусом образуется цилиндрическая дросселирующая щель. Разгрузочный барабан выполняет две функции: уравновешивает осевую силу и снижает давление перед концевым уплотнением со стороны нагнетания насоса.

Уравновешивающая сила, действующая на барабан в сторону, противоположную действию осевой силы, определяется выражением (см. рис. 99, *д*)

$$F = T_{\text{ос}} = \frac{\pi}{4}(d_{\text{б}}^2 - d_{\text{вт}}^2)\, p_1 - \frac{\pi}{4}(d_{\text{б}}^2 - d_{\text{в}}^2)\, p_0.$$

Подбором размеров барабана можно снизить $T_{\text{ос}}$ до любого значения. Из камеры за барабаном жидкость по трубке отводится к всасыванию насоса. Сечение трубки принимается равным

$$F_{\text{тр}} = (4 \div 5)\, \pi d_{\text{б}} \delta.$$

Полностью уравновесить осевую силу барабаном можно только для одного расчетного режима. На других режимах возникает неуравновешенная осевая сила, которая должна восприниматься упорным подшипником.

Гидравлическая пята представляет собой автоматическое саморегулирующееся гидравлическое уравновешивающее устройство, работающее на всех режимах работы насоса.

Между вращающимся разгрузочным диском и неподвижной подушкой пяты образуются две щели: цилиндрическая дросселирующая щель с постоянным сопротивлением и переменная торцовая щель, в которой осуществляется до 70% дросселирования общего перепада давления. Давление в камере за пятой, которая трубой соединяется с входом в насос, зависит от торцового зазора.

При уменьшении осевой силы ротор под действием силы F, возникающей в торцовом зазоре гидропяты, перемещается вправо. Торцовый зазор несколько увеличивается, происходит перераспределение давления в камерах и устанавливается новое положение

равновесия. Аналогичная картина происходит при увеличении осевой силы. При применении гидравлической пяты концевое уплотнение также разгружается от высокого давления.

Иногда в мощных насосах применяют комбинированное гидравлическое разгрузочное устройство, состоящее из барабана и гидравлической пяты.

Как правило, расчет гидравлической пяты сводится к определению размеров щелей, обеспечивающих минимальные утечки при достаточном торцовом зазоре h_2, при котором пята работает без контакта рабочих поверхностей (рис. 100). Чем круче линия,

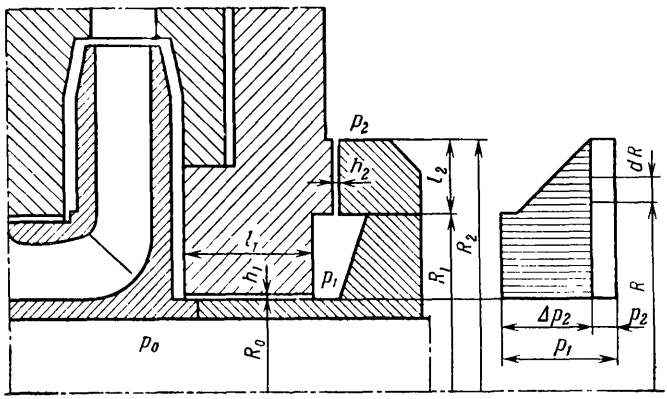


Рис. 100. Схема для расчета гидравлической пяты

выражающая графическую зависимость силы F, действующей на диск пяты, от зазора h_2, тем меньше утечки. Наклон этой линии характеризуется отношением $\beta = \Delta p_2/\Delta p$, где Δp_2 — перепад давления в торцовой щели; Δp — перепад давления в цилиндрической щели (рис. 101, *а*).

Существует несколько методик расчета [53, 65, 35]. Рассмотрим методику, предложенную В. А. Марцинковским [44], которая отличается простотой и наглядностью. Приняв линейный закон изменения давления по длине торцовой щели, можно определить суммарное осевое усилие F, действующее на диск (см. рис. 100).

$$F = \frac{\pi}{3}\Delta p_2 [R_1^2 + R_1R_2 + R_2^2 - 3R_0^2 - \alpha (R_2^2 - R_1R_2 - 2R_1^2)].$$

Используя безразмерные параметры $\rho_0 = R_0/R_2$, $\rho_1 = R_1/R_2$, $f = 3F/(\pi\Delta p R_0^2)$, $\beta = \Delta p_2/\Delta p$, приведем выражение для F к виду

$$f = \frac{\beta}{\rho_0^2}[1 + \rho_1 + \rho_1^2 - 3\rho_0^2 - \alpha (1 + \rho_1 - 2\rho_1^2)]. \qquad (46)$$

Коэффициенты α и β являются функциями размеров гидравлической пяты. Вид этих функций можно определить, если перепады

давления выразить через скоростные напоры и коэффициенты потерь: ζ_1 — в цилиндрической щели, ζ_2 — в торцовой щели и $\zeta_{2вх} = 1 + \zeta'_{2вх}$ — на входе в торцовую щель:

$$\alpha = \frac{1 + \zeta'_{2вх}}{\zeta'_{2вх} + \rho_1^2 + \rho_1(1 - \rho_1)\dfrac{\lambda_2 R_2}{2h_2}}; \tag{47}$$

$$\beta = \frac{1}{1 + \dfrac{\zeta_{1вх} + \dfrac{\lambda_1 l_1}{2h_1}}{\zeta'_{2вх} + \rho_1^2 + \rho_1(1 - \rho_1)\dfrac{\lambda_2 R_2}{2h_2}} \dfrac{R_1^2}{R_0^2} \dfrac{h_2^2}{h_1^2}}, \tag{48}$$

где $\zeta_{1вх}$ — коэффициент потерь на входе в цилиндрическую щель; l_1 и l_2 — длины цилиндрической и торцовой щелей.

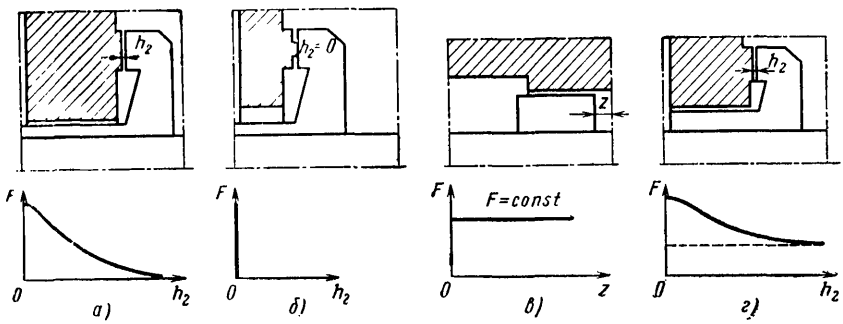


Рис. 101. Зависимости силы, действующей на диск, от торцового зазора при различных разгрузочных устройствах

Для турбулентного течения можно принять $\zeta'_{2вх} = 0{,}15 \div 0{,}25$; $\zeta_{1вх} = 1{,}3 \div 1{,}5$; $\lambda_1 \approx 0{,}04$; $\lambda_2 \approx 0{,}06$. Из условия надежности выбирают $h_1 = 0{,}2 \div 0{,}3$ мм; $h_2 = 0{,}1 \div 0{,}2$ мм; $h_2/R_2 = (0{,}8 \div 1{,}2)10^{-3}$. Размеры R_1 и l_1 определяют исходя из условия обеспечения утечек через пяту $q \leqslant 0{,}05Q$ и достаточной устойчивости регулирования ($\beta = 0{,}3 \div 0{,}5$), по выражению

$$q = 2\pi R_1 h_2 \sqrt{\beta \frac{2g\,\Delta p}{\gamma \zeta_2}}. \tag{49}$$

Рассчитывают пяту в такой последовательности. Задаются размерами R_0, h_1, h_2 и по выражению (46) определяют f. Выбирают оптимальное значение R_1 и h_2/R_2, вычисляют ρ_0, ρ_1, по выражению (47) находят α. По формуле (48) определяют β:

$$\beta = \frac{f\rho_0^2}{\Phi_1\left(\rho_1, \dfrac{h_2}{R_2}\right) - 3\rho_0^2},$$

где

$$\Phi_1(\rho_1, h_2/R_2) = 1 + \rho_1 + \rho_1^2 - \alpha(1 + \rho_1 - 2\rho_1^2).$$

Затем по выражению (49) определяют q. При приемлемых значениях q и β по формуле (48) рассчитывают l_1:

$$l_1 = \frac{2h_1}{\lambda_1}\left(\frac{1-\beta}{\beta}\zeta_2\frac{\rho_0^2}{\rho_1^2}\frac{h_1^2}{h_2^2} - \zeta_{1вх}\right).$$

Для облегчения расчетов можно пользоваться графическими зависимостями (рис. 102, 103).

Расчет рекомендуется проводить для двух крайних значений зазоров h_1 в пределах поля допусков.

В работе П. Д. Ляпкова и Н. С. Карелиной приведена методика определения размеров гидравлической пяты, при которой

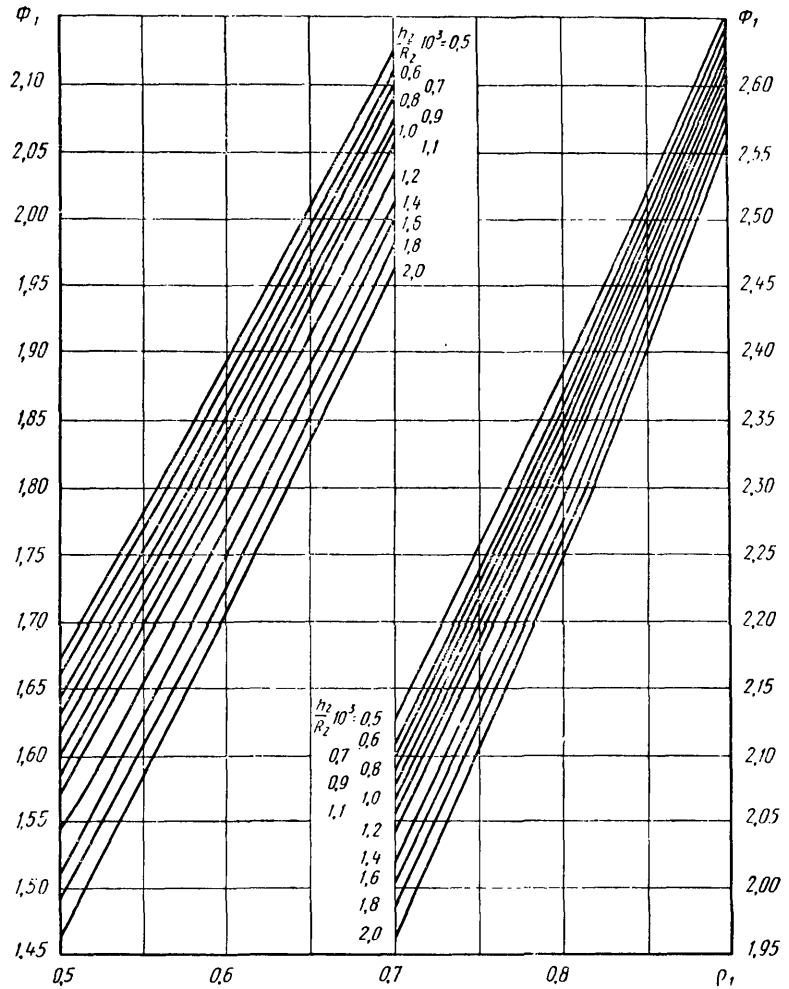


Рис. 102. Зависимость Φ_1 от β_1

исходят из минимума объемных потерь и потерь на трение диска о воду [29]. При больших отношениях перепадов $\Delta p_1/\Delta p_2$ механическая составляющая потерь мощности может быть соизмерима с объемной.

Механические расчеты деталей гидравлической пяты описаны в главе 13.

Осевые силы, действующие на ротор в осевых насосах. При обтекании лопастей осевого насоса возникает результирующая осевая сила P_z, направленная в сторону входа в насос. Точное аналитическое определение ее возможно, но из-за громоздкости расчета в практике насосостроения часто используют приближенные методы.

Элементарная осевая сила, действующая на элемент лопасти dr,

$$dP_z = \rho\Gamma_л w_{ср}\, dr.$$

Полная осевая сила, действующая на рабочее колесо:

$$P_z = z\Gamma_л\rho \int_{r_{вт}}^{R} w_{ср}\, dr, \qquad (50)$$

где R — периферийный радиус осевого колеса.

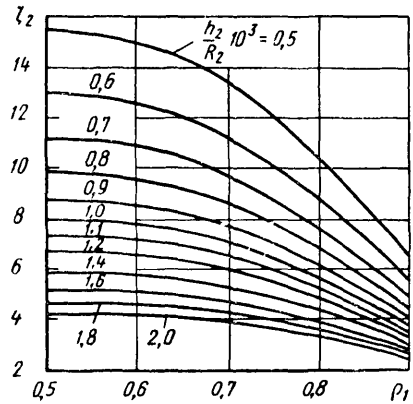


Рис. 103. Зависимость ζ от ρ_1

Для осевого входа потока, т. е. когда $v_{1u} = 0$,

$$\Gamma_л = 2\pi g H_т/(z\omega), \quad w_{ср} = [\omega r - (v_{2u}/2)] \text{ и } v_{2u} = gH_т/(r\omega)$$

выражение (50) имеет вид

$$P_z = 2\pi\gamma H_т \left(\frac{R^2 - r_{вт}^2}{2} - \frac{gH_т}{2\omega^2}\ln\frac{R}{r_{вт}}\right).$$

Действующая на втулку рабочего колеса осевая сила

$$P_{вт} = \gamma H \frac{\pi\,(d_{вт}^2 - d_в^2)}{4}.$$

Результирующая гидравлическая осевая сила

$$T = P_z + P_{вт}.$$

Обычно сила воспринимается упорным подшипником, который в вертикальных насосах должен также воспринимать вес ротора

Если лопасти рабочего колеса имеют перекрытие в плане, то рассчитать осевую силу можно по выражению

$$T = \gamma H \pi R^2.$$

Радиальные силы, действующие на ротор. Осесимметричный поток на выходе из рабочего колеса перед отводом может быть лишь на расчетном режиме при подаче $Q_{опт}$. При $Q < Q_{опт}$ спиральный отвод работает как диффузор, а при $Q > Q_{опт}$ — как конфузор. В этих случаях отсутствует симметрия в распределении давления за колесом и возникает радиальная равнодействующая сил давления R, действующая на рабочее колесо. Сила R увеличивает нагрузку на опоры и может вызвать ухудшение вибрационного состояния насоса.

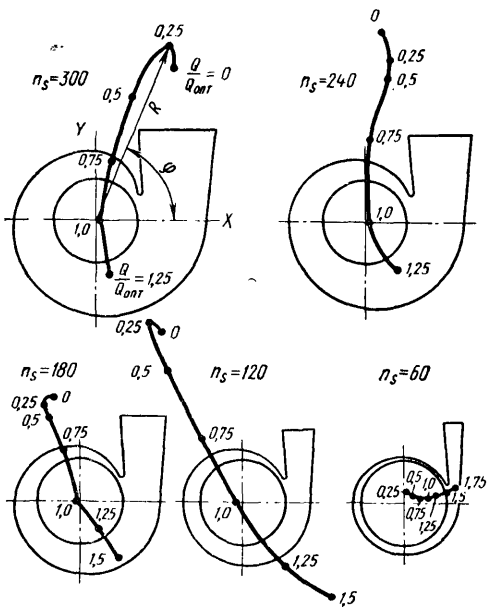


Рис. 104. Направление и величина радиальных сил в насоса спирального типа в зависимости от n_s

Равнодействующая сил давления (кгс)

$$R = K_R \left(1 - \frac{Q}{Q_{опт}}\right)^2 \gamma H D_2 b_2,$$

где $K_R \approx 0{,}36$ — экспериментальный коэффициент; H — напор, м; b_2, D_2 — размеры колеса, см.

Максимального значения радиальная сила достигает при подаче, приблизительно равной 0, минимального — в зоне оптимальных подач. Так, например, в насосах с $n_s = 60$ связь между оптимальным режимом ($Q_{опт}$) и режимом, при котором радиальная сила имеет минимальное значение ($Q_{R\min}$), зависит от размеров пазух s_1 и s_2 [1]:

$$\frac{Q_{R_{\min}}}{Q_{опт}} = 0{,}8 \div 0{,}35 \frac{s_1 + s_2}{r_2}.$$

Направление силы R зависит от подачи и быстроходности насоса. При $Q < Q_{опт}$ радиальная сила направлена в сторону узкой части спирали, при $Q > Q_{опт}$ — в сторону широкой части спирали (рис. 104).

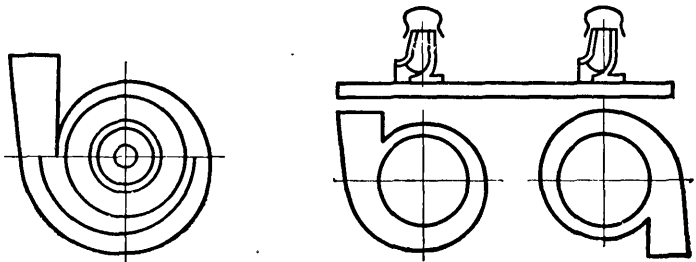
Увеличение размеров пазух приводит к уменьшению силы R за счет выравнивания статического напора при входе в отвод [1]. Подача $Q_{R_{\min}}$ меньше оптимальной, с увеличением размеров пазух эта разница увеличивается.

При обрезке наружного диаметра рабочего колеса радиальная сила изменяется пропорционально диаметру у третьей степени $R \sim D_2^3$.

В насосах с кольцевыми отводами максимальная радиальная сила возникает на режимах, близких к режиму с подачей $Q_{опт}$. При $Q > 0{,}5Q_{опт}$ радиальная сила направлена к центру под углом около 40°, отсчитываемым от оси, перпендикулярной оси диффузора. При $Q < 0{,}5Q_{опт}$ угол уменьшается. В насосах с кольцевым отводом радиальная сила

$$K_{к.о} = K_R \frac{Q}{Q_{опт}} \gamma H D_2 b_2.$$

Для уравновешивания R в одноступенчатых насосах применяют двухзаходные спиральные отводы (рис. 105, *а*) или лопа-



а) *б)*

Рис. 105. Уравновешивание радиальных сил в насосах

точные отводы — направляющие аппараты. В многоступенчатых насосах спирального типа для уравновешивания радиальных сил поворачивают спирали смежных ступеней на 180° одну относительно другой (рис. 105, *б*). В этом случае радиальные силы приводятся к паре сил с плечом, равным расстоянию между колесами. Из-за большого расстояния между подшипниками ротора по сравнению с плечом сил реакции на опорах незначительны.

Другую группу радиальных сил представляют гидродинамические силы, возникающие при вращении вала, а также при дросселировании жидкости в щелевых уплотнениях насоса. Обычно из-за возникновения этих сил уплотнения рассматривают как промежуточные опоры ротора насоса. Однако при определенных условиях эти силы могут стать децентрирующими и значительно ухудшить вибрационное состояние насоса.

Впервые на наличие этих сил было указано А. А. Ломакиным, поэтому в некоторых источниках их называют «силы Ломакина». Теоретически и экспериментально изучали силы Ломакина многие авторы. Наиболее ценные результаты приведены в работах С. М. Белоцерковского и др. [8], В. В. Малюшенко [34], Г. Ф. Проскуры [44].

Гидродинамическую силу в щелевых уплотнениях определяют по эпюре распределения давлений по длине щели. В кольцевых щелях эпюра расположена в плоскости осей вала и втулки. В кольцевой и конфузорной щели гидродинамическая сила является

центрирующей (уменьшает эксцентриситет), в диффузорной — децентрирующей. В двухщелевых уплотнениях, как правило, возникают децентрирующие силы.

Поперечная сила в цилиндрической неподвижной щели

$$F = -\alpha \frac{1-\alpha}{2} \frac{\pi r_y l_y \Delta p_y}{\delta_0} \varepsilon,$$

где $\alpha = \zeta_{вх}/\zeta_0$ — относительные потери на входе в щель (здесь $\zeta_{вх} = 1{,}3 \div 1{,}5$; $\zeta_0 = \zeta_{вх} + [\lambda l_y/(2\delta_0)]$; r_y, l_y — радиус и длина уплотнительной щели; Δp_y — перепад давления в щели.

Знак «минус» указывает на то, что сила направлена в сторону уменьшения эксцентриситета ε.

При вращении вала в эксцентричной щели возникает дополнительная гидродинамическая сила, которая пропорциональна частоте вращения и направлена перпендикулярно линии центров вала и втулки. Природа этой силы такая же, как и гидродинамической силы в подшипниках скольжения и ее называют подшипниковой или псевдогироскопической.

Учитывают гидродинамические силы в щелевых уплотнениях при определении вибрационных характеристик ротора насоса (см. гл. V).

ВАЛЫ

Вал является базовой деталью ротора, на которую при работе насоса действует знакопеременная нагрузка. Максимальный диаметр его обычно выбирают в месте посадки рабочих колес, дальше к обеим концам ступенчато уменьшают для установки втулок и других деталей ротора. Посадочные размеры вала выполняют по второму-третьему классу точности. Уступ для упора рабочих колес должен быть выполнен строго перпендикулярно оси насоса. Оси шпоночных пазов должны лежать в плоскости, проходящей через ось вала. В многоступенчатых насосах шпоночные пазы рекомендуется располагать поочередно с обеих сторон вала для уменьшения небаланса ротора.

Шейки вала под подшипники скольжения подвергают поверхностной закалке. Для их обработки применяют доводочные операции: наружное хонингование или суперфинишную обработку.

В качестве заготовок для валов применяют прокат или поковку. Заготовки валов крупных насосов должны проходить дефектоскопию для выявления скрытых дефектов.

Для изготовления валов насосов, перекачивающих холодную воду, можно рекомендовать сталь 40, 45 или 40Х. Для горячеводных насосов материал вала должен сохранять свои механические свойства при температуре перекачиваемой жидкости и иметь коэффициент линейного расширения, мало отличающийся от коэффициента линейного расширения материала других деталей ротора. Для валов питательных насосов широко применяется сталь 40ХФА. Валы насосов, перекачивающих агрессивные жидкости,

можно изготавливать из обычных материалов. Однако в этом случае надо предусмотреть надежную защиту вала втулками из коррозионностойкого материала.

Вал насоса должен иметь достаточную прочность и жесткость, при которых гарантируется отсутствие недопустимых деформаций, нарушающих устойчивую работу ротора. Для высокооборотных многоступенчатых насосов жесткость является определяющим параметром при выборе размера вала.

Под действием собственного веса и веса насаженных деталей ось вала имеет определенный статический прогиб. При вращении вала даже при тщательной балансировке, всегда имеет место остаточный небаланс, вызывающий дополнительную нагрузку на вал от действия центробежной силы. Кроме того, при работе на ротор действуют гидромеханические силы в радиальном и осевом направлениях. Под действием этих сил ось вала получает дополнительный динамический прогиб, который зависит от частоты вращения вала.

При некоторой частоте вращения динамический прогиб может достигнуть такого значения, что вал станет динамически неустойчивым и начнет вибрировать. В этом случае обычно частота возмущающей силы совпадает с частотой собственных колебаний ротора, и наступает явление резонанса. Частота вращения вала, соответствующая возникновению резонанса, называется **критической частотой вращения** ($n_{кр}$).

При вращении ротора могут возникать критические частоты высших порядков (субгармонические резонансы), вычисление которых связано с большими трудностями даже при использовании упрощающих предпосылок. Существуют интервалы частот, при которых ротор имеет большие амплитуды колебаний — **области неустойчивости.** Анализ расчетных данных показывает, например, что вторая критическая частота примерно в 3—4 раза превышает первую.

Роторы, работающие с частотой вращения ниже первой критической, называются «жесткими», а работающие при сверхкритических частотах — «гибкими». В насосах применяют роторы обоих типов, причем второй тип чаще встречается в многоступенчатых конструкциях. Рабочую частоту вращения рекомендуется выбирать равной

$$(1{,}4 \div 1{,}25)\, n_{кр} \leqslant n \leqslant (0{,}7 \div 0{,}8)\, n_{кр}.$$

Определить первую критическую частоту вращения ротора можно различными методами, описанными как в специальной [21, 37, 45, 47, 56], так и в общетехнической литературе.

Критическая частота вращения зависит от многих факторов. В общем случае

$$n_{кр} = 300 \sqrt{\frac{1}{f}},$$

где f — максимальная стрела прогиба вала, см.

Критическую частоту вращения вала постоянного сечения на двух опорах с сосредоточенными нагрузками (весами деталей) можно приближенно определить по формуле Дункерлея

$$\frac{1}{n_{кр}^2} = \frac{1}{n_в^2} + \frac{1}{n_1^2} + \cdots + \frac{1}{n_i^2},$$

где $n_в$ — критическая частота вращения вала при действии только собственного веса; n_i — критическая частота вращения невесомого вала, находящегося под действием веса каждого груза i в отдельности.

Для ступенчатых валов определяют приведенный диаметр

$$d_{пр} = \frac{d_1 l_1 + d_2 l_2 + \cdots + d_i l_i}{l_1 + l_2 + \cdots l_j},$$

где d_i, l_i — диаметр и длина соответствующего участка вала.

Для ориентировочного определения максимального статического прогиба и диаметра вала можно пользоваться данными табл. 9 [71].

При проектировании насосов по теории подобия критические частоты вращения модельного и натурного насосов связаны между собой зависимостью

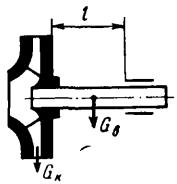
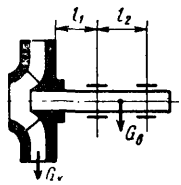
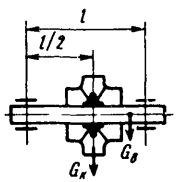
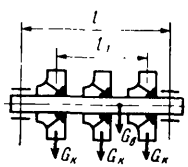
$$n_{кр_{I_н}} = n_{кр_{I_м}} \sqrt{\frac{G_м}{G_н}} \left(\frac{d_{кр.\,н}}{d_{кр.\,м}}\right)^2 \sqrt{\left(\frac{L_м}{L_н}\right)^3}.$$

Более высокую точность определения критической частоты вращения роторов многоступенчатых насосов дают графо-аналитический и аналитический методы.

Графическое определение критической частоты вращения известным методом Мора дает хорошие результаты при любой схеме нагрузок и опор вала путем использования нескольких последовательных приближений [41]. На рис. 106 показан пример построения упругой линии вала, вращающегося в воздушной среде под действием весовых нагрузок.

Из-за наличия статического прогиба вала, погрешностей изготовления, сборки и т. п. ротор насоса располагается эксцентрично оси расточки уплотняющих колец. Неравномерность распределения в кольцевых щелях ротора при эксцентричном его расположении является причиной возникновения упругих сил в уплотнениях, которые, в свою очередь, можно рассматривать как ряд промежуточных опор жидкостного трения. Естественно, что критическая частота вращения такого многоопорного вала будет значительно выше расчетной, полученной по схеме расчета вала на двух жестких опорах.

Упругие силы в уплотнениях зависят от перепада давления в щели, размеров щели, формы уплотнения, эксцентриситета и других факторов. Теоретическое определение упругих сил показало, что гидродинамические силы сопоставимы с силами упругости

Схема ротора	Диаметр вала d, см (более или равен)	Максимальный прогиб f, см
	$\sqrt[3]{\frac{(2G_к + G_в)\,l}{0{,}2\sigma}}$	$\frac{l^3}{EJ}\left(\frac{G_к}{3} + \frac{G_в}{8}\right)$
	$\sqrt{\frac{G_к l_1}{0{,}1\sigma}}$	$\frac{G_к\left(f_1' + f_2'\right)^2 + G_в\left(f_1 + f_2\right)^2}{G_к\left(f_1' + f_2'\right) + G_в\left(f_1 + f_2\right)}$
	$\leqslant \sqrt{\frac{(2G_к + G_в)\,l}{0{,}8\sigma}}$	$\left(\frac{G_к}{48} + \frac{5G_в}{384}\right)\frac{l^3}{EJ}$
	$\sqrt{\frac{iG_к\left(l - \frac{l_1}{2}\right) + G_в\frac{l}{2}}{0{,}4\sigma}}$	$\frac{iG_к + G_в}{EJ}\left(\frac{l^3}{48} - \frac{5l_1^3}{384}\right)$
 (трансмиссионный многоопорный вал)	—	$\frac{0{,}64G_в l^3}{192EJ}$

Примечание. $G_к$, $G_в$ — вес колеса и вала; E — модуль упругости материала вала; J — момент инерции вала; i — число ступеней насоса;

$$f_1 = \frac{G_в l_2^2 l_1}{12EJ};\quad f_2 = \frac{5G_в l_2^3}{384EJ};$$

$$f_1' = \frac{G_к\left(l_1 + l_2\right) l_1^2}{3EJ};\quad f_2' = \frac{G_в l_2^2 l_1}{24EJ};$$

$\sigma = \frac{4T_{ос}}{\pi d_{кр}}$ — нормальное напряжение от суммарного осевого усилия $T_{ос}$, кгс/см² (здесь $d_{кр}$ — диаметр вала из расчета на кручение).

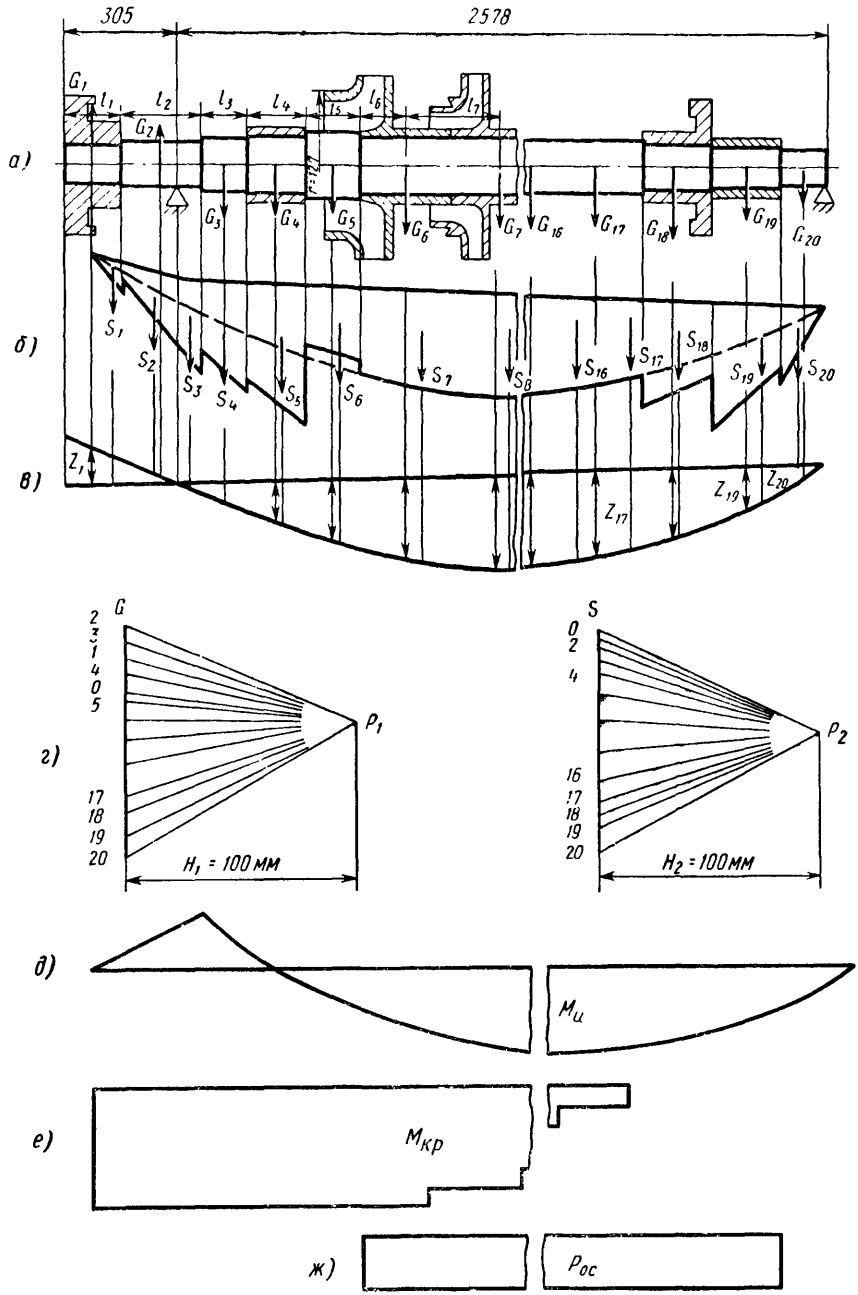


Рис. 106. Схема расчета вала

вала. Эти силы стремятся восстановить концентричное расположение ротора.

Собственная частота колебаний ротора в воде

$$P^* = \sqrt{P^2 + \delta P^2},$$

где P — собственная частота колебаний ротора в воздухе; $P = p = \frac{\pi n_{\text{кр. возд}}}{30}$ 1/с; $\delta P^2 = \frac{g \int_0^n K \left(\frac{y_i}{y_1}\right)^2 dx}{g_{\text{ср}} \int_0^n \frac{q_i}{q_{\text{ср}}} \left(\frac{y_i}{y_1}\right)^2 dx}$ — добавка при наличии гидродинамических сил в уплотнениях.

Рассмотрим подробнее вычисление добавки δP^2 [37]. Исходными данными являются схема ротора и упругая линия, полученная при графо-аналитическом расчете вала, вращающегося в воздушной среде (рис. 106, *в*). Вычисляют интегралы табличным способом. Разбивают вал на n участков с равными диаметрами. В столбцы таблицы заносят соответственно диаметр, длину и вес каждого участка вала с деталями ротора, установленными на них (рис. 106, *а*), а также граничные значения l_i и удельную нагрузку q_i для i-го участка.

Средняя нагрузка на участке

$$q_{\text{ср}} = \frac{q_1 l_1 + q_2 l_2 + \cdots + q_n l_n}{l_1 + l_2 + \cdots + l_n}.$$

Статические прогибы для центра каждого участка (рис. 106, *в*)

$$y_i = z_i M_y,$$

где z_i — прогиб в центре участка, взятый из эпюры прогибов; M_y — масштаб прогибов, полученный графическим расчетом.

Суммируя величины, получаем приближенное значение интеграла:

$$\int_0^n \frac{q_i}{q_1} \left(\frac{y_i}{y_1}\right)^2 dx.$$

По схеме ротора определяем участки, которые попадают под щелевые уплотнения.

Вычисление второго интеграла добавки δP^2 также может быть сведено в таблицу.

Длину щели $l_{\text{п}}$ и радиус уплотнения r находят по чертежу ротора, перепад на уплотнении Δp определяют гидравлическим расчетом насоса. Если одно уплотнение попадает на два участка, то оно с небольшой погрешностью относится к участку, на котором расположена бóльшая его часть.

Если на уплотняющих поверхностях нарезаны кольцевые или винтовые канавки, гидродинамические силы в уплотнениях уменьшаются. При вычислении δP^2 принимают максимальное значение $q_{ср}$.

Определив собственную частоту колебаний ротора в воде P^*, находят первую критическую частоту вращения его в воде:

$$n_{кр.\ вод} = \frac{30}{\pi} P^*.$$

Как показали расчеты и опытные исследования, в многоступенчатых насосах с напором на ступень 100—300 м гидродинамические силы существенно увеличивают жесткость ротора, соответственно увеличивается частота вращения вала:

$$n_{кр.\ вод} = (2{,}5 \div 3{,}5)\, n_{кр.\ возд}.$$

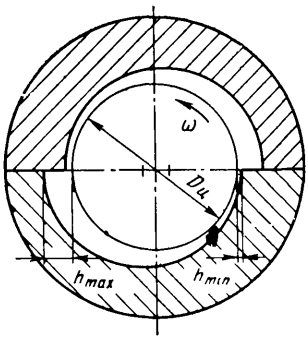


Рис. 107. Двухклиновая расточка уплотнительных колец

Из этого следует, что «гибкий» ротор по расчету критической частоты вращения в воздухе, может стать «жестким» при работе в насосе. Учет гидродинамических сил дает возможность добиться значительного уменьшения диаметра вала без нарушения нормальной устойчивой работы ротора, что ведет не только к снижению массы машины, но и к повышению к. п. д. за счет создания более благоприятных условий входа потока в рабочее колесо. Подробно методика расчета критической частоты вращения изложена в работе В. А. Марцинковского [37].

На критическую частоту вращения влияет большое количество трудно поддающихся расчету факторов. Это влияние можно определить экспериментально в каждом конкретном случае. Можно рекомендовать наиболее эффективные мероприятия по обеспечению устойчивости ротора многоступенчатых насосов.

1. Применение двухклиновых уплотнений рабочих колес (рис. 107). Смещение колец следует выбирать по соотношению $h_{max} = (1{,}5 \div 2{,}0)\, h_{min}$, причем $h_{min} = 0{,}1 \div 0{,}2$ мм. Эксцентричную расточку можно выполнить на фрезерном станке с поворотным столом. Этот способ наиболее эффективен для щелей с малым перепадом давлений.

2. Выполнение конфузорных щелей уплотнений рабочих колес (конфузорность около 0,7). С увеличением перепада давления стабилизирующее действие конфузорных щелей возрастает.

Вибрацию насосов в отечественной практике оценивают амплитудой колебаний корпуса подшипника, допустимые значения которой приведены ниже [36]:

Частота вращения ротора, об/мин	375—750	1000	1500	Св. 3000
Допустимая вибрация, мкм	120	100	80	40

Наряду с проверкой вала на динамическую устойчивость надо выполнить поверочный расчет вала на статическую прочность и выносливость под действием максимально возможных нагрузок (даже при кратковременном их действии). При этом принимают во внимание следующие нагрузки:

1) вес рабочих колес и других деталей, насаженных на вал;

2) радиальные усилия, действующие на ротор, вследствие неравномерности распределения давления по периферии рабочего колеса;

3) осевое усилие ротора;

4) центробежная сила (кгс), возникающая из-за остаточного небаланса рабочих колес:

$$C = 1{,}11 \cdot 10^{-6} G n^2 e,$$

где G — вес рабочих колес, кгс; e — эксцентриситет рабочих колес, мм.

Эксцентриситет для расчета принимают равным половине радиального биения рабочего колеса по наружному диаметру; допустимые значения e в зависимости от наружного диаметра рабочих колес, приведены ниже:

D_2, мм	До 300	300—500	500—1000	1000—2000
e, мм	0,075	0,1	0,15	0,2

5) крутящий момент, передаваемый валом насоса:

$$M_к = 973{,}6 \frac{N}{n}.$$

зависит от режима работы насоса, так как мощность $N = f(Q)$.

В связи с тем, что крутящий момент, осевая $P_{ос}$ и радиальная нагрузки зависят от режима работы насоса, вал рассчитывают на прочность для двух случаев: а) работы насоса с нулевой подачей; б) работы насоса в расчетном режиме. По вычисленным для этих случаев нагрузкам строят эпюры изгибающих моментов, причем вал рассматривают как балку на двух опорах, нагруженную расчетными нагрузками (рис. 106, *д*, *е*, *ж*).

Опорные реакции и эпюры изгибающих моментов определяют раздельно для нагрузок, имеющих постоянное и переменное (усилие от дисбаланса) направление. Нагрузки, имеющие постоянное направление, разлагают по двум взаимно перпендикулярным направлениям x и y. Максимальные значения нагрузок находят геометрическим суммированием составляющих:

$$R_{max} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} + R_c;$$

$$M_{max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} + M_c,$$

где $R_с$ и $M_с$ — составляющие реакции и изгибающего момента от действия неуравновешенной силы.

Напряжения в наиболее опасном сечении:

изгибающие $\sigma_и = \frac{M_{max}}{W}$,

растягивающие (сжимающие) $\sigma_р = \frac{P_{ос}}{F}$,

кручения $\sigma = \frac{M_{к\,max}}{W_к}$,

где W и $W_к$ — моменты сопротивления (следует определять с учетом ослабления сечения шпоночными пазами); F — площадь сечения вала.

Эквивалентные напряжения определяют по энергетической теории прочности, а запас прочности $n_т$ по пределу текучести $\sigma_т$ (табл. 10).

ТАБЛИЦА 10

Особенности вала	Значения $n_т$ для вала, изготовленного из стали			
	углеродистой		легированной	
	при отношении $\sigma_т/\sigma_{-1}$, равном			
	1,2	1,5	1,5	1,8
Посадка рабочих колес:				
неподвижная . . .	8	12	13	19
подвижная	7	11	12	16
Наличие:				
шпонки	8	12	13	17
галтели, выточки ($r/d = 0{,}02$) или отверстия . . .	11	15	16	20
галтели, выточки ($r/d > 0{,}1$) . . .	8	10	10	14
Гладкий вал	5	6	7	8

Примечание. r — радиус галтели; d — диаметр вала.

РАБОЧИЕ КОЛЕСА

В большинстве насосов применяют рабочие колеса закрытого типа с покрывающим диском (рис. 108, *а*). В преобладающем большинстве рабочие колеса — литые. Отливают их либо в земляную форму, либо методами точного литья. Причем в последнем случае они получаются с проточной частью высокой точности и чистоты поверхности (RZ40—RZ20).

В отдельных случаях применяют сварно-литые или сварно-фрезерованные рабочие колеса (рис. 108, *б*). К основному диску с отлитыми или профрезерованными лопастями подгоняют и приваривают покрывающий диск. Колеса такого типа изготавливают с цилиндрическими лопастями. В настоящее время для изготовления их используют пайку в среде вакуума.

Рабочие колеса двустороннего входа в принципе представляют собой попарно соединенные рабочие колеса одностороннего входа с одинаковой формой проточной части (рис. 108, *в*). Они могут быть цельными (литыми), либо состоящими из двух половин (сварно-литыми).

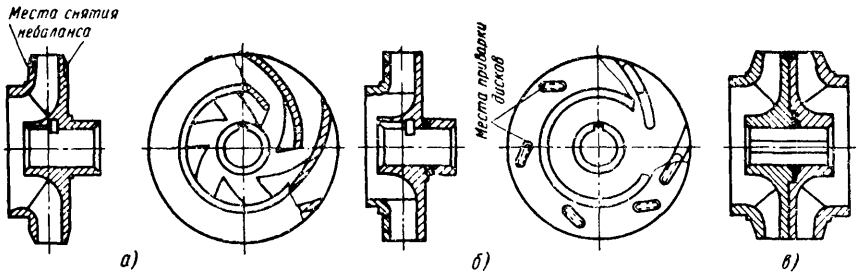


Рис. 108. Рабочие колеса центробежных насосов

Рабочие колеса многоступенчатых насосов изготавливают с удлиненной ступицей, что дает возможность избежать применения дистанционных втулок в конструкции ротора. Ступицу можно отливать вместе с рабочим колесом либо приваривать к колесу. Для уменьшения перетоков перекачиваемой жидкости по валу шпоночный паз в ступице рабочего колеса выполняют не на всю длину.

Неперпендикулярность торцов ступицы рабочего колеса не должна превышать 0,01—0,02 мм. Расточку посадочного отверстия в ступице колеса выполняют по второму классу точности.

Чистота водопроводящих каналов рабочего колеса оказывает большое влияние на гидравлические потери. Экспериментально проверено, что уменьшение шероховатости каналов рабочих колес с RZ160—80 до RZ40—20 без каких-либо конструктивных изменений для колес низких и средних n_s приводит к повышению к. п. д. на 3 -4%.

При выборе материала рабочих колес надо учитывать ряд требований. Механические свойства материала должны обеспечивать требуемую прочность рабочего колеса с учетом температурных напряжений. Коэффициент линейного расширения не должен сильно отличаться от коэффициента линейного расширения материала вала.

Не менее важной характеристикой является стойкость материала против коррозии в перекачиваемой жидкости. Наибольшее

распространение для изготовления рабочих колес получили серый чугун, углеродистая или хромистая сталь, бронза, полиамидные материалы.

Перекачиваемая жидкость движется в каналах рабочего колеса с высокими скоростями, поэтому материал колес должен обладать хорошей стойкостью против эрозии. Не последнюю роль играют литейные свойства материала, обрабатываемость и т. п.

Основные напряжения в рабочем колесе центробежного насоса создаются под действием центробежных сил. Для ориентировочного определения напряжений можно использовать выражение [28]

$$\sigma \approx 2\gamma \cdot 10^{-4} H.$$

Толщина стенок рабочих колес низкооборотных насосов, выбираемая из литейных соображений, обычно удовлетворяет условиям прочности. Для сильно нагруженных колес напряжения определяют специальными расчетами.

Наибольшее распространение получили методы, применяемые в турбостроении и компрессоростроении [47]. Напряжение в теле основного диска определяют с учетом усилий, создаваемых массой лопастей. Причем, применяется как непрерывный, так и ступенчатый законы изменения приведенной боковой нагрузки вдоль лопасти.

Для пространственной лопасти с переменной толщиной толщина n_i присоединенной массы на участке r_i—r_{i-1} приближенно равна

$$n_i = \frac{zslh}{\pi\left(r_i^2 - r_{i-1}^2\right)},$$

где z — число лопастей; s — нормальная толщина лопасти; l, h — длина и высота участка лопасти.

Прочность дисков определяют методом последовательных приближений. Пользуясь зависимостями между величинами и постепенно переходя от одной ступени к другой (согласно предварительной разбивке диска), получают напряжения на внешнем ободе диска при заданных напряжениях на ступице. Последние зависят от типа посадки рабочего колеса на вал и температурных условий. Расчеты удобно проводить в табличной форме.

В результате расчета получается зависимость окружных и радиальных напряжений по радиусу диска.

Максимальное приведенное напряжение определяют по теории «энергии формоизменения». Запас прочности по пределу текучести обычно принимают равным $n_т = 2{,}0 \div 3{,}0$.

Рабочее колесо осевого насоса представляет собой втулку (ступицу), к которой прикреплены лопасти (рис. 109). Крепление лопастей может быть неподвижным или допускающим поворот лопасти вокруг оси, перпендикулярной оси насоса. В последнем варианте во втулке располагается механизм поворота лопастей, который имеет кулису, жестко соединенную со штоком, проходя-

щим через полый вал насоса. Кулиса через серьги соединяется с рычагом, закрепленным на цапфе лопасти. При поступательном движении штока лопасти поворачиваются. Нижняя часть втулки закрыта обтекателем.

Приближенно оценить прочностные качества осевого колеса можно следующим образом. Изгибающий момент в наиболее нагруженном втулочном (корневом) сечении лопасти

$$M_{вт} = \gamma H \frac{\pi}{4} \left(\frac{D^2 - D_{вт}^2}{z} \right) \left(\frac{D - D_{вт}}{6} \right).$$

Диаметр цапфы лопасти

$$d_ц = \sqrt[3]{\frac{0{,}1 M_{вт}}{[\sigma_и]}},$$

где $[\sigma_и]$ — допускаемое напряжение изгиба.

Толщина корневого сечения лопасти

$$s_{вт} = \sqrt{\frac{6M_{вт}}{0{,}8 l_{вт} [\sigma_и]}}.$$

Момент, необходимый для поворота лопасти (обычно в пределах ±3—5°):

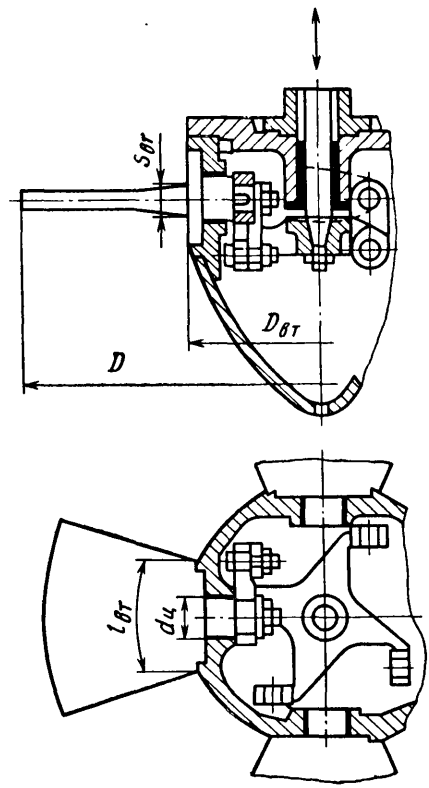


Рис. 109. Колесо осевого насоса

$$M_{пов} = (0{,}1 \div 0{,}2) \frac{l_{ср} \gamma H \pi \left(D^2 - D_{вт}^2 \right)}{4z},$$

где $l_{ср}$ — длина хорды профиля в среднем сечении.

РАЗГРУЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Вращающиеся детали разгрузочного устройства воспринимают осевое усилие ротора и выполняются в виде разгрузочного диска (рис. 110, *а*) или разгрузочного барабана (рис. 110, *б*).

Разгрузочный диск имеет собственный упор на валу, к которому он прижимается при помощи круглой гайки. Для предотвращения перетока жидкости под диском предусматривают специальное уплотнение. С этой же целью шпоночный паз в диске выполняют обычно не на всю длину ступицы.

Рабочая торцовая поверхность диска (плоскость *А*) должна быть строго перпендикулярна оси. Допускаемая перпендикулярность не более 0,02—0,03 мм, а шероховатость поверхности RZ 1,25—0,63.

Рабочую поверхность термообрабатывают. Твердость рабочей поверхности разгрузочного диска должна быть не менее чем на *HB* 50 больше твердости рабочей поверхности подушки пяты. При этом уменьшается возможность задирания при металлическом контакте деталей в процессе работы. Наиболее распространенным материалом является поковка из хромистой стали.

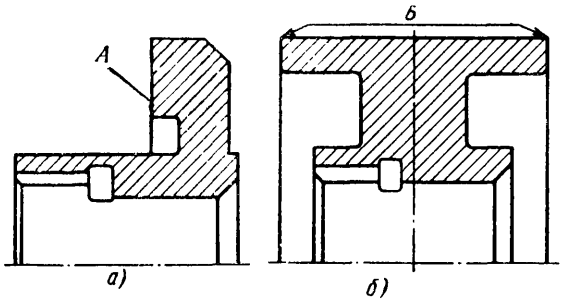


Рис. 110. Детали разгрузочного устройства

В некоторых конструкциях разгрузочный диск выполняют без удлиненной цилиндрической ступицы. В этом случае для образования кольцевой щели перед диском устанавливают втулку.

При работе на диск действует переменная нагрузка вследствие пульсации давления в торцовой щели и вращения диска. Рассчитать прочность диска с учетом этих условий трудно, поэтому на практике выполняют статический расчет разгрузочного диска, а влияние пульсации и других факторов учитывают введением соответствующих коэффициентов запасов прочности. Диск рассматривается как круглая пластина, которая опирается по внутреннему контуру и находится под действием поперечных сил. Влияние втулки учитывается моментом в защемлении, который определяется из условия совместности деформации. Втулка рассматривается как полубесконечная труба.

При расчете определяют напряжения и диффузорность торцовой щели из-за прогиба диска. Диффузорность 0,01—0,03 мм считается допустимой, запас прочности по пределу текучести принимается равным $n_т = 3 \div 5$.

Разгрузочный барабан выполняют в виде поковки из отливки. Принципиальной особенностью его является отсутствие торцовой щели. Жидкость дросселируется только в цилиндрической щели, что обусловливает относительно большую длину ее. Барабан крепят на валу аналогично креплению разгрузочного диска. На внешней цилиндрической поверхности барабана иногда выполняют кольцевые канавки для увеличения сопротивления щели.

Расчет на прочность производят аналогично расчету разгрузочного диска. Допустимый прогиб определяют из условия отсутствия контакта точек *Б* с неподвижными деталями при выбранном зазоре в щели.

В высоконапорных насосах иногда применяют комбинированное разгрузочное устройство, состоящее из барабана и разгрузочного диска.

ВТУЛКИ И МУФТЫ

Втулки. Основное назначение втулок — предохранять вал от коррозии, эрозии и износа. Существует большое разнообразие втулок по назначению и конструктивным признакам. Наиболее ответственными являются втулки вала в зоне концевых уплотнений насоса. В зависимости от типа уплотнения меняется и назначение втулок.

При мягких сальниковых уплотнениях втулки служат для предупреждения износа вала набивкой. Выполняют такие втулки с гладкой цилиндрической поверхностью, имеющей шероховатость RZ1,25—0,63. Для повышения износостойкости втулок рабочая поверхность их должна иметь высокую твердость.

Втулки вала под концевыми уплотнениями щелевого типа служат для создания дросселирующей щели. Наружная цилиндрическая поверхность втулок может быть либо гладкая, либо с кольцевыми канавками для увеличения сопротивления щели. Рекомендуемые размеры канавок 1,6×1,6 мм с шагом 3,2 мм.

Втулки на валу обычно фиксируются шпонками. В осевом направлении они зажимаются круглыми гайками вала. Для предотвращения протечек жидкости под втулкой предусматривают специальные уплотнения. Если конструкцией ротора предусматривается передача осевого усилия через втулку, то размеры контактирующего стыка надо выбирать таким образом, чтобы предотвратить смятие торца втулки. Размеры собственно втулки выбирают из условий обеспечения ее жесткости при действии полного осевого усилия ротора.

Материал втулок выбирают в зависимости от их назначения. Хорошую износостойкость имеют втулки из термообработанной нержавеющей стали. Для повышения износостойкости втулок из обычных материалов применяют поверхностную металлизацию (азотирование, борирование и т. д.) упрочнение (накатка роликом и др.) или наплавку твердым сплавом (стеллит, сормайт).

Соединительные муфты. В насосах наибольшее распространение получили три типа соединительных муфт: упругие, упруго-пальцевые и зубчатые. Основным критерием для выбора соединительной муфты является передаваемый крутящий момент. Однако в некоторых случаях решающую роль для выбора муфты играют условия эксплуатации. Конструкция упругих и упруго-пальцевых муфт определена соответствующими ГОСТами.

Положение полумуфты фиксируется на валу шпонками. В осевом направлении полумуфты могут быть зафиксированы круглыми гайками.

Наряду с обычными зубчатыми муфтами применяют зубчатые муфты с удлиненными обоймами. Иногда между обоймами устанавливают промежуточную втулку, что позволяет снимать полумуфту без демонтажа насоса.

Зубчатые муфты обычно балансируют динамически. В связи с этим должно быть обозначено взаимное положение деталей муфты и нумерация болтов по отверстиям.

В ряде насосных агрегатов валы привода и насоса соединяют с помощью гидравлических или электромагнитных муфт. Эти муфты являются сложными самостоятельными агрегатами, предназначенными главным образом не для создания соединяющего усилия между насосами и приводом, а для плавного изменения частоты вращения насоса при неизменной частоте вращения электродвигателя, плавного пуска и остановки насоса и т. п. Описание таких муфт можно найти в специальной литературе, [36, 73].

КОНЦЕВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ ВАЛА

Для уплотнения вала насоса в местах выхода его из корпуса предусматриваются концевые уплотнения, которые предотвращают утечки перекачиваемой жидкости из насоса; не допускают попадания воздуха в насос при работе последнего с разрежением на входе; обеспечивают охлаждение вала при перекачивании горячих жидкостей для предупреждения нагрева шеек вала в подшипниках; обеспечивают полную герметизацию вала при перекачивании токсичных или взрывоопасных жидкостей.

Концевые уплотнения являются одним из важнейших узлов насоса, характеризующих надежность его работы. В зависимости от условий работы к ним предъявляют следующие требования: надежность и долговечность работы при различных параметрах и условиях эксплуатации насоса; коррозионная и эрозионная стойкость по отношению к рабочей среде; удобство сборки и разборки; простота и дешевизна обслуживания и изготовления.

При всем многообразии конструктивных исполнений концевые уплотнения могут быть разделены на три группы: контактные, бесконтактные и комбинированные. Выбор того или иного типа уплотнения основывается на детальном изучении возможных условий работы, конструкции насоса, доступности для обслуживания и т. п.

В насосах с гидравлической разгрузкой осевого усилия оба концевых уплотнения работают примерно при одинаковых давлениях, что дает возможность выполнить их с обеих сторон насоса одинаковыми. Такие условия можно обеспечить также в насосах с симметричным расположением рабочих колес. При использова-

нии неодинаковых уплотнений надо стремиться к тому, чтобы их конструкция обеспечивала максимальную унификацию деталей.

Для полной герметизации насосов применяют комбинированные концевые уплотнения, конструкция которых и условия изготовления отличаются большой сложностью (см. рис. 138).

Контактные уплотнения разделяют на сальниковые, торцовые и уплотнения с плавающими кольцами.

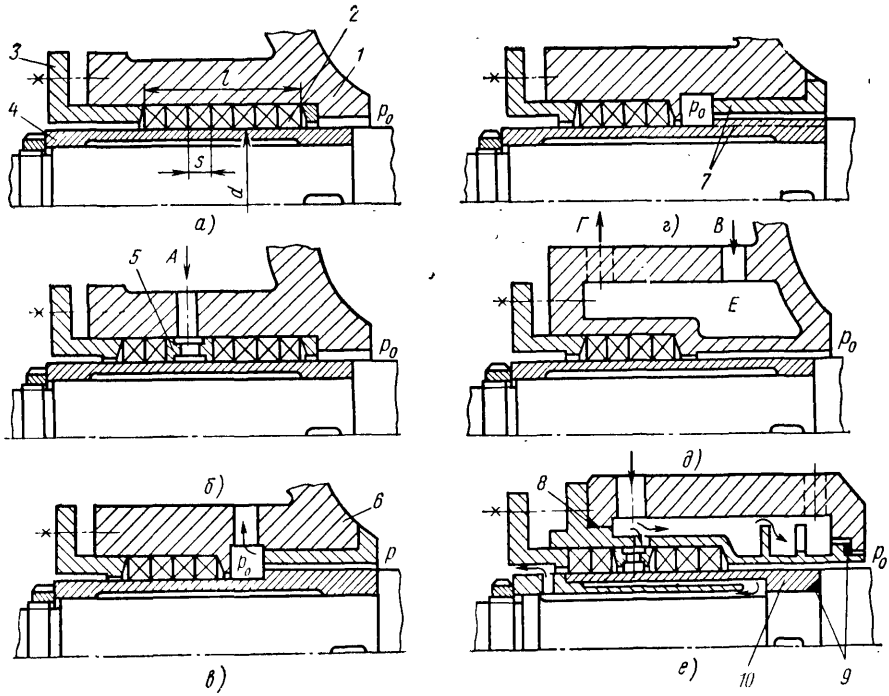


Рис. 111. Сальниковые уплотнения:

А — подвод запирающей воды; *Б* — отвод сдросселированной воды; *В* — подвод охлаждающей воды; *Г* — отвод охлаждающей воды

Сальниковые уплотнения (рис. 111) наиболее распространены из-за простого конструктивного исполнения и обслуживания. Они хорошо работают при давлении перед сальником до 10 кгс/см^2 и окружной скорости вращения втулки вала до 20 м/с, хотя область их применения может быть расширена при тщательном исполнении и эксплуатации. В корпусе сальника *1* устанавливают кольца из мягкой сальниковой набивки *2*. В осевом направлении кольца сальника поджимают нажимной втулкой *3*, при этом набивка прижимается к втулке вала *4*, уплотняя его.

Подробно принцип работы сальникового уплотнения рассмотрен в работах А. А. Ломакина [28] и В. А. Марцинковского [37]. Нажимное усилие на сальник должно быть минимальным при

условии обеспечения требуемой герметичности. При правильной работе сальникового уплотнения через него должно протекать некоторое количество (тонкой струйкой) жидкости для смазки колец набивки и отвода части тепла, выделяющегося при трении.

Мощность (кВт), теряемая на трение в сальнике, [37] (рис. 111, *а*)

$$N = 3{,}22 \cdot 10^{-5} n r^2 s \sigma_0 \left(1 - e^{-2af\frac{l}{s}}\right),$$

где n — частота вращения вала, об/мин; $r = d/2$ — радиус втулки, см; s — толщина кольца сальниковой набивки, см; σ_0 — контактное напряжение между набивкой и валом: $\sigma_0 = p_0 e^{2af l/s}$; l — длина пакета сальниковой набивки см; $a \approx 0{,}5$; f — коэффициент трения ($f = 0{,}01 \div 0{,}1$).

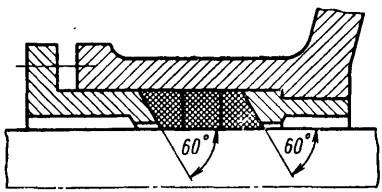


Рис. 112. Сальниковое уплотнение, при котором выравниваются радиальные напряжения в кольцах набивки

Для равномерного распределения напряжений число колец сальниковой набивки рекомендуется принимать не более четырех.

Выравнивание распределения радиальных напряжений по длине пакета набивки можно достичь, выполняя опорные поверхности втулок под углом 60—80° к оси вала (рис. 112). В некоторых конструкциях для этой цели нажимную втулку располагают со стороны действия высокого давления.

Четкие рекомендации по выбору толщины кольца набивки s отсутствуют. Ориентировочно можно принимать $s = \sqrt{d}$ для валов с диаметром до 100 мм; $s = 2\sqrt{d}/3$ — для валов с диаметром свыше 100 мм (s и d даны в мм). Полученный размер сечения набивки округляют до ближайшего стандартного размера.

Если насос работает с разрежением на входе, то между кольцами набивки устанавливают гидравлическое кольцо *5* (рис. 111, *б*). Запирающая жидкость подводится к кольцу через отверстие под давлением. Таким образом создается гидравлический затвор, препятствующий проникновению воздуха в насос. Гидравлические кольца устанавливают также в уплотнениях, которые должны предотвращать выход наружу перекачиваемой жидкости (например, горячей воды). В этом случае к кольцу от постороннего источника подводится жидкость под давлением $p = (1{,}25 \div 1{,}3)\, p_0$ по физическим свойствам подобная перекачиваемой жидкости.

Если давление перед сальником превышает 10 кгс/см², необходимо предусмотреть разгрузку. В отдельных случаях разгрузка выполняется и при более низких давлениях. Наиболее распространены следующие две схемы разгрузки.

1. Перед сальником устанавливают дросселирующую втулку *6* (рис. 111, *в*). В цилиндрической щели с зазором 0,2—0,3 мм происходит дросселирование протекающей жидкости, в результате чего ее давление уменьшается до значения, равного давлению в полости, куда отводится жидкость перед сальником.

2. Перед сальником устанавливают винтовой импеллер *7*, который при вращении вала отгоняет жидкость от сальника, снижая давление перед последним (рис. 111, *г*). Это уплотнение более экономично, так как отсутствуют потери жидкости на разгрузку.

Существенно усложняется конструкция сальникового уплотнения насосов, предназначенных для перекачивания горячих жидкостей. Часть перекачиваемой жидкости испаряется и в виде пара легко проникает наружу через сальниковое уплотнение. При перекачивании горячей воды происходит интенсивное выщелачивание набивки. Для предупреждения этих явлений сальниковое уплотнение охлаждают. Охлаждение способствует также ограничению теплового потока от корпуса насоса к корпусу сальника, препятствует распространению тепла по валу. Наиболее распространенным и простым является наружное охлаждение сальника (рис. 111, *д*). Для интенсификации охлаждения применяют комбинированное охлаждение (рис. 111, *е*). При этом втулку вала *10* изготавливают из двух частей. Во втулке делают отверстия для подвода и отвода охлаждающей жидкости, причем одна часть жидкости омывает снаружи корпус сальника и отводится через специальное отверстие, а другая часть через отверстия в корпусе и втулке в зоне гидравлического кольца попадает под втулку, омывает ее изнутри и отводится в сливное корыто.

Охлаждаемые полости должны быть надежно уплотнены для предотвращения попадания охлаждающей жидкости в рабочую полость насоса. Довольно надежно работают уплотнительные кольца из круглой резины *8*. Кольца *9*, соприкасающиеся с перекачиваемой жидкостью, должны быть выполнены из резины специальных марок: термостойкой, маслобензостойкой и т. п.

Охлаждаемые сальниковые уплотнения надежно работают при температуре перекачиваемой жидкости 150—180° С.

Тип сальниковой набивки определяется условиями работы уплотнения. Для холодной воды (до 80° С) применяют хлопчатобумажные шнуры, пропитанные техническими маслами или графитом. Для горячей воды можно рекомендовать набивку АГ-1. Набивка получена из комбинации асбестовой нити, резинового клея и графита; рекомендуется для насосов, перекачивающих воду с температурой до 260° С. Для насосов, перекачивающих горячие нефтепродукты, применяют сальниковые кольца из алюминиевой фольги с мягким сердечником или спрессованной фольги без сердечника.

Разновидностью сальниковых уплотнений являются манжетные уплотнения. Манжеты обычно изготовляют из резины и приме-

няют для жидкостей с хорошей смазывающей способностью при низком давлении. По сравнению с сальниками манжетные уплотнения имеют некоторые преимущества: не требуют обслуживания при эксплуатации, имеют меньшие утечки и потери мощности на трение.

Торцовые уплотнения получили широкое распространение, так как обеспечивают практически полную герметичность. По сравнению с сальниковыми торцовые уплотнения имеют следующие преимущества: нормально работают даже при повышенной вибрации, так как уплотняющая плоскость расположена перпендикулярно оси вала, имеют большую долговечность и более широ-

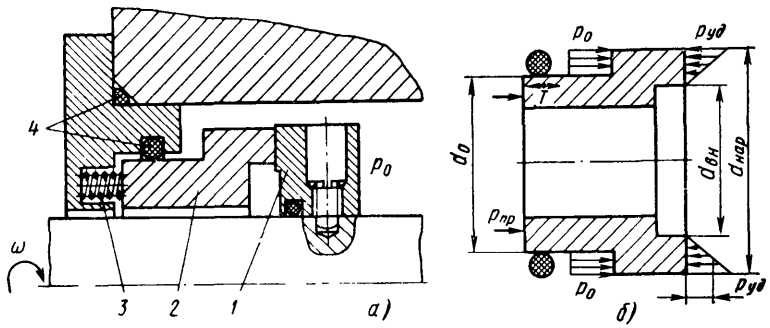


Рис. 113. Торцовое уплотнение

кую зону работы по давлению и окружной скорости; практически не требуют ухода в процессе эксплуатации, что важно для автоматизации насосных установок.

С точки зрения конструкции и технологии изготовления торцовые уплотнения более сложные, чем сальниковые. Торцовые уплотнения имеют многочисленные конструктивные разновидности. Подробное описание их приведено в ряде источников, например в работах А. И. Голубева [15], В. А. Марцинковского [37]. Торцовые уплотнения бывают одинарными или двойными, одноступенчатыми или двухступенчатыми. Все торцовые уплотнения разделяют на уплотнения с внешним или внутренним подводом жидкости к торцовой щели; уплотнения разгруженные и неразгруженные в зависимости от отношения давления на контактных поверхностях к уплотняемому давлению.

Уплотнение осуществляется между невращающейся *2* и вращающейся *1* деталями, которые прижимаются одна к другой пружиной *3* (рис. 113, *а*). В некоторых конструкциях уплотнений для сжатия колец используется также сила давления уплотняемой жидкости.

Вращающееся кольцо закрепляется на валу насоса, а невращающееся — может перемещаться в осевом направлении. Существуют также конструкции с подвижным в осевом направлении вращающимся кольцом.

Уплотнение неподвижных одна относительно другой деталей осуществляется кольцами *4* из резины или пластмассы. Подвижный в осевом направлении элемент центрируют в корпусе по резиновому кольцу круглого сечения, благодаря чему он может перемещаться по поверхности жесткого элемента.

Если пренебречь силой трения T и силой от пружины $P_{пр}$ (рис. 113, *б*), то коэффициент уравновешивания K определится отношением

$$K = \frac{p_{уд}}{p_0} = \frac{f}{F},$$

где $f = \pi (d_{нар}^2 - d_0^2)/4$ — площадь, на которой действует давление p_0; $F = \pi (d_{нар}^2 - d_{вн}^2)/4$ — площадь контакта в уплотнении.

Для гидравлически разгруженных уплотнений $K < 1$, для гидравлически не разгруженных — $K \geqslant 1$.

Изменение коэффициента K легко достигается изменением диаметра d_0. Оптимальные значения коэффициента уравновешивания K 0,55÷0,8.

Размеры уплотнительной щели при известных d_0, K и b с достаточной для практических целей точностью можно принять равными

$$d_{нар} = 2bK + d_0; \quad d_{вн} = d_{нар} - 2b,$$

где b — ширина уплотнительного пояска (обычно задается в зависимости от диаметра вала: для диаметров не менее 80—100 мм $b = 6 \div 8$ мм, для диаметров до 50 мм $b = 2{,}5 \div 3$ мм).

Принимая приближенно треугольную эпюру распределения давления в щели, можно получить выражение для давления на контактных поверхностях:

$$p_{уд} = \frac{P_{пр} - T - \frac{\pi}{12} p_0 (d_{нар}^2 + d_{нар} d_{вн} + d_{вн}^2 - 3d_0^2)}{\frac{\pi}{4} (d_{нар}^2 - d_{вн}^2)}.$$

В разгруженных уплотнениях между контактирующими поверхностями образуется жидкостная пленка толщиной от десятых до нескольких микрон. При таких тонких пленках трение надо рассматривать как полужидкостное граничное трение.

При работе через уплотнение все же протекает некоторое количество жидкости. Утечка изменяется со временем и зависит от многих факторов: давления среды, давления на контактирующих поверхностях, степени разгрузки, окружной скорости, материалов пары трения, биения, вибрации и т. д. Работу торцовых уплотнений можно считать удовлетворительной, если утечка не превышает капельной (0,2—10 см³/ч).

Механические уплотнения чувствительны к твердым частицам, содержащимся в перекачиваемой жидкости. Попаданию твердых частиц в уплотнительную щель можно воспрепятствовать путем подачи чистой запирающей жидкости от постороннего источника

в зону уплотнения. Запирающая жидкость одновременно служит для охлаждения уплотнения, что особенно важно для горячеводных насосов. В этом случае перед уплотнением предусматривается цилиндрическая щель для разгрузки.

Приведем некоторые рекомендации для конструирования механических уплотнений. Подвод жидкости к щели со стороны большого диаметра является более предпочтительным. Жесткий неподвижный элемент уплотнения следует выполнять из твердого материала. Подвижный в осевом направлении элемент надо изготовлять из твердого металла с вклейкой из более мягкого материала (графита, керамики, бронзы).

Подвижный элемент уплотнения должен прижиматься к неподвижному цилиндрической или пластинчатой пружиной. При больших размерах уплотнения для равномерного распределения прижимного усилия рекомендуется применять шесть—восемь небольших пружин. Суммарное усилие от пружин должно немного превышать силу трения подвижного элемента об уплотняющее кольцо. Пружины, работающие в нейтральных жидкостях, надо изготовлять из углеродистой или малолегированной стали. Для химически активных жидкостей следует применять пружины из углеродистой стали с покрытием резиной, фторопластом, пластмассой, или пружины без покрытия из сталей Х18Н9Т, Х17Н13М3Т, 0Х23Н28М3Д3Т. Допускаемые напряжения кручения для пружин рекомендуется принимать не более 3000 кгс/см^2. В специальных конструкциях прижимное усилие создается упругими силами эластичного элемента и мембраны, сильфона, диафрагмы и т. п.

Для исключения проворачивания подвижные элементы надо фиксировать шпонками, поводками, пружинами и другими элементами, обеспечивающими свободу осевых перемещений.

Наиболее ответственным моментом при конструировании торцового уплотнения является выбор материала пары трения. В обычной холодной воде хорошо работает пара трения сталь 2Х13 (*HRC* 50) — графит 2П-100.

Потеря мощности (кВт) в паре трения [37]:

$$N = 16{,}16 \cdot 10^{-6} b d_{ср}^2 f p_{уд} n,$$

где b — ширина уплотняющего пояска, см; $d_{ср} = \frac{(d_{нар} + d_{вн})}{2}$ см; $f = 0{,}05 \div 0{,}15$ — коэффициент трения; $p_{уд}$ в кгс/см^2; n — частота вращения вала, об/мин.

Размеры элементов торцового уплотнения необходимо выбирать из условия обеспечения минимума деформаций, возникающих из-за неравномерности температурного поля и действия сил давления. Вклейка в пару трения материала с малыми значениями модуля упругости и коэффициента линейного расширения позволяет значительно снизить температурные деформации.

Допустимые температурные напряжения можно оценить допустимым значением критерия $\overline{pv}$, принимая наличие критического режима сухого трения [37]

$$\overline{pv} \leqslant \frac{2\lambda\sigma_в}{f'\alpha EHG},$$

где λ, α — коэффициенты теплопроводности и линейного расширения; $\sigma_в$ — предел прочности материала кольца; $f' = 0{,}15 \div 0{,}25$ — коэффициент трения; E — модуль упругости материала кольца; H — высота кольца; $G = 1/427$ ккал/(кг·м) — тепловой эквивалент работы.

Для некоторых ответственных насосов, например циркуляционных АЭС, необходимы уплотнения, обеспечивающие гарантированный проток жидкости. Этим требованиям удовлетворяет гидростатическое торцовое уплотнение с саморегулирующимся зазором (рис. 114).

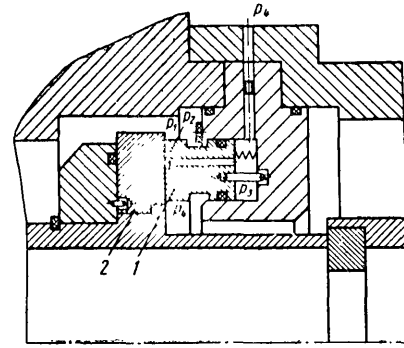


Рис. 114. Торцовое уплотнение с саморегулирующимся зазором

При увеличении торцового зазора увеличивается давление p_3 за аксиально подвижным элементом *1*, который можно рассматривать как дифференциальный поршень. Одновременно увеличивается сила, прижимающая кольцо *1* к вращающемуся диску *2*. Зазор уменьшается, приближаясь к первоначальному значению.

Выбор геометрических размеров должен производиться на основании статического и динамического расчетов системы. Уплотнения с плавающими кольцами в последнее время находят все более широкое применение при больших давлениях и окружных скоростях (рис. 115). В цилиндрической расточке корпуса *1* фиксируется в осевом направлении ряд неподвижных втулок *2*, в которых располагаются плавающие кольца *3*. Кольца устанавливают на втулке вала с малым радиальным зазором 0,05—0,1 мм. Вместе с валом они могут перемещаться в радиальном направлении. От проворачивания их фиксируют штифтами. Под действием давления кольца цилиндрическим пояском прижимаются к неподвижным втулкам и работают как торцовое уплотнение без вращающихся элементов. Для предварительного прижатия между кольцом и втулкой иногда устанавливают пружинки. В радиальном зазоре в результате дросселирования жидкости давление понижается. Уплотнение представляет собой самоцентрирующееся щелевое уплотнение. Длину щели выбирают в пределах $l = 10 \div 20$ мм. Малые радиальные зазоры снижают протечки, размеры

щели и в то же время не вызывают быстрого механического изнашивания и интенсивного выделения тепла.

При расчете средних давлений на контактных поверхностях анализируют два случая [37].

1. Между контактирующими поверхностями отсутствует слой жидкости; контактное давление в этом случае переменно по кольцам. Оно уменьшается к выходу из уплотнения.

2. Между контактирующими поверхностями имеется слой жидкости. Давление в зазоре изменяется по линейному закону. В этом случае все кольца нагружены одинаково. Такой режим работы можно считать оптимальным.

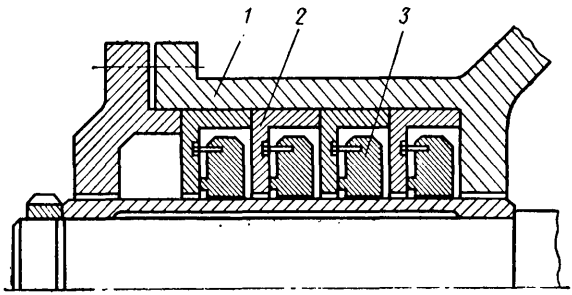


Рис. 115. Уплотнение с плавающими кольцами

Плавающее кольцо представляет собой одномассовую динамическую систему, на которую действуют следующие силы: гидродинамические силы, возникающие в радиальном зазоре; сила трения на контактирующих поверхностях; вес. В результате анализа этой динамической системы параметры колец необходимо выбирать таким образом, чтобы амплитуда колебаний кольца относительно вала не превышала принятого радиального зазора [37].

Бесконтактные уплотнения применяют главным образом в крупных ответственных насосах, для которых требования надежности и долговечности работы являются превалирующими.

Уплотнения щелевого (лабиринтного) типа (рис. 116) удовлетворительно работают при давлении до 50 кгс/см² и температуре перекачиваемой жидкости до 250° С.

В корпусе *1* концевого уплотнения выполнены изолированные камеры промежуточных отборов. В камеру *А* подводится холодный конденсат с давлением, на 0,5—1,0 кгс/см² превышающим давление в камере *Б*, благодаря чему исключается возможность выхода горячей воды из уплотнения. Одна часть холодного конденсата, пройдя через ступенчатую щель, смешивается с горячей водой, прошедшей через разгрузочную щель, и отводится в деаэратор; другая проходит через длинную ступенчатую щель и отводится в камеру *В*, соединенную с конденсатором. Незначительная часть конденсата, прошедшая через короткую наружную щель, отводится в безнапорную емкость *Г*.

В уплотнениях подобного типа вращающиеся детали не соприкасаются. Долговечность работы уплотнения определяется эрозийным износом уплотняющих втулок: неподвижной *2* и вращающейся *3*. Радиальный зазор в щели выбирают равным 0,25—0,3 мм, что дает возможность предотвратить соприкосновение неподвижных и вращающихся деталей. Необходимую длину щели

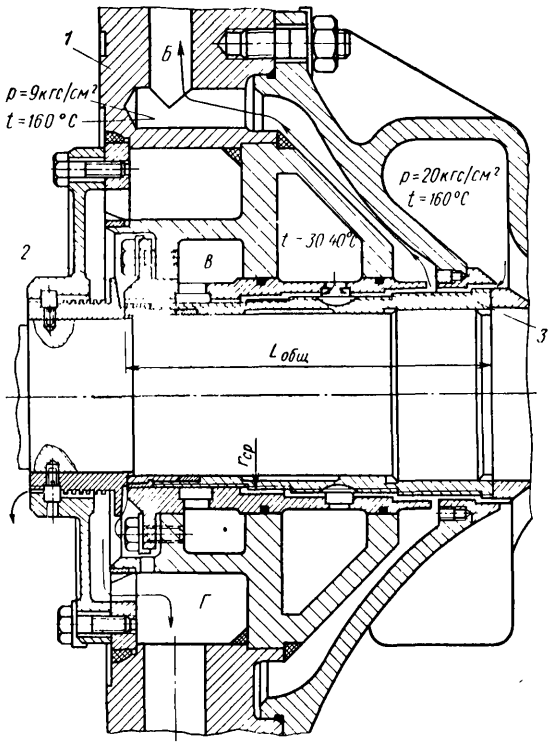


Рис. 116. Концевое уплотнение щелевого типа

определяют расчетом по перепаду давления. Для увеличения сопротивления щели на вращающейся втулке можно нарезать кольцевые канавки 1,6×1,6 мм с шагом 3,2 мм, что уменьшит утечки примерно на 30%. Однако следует помнить, что кольцевые канавки могут служить причиной возникновения дополнительных возмущающих гидродинамических сил, способствующих повышению вибрации ротора.

Мощность (кВт), расходуемая на механические потери в уплотнениях щелевого типа, существенно меньше мощности, расходуемой на потери в сальниках. Она определяется трением вращающейся втулки о воду:

$$N_{щ.\,у} = \frac{6{,}1\cdot 10^{-4}}{\mathrm{Re}^{1/4}}\rho L_{общ} r_{ср}^4 \omega^3.$$

Расчет щелевого уплотнения сводится к определению утечек и гидродинамических усилий при заданных геометрических размерах щели и перепаде давления.

Динамические уплотнения в отличие от приведенных выше не рассматривают как дополнительное сопротивление. В динамическом уплотнении часть энергии привода насоса расходуется на создание противодавления, препятствующего выходу наружу перекачиваемой жидкости. Таким образом, они представляют собой тот или иной тип насоса. Применением динамического уплотнения можно обеспечить полную внешнюю герметичность насоса, что важно при перекачивании радиоактивных, токсичных и взрывоопасных жидкостей. Основным недостатком таких уплотнений является то, что они не уплотняют вал при стоянке насоса, поэтому их часто выполняют в комбинации со стояночным уплотнением того или иного типа.

Наибольшее распространение в насосостроении получили динамические уплотнения, выполненные в виде радиальных или осевых импеллеров.

Радиальный импеллер применяют обычно в одноступенчатых химических насосах. Он представляет собой открытое или закрытое рабочее колесо центробежного насоса, расположенное на внешней стороне покрывающего диска рабочего колеса. Лопатки импеллера открытого типа выполняют радиальными. Напор и мощность такого импеллера можно подсчитать обычными методами (см. гл. V).

Осевые импеллеры представляют собой винтовой или лабиринтный насос, расположенный в зоне уплотнения вала. Винтовую нарезку (прямоугольной или трапецеидальной формы) на втулке вала выполняют таким образом, чтобы при вращении жидкость отгонялась внутрь корпуса.

Расчет импеллера связан с определением теоретического напора $H_т$ и затрачиваемой мощности $N_т$ при нулевом расходе через уплотнение [37].

Для винтового импеллера при ламинарном движении жидкости по нарезке

$$H_т = 3\frac{\mu\omega\, dlt_1 U(1-U)(v-1)(v^3-1)}{\gamma h_0^2\left[\left(1+t_1^2\right)v^3 + t_1 U(1-U)\left(v^3-1\right)^2\right]};$$

$$N_т = \frac{\pi}{4}\frac{\mu\omega^2 d^3 l}{h_0}\left[1-U+\frac{U}{v}+3\frac{t_1^2 U(1-U)(v-1)^2\left(1-U+Uv^3\right)}{\left(1+t_1^2\right)v^3 + t_1 U(1-U)\left(v^3-1\right)^2}\right],$$

где μ — динамическая вязкость; ω — угловая скорость вала; d, l — диаметр и длина нарезки; $t_1 = \operatorname{tg}\alpha$ (здесь α — угол подъема резьбы); $U = (t-b)/t$ (здесь t — шаг нарезки; b — ширина гребешка нарезки); $v = (h_0 + h)/h_0$ (здесь h_0 — радиальный зазор; h — глубина нарезки); γ — удельный вес жидкости.

Для высокооборотных насосов и маловязких жидкостей при турбулентном течении

$$H_т = K\frac{zl\omega^2 d}{16\pi g};\quad N_т = \gamma H_т \frac{S\omega d}{4}\operatorname{tg}\alpha,$$

где K — коэффициент напора ($K = 1{,}1 \div 1{,}2$); z — число заходов нарезки; S — проходная площадь импеллера в сечении, перпендикулярном его оси.

Максимальный напор винта может быть получен при $U = 0{,}5$; $v = 3{,}65$; $t_1 = 0{,}28$. При этих параметрах

$$H_{max} = 0{,}27\frac{\mu\omega dl}{\gamma h_0^2}.$$

Для повышения напора на втулке можно выполнить нарезку в направлении, обратном нарезке на винте. Такие импеллеры называют лабиринтными. Оптимальное число заходов нарезки винта принимают равным $h/t = 0{,}25 \div 0{,}35$ (где $t = \pi d/z$). Углы подъема резьбы $\alpha = 15 \div 20°$.

Импеллеры применяют и для разгрузки сальниковых уплотнений (см. рис. 111, *г*).

УПЛОТНЕНИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС

Как правило, каждая ступень насоса имеет два уплотнения: уплотнение рабочего колеса и межступенное. В корпусных деталях насоса устанавливают неподвижные уплотнительные кольца. Между уплотнительными поясками рабочих колес и кольцами образуется цилиндрическая кольцевая щель, в которой понижается давление протекающей жидкости. Уплотнительные кольца запрессовывают или крепят винтами к корпусным деталям. Во избежание изгиба фланца уплотняющего кольца по его внешнему диаметру рекомендуется выполнять упорный бурт шириной 2—4 мм.

Если уплотнительные кольца устанавливают без крепления винтами, то вместо фланца выполняют небольшой буртик. Кольцо устанавливают в корпусе по неподвижной посадке и фиксируют винтами от проворачивания. Аналогичным образом устанавливают кольца межступенных уплотнений.

Наиболее простым является однощелевое уплотнение (рис. 117, *а*). В насосах высокого давления для уменьшения объемных потерь применяют уплотнения более сложных конструкций.

Однощелевое уплотнение с козырьком (рис. 117, *б*) повышает коэффициент сопротивления щели и обеспечивает меньшее возмущение основного потока на входе в рабочее колесо. Более благоприятные условия для основного потока обеспечивает уплотнение с наклонным козырьком (рис. 117, *в*).

Двухщелевое уплотнение с внезапным расширением щели (рис. 117, *г*) примерно на 20—30% снижает протечки по сравнению

с однощелевым уплотнением. Несмотря на более высокую сложность изготовления, в насосах применяют также трехщелевые уплотнения (рис. 117, *д*), которые обеспечивают более высокий коэффициент сопротивления. Однако трехщелевые уплотнения при определенных условиях могут служить источником дополнительной вибрации ротора (см. гл. V). Межступенные уплотнения за редким исключением, выполняют либо однощелевыми (рис. 117, *е*) либо двухщелевыми с уступом (рис. 117, *ж*). Иногда для увеличения коэффициента сопротивления на уплотняющих поверхностях

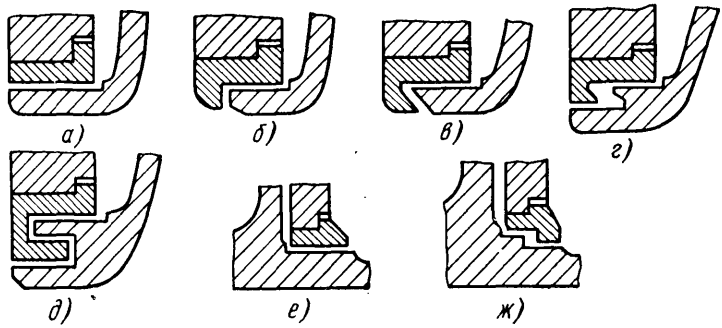


Рис. 117. Схемы уплотнений ступени

выполняют кольцевые или винтовые канавки. Сопротивление щели в этом случае увеличивается на 25—30%. Однако наличие канавок может также служить причиной возникновения дополнительной вибрации ротора. Материал уплотнительных колец должен иметь хорошую эрозионную и коррозионную стойкость, а также стойкость против задирания при работе в паре с материалом рабочего колеса.

Для чугунных и стальных рабочих колес уплотнительные кольца можно изготовлять из чугуна СЧ 18-36. Для рабочих колес из стали 2Х13 уплотнительные кольца часто изготовляют из термообрабатываемой стали 3Х13. Разность твердостей сопрягаемых деталей должна быть около *НВ* 50. Уплотнительные кольца из стали 1Х18Н9Т имеют хорошую эрозийную стойкость, но плохо сопротивляются задиранию. Бронзовые кольца, наоборот, при хорошей сопротивляемости задиранию имеют малую долговечность работы из-за эрозийного размыва. Хорошо сопротивляется задиранию сталь Х17Н2 при достаточно высокой долговечности. Расчет уплотнительных колец на прочность сводится к определению размеров, при которых кольца под действием срабатываемого перепада давления не деформируются.

ПОДШИПНИКИ

В преобладающем большинстве насосов применяют выносные подшипниковые опоры. К корытообразным кронштейнам корпуса насоса крепят корпуса подшипников, в которых устанавливают

собственно подшипники. При сборке насоса корпуса подшипников регулировочными винтами можно перемещать в плоскости, перпендикулярной оси насоса. После того как ротор займет нужное положение, корпуса подшипников фиксируют штифтами. В некоторых конструкциях насосов их фиксируют в корпусе насоса по цилиндрической расточке.

Все подшипники подразделяют на две группы: радиальные — воспринимающие радиальные усилия, и упорные — воспринимающие осевые усилия, действующие на ротор.

Для малых и средних насосов в качестве радиальных опор применяют шарико- и роликоподшипники. Основным их преимуществом являются минимальные потери на трение, небольшие размеры, легкая смена и способность многих подшипников качения воспринимать не только радиальные, но и осевые усилия. Для смазки подшипников качения применяют как консистентную смазку, так и жидкую смазку при помощи смазочных колец.

Внутреннюю обойму подшипника чаще всего устанавливают на вал по плотной посадке; наружную обойму устанавливают в корпусе по скользящей посадке. При установке подшипников не допускаются перекосы, должна быть обеспечена правильная фиксация обойм на валу и в корпусе. Рассчитывают подшипники качения насосов обычными методами расчета деталей машин, конструктивное исполнение их также должно отвечать общим требованиям к конструкции подшипниковых узлов. При больших окружных скоростях работоспособность шарикоподшипников резко снижается. Кроме того, при разрушении подшипника, как правило, происходит разрушение ротора насоса. Поэтому для ответственных насосов в качестве радиальных опор часто применяют подшипники скольжения (рис. 118), которые при правильной установке и эксплуатации имеют практически неограниченное время эксплуатации.

В разъемном корпусе *1* подшипника устанавливают вкладыш *2* из двух половин. От проворачивания вкладыш фиксируют в корпусе цилиндрическим штифтом *3*. Масло от маслосистемы подводится к штуцеру *8* и поступает к вкладышу. Для регулирования количества масла предусмотрены специальные дроссельные шайбы *7*. Контроль за работой подшипников осуществляется через смотровое окно *5* на сливном трубопроводе. Температуру вкладыша измеряют термометром сопротивления *4*. Для замера температуры масла в отверстии на сливном трубопроводе, закрытом пробкой *6*, можно установить ртутный термометр.

Вкладыши подшипников, залитые баббитом Б-83 или Б-16, можно устанавливать в разъемном корпусе как по цилиндрической, так и по сферической расточке с натягом. Для лучшего сцепления баббита с вкладышем в последнем выполняют продольные или поперечные пазы в виде «ласточкина хвоста». Изготовляют вкладыши, как правило, из углеродистой стали. Чугунные вкла-

дыши обладают способностью поглощать вибрацию, однако заливка их значительно сложнее, чем стальных.

Длину подшипника скольжения принимают равной $L = (1 \div 1{,}5)\,d$, где d — диаметр вала. Диаметральный зазор в подшипнике выбирают в зависимости от диаметра вала:

Диаметр вала, мм	50—80	80—120	120—180
Зазор на сторону, мм:			
верхний	0,10—0,18	0,18—0,24	0,24—0,36
боковой	0,05—0,09	0,09—0,12	0,12—0,18

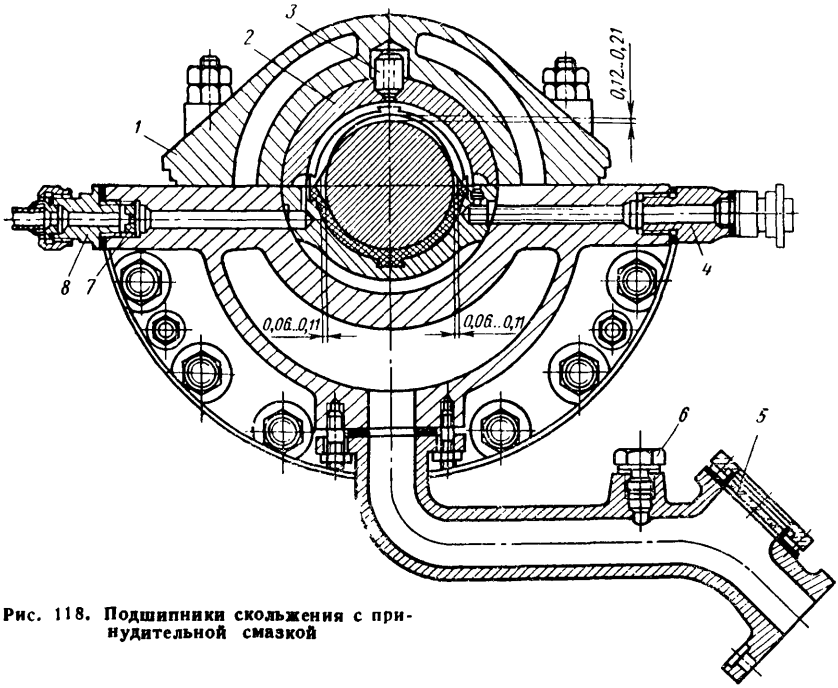


Рис. 118. Подшипники скольжения с принудительной смазкой

Подшипники скольжения смазываются жидким маслом принудительно от маслонасоса или при помощи смазочных колец. В последнем случае для охлаждения масла в корпусе подшипника предусматривают специальные камеры либо трубчатые холодильники. Кольцевую смазку применяют при окружных скоростях шейки вала до 8 м/с. В подшипниках с принудительной смазкой можно устанавливать смазочные кольца, которые обеспечивают смазку их при пусках и остановках насоса.

Некоторые конструктивные схемы насосов предусматривают наличие остаточного неуравновешенного осевого усилия, которое должно восприниматься упорным подшипником. Наиболее надежной при правильном изготовлении и сборке является упорная пята с самоустанавливающимися сегментами. Упорная пята

должна смазываться маслом под давлением. Суммарный зазор в подшипнике принимают равным 0,25—0,35 мм. Упорные сегменты изготавливают стальными или бронзовыми с баббитовой заливкой. Толщину заливки рекомендуется принимать меньше минимального осевого зазора в проточной части. В этом случае при выплавлении заливки диск пяты упрется в сегмент, что предотвратит задирание деталей проточной части.

В большинстве конструкций многоступенчатых насосов для восприятия неуравновешенного осевого усилия применяют два радиально-упорных, один двухрядный радиально-упорный или два упорных шарикоподшипника, воспринимающих усилие в двух направлениях. Упорный подшипник, как правило, располагают со стороны свободного конца вала насоса в общем корпусе с радиальным подшипником. Рассчитывают упорный подшипник по осевому усилию, которое может возникнуть при максимально допустимом износе уплотнений группы рабочих колес, направленных в одну сторону.

Расчет подшипников скольжения и упорных пят довольно подробно изложен в специальной литературе. Приведем упрощенный метод расчета с использованием графических зависимостей (рис. 119), разработанных Г. А. Поспеловым. Целью поверочного расчета является определение грузоподъемности подшипника, рабочего эксцентриситета, расхода смазки, мощности трения и повышения температуры масла. Порядок расчета подшипника следующий.

Определяют относительную длину подшипника

$$\lambda = \frac{L}{d}.$$

Вычисляют коэффициент несущей способности

$$K_{\text{н}} = \frac{\lambda^2 R}{20\mu\omega r^3 \frac{L}{2}},$$

где R — нагрузка на подшипник; r — радиус вала.

По значениям λ и $K_{\text{н}}$ (рис. 119, *а*) находят рабочее значение **эксцентриситета** ε и угол эксцентриситета θ_e. После этого подсчитывают минимальный зазор

$$h_{\min} = \delta\,(\lambda - \varepsilon),$$

где δ — действительный (чертежный) зазор в подшипнике.

По значениям ε и λ (рис. 119, *в*) находят коэффициент торцового **расхода** смазки q_1 и определяют ее расход:

$$Q_1 = \frac{\delta\omega r^2}{2} q_1.$$

Аналогично находят коэффициент циркуляционного расхода q_2 (рис. 119, *г*) и определяют

$$Q_2 = \frac{\delta\omega r^2}{2} q_2.$$

Суммарный расход смазки

$$Q = 2Q_1 + Q_2.$$

По графику, изображенному на рис. 119, *б*, определяют коэффициент трения $\Phi_{тр}$ и вычисляют момент трения на шипе:

$$M_{тр} = \frac{3\mu\omega r^4}{\delta} \Phi_{тр}.$$

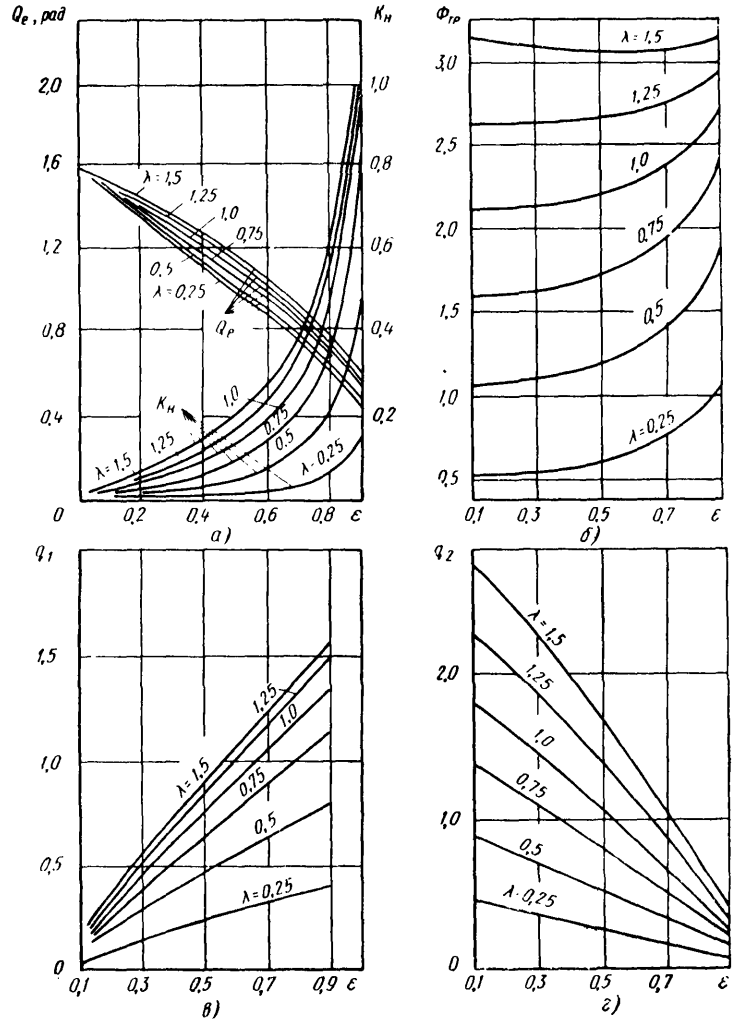


Рис. 119. Зависимости для расчета подшипников скольжения

Мощность трения (кВт)

$$N_{тр} = \frac{M_{тр}\omega}{102}.$$

Количество тепла (ккал/с), выделяющегося при трении:

$$q_{тр} = \frac{N_{тр} \cdot 102}{G}.$$

Повышение температуры масла (°С)

$$\Delta t^{\circ} = \frac{q_{тр}}{c\rho Q},$$

где $c = 0{,}45$ ккал/(град·м^3).

Температура масла на входе и выходе из подшипника при известной средней температуре $t_{ср}$ равна

$$t_{вх} = t_{ср} - \frac{\Delta t}{2}; \quad t_{вых} = t_{ср} + \frac{\Delta t}{2}.$$

В некоторых конструкциях многоступенчатых насосов, преимущественно вертикального типа, применяют подшипники скольжения, смазываемые консистентной смазкой или перекачиваемой жидкостью. Как правило, такие подшипники устанавливают внутри насоса.

Консистентную смазку применяют при окружных скоростях вала до 7 м/с, если по условиям эксплуатации допускается попадание смазки в перекачиваемую жидкость. Подача смазки производится от масленок автоматически или вручную. Отношение L/d для подшипников с консистентной смазкой принимают равным 1,8—2,5, суммарный радиальный зазор — 0,08—0,12 мм.

В подшипниках, смазываемых перекачиваемой жидкостью, применяют резинометаллические, металлографитные, лигнофолевые, текстолитовые и другие вкладыши. Для того чтобы конструкция подшипника обеспечивала надежную смазку, во вкладышах выполняют специальные, чаще всего спиральные, канавки. Необходимо предусматривать устройства дополнительной очистки воды, предназначенной для смазки.

Конструкции узлов подшипников приведены на рисунках разрезов насосов в гл. VI. В насосах с гидравлической пятой в период пуска и остановок, когда нарушается равновесие разгрузочного устройства, рабочие поверхности разгрузочного диска и подушки пяты могут соприкасаться, что чревато серьезными последствиями для нормальной работы насоса. В некоторых конструкциях применяют специальные отжимные устройства, которые до определенной частоты вращения вала воспринимают осевое усилие ротора и отодвигают разгрузочный диск от подушки.

Подшипники скольжения оказывают существенное влияние на колебания ротора насоса [37].

УЗЕЛ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ ОСЕВОГО УСИЛИЯ

Методы уравновешивания осевого усилия в одноступенчатых насосах описаны в гл. V. В многоступенчатых насосах с односторонним расположением рабочих колес наиболее часто для уравновешивания осевого усилия применяют узел гидропяты (рис. 120, *а*).

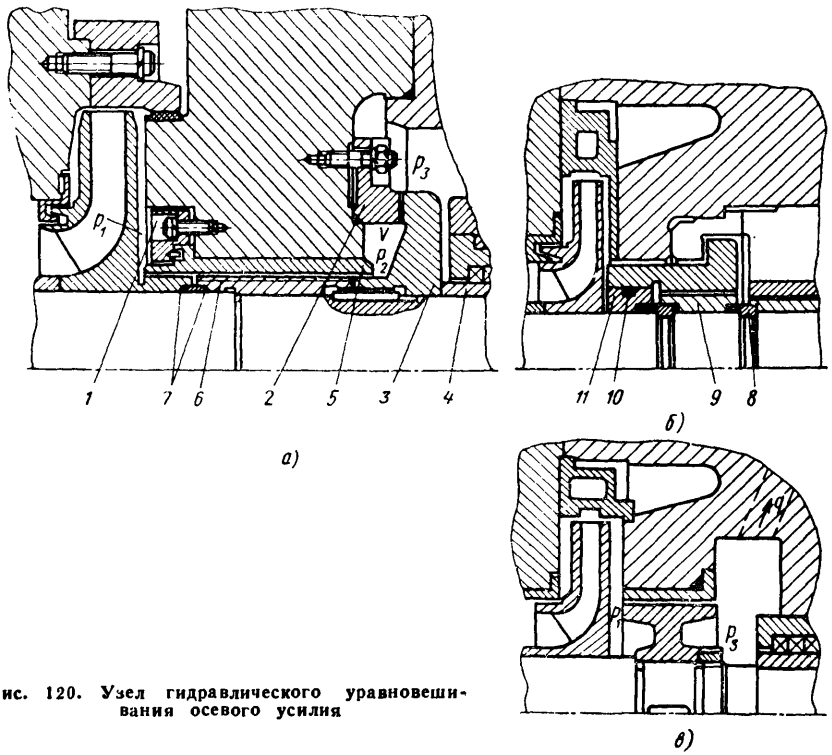


Рис. 120. Узел гидравлического уравновешивания осевого усилия

Между вращающимися разгрузочным диском *3* и неподвижной подушкой пяты *2* при работе насоса образуется торцовой зазор, в котором происходит дросселирование жидкости. Часть полного напора срабатывается в кольцевой цилиндрической щели, которая образуется между двумя втулками гидропяты: неподвижной *5* и вращающейся *6*. Разгрузочный диск и вращающаяся втулка фиксируется на валу общей шпонкой. Круглой гайкой через втулку сальника *4* диск и вращающаяся втулка прижимаются к уступу вала. Между торцами ступицы рабочего колеса последней ступени и вращающейся втулки предусмотрен зазор для компенсации температурных расширений деталей ротора. Для предотвращения протекания жидкости по валу имеется двустороннее уплотнение резиновыми кольцами *7*. Неподвижная втулка по цилиндрической расточке устанавливается в выходной крышке и фикси-

руется накидным фланцем *1*. Переток жидкости по посадочной поверхности предупреждается резиновым уплотнительным кольцом.

Подушка пяты *2* центрируется на крышке и фиксируется шпильками. Во избежание перекоса подушка опирается на крышку двумя кольцевыми буртиками, выполненными по внешнему и внутреннему диаметрам.

Иногда разгрузочный диск упирается не во втулку сальника, а в разрезное закладное кольцо (рис. 120, *б*). Площадь торца втулки надо выбирать с таким условием, чтобы не происходило смятия торца под действием осевого усилия. Цилиндрическая дросселирующая щель расположена после торцовой. Такая конструкция более надежна с точки зрения исключения парообразования в зоне гидропяты при падении давления на входе в насос.

Для увеличения сопротивления цилиндрической дросселирующей щели на вращающейся втулке можно выполнить кольцевые канавки с размерами 1,6×1,6 мм и шагом 3,2 мм. Такие канавки уменьшают утечки через цилиндрическую щель примерно на 30% по сравнению с утечками через гладкую щель. Радиальный зазор в цилиндрической кольцевой щели гидропяты выбирают равным 0,25—0,3 мм. После увеличения кольцевого зазора на 15—20% целесообразно заменить одну из износившихся втулок.

Иногда кольцевые канавки выполняют на рабочей поверхности подушки пяты. В этом случае твердость ее должна быть меньше твердости разгрузочного диска для того, чтобы при механических включениях острые кромки канавок не вызывали интенсивного изнашивания рабочей поверхности разгрузочного диска.

Для передачи с вала на разгрузочный диск очень большого осевого усилия предусматривают два упорных кольца *8* (рис. 120, *б*). Уравновешивающий диск разделен на разгрузочную втулку *11* и разгрузочный диск *9*. Часть осевого усилия, действующая на втулку, передается через внутреннее упорное кольцо, а часть усилия, действующая на разгрузочный диск, передается на вал через внешнее кольцо. Упорные кольца выполняют разъемными из двух половин. Размеры торцовых поверхностей уравновешивающей втулки и диска выбирают такими, чтобы действующие на них осевые усилия были примерно равными. Для гарантии разделения осевого усилия в разгрузочном диске выполнено осевое сверление, благодаря чему разгрузочная втулка и диск находятся под одним и тем же перепадом давления.

Уплотнение между разгрузочной втулкой и диском осуществляется с помощью резинового уплотняющего кольца *10*, между втулкой и валом — специальным профильным уплотнением.

В некоторых специальных конструкциях осевое усилие уравновешивают при помощи разгрузочного барабана (рис. 120, *в*). Между барабаном и неподвижной втулкой образуется кольцевая щель с зазором 0,25—0,3 мм на сторону, в которой происходит дросселирование жидкости.

Основным преимуществом разгрузочного барабана является меньшая опасность соприкосновения вращающихся и неподвижных деталей и «запаривания» по сравнению с гидропятой. К недостаткам относится неполное уравновешивание осевого усилия во всем диапазоне работы, увеличение осевых габаритных размеров насоса, меньшая экономичность.

Детали узлов гидравлической разгрузки изготавливают из высококачественных материалов, обладающих высокой эрозийной стойкостью. Хорошо зарекомендовали себя хромистые термообработанные стали: разгрузочный диск из стали 2Х13, подушка пяты — из стали 3Х13. Твердость этих деталей должна отличаться не менее чем на *HB* 50.

Некоторые конструктивные разновидности узла гидропяты показаны на разрезах насосов, описанных в гл. VI.

Гидравлическая пята является автоматическим уравновешивающим устройством, которое одновременно выполняет роль уплотнения.

Наряду с гидравлическими (см. гл. IV) и прочностными расчетами необходимо при конструировании проводить анализ статических и динамических характеристик системы [38], на которые оказывают влияние геометрические размеры и перепады давлений. Для улучшения стабилизации системы полость V перед торцовой щелью необходимо выполнять минимального объема.

ГЛАВА VI

КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ

НАСОСЫ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Это наиболее распространенная группа насосов, предназначенных для перекачивания чистых или слегка загрязненных, химически нейтральных, маловязких жидкостей с температурой до 100° С.

Представление о зонах применения различных конструктивных типов насосов общего назначения дает рис. 121. Основные детали таких насосов изготавливают из серого чугуна и углеродистой стали. Для быстроизнашивающихся деталей иногда применяют хромистую сталь. По конструктивным признакам насосы общего назначения разделяют на ряд типов.

Консольные насосы (тип К) выпускают с параметрами по ГОСТ 8337—57: $Q = 8{,}6 \div 288$ м³/ч, $H = 8{,}7 \div 110$ м, $n = 2900 \div 1450$ об/мин.

Базовой деталью насоса (рис. 122) является опорный кронштейн, в котором на двух шарикоподшипниках устанавливают вал. К кронштейну шпильками крепят спиральный корпус, напорный патрубок которого в нормальном исполнении направлен вертикально вверх. При необходимости патрубок можно повернуть на угол 90, 180 и 270° от нормального положения. В корпусе выполняют отверстия для выпуска воздуха, слива воды и подсоединения манометров.

На консольном конце вала крепят рабочее колесо. Со стороны входной воронки колеса корпус закрывают крышкой с входным патрубком, обеспечивающим осевой подвод жидкости к рабочему колесу.

Концевое уплотнение насоса сальникового типа, которое при необходимости можно заменить торцовым. Незначительные осевые усилия воспринимаются шарикоподшипниками, которые смазываются консистентной смазкой. Плавающий подшипник со стороны насоса воспринимает только радиальную нагрузку, а зафиксированный со стороны муфты шарикоподшипник — радиальную и осевую нагрузки. Для уравновешивания осевого усилия в насосах мощностью больше 10 кВт выполняют разгрузочные отверстия в рабочем колесе. Насос с электродвигателем устанавливают на общей фундаментной плите и соединяют упругой муфтой.

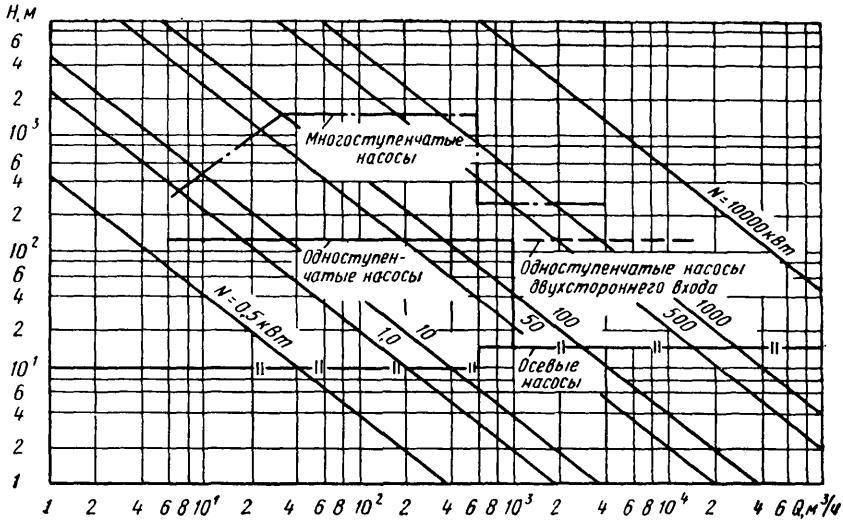


Рис. 121. Зоны применения насосов общего назначения

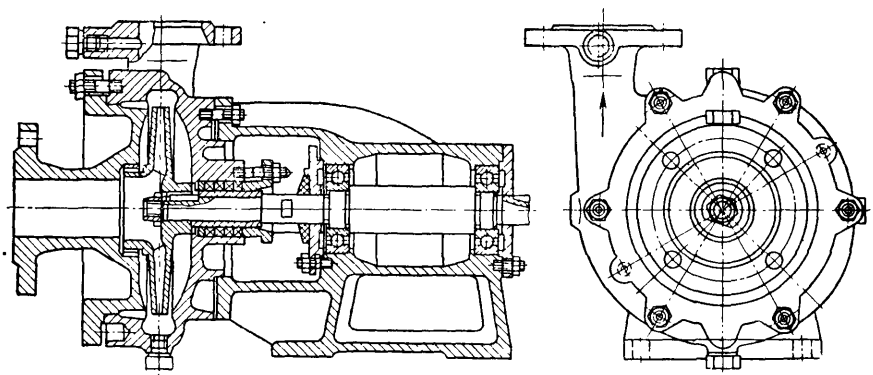


Рис. 122. Насос типа К

За рубежом большое распространение получила конструкция консольных насосов, базовой деталью которых служит спиральный корпус (рис. 123). Входной и напорный патрубки отлиты совместно с корпусом. К корпусу через промежуточную проставку прикреплен опорный узел, в котором на шарикоподшипниках установлен вал насоса. Насосы выпускают с сальниковым или торцовым уплотнением по согласованию с заказчиком. Для создания гидрозатвора в крышке корпуса предусмотрены специальные сверления. Осевое усилие уравновешивается с помощью разгрузочных отверстий.

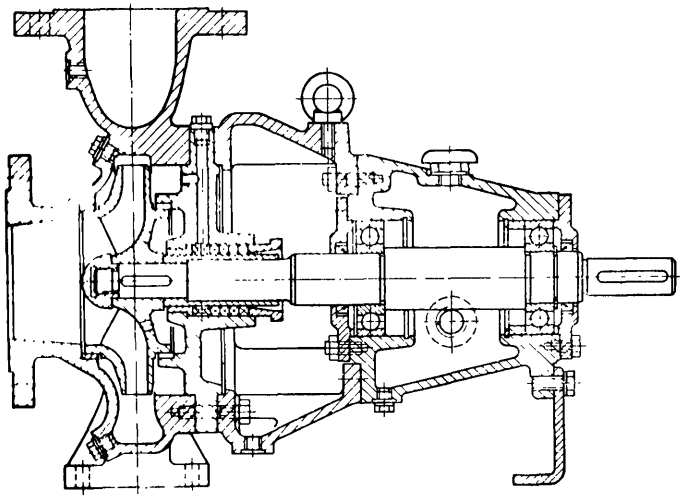


Рис. 123. Консольный насос типа KRZIII (ГДР)

Отличительной особенностью насосов этого типа является компактность конструкции, малая масса, отсутствие необходимости демонтажа трубопроводов при разборке насосов. Чтобы не снимать электродвигатель при разборке насоса, соединительная упругая муфта выполнена с промежуточной проставкой.

Наиболее перспективными с точки зрения массы и габаритных размеров являются консольные насосы моноблочной конструкции (рис. 124). Спиральный корпус насоса (рис. 124, *а*) через промежуточный фонарь прикреплен к фланцу электродвигателя. Напорный патрубок можно установить в разных положениях аналогично насосам типа К. Рабочее колесо установлено на валу электродвигателя. В насосах мощностью более 10 кВт осевое усилие уравновешивается с помощью отверстий. Остаточные неуравновешенные осевые усилия воспринимаются подшипниками электродвигателя. Концевые уплотнения насоса сальникового типа с гидравлическим затвором. Для моноблочных насосов желательно применять концевые уплотнения торцового типа либо специальные манжетные уплотнения. Насосы моноблочной конструкции можно при-

менять с серийными фланцевыми электродвигателями, используя промежуточный вал, который соединяется с валом электродвигателя специальной жесткой муфтой (рис. 124, *б*). Моноблочные насосы отечественного производства типа КМ и ЕКМ имеют параметры, аналогичные параметрам насосов типа К.

Наряду со стандартными, консольные насосы нашли широкое распространение в передвижных насосных установках. Консольное расположение рабочего колеса на валу применяется для

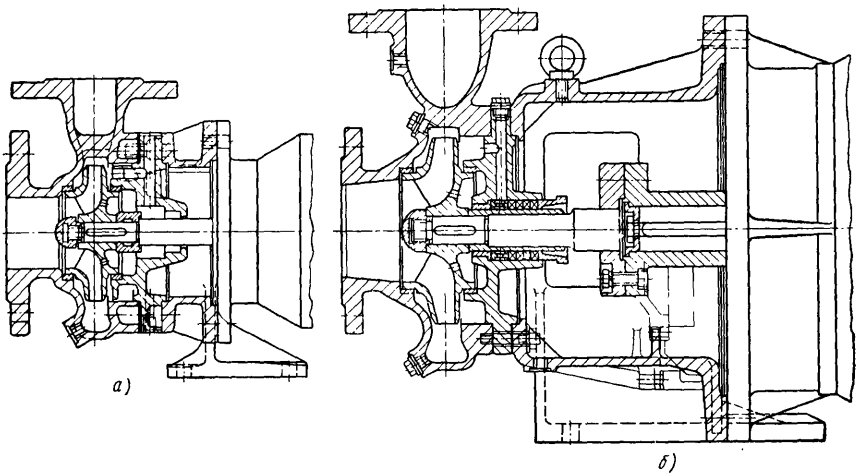


Рис. 124. Моноблочные насосы производства ГДР

вертикальных центробежных насосов. Обычно по такой схеме выполняют крупные насосы, используемые в системах орошения, промышленного водоснабжения. На рис. 125 приведен продольный разрез насоса В17-16/55 с параметрами: $Q = (52 \div 58)10^3$ м³/ч; $H = 57 \div 51$ м; $N = 9400$ кВт; $n = 250$ об/мин. Масса собственно насоса около 100 т.

Спиральный корпус насоса состоит из двух частей и имеет торцовый разъем в плоскости, перпендикулярной оси рабочего колеса. В верхней части корпус закрыт крышкой, служащей одновременно корпусом концевого уплотнения. Насос поставляют с двумя вариантами уплотнений: двойным торцовым или сальниковым. К верхней крышке прикреплен корпус направляющего подшипника скольжения с самоустанавливающимися сегментами, залитыми баббитом. Для смазки подшипников предусмотрена масляная ванна с системой охлаждения.

Для уравновешивания гидравлического осевого усилия ротора в рабочем колесе выполнены разгрузочные отверстия. Остаточное осевое усилие и вес ротора воспринимается пятой электродвигателя. Валы насоса и электродвигателя жестко соединены фланце-

вым соединением. В нижней части к корпусу присоединяется проставок и колено всасывающего трубопровода.

Насосы двустороннего входа являются наиболее распространенным типом одноступенчатых насосов после консольных. На-

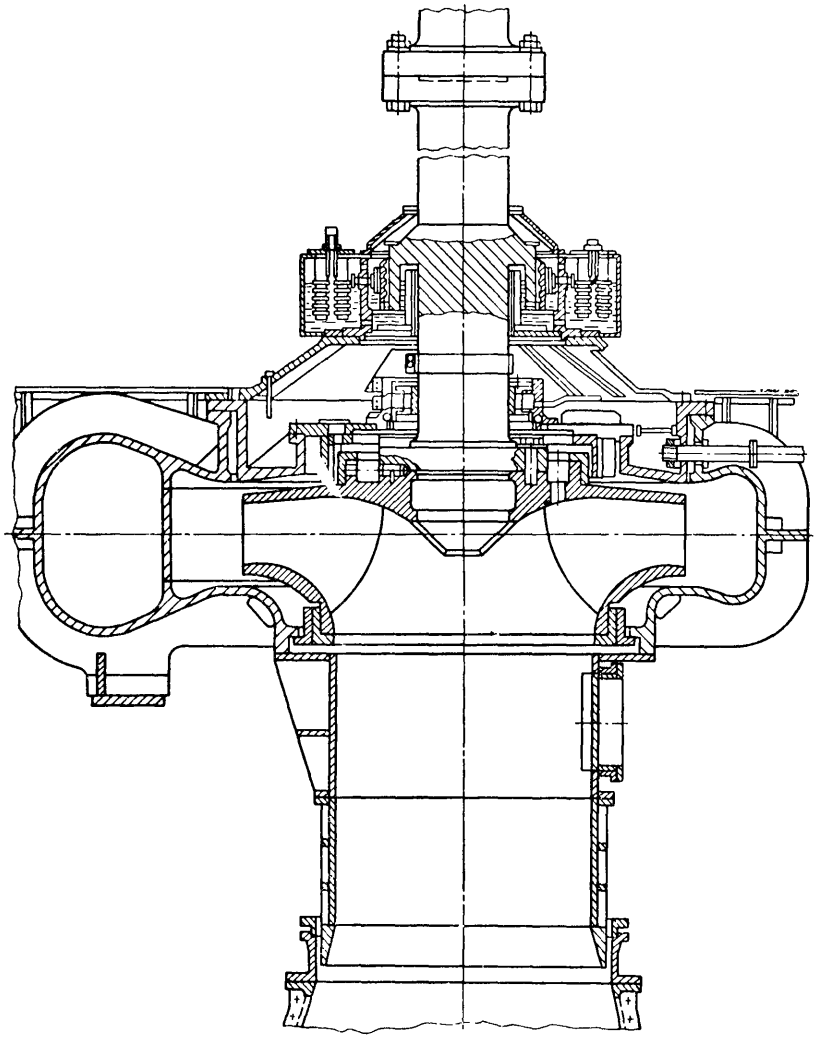


Рис. 125. Вертикальный насос В17-16/55

сосы типа Д по ГОСТ 1072—73 выпускают на параметры: $Q = 160 \div 12\,600$ м³/ч; $H = 15 \div 90$ м; $n = 485 \div 2900$ об/мин.

Насос (рис. 126) горизонтальный одноступенчатый спирального типа с торцовым разъемом корпуса в горизонтальной плоскости.

Входной и выходной патрубки насоса, расположенные в нижней части корпуса, направлены горизонтально в противоположные стороны. Плоскость разъема уплотняется паронитовой прокладкой. Уплотняющее усилие создается шпильками, расположенными по плоскости разъема.

Насос имеет двусторонние выносные опоры, которые крепятся к его корпусу и фиксируются штифтами. Опорами ротора могут быть подшипники качения или скольжения в зависимости от

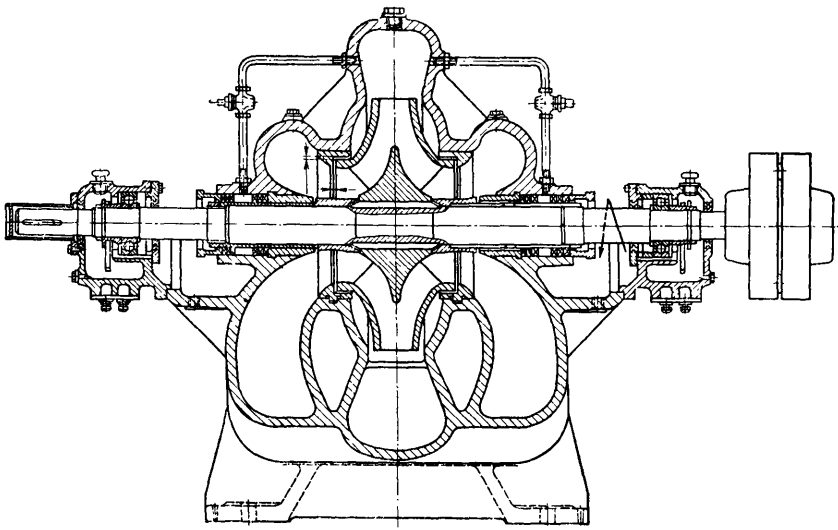


Рис. 126. Насос типа Д

размера насоса. Корпус подшипников имеет горизонтальный разъем. Смазка подшипников кольцевая или консистентная. В корпусах подшипников предусмотрены камеры для охлаждения. Концевые уплотнения сальникового типа с гидравлическим затвором, осуществляемым перекачиваемой жидкостью, подводимой от спирального отвода.

Ротор насоса представляет собой отдельный сборочный элемент. Некоторые типы насосов имеют два рабочих конца вала для изменения направления вращения на месте эксплуатации путем поворота насоса на 180°.

Наряду с одноступенчатыми известны двухступенчатые насосы с двусторонним входом, причем ступени могут соединяться как последовательно так и параллельно. Крупные насосы с колесами двустороннего выхода могут иметь также и вертикальное исполнение [61].

В зарубежной практике для крупных насосов часто применяют составной отвод и рабочие колеса с двусторонним входом.

Многоступенчатые насосы в отечественном насосостроении применяют как спирального, так и секционного типов.

Спиральные насосы (рис. 127) выпускают, как правило, для средних напоров. Число ступеней не более шести. Параметры насосов: $Q = 90 \div 3600$ м³/ч; $H = 64 \div 1120$ м; $n = 1000 \div 2900$ об/мин.

Корпус насоса имеет торцовый разъем в горизонтальной плоскости. Входной и выходной патрубки расположены в нижней части корпуса и направлены горизонтально в противоположные стороны. Ступени насоса соединены между собой переводными каналами или трубами. Для уравновешивания осевого усилия в насосах спирального типа рабочие колеса обычно насажены на вал с симметричным расположением входных воронок. Остаточное неуравновешенное осевое усилие воспринимается радиально-упорными шарикоподшипниками, фиксирующими одновременно положение ротора в насосе. Рабочее колесо первой ступени обычно имеет повышенную всасывающую способность или двусторонний вход. Сальниковое уплотнение со стороны первой ступени имеет гидравлический затвор. Для загрузки сальникового уплотнения другого конца вала используют отвод жидкости после дросселирующей щели во входной патрубок.

Опорами ротора могут быть как подшипники скольжения, так и качения устанавливаемые в разъемные корпуса. Смазка подшипников — жидкая кольцевая. В корпусах подшипников предусмотрены камеры или змеевики для охлаждающей воды.

В зависимости от размеров насосы поставляют на раздельных или на общих фундаментных плитах с электродвигателем.

Секционные насосы с направляющим аппаратом в соответствии с ГОСТ 10407—70 по высоте всасывания разделяют на две группы: нормальную и высокооборотную. Насосы ЦНС (центробежный насос секционный) выпускают на параметры: $Q = 8 \div 850$ м³/ч; $H = 60 \div 1900$ м; $n = 1475 \div 2950$ об/мин.

Насос (рис. 128) представляет собой обычную секционную конструкцию с односторонним расположением рабочих колес. Направляющие аппараты в насосах одних типов изготовляют совместно с секциями, в других — запрессовывают в секции. Секции и крышки со стороны входа и выхода соединены стяжными шпильками и образуют корпус насоса. В стыках корпуса проложены резиновые уплотнительные кольца. К крышкам корпуса на заточках шпильками прикреплены подшипниковые кронштейны. Совместно с крышками отлиты патрубки и опорные лапы. Осевое усилие ротора уравновешивается гидравлической пятой. Вода от разгрузочного устройства по трубопроводу отводится в кольцевую камеру подвода к первой ступени.

Концевые уплотнения ротора сальникового типа с гидравлическим затвором. Опорами ротора служат самоустанавливающиеся шарикоподшипники. Смазка подшипников — консистентная. Корпуса подшипников уплотнены резиновыми манжетами. Перед

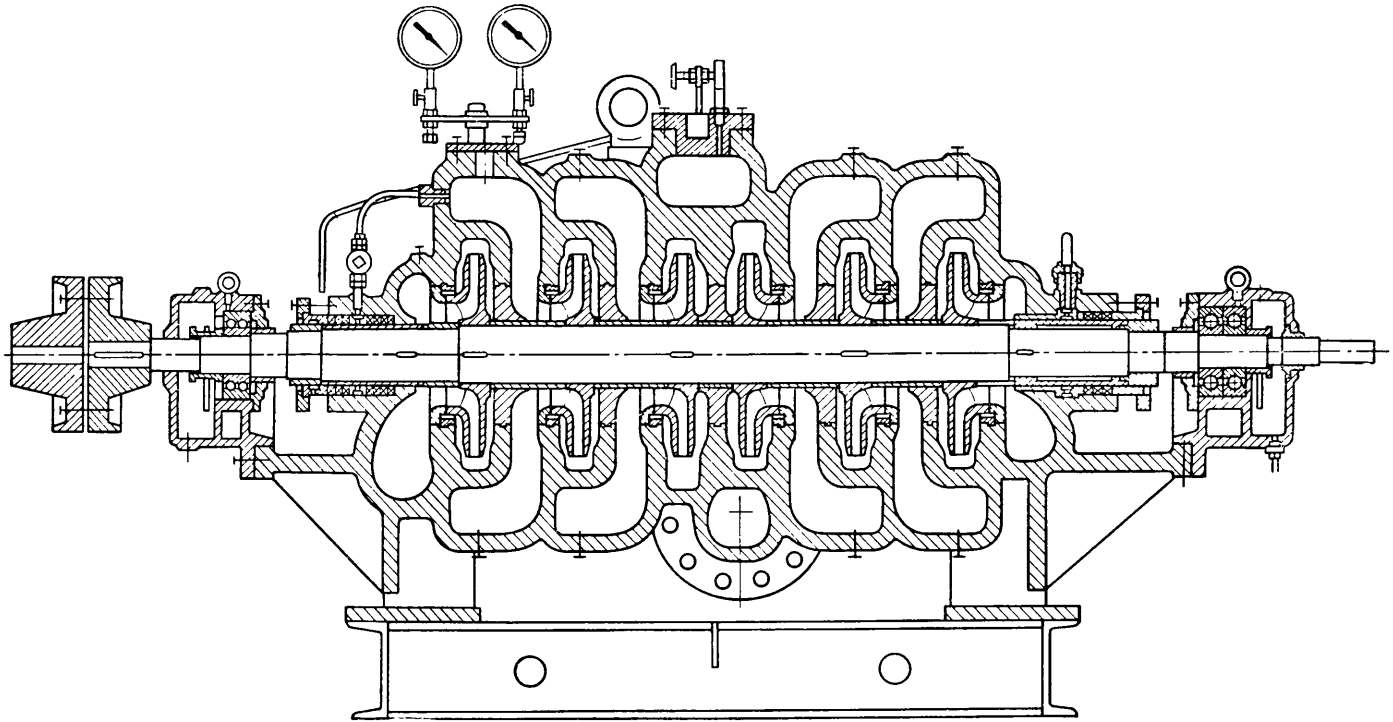


Рис. 127. Насос 10М-8 × 6

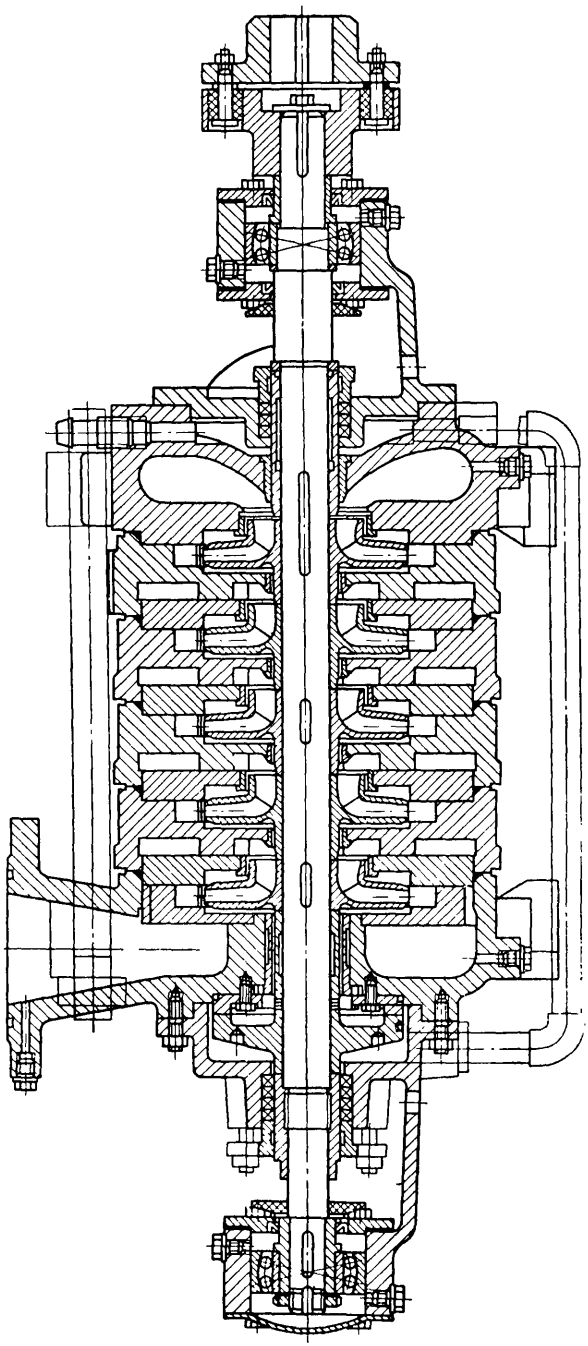


Рис. 128. Секционный насос типа ЦНС

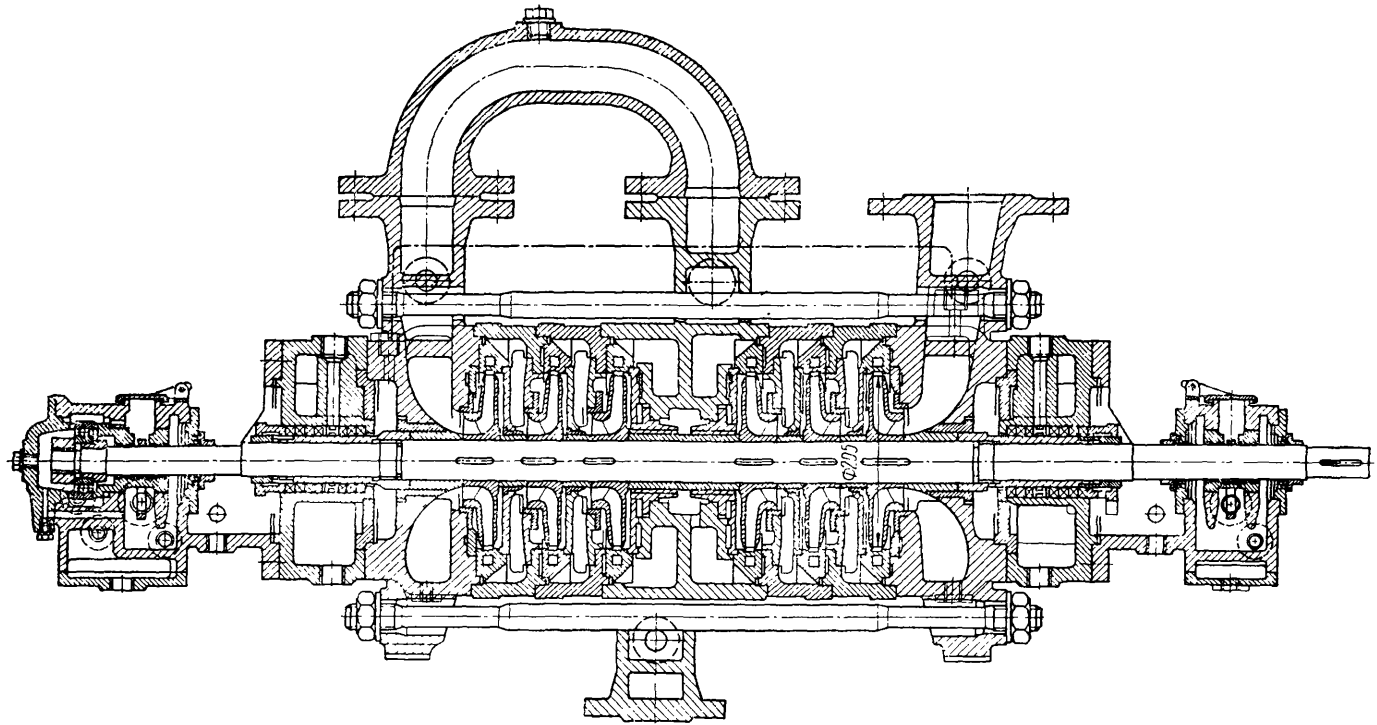


Рис. 129. Насос типа HGV (ГДР)

подшипниками на валу установлены водоотбойные кольца. В крупных насосах применяют подшипники скольжения с кольцевой смазкой.

Насос с электродвигателем соединен упругой пальцевой муфтой. Узел гидравлической разгрузки требует постоянного внимания при эксплуатации и часто служит причиной выхода насоса из строя. В зарубежном насосостроении довольно распространены конструкции секционных насосов без гидропяты. Так, например, в ГДР многоступенчатые насосы общего назначения с напором до 200 м выполняют с рабочими колесами, осевое усилие которых

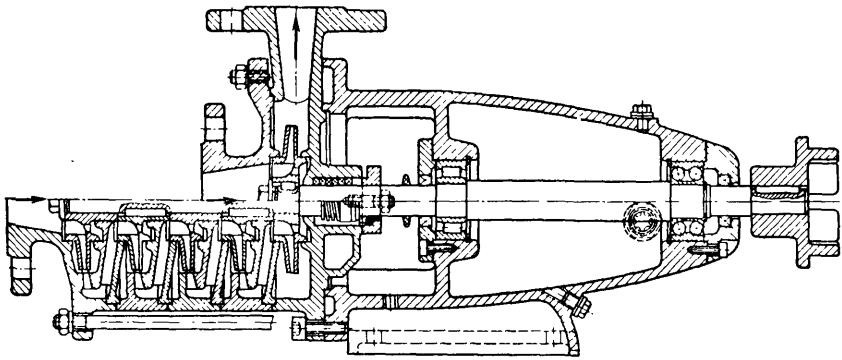


Рис. 130. Консольный многоступенчатый насос фирмы Ледерле (ФРГ)

уравновешивается с помощью разгрузочных отверстий. В насосах типа HGV (ГДР) осевое усилие уравновешивается благодаря симметричному расположению рабочих колес, и необходимость применения гидропяты исключается (рис. 129). Входной патрубок направлен вертикально вверх, напорный — горизонтально. Группы ступеней соединены между собой переводной трубкой. Со стороны высокого давления предусмотрена гидравлическая разгрузка сальникового уплотнения. Остаточные неуравновешенные осевые усилия воспринимаются упорным шарикоподшипником. Насосы такого типа изготавливают с четным числом ступеней, достигающим 12.

Для перекачивания относительно небольших количеств жидкостей часто применяют многоступенчатые насосы консольного типа (рис. 130). Число ступеней такого насоса $i = 1 \div 6$. Осевое усилие уравновешивается с помощью разгрузочных отверстий. Концевые уплотнения могут быть либо сальникового, либо торцового типов. Такие насосы выполняют с опорным кронштейном, или как моноблок горизонтального или вертикального типов. При значительном вылете вала во входном патрубке можно предусмотреть дополнительную опору скольжения со смазкой перекачиваемой жидкостью.

Основным отличием насосов данного типа является то, что они полностью или частично при работе погружены в жидкость. Наибольшее распространение получили скважинные насосы, которые вместе с двигателем находятся ниже уровня воды в скважине. Насосы предназначены для подъема неагрессивной воды с температурой не выше 25° С и содержанием твердых примесей не более 0,01% по массе. В соответствии с ГОСТ 10428—71 насосы выпускают с параметрами: $Q = 1{,}1 \div 375$ м³/ч; $H = 13 \div 730$ м. Для привода насосов используют специальные электродвигатели с синхронной частотой вращения $n = 3000$ об/мин.

Основной отличительной особенностью скважинных насосов является жесткое ограничение радиальных габаритных размеров, обусловленное внутренним диаметром обсадных труб скважины. Характеристика и описание конструкций скважинных насосов приведены в работе С. А. Горгиджаняна [17] и каталоге [54].

Скважинный насос представляет собой одно- или многоступенчатый насос вертикального типа (рис. 131). Число ступеней насоса — 30 и более. Обычно насос с электродвигателем соединяют жесткой муфтой. Между насосом и электродвигателем предусматривают входное отверстие, которое закрывают защитной сеткой. Отверстие обязательно должно находиться ниже уровня жидкости. Глубину погружения входного отверстия оговаривают в паспортных данных насоса. На напорной стороне насоса устанавливают обратный клапан тарельчатого или шарового типа. К корпусу прикрепляют специальный выходной патрубок для присоединения насосного агрегата к водоподъемному трубопроводу.

Для скважинных насосов применяют ступени полуосевого (рис. 131, *а*) и радиального (рис. 131, *б*) типов. В первом случае отводы отливают вместе с секциями, которые соединяют между собой шпильками. Во втором случае отводы устанавливают в обоймы из труб, разделяя их дисками, фиксирующими отводы в осевом направлении. Обоймы соединяют между собой стяжными лентами.

По способу восприятия осевых усилий погружные насосы можно разделить на две группы.

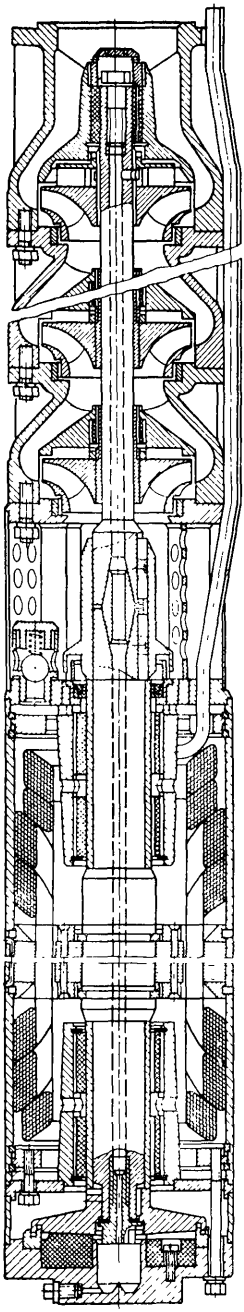
1. Рабочие колеса зафиксированы на валу в осевом направлении. Гидравлическое осевое усилие и вес ротора воспринимает опорное устройство электродвигателя: пята или упорный подшипник.

2. Рабочие колеса свободно перемещаются вдоль вала. На переднем диске рабочего колеса и на обоймах лопаточных отводов выполнены кольцевые пояски, между которыми при работе образуется торцовая щель с малым зазором. Работа такого устройства

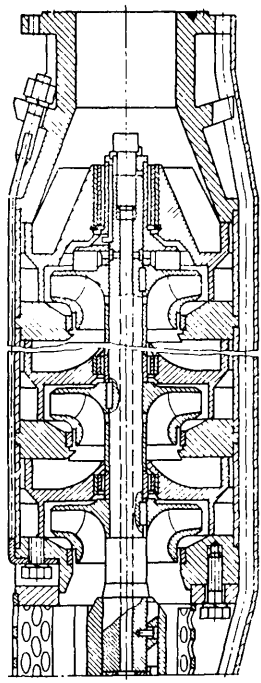
аналогична работе гидропяты. Подшипники насосов и электродвигателей смазываются и охлаждаются перекачиваемой водой. Для предотвращения попадания твердых частиц на трущиеся поверхности выполняют специальные защитные устройства.

Для привода скважинных насосов чаще всего применяют водозаполненные асихронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором. Для обмотки используют провод с изоляцией на полиэтиленовой основе, не подверженной воздействию перекачиваемой воды. Кроме того, в погружных насосных агрегатах применяют электродвигатели и других типов.

Рабочие органы погружных насосов изготовляют из чугуна, хромистой стали, бронзы пропилена или полиамида. Корпусные детали обычно изготовляют из серого чугуна. В насосах часто применяют резиновые подшипники.



а)



б)

Рис. 131. Скважинный насос

Скважинные насосы с трансмиссионным валом (артезианские насосы) (рис. 132) предназначены для подачи воды с температурой до 35° С и содержанием твердых примесей до 0,5% по массе. По ГОСТ 14835—69 насосы выпускают с параметрами: $Q = 4 \div 1250$ м³/ч; $H = 20 \div 200$ м; $n = 1500 \div 3000$ об/мин.

Насосная установка (рис. 132, *а*) состоит из насоса и трубопровода, расположенных в скважине, опорного колена и привода, расположенных на поверхности земли. Насос и привод соединены трансмисси-

онным валом, расположенным в трубопроводе. Приводится насос от серийного или специального электродвигателя вертикального типа. При приводе от серийного двигателя осевое усилие воспринимает упорный подшипник опорного колена. При приводе от специального двигателя валы соединяют жесткой муфтой, осевое усилие воспринимает пята электродвигателя. Насосы могут приводиться двигателями внутреннего сгорания. В этом случае в опорном колене устанавливают также угловой редуктор. Участки вала соединяют между собой жесткими муфтами. Опорами трансмиссионного вала служат радиальные резинометаллические и лигнофолевые подшипники, смазываемые перекачиваемой или очищенной водой от специального источника.

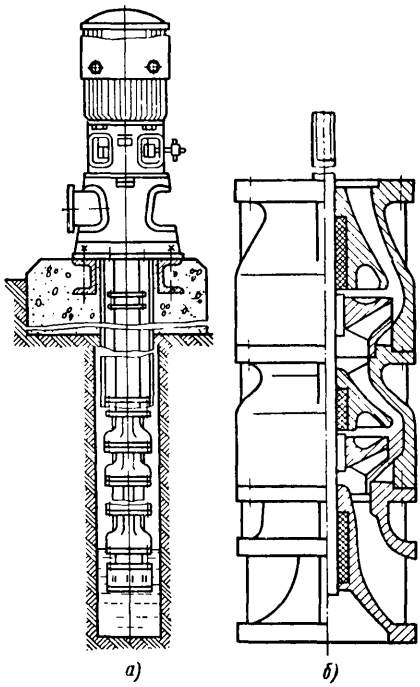


Рис. 132. Насос с трансмиссионным валом

За рубежом для насосов технического водоснабжения применяют баббитовые подшипники с консистентной смазкой от масленок.

Насос (рис. 132, *б*) по конструкции во многом аналогичен погружным насосам. Опорные колена, секции, трубопровода и редукторы артезианских насосов нормализованы по типоразмерам.

Моноблочные погружные насосы предназначены для откачки воды из котлованов, приямков. Насосы могут перекачивать воду со значительным содержанием твердых частиц.

Насос можно стационарно крепить в приямке, устанавливать на дно его либо подвешивать на тросе. В переносных конструкциях жидкость подается по гибкому шлангу.

Электронасосы типа «Гном» выпускают с параметрами: $Q = 10 \div 100$ м³/ч; $H = 10 \div 25$ м; $n = 2900$ об/мин. Насосы допускают последовательное соединение двух агрегатов.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ НАСОСЫ

Энергетические насосы, непосредственно работающие в тепловой схеме ТЭС и АЭС, являются сложными и мощными агрегатами [36, 41].

Питательные насосы относятся к основному энергетическому оборудованию ТЭС. В связи с этим конструкции таких насосов должны обеспечивать:

1) длительную надежную эксплуатацию (не менее 10 000 ч) без замены основных деталей и снижения параметров;

2) полную внешнюю герметичность и отсутствие перетоков в уплотнительных стыках;

3) свободное температурное расширение без нарушения центровки и динамической устойчивости ротора во всем диапазоне работы;

4) свободное вращение ротора при частичном парообразовании в проточной части;

5) удобство сборки-разборки, эксплуатации и ремонта;

6) возможность отбора определенного количества воды от промежуточной ступени.

Питательные насосы должны иметь стабильную форму напорной характеристики с крутизной 15—20%.

В качестве привода наибольшее распространение получили асинхронные электродвигатели. При мощности более 8000 кВт обычно применяют турбинный привод.

По ГОСТ 7363—65 питательные электронасосы выпускают на параметры: $Q = 35 \div 720$ м³/ч; $p_к = 56 \div 200$ кгс/см²; $n_{синх} = 3000$ об/мин; турбонасосы выпускают с параметрами $Q = 380 \div 1500$ м³/ч; $p_к = 185 \div 350$ кгс/см².

В питательных электронасосных агрегатах некоторых типов применяют гидромуфту и повышающий редуктор.

Насосы отечественного производства с давлением нагнетания менее 150 кгс/см² имеют обычную однокорпусную конструкцию секционного типа (см. рис. 128). При более высоких давлениях общепринятой является двухкорпусная конструкция. Конструктивное исполнение турбонасосов и электронасосов содержит много общих решений. Проточная часть всех питательных насосов выполнена из хромистой стали.

На рис. 133 приведена типовая конструкция двухкорпусного насоса ПЭ580-185/200. В кованом наружном корпусе из углеродистой стали с приварными патрубками, лапами и направляющими шпонками расположен узел внутреннего корпуса с ротором. Со стороны входа корпус закрыт крышкой с приваренным к ней полуспиральным подводом. С другой стороны наружный корпус закрыт крышкой нагнетания. Стыки с высоким давлением уплотнены плоской металлической прокладкой.

Внутренний корпус состоит из секций, стыки которых уплотняются под действием силы давления, развиваемого насосом. Для отбора жидкости от третьей ступени в теле первых трех секций выполнено по шесть сверлений, по которым вода поступает в камеру между наружным и внутренним корпусами. Из камеры по сверлению в наружном корпусе вода подводится к трубопроводу отбора.

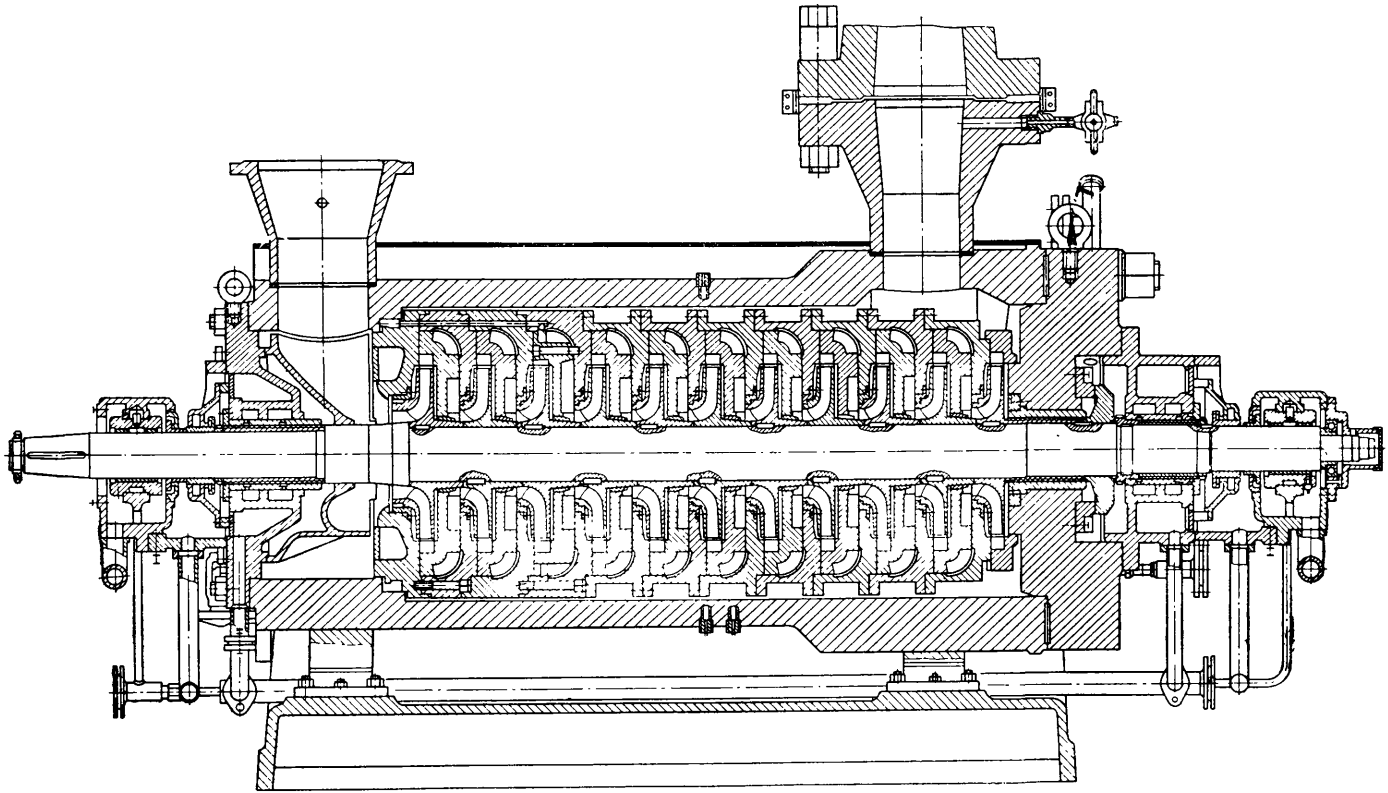


Рис. 133. Питательный насос ПЭ580-185/200

Рабочие колеса посажены на вал по скользящей посадке второго класса точности. Рабочее колесо первой ступени имеет повышенную всасывающую способность, остальные колеса имеют одинаковую проточную часть. Осевое усилие ротора воспринимается гидравлической пятой.

Концевые уплотнения насоса щелевого типа с промежуточным подводом и отводом конденсата. Опорами ротора являются подшипники скольжения с принудительной смазкой. Со стороны свободного конца вала предусмотрен упор ротора с визуальным указателем осевого сдвига. В насосе имеется специальное устройство для прогрева его в состоянии «горячего резерва».

Зарубежные насосостроительные фирмы выпускают однокорпусные питательные насосы для давлений нагнетания $p_{наг} \gg 200$ кгс/см^2.

На рис. 134 показана конструкция высоконапорного насоса фирмы КСБ (ФРГ). Для уменьшения числа ступеней насоса повышают частоту вращения ($n > 3000$ об/мин). Основные детали насоса изготовлены из хромистой стали. Секции корпуса имеют наружные бандажи из углеродистой стали. Стыки секций уплотняются за счет металлического контакта. Однокорпусная конструкция дает возможность легко осуществить отбор жидкости от двух ступеней насоса. В насосе применено комбинированное разгрузочное устройство, состоящее из двух барабанов. Торец второго барабана и подушка пяты образуют торцовую щель малой протяженности. Остаточное осевое усилие на нерасчетных режимах воспринимается упорным подшипником скольжения. Концевые уплотнения насоса торцового типа. Перед уплотнением установлен лабиринтный насос, который обеспечивает циркуляцию жидкости через холодильник. Опорами ротора служат подшипники скольжения с принудительной смазкой. Вкладыши посажены в корпусе по сферической расточке.

Для некоторых тепловых схем ТЭС при недопустимости выхода наружу перекачиваемой жидкости (питательные насосы АЭС) предпочтение отдается двухкорпусной конструкции насоса с развитыми концевыми уплотнениями (рис. 135). Насос фирмы Зульцер имеет следующие параметры: $Q = 1150$ м^3/ч; $n = 8650$ об/мин; $H = 1157$ м; $N = 4600$ кВт, $D_2 = 340$ мм для первой ступени; $H = 766$ м, $N = 3000$ кВт, $D_2 = 290$ мм для второй ступени.

Конструктивными особенностями данного насоса является малое число ступеней, отсутствие сильно нагруженной напорной крышки, удобство сборки и разборки.

Ротор насоса имеет повышенную жесткость. Число ступеней выбрано по пределу прочности материала из условия обеспечения удельной быстроходности ступеней $n_s = 100 \div 120$. Осевое усилие уравновешивается разгрузочным барабаном. Остаточные неуравновешенные усилия воспринимаются двусторонним упорным подшипником скольжения. Насос соединен с приводом упругой муфтой с металлическим элементом.

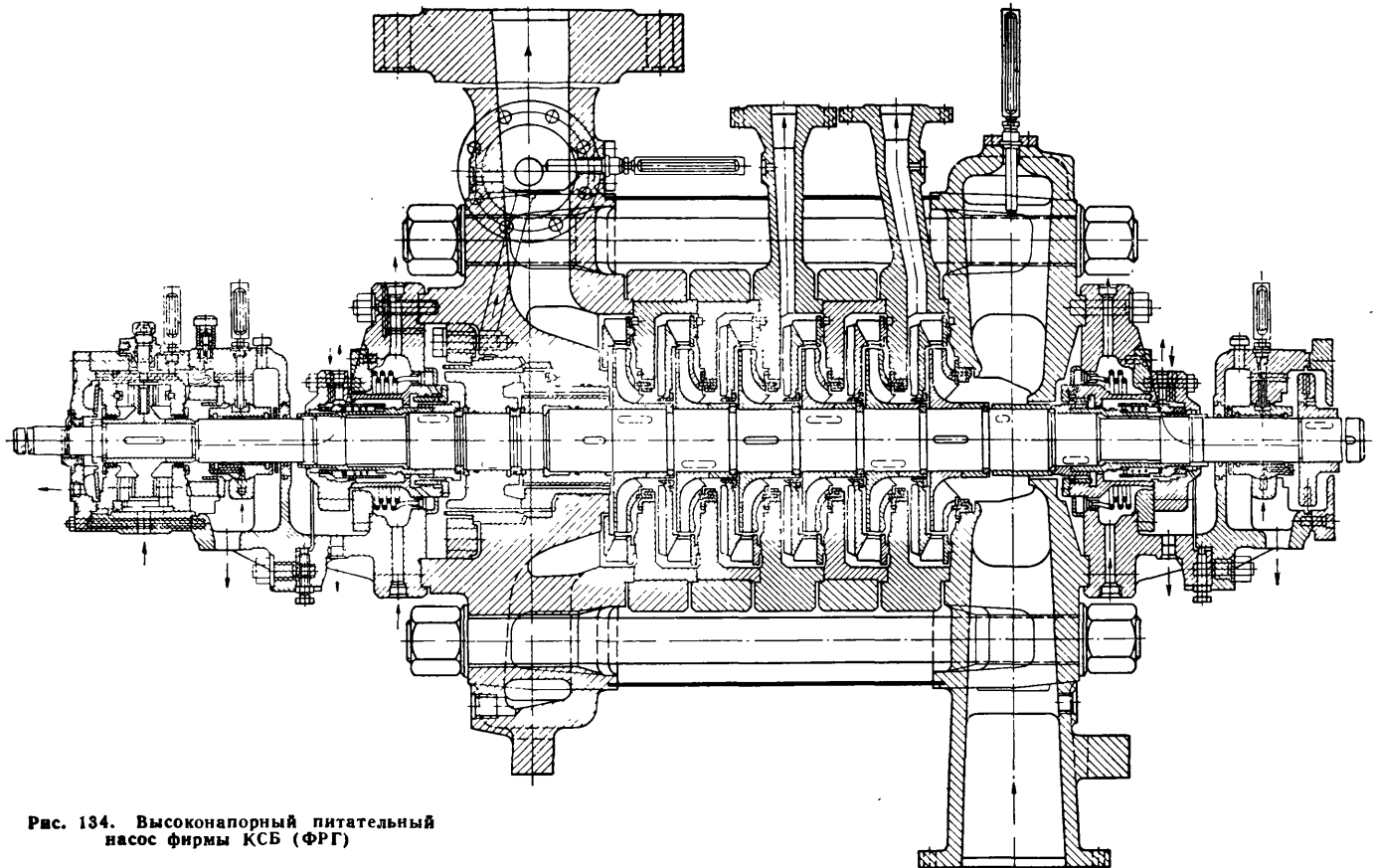


Рис. 134. Высоконапорный питательный насос фирмы KCБ (ФРГ)

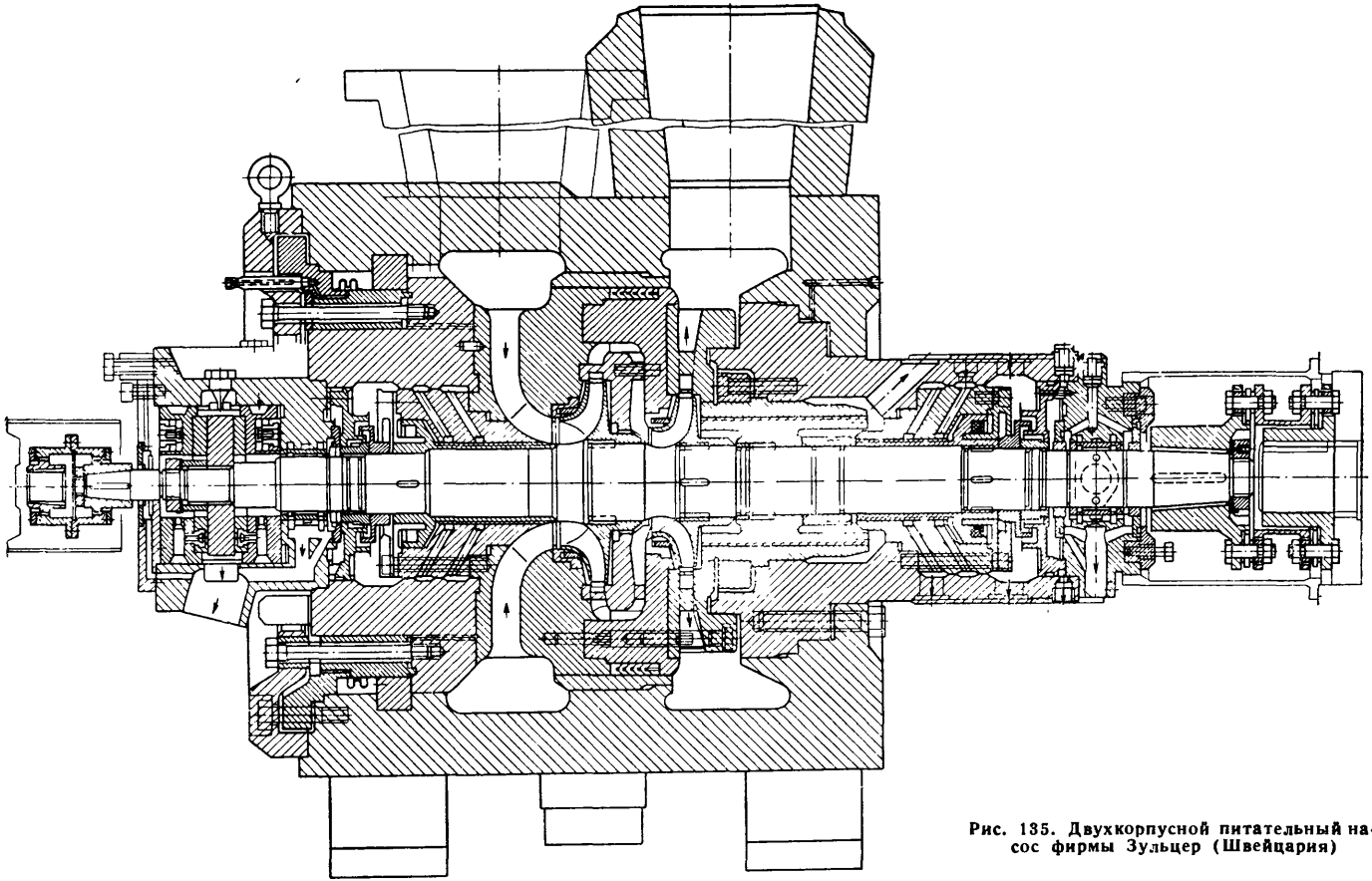


Рис. 135. Двухкорпусной питательный насос фирмы Зульцер (Швейцария)

Уплотнение стыка внутреннего корпуса между полостями высокого и низкого давления осуществляется самоуплотняющимся пакетом асбестовых манжет, надежно работающем при перепаде давления 520 кгс/см² и температуре до 160° С. Со стороны низкого давления выполнено сильфонное уплотнение. Осевое усилие статора воспринимается разрезным упорным кольцом.

В качестве концевых применены лабиринтные щелевые уплотнения. Ротор при неработающем насосе уплотняется сегментами, прижимающимися к втулке витыми пружинами. При частоте вращения 660 об/мин под действием центробежных сил эти уплотнения раскрываются, и начинает работать щелевое уплотнение. Для уменьшения утечек на втулках уплотнений и разгрузочном барабане выполнены кольцевые канавки.

Опорные подшипники скольжения максимально приближены к рабочим колесам для уменьшения пролета вала.

Надежность и долговечность работы мощных питательных насосов в некоторых случаях повышают даже за счет некоторого снижения экономичности.

1. Применяют высокооборотные питательные насосы с минимальным числом ступеней, обусловленным прочностью и коэффициентом быстроходности ступени $n_s = 100 \div 120$.

2. Для обеспечения работы насоса без механических повреждений в условиях «запаривания» выполняют ротор высокой жесткости, в уплотнениях проточной части делают увеличенные зазоры; уравновешивание осевого усилия осуществляется либо применением колес двустороннего входа, либо разгрузочным барабаном. Неуравновешенные и случайные осевые усилия воспринимаются двусторонним упорным подшипником скольжения.

3. Корпусам насосов придают, по возможности, простые формы, обеспечивающие расчетное определение напряжений и полную дефектоскопию. Конструкция корпуса допускает простую сборку и разборку насоса.

4. Для быстроизнашивающихся деталей и уплотняющих прокладок применяют специальные материалы, обеспечивающие высокую надежность и долговечность работы.

5. Заводы-изготовители выполняют жесткие требования к технологии изготовления, сборке, испытанию и приемке питательных насосов.

Конденсатные насосы по ГОСТ 6000—69 выпускают на параметры: $Q = 5 \div 1600$ м³/ч; $H = 20 \div 220$ м; $\Delta h_{доп} = 1{,}6 \div 2{,}8$ м. Дня получения приемлемых весовых и размерных характеристик насосов их проектируют на относительно высокую частоту вращения 1000—2950 об/мин, что требует применения рабочих органов первой ступени с высокой всасывающей способностью, могущих работать в условиях начальной кавитации на входе. При этом применяют предвключенные осевые колеса или колеса двустороннего входа для первой ступени.

Конденсатные насосы обычно устанавливают на общей фундаментной раме с приводным электродвигателем и соединяют с ним упругой пальцевой муфтой.

Малые конденсатные насосы представляют собой горизонтальные многоступенчатые насосы секционного или спирального типов. Отличительной особенностью является конструкция рабочих органов первой ступени и наличие постоянно действующего гидравлического затвора концевых уплотнений.

Из условия удобства компоновки и уменьшения занимаемой площади крупные насосы обычно имеют вертикальное исполнение (рис. 136).

Большинство отечественных конденсатных насосов вертикального исполнения имеют двухкорпусную «горшкообразную» конструкцию с одним внешним уплотнительным стыком. Внутренний корпус вынимается из наружного без демонтажа входного и выходного трубопроводов, подсоединяемых к соответствующим патрубкам наружного корпуса. Насос с односторонним расположением рабочих колес. Рабочие колеса и отводы всех ступеней, кроме первой, имеют одинаковую проточную часть. Рабочее колесо первой ступени расположено в нижней точке насоса и имеет расширенную входную воронку, перед ним установлено предвключенное винтовое колесо.

Осевое усилие ротора уравновешивается разгрузочным барабаном. Остаточное неуравновешенное осевое усилие воспринимается сдвоенным радиально-упорным шарикоподшипником с жидкой смазкой. В корпусе верхнего подшипника предусмотрены камеры для смазки и охлажения. Масло из камеры винтовой втулки подается к подшипнику и по пазам самотеком сливается обратно в ванну. Нижний опорный подшипник скольжения смазывается перекачиваемым конденсатом. Концевое уплотнение насоса — сальникового типа с гидрозатвором и охлаждением холодным конденсатом.

Тенденции в развитии конденсатных насосов сводятся к следующему.

1. Для мощных насосов часто используют однокорпусную конструкцию.

2. Всасывающую способность повышают главным образом за счет применения рабочего колеса двустороннего входа для первой ступени и низкой частоты вращения ротора ($n < 1500$ об/мин).

3. В насосах, не допускающих внешних утечек, в качестве концевого применяют торцовое уплотнение, для демонтажа которого соединительную муфту выполняют с проставкой.

Известны конструкции агрегатов, объединяющие насосы первого и второго подъемов (рис. 137). В насосе предусмотрена перепускная часть. После первой ступени конденсат отводится в конденсатоочистительное устройство, а затем через второй патрубок подводится к последующим ступеням, являющимся насосом второго подъема.

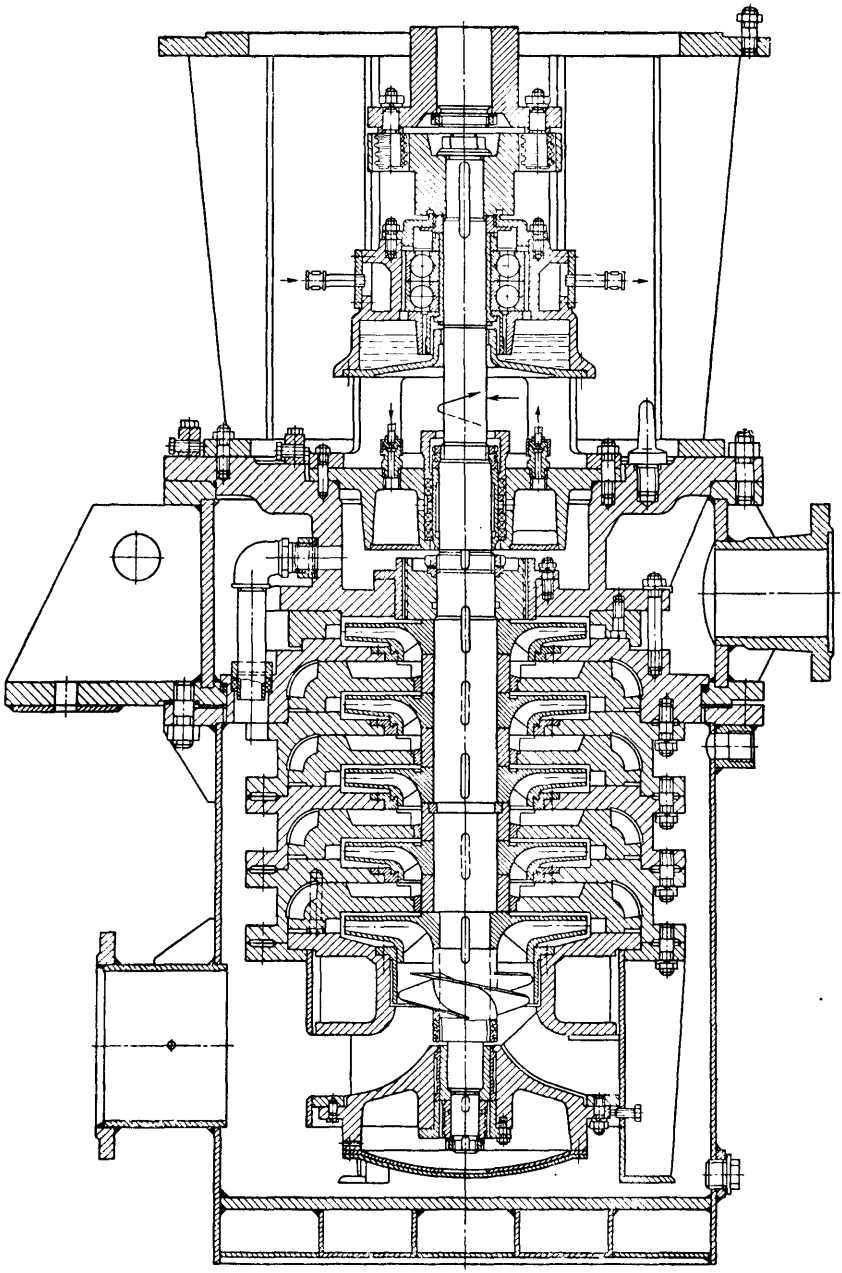


Рис. 136. Конденсатный насос КсВ200-210

Циркуляционные насосы имеют подачу 20 000—30 000 м³/ч. Насосы работают с давлением на входе около 100 кгс/см² при температуре перекачиваемой жидкости до 300° С. Масса насосов около 100 т. Внешние утечки перекачиваемой жидкости не до-

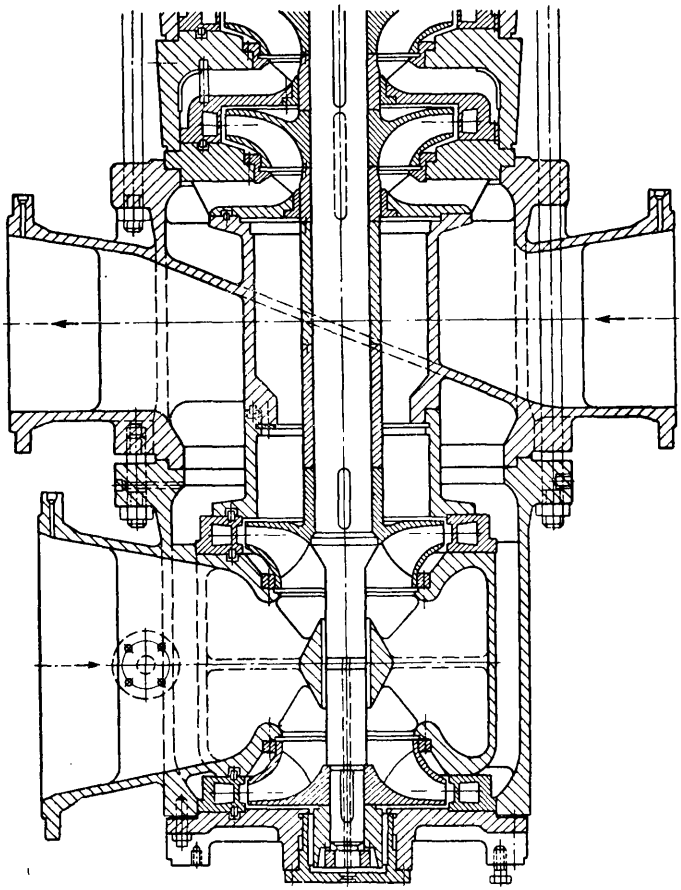


Рис. 137. Схема объединения конденсатных насосов первого и второго подъемов в одном агрегате

пустимы. Все это налагает особые требования к конструкции насосов.

Отечественные и некоторые зарубежные констукции циркуляционных насосов подробно описаны в работе Н. М. Синева и П. М. Удовиченко [53]. Для маломощных реакторов обычно применяют герметичные насосы. Для мощных блоков преобладающее распространение получили бессальниковые насосы с механическими уплотнениями валов обеспечивающими контролируемые утечки. Эти насосы обладают целым рядом общих конструктив-

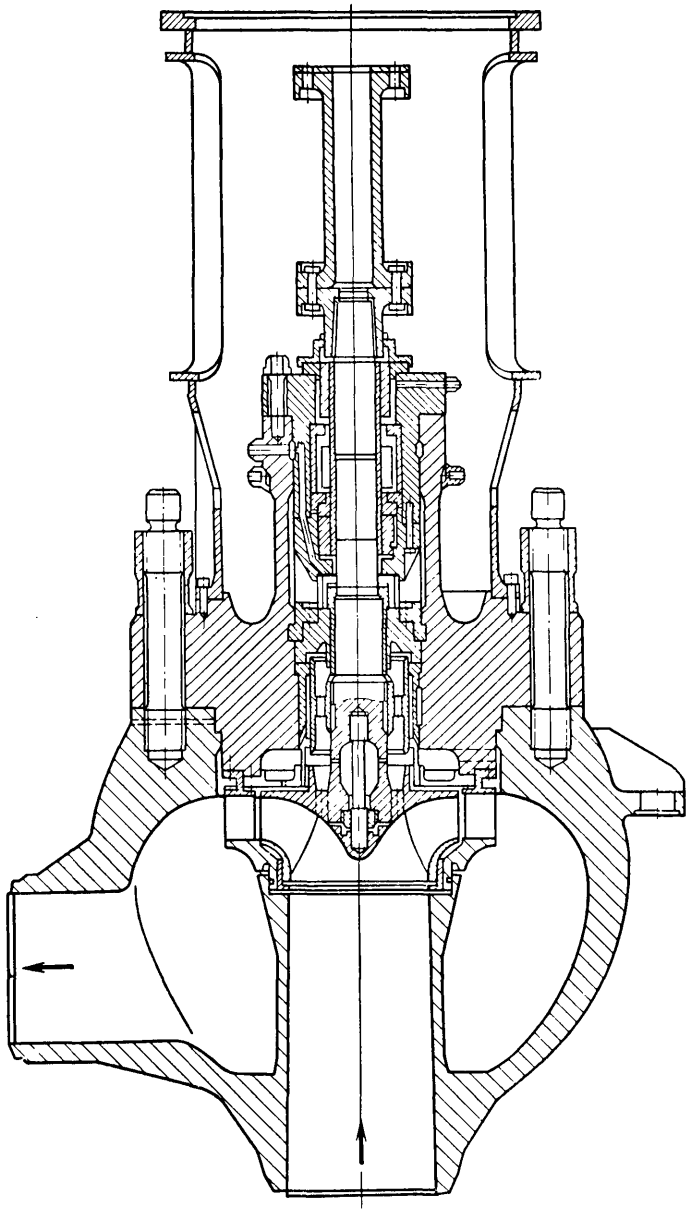


Рис. 138. Главный циркуляционный насос АЭС фирмы Зульцер

ных признаков и имеют следующие преимущества по сравнению с герметичными насосами:

возможность подсоединения маховика, обеспечивающего работу насоса и охлаждение реактора при прекращении подачи электроэнергии к приводу;

простота ремонта и восстановления мотора;

возможность применения обычных электромоторов с максимальным к. п. д. для любых мощностей и напряжений;

более низкая стоимость насоса.

Насосы выполняют по схеме одноступенчатого консольного насоса вертикального типа с радиальным или диагональным рабочим колесом (рис. 138). Сферический кованый корпус патрубками приваривают к трубопроводам. В корпусе выполняют кольцевой отвод. За рабочим колесом устанавливают направляющий аппарат для уравновешивания радиальных усилий. Сверху корпус закрывают напорной крышкой, которая служит базой для размещения теплового барьера, гидростатического или гидродидинамического подшипника, разгрузочного устройства, механического уплотнения, камер подвода охлаждающей воды.

Радиальные гидростатические подшипники смазываются перекачиваемой жидкостью. Отсутствие соприкосновения вращающихся и неподвижных частей обеспечивает высокую долговечность работы подшипников.

Осевое усилие воспринимается упорным подшипником скольжения, который можно устанавливать либо в насосе и моторе, либо только в моторе. При установке подшипника только в моторе уменьшаются вертикальные габаритные размеры насоса, потери в упорных подшипниках, время для разборки уплотнения насоса. Однако в этом случае повышаются требования к точности изготовления электродвигателя и центровке агрегата, так как валы должны соединяться жесткой муфтой. При наличии двух упорных подшипников можно применять упругую или зубчатую муфты. Обе схемы пригодны для использования.

Насосный агрегат устанавливают на подвижных шаровых опорах, обеспечивающих его свободное перемещение при температурных деформациях трубопроводов.

НАСОСЫ ДЛЯ НЕФТЕПРОДУКТОВ

В нефтедобывающей и нефтеперерабатывающей промышленности применяют различные типы лопастных насосов, которые отличаются друг от друга по конструкции, свойствам перекачиваемой среды, компоновке в системе и т. д.

Отличительной особенностью специальных нефтяных насосов является преобладающее распространение насосов спирального типа. В нефтеперерабатывающей промышленности широко используют насосы с обогреваемым или охлаждаемым корпусом.

Ниже приводится описание наиболее характерных типов насосов.

Нефтяные магистральные насосы предназначены для перекачки по трубопроводам нефти с температурой до 80° С, кинематической вязкостью до 3 см²/с, с механическими примесями размером не более 0,2 мм и содержанием до 0,05% по объему. Для мощных трубопроводов по ГОСТ 12124—74 выпускают насосы с параметрами: $Q = 125 \div 10\,000$ м³/ч; $H = 550 \div 210$ м; $n_{синх} = 3000$ об/мин.

Насосы имеют однотипную унифицированную конструкцию (рис. 139). Насос одноступенчатый, горизонтальный с рабочим колесом двустороннего входа, с двухзавитковым спиральным отводом. Разъем корпуса уплотнен паронитовой прокладкой и снаружи закрыт защитным щитком. Сварно-литое рабочее колесо плотно посажено на вал по двум шпонкам.

Концевые уплотнения торцовые, механические, гидравлически разгруженные. Уплотнения можно вынуть из корпуса без демонтажа электродвигателя. Для этого в зубчатой муфте предусмотрена проставка. Для разгрузки уплотнения имеется кольцевая щель и разгрузочный трубопровод. Во избежание парения нефти корыта корпуса закрыты уплотняющими кожухами.

Опорами ротора служат подшипники скольжения с принудительной смазкой от маслоустановки агрегата. Для обеспечения смазки во время выбега насоса при повреждении маслосистемы предусмотрены смазочные кольца.

Насос приводится синхронным электродвигателем, который располагается в изолированном помещении.

В зарубежной практике наряду с насосами двустороннего входа применяют также двух-четырехступенчатые насосы спирального типа.

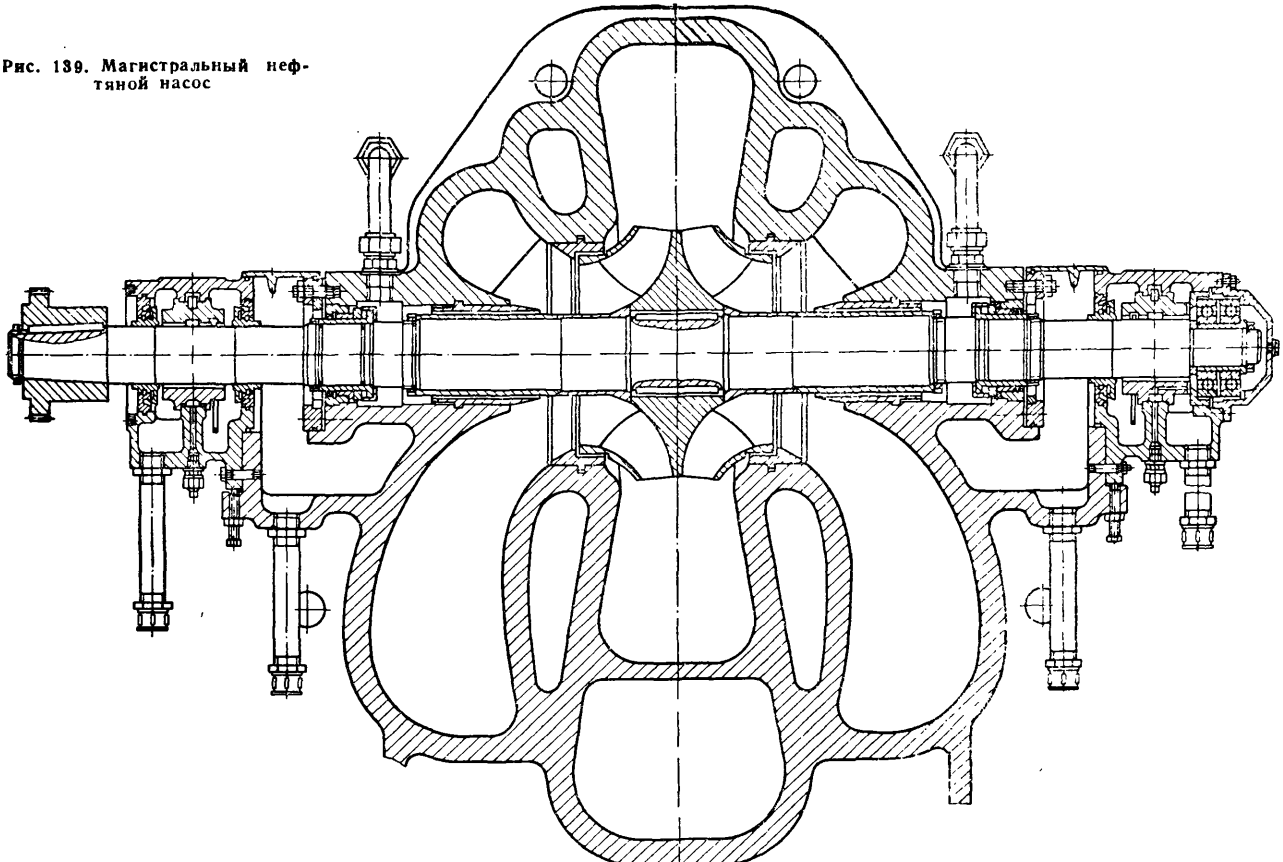
Насосы для нефтеперерабатывающей промышленности обеспечивают технологический процесс переработки нефти на нефтепродукты. Широко используют одно- и двуступенчатые насосы консольного типа с рабочими колесами одностороннего и двустороннего входа. Многоступенчатые насосы спирального типа также нашли широкое распространение в нефтепереработке.

Отличительной особенностью нефтяных насосов является применение механических торцовых концевых уплотнений. В насосах обычно предусмотрена возможность замены торцовых уплотнений сальниковыми. В «горячих» насосах имеются камеры для интенсивного охлаждения уплотнений. Для повышения всасывающей способности рабочее колесо первой ступени выполняют с двусторонним входом.

Из условий удобства компоновки в системе входной и выходной патрубки консольных насосов часто выполняют направленными вертикально вверх.

Высоконапорные «горячие» насосы, в первую очередь крекинг-насосы, изготовляют двухкорпусными, что обеспечивает их полную внешнюю герметичность, малую чувствительность к большим температурным расширениям, малую затрату времени на

Рис. 139. Магистральный нефтяной насос



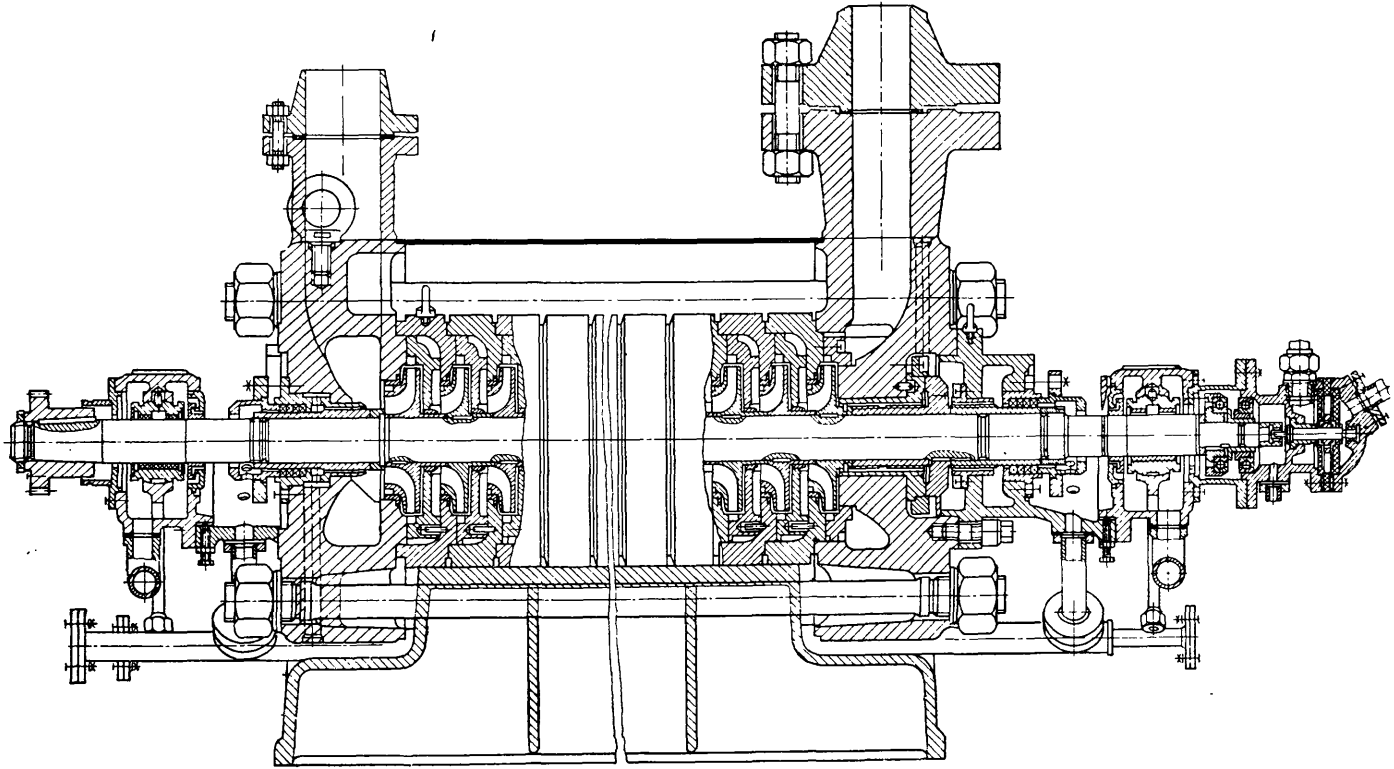


Рис. 140. Многоступенчатый насос серии ЦНС

ревизию и ремонт. Принципиальное отличие этих насосов заключается в конструкции внутреннего корпуса.

В качестве привода насосов для нефтеперерабатывающей промышленности рекомендуется применять взрывонепроницаемые (взрывобезопасные) электродвигатели.

Насосы для заводнения нефтяных пластов используют во многих нефтедобывающих районах страны. Широко применяют серию насосов ЦНС 180 на параметры: $Q = 180$ м³/ч; $H = 950 \div 1900$ м; $n = 2950$ об/мин. Насосы предназначены для закачивания нейтральных или агрессивных вод в нефтеносные пласты.

Насосы (рис. 140) горизонтальные, однокорпусные, секционного типа с односторонним расположением рабочих колес. Осевое усилие уравновешивается гидравлической пятой. Различные напоры получаются изменением числа ступеней от 8 до 16.

В насосах применяют комбинированное концевое уплотнение. Щелевое уплотнение предназначено для разгрузки сальникового уплотнения, которое препятствует выходу воды из насоса. В насосе можно установить торцовое уплотнение. Детали проточной части выполняют из хромистой стали, что обеспечивает ресурс до капитального ремонта порядка 15—20 тыс. ч. Насосы этой серии максимально унифицированы. Насосные агрегаты имеют индивидуальные маслоустановки.

Для откачки нефти из скважин широко используют погружные скважинные насосы. Они создают высокий напор (до 1500 м) и состоят из отдельных секций с общим числом ступеней до 300.

ХИМИЧЕСКИЕ НАСОСЫ

За последние два десятилетия в нашей стране и за рубежом создано большое количество разных по конструкции и назначению химических насосов.

Согласно ГОСТ 10168—75 химические насосы выпускают на параметры: $Q = 2 \div 2200$ м³/ч; $H = 18 \div 390$ м; $n = 960 \div 2900$ об/мин.

Конструкции химических насосов мало чем отличаются от конструкций насосов общего назначения. Как правило — это одноступенчатые насосы консольного типа с рабочими органами низкой быстроходности $n_s = 30 \div 90$.

Основным конструктивным отличием химических насосов является концевое уплотнение, в качестве которого применяют сальниковое уплотнение с набивкой из специальных материалов с гидрозатвором; одинарное или двойное торцовое уплотнение со специальными материалами пар трения (керамика, углеграфит, спецсплавы фторопласт), часто его выполняют с сильфоном; стояночное уплотнение или динамическое уплотнение специальной конструкции.

Другим основным отличием является применение разнообразных материалов для изготовления насосов. Выбор материала обу-

славливается свойствами перекачиваемой жидкости, требуемой долговечностью работы и др. Детали насосов изготовляют из обычных металлов, высоколегированных сталей (например, 10Х18Н12М3ТЛ, Х23Н28М3Д3Л), железокремнистого сплава С15, титана и др. Широко используют для этого синтетические материалы (фенолит РСТ, полипропилен) или гуммирование проточной части резиной (ИРП1025, ИР1258). Отечественной промышленностью начат выпуск химических насосов из фарфора, а также насосов с эмалированной проточной частью.

Сильно нагруженные опоры химических насосов часто должны работать в условиях смазки маловязкой перекачиваемой жидкостью. В качестве материала вкладышей подшипников скольжения используют керамику ТК-21, хастеллой Д, композицию фторопласта-4 с коксом и дисульфид молибденом. В насосах применяют гидростатические подшипники (хастеллой Д по хастеллою Д).

Рабочие колеса химических насосов (особенно из неметаллических материалов) часто выполняют открытого типа. Со стороны покрывающего диска делают импеллер открытого или закрытого типа для уравновешивания осевого усилия и разгрузки концевого уплотнения.

В различных процессных насосах необходимо применять обогрев или охлаждение корпуса насоса, для чего в нем изготавливают специальные полости для подводимой от внешнего источника жидкости.

Выпускаемые отечественной промышленностью химические насосы можно разделить на три группы: консольные, погружные и герметичные.

Консольные насосы типа Х (рис. 141) выполняют на отдельной стойке. В зависимости от типа применяемого материала в обозначение насоса вводят дополнительные буквенные обозначения.

Корпус насоса и крышка со стороны входа из ферросилида стяжными болтами прижимается к чугунной опорной стойке. Консольно посаженное на вал рабочее колесо имеет закрытый импеллер со стороны покрывающего диска. В качестве концевого уплотнения в насосе применено стояночное уплотнение, состоящее из конической втулки, уплотняющей вал при неработающем насосе, и импеллера, уплотняющего вал при работе насоса. Ротор насоса может свободно перемещаться в осевом направлении в определенных пределах. Опорами ротора являются шариковый и роликовый подшипники. Для обеспечения работы стояночного уплотнения на роторе имеется центробежный регулятор, который преодолевает силу возвратной пружины и обеспечивает зазор между конической втулкой и ступицей до 0,5 мм.

Насос со стояночным уплотнением может надежно работать с подпором на входе не более 1,6 кгс/см^2 и перекачивании недымящих и неиспаряющихся жидкостей.

Эксплуатировать насосы со стояночным уплотнением на пониженных частотах вращения не рекомендуется.

Насосы типа Х выпускают и в моноблочном исполнении с торцовым уплотнением.

Погружные насосы серийно выпускают двух типов: ХП и ПХП.

Вертикальные насосы типа ХП (рис. 142) выполняют с рабочими колесами одностороннего входа. Насосы изготовляют одно-, двух- и трехступенчатыми.

Базовой деталью насоса является опорная стойка, смонтированная на крышке емкости, из которой откачи-

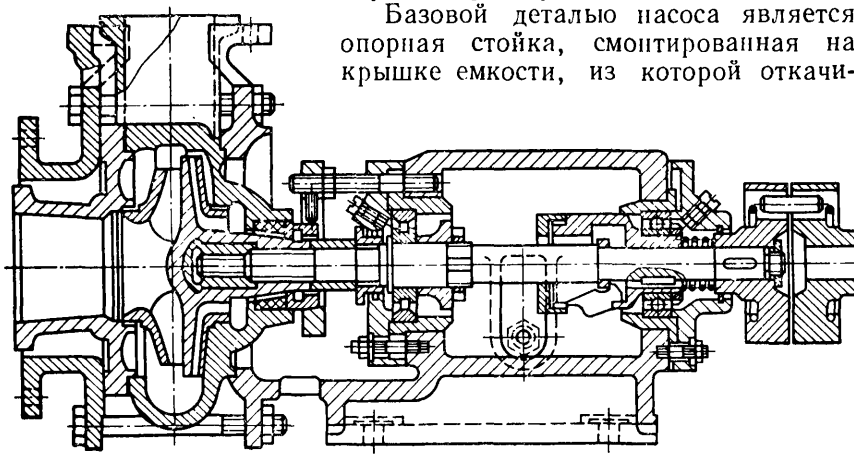


Рис. 141. Химический насос 2Х-6Л-5

вается жидкость. Корпус насоса погружают в жидкость на определенную глубину, минимальная величина которой определяется паспортными данными насоса. Корпус может быть выполнен в виде двух полуспиральных отводов или секционного типа с направляющими аппаратами. По отводящим трубам жидкость подается на поверхность емкости. Обычно отводящие трубы объединяют в общий коллектор. Наряду с двухтрубным широко применяют также однотрубное исполнение погружных насосов.

Осевое усилие воспринимается опорно-упорным шарикоподшипником, который смазывается консистентной смазкой. Нижний опорный подшипник скольжения смазывается либо перекачиваемой жидкостью, либо чистой водой, которая подводится к подшипнику от внешнего источника. Средний подшипник часто служит ограничителем колебаний при разгоне ротора насоса.

Насосы типа ПХП имеют выносные нижний и верхний подшипники, расположенные над поверхностью (не менее 100—150 мм) жидкости в емкости. Подшипники имеют консистентную смазку. Для предотвращения попадания паров перекачиваемой жидкости в подшипники в них выполнены специальные уплотнения.

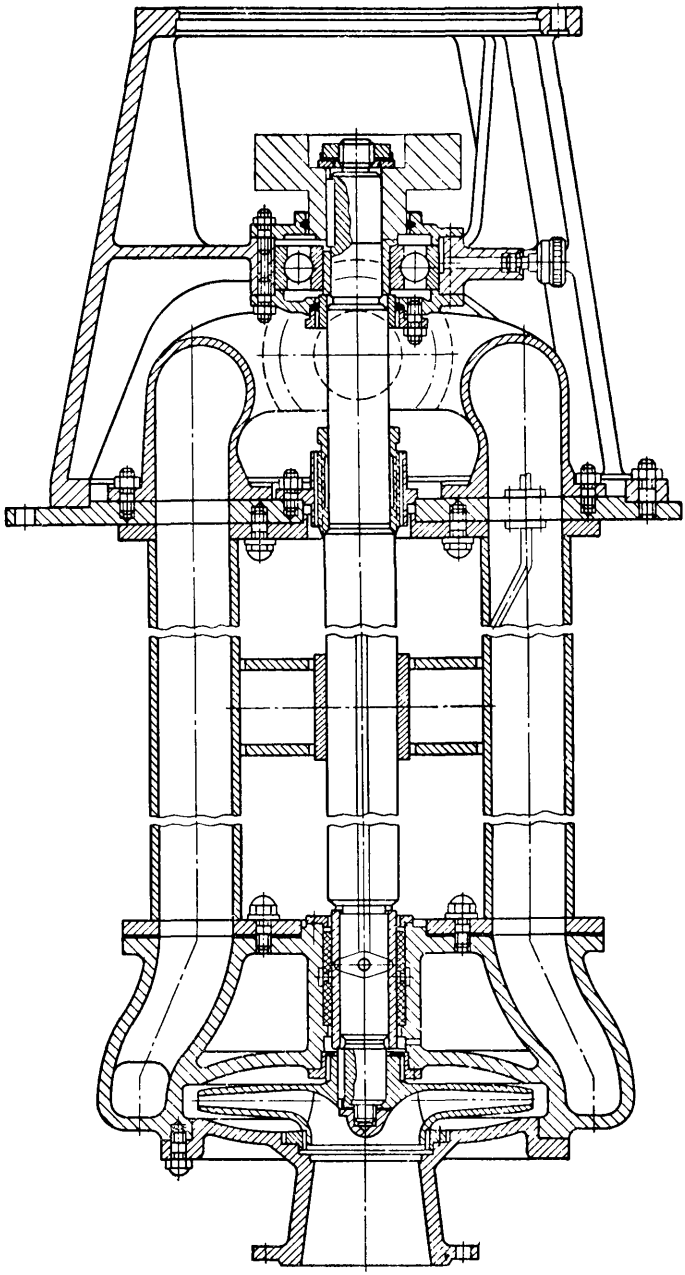


Рис. 142. Погружной химический насос 5ХП-6

Герметичные насосы выпускают для подачи агрессивных, токсичных и взрывоопасных жидкостей. Отечественные насосы типа ХГ имеют следующие параметры: $Q = 1 \div 300$ м³/ч; $H = 10 \div 200$ м [14].

Конструктивное исполнение герметичных насосов отличается большим разнообразием [12]. Герметичные насосные агрегаты

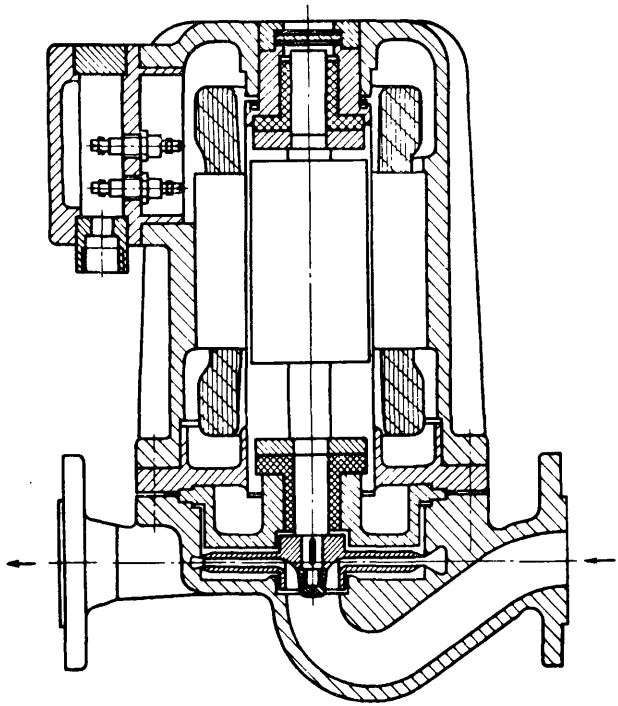


Рис. 143. Герметичный насос

могут иметь общие и раздельные контуры циркуляции жидкости в насосе и двигателе. Выпускают насосы вертикального и горизонтального исполнения.

Типовая конструкция герметичного насоса приведена на рис. 143. Вся проточная часть и полость электродвигателя надежно герметизированы. Перекачиваемая жидкость попадает в нижний подшипник скольжения, а затем по пространству между ротором и статором электродвигателя к верхнему подшипнику. Обмотка статора отделена от перекачиваемой жидкости тонкой металлической рубашкой. После прохождения подшипников жидкость отводится во входной патрубок насоса. Циркулирующая жидкость служит также для отвода тепла электродвигателя.

Подшипниковый узел представляет собой совмещенный радиальный подшипник скольжения и пяту для восприятия осевых

сил. В качестве материала вкладышей широко применяется паракерамика ТК-21 и композиция фторопласта-4 с коксом и дисульфидмолибденом. В насосах применяют подшипники как гидростатического, так и гидродинамического типа. Для смазки подшипников необходима чистая жидкость. Если в перекачиваемой жидкости содержатся включения, то перед подшипниками выполняют очистительные устройства или фильтры.

Герметичные насосы, предназначенные для перекачивания сжиженных газов, обычно имеют рабочее колесо с повышенной всасывающей способностью. При перекачивании жидкостей с минусовой температурой вокруг статора электродвигателя выполняют либо змеевик, либо камеру для обогрева.

Обычно герметичные насосы не допускают работы при неполном заполнении. Для контроля заполнения насоса делают специальные сигнализаторы.

В зарубежной практике имеется тенденция создания малогабаритных химических насосов с высокой частотой вращения. Так, например, фирмой Зундстранд (Швеция) выпускает одноступенчатые высокооборотные насосы с параметрами: $Q = 8 \div 80$ м³/ч, $H = 500 \div 1700$ м, $n = 24\,000 \div 35\,000$ об/мин, $\eta = 30 \div 60\%$, $t = -100 \div 280°$ С. Для насосов применяют электродвигатели с частотой вращения 3000/4800 об/мин.

Насосы вертикального типа имеют встроенный мультипликатор с внутренним зацеплением. Долговечность редуктора при максимальной нагрузке 35 000 ч, мощность $150 \div 200$ л. с.

Рабочее колесо одностороннего входа с радиальными лопастями. Для повышения всасывающей способности перед рабочим колесом устанавливают предвключенный шнек. Насос имеет кольцевой отвод и одноканальный диффузор. Насосы снабжают торцовыми уплотнениями: вольфрамо-карбидное вращающееся кольцо работает в паре с неподвижным графитным. Для отвода твердых частиц перед уплотнением предусмотрен специальный гидроциклон.

В ГДР выпускают консольные насосы из твердого фарфора, который является стойким материалом для всех кислот (кроме плавиковой) и щелочей при температурах до 40° С.

НАСОСЫ ДЛЯ ЗАГРЯЗНЕННЫХ ЖИДКОСТЕЙ

Конструктивно насосы для загрязненных жидкостей представляют собой одноступенчатые консольные насосы горизонтального или вертикального исполнений. Отличительной особенностью их является значительная ширина проходных сечений проточной части, обусловленная размером твердых частиц в перекачиваемой жидкости. Специальная форма проточной части, выбираемая обычно из условия обеспечения равномерного износа, обусловливает, как правило, более низкое значение к. п. д. по сравнению с к. п. д. насосов для чистой воды. В насосах для загрязненных

жидкостей часто применяют специальные промывочные устройства, которые предотвращают попадание перекачиваемой среды в переднее уплотнение рабочего колеса и в сальниковое концевое уплотнение вала. В корпусе насоса выполнены специальные люки для очистки проточной части в процессе эксплуатации насоса. Для повышения ресурса работы на абразивных гидросмесях проточную часть насоса изготовляют из износоустойчивых материалов.

Характеристики насосов могут существенно изменяться в зависимости от концентрации твердых веществ в перекачиваемой жидкости, что должно учитываться при эксплуатации.

По назначению насосы для загрязненных жидкостей можно объединить в три группы.

Фекальные насосы типа Ф применяют для перекачивания бытовых и промышленных канализационных стоков, волокнистых сред и других нейтральных загрязненных жидкостей.

По ГОСТ 11379—73 определены параметры фекальных насосов с диаметром входного патрубка до 400 мм: $Q = 14{,}5 \div 2700$ м³/ч, $H = 8 \div 95$ м, $n = 730 \div 2900$ об/мин. Насосы с диаметром входного патрубка более 400 мм изготовляют по индивидуальным заказам.

Разработаны типовые унифицированные конструкции консольных насосов с рабочими органами, имеющими $n_s = 60$, 90, 120 и рассчитанными на перекачивание крупных взвешенных частиц. Рабочие колеса имеют широкое меридианное сечение и малое число цилиндрических лопастей: $z = 2 \div 3$. Отводы насосов имеют полуспиральную форму с широкими проходными сечениями.

Базовой деталью насоса является чугунный литой кронштейн, на котором устанавливают ротор и крепят корпусные детали насоса.

Опорой ротора со стороны рабочего колеса служит роликовый подшипник со свободным осевым перемещением. Со стороны привода установлен шарикоподшипник (зафиксированный в осевом направлении) для восприятия радиальных и осевых усилий. Подшипники смазываются консистентной смазкой. К концевому уплотнению сальникового типа подводится чистая вода и вода для охлаждения. Корыто сальника закрыто прозрачным щитом. В корпусе насоса и на входном патрубке выполнены люки, закрытые крышками для осмотра и очистки проточной части насоса.

Крупные фекальные насосы имеют разъемный в горизонтальной плоскости корпус, который устанавливается на собственных опорных лапах.

Центробежные насосы для бумажной массы типа БМ предназначены для перекачивания бумажной массы концентрацией до 8% при температуре не более 100° С.

Параметры насосов определены ГОСТ 11377—73 при работе на воде: $Q = 18 \div 2088$ м³/ч, $H = 8 \div 79$ м, $n = 730 \div 2960$ об/мин.

В приложении к ГОСТ даны ориентировочные характеристики для различной концентрации бумажной массы.

Для нормальной работы насосов скорость движения массы во входном трубопроводе надо выбирать по паспортным данным в зависимости от размеров насоса и концентрации массы.

Типовая конструкция массного насоса приведена на рис. 144. Насосы имеют рабочие органы с $n_s = 70$, 140 и 200. Насосы — обычного консольного типа.

Для удобства сборки и разборки насосы выполняют с горизонтальным разъемом корпуса и кронштейна. Насосы малых размеров делают

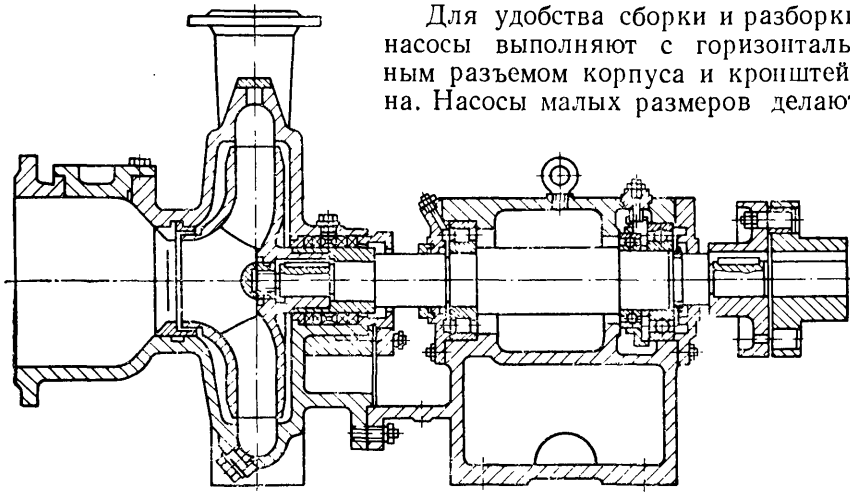


Рис. 144. Массный насос типа БМ

неразъемными. Для очистки проточной части в отводе и выходном патрубке выполняют люки. Между выходным патрубком насоса и трубопроводом устанавливают переходный патрубок (на рис. 144 не показан), размеры которого зависят от концентрации массы.

Рабочее колесо закрытого типа имеет малое число лопастей $z = 2 \div 3$. При $z = 3$ меридианное сечение колеса расширяется по радиусу к выходу.

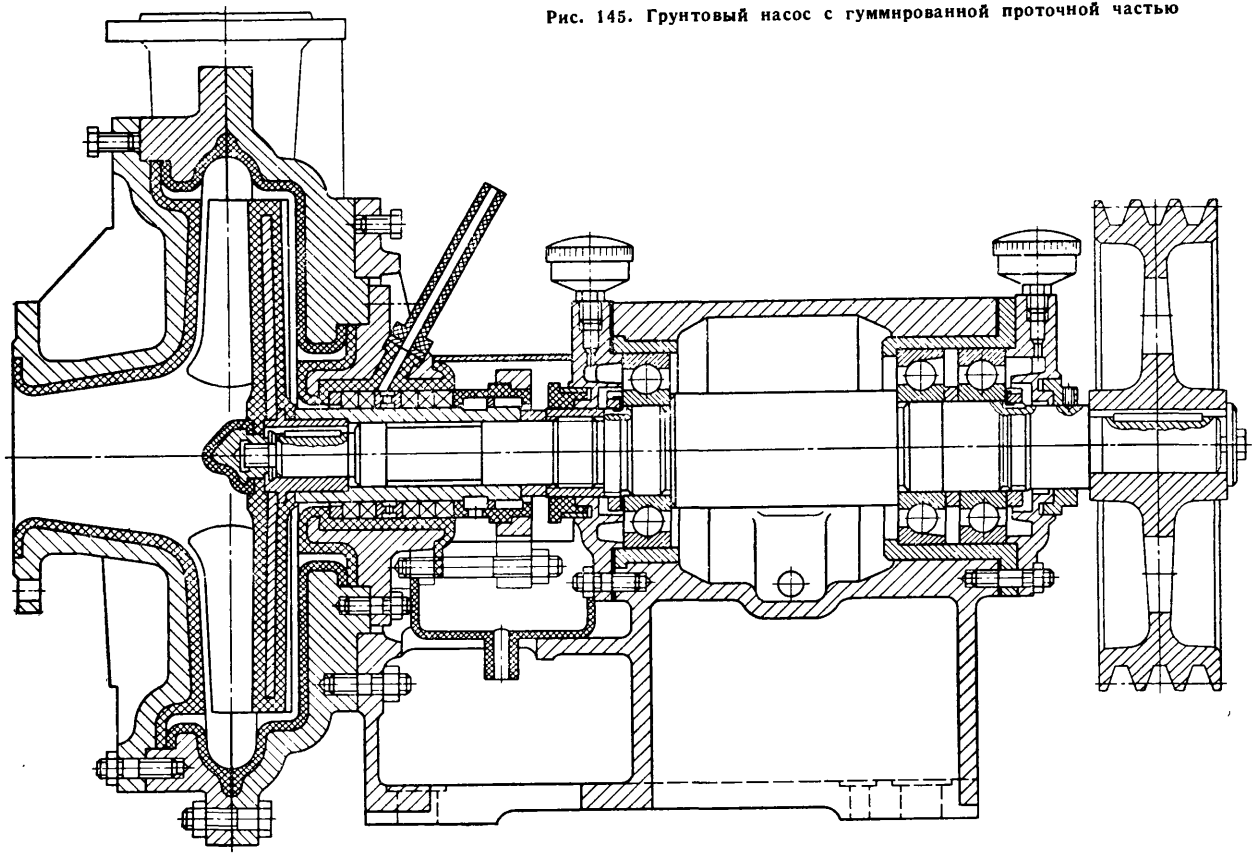
К сальниковому уплотнению через кольцо гидрозатвора подводится чистая вода. Передней опорой ротора служит роликоподшипник. Задняя опора состоит из двух шарикоподшипников: радиального и радиально-упорного, воспринимающего осевое усилие. Смазка подшипников консистентная.

Допускается подрезка рабочего колеса по наружному диаметру на 10—15% для изменения параметров и последовательная работа двух насосов.

Грунтовые насосы типа ГР предназначены для транспортирования земляных, угольных, лаковых и других гидросмесей.

Параметры грунтовых насосов определяются ГОСТ 9075—75: $Q = 27 \div 16\,000$ м³/ч, $H = 9{,}5 \div 100$ м, $n = 300 \div 1450$ об/мин. Насосы могут быть горизонтального и вертикального типов.

Рис. 145. Грунтовый насос с гуммированной проточной частью



По исполнению их разделяют на легкие (однокорпусные) и тяжелые (двухкорпусные) с защитной футеровкой специальными сплавами, резиной, электрокорундом и др. Насосы с расширенной проточной частью для крупных фракций обозначают индексом ГРУ. Допускается последовательная работа двух насосов на общую систему.

Конструкции насосов типа ГР во многом похожи на конструкции массных насосов. Отличительной чертой является подача чистой промывочной воды в уплотнения ступени для уменьшения их износа. К сальнику подводится чистая вода под давлением, на 0,5 кгс/см^2 превышающим давление в насосе.

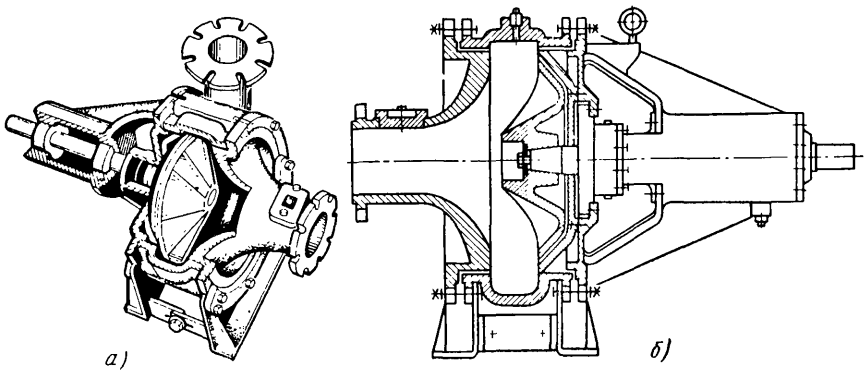


Рис. 146. Свободновихревой насос фирмы Вемко (Швеция)

Детали проточной части изготавливают из абразивностойких материалов: легированного чугуна ИЧХ28Н2 и ИЧХ16МТ, легированных сталей 35ХНВФЛ и 40ХГСНЛ.

Для ряда производств поставляют грунтовые насосы, проточная часть которых покрыта электрокорундом на бакелитовой связке.

Некоторые типы грунтовых насосов имеют гуммированную проточную часть, обеспечивающую высокую долговечность насоса при перекачивании химически активных жидкостей, содержащих твердые частицы размером до 8 мм (рис. 145).

По технологическим причинам рабочее колесо гуммированных насосов выполняют без покрывающего диска.

Насос приводится от электродвигателя через ременную передачу. Это дает возможность изменять частоту вращения насоса при эксплуатации путем замены шкива для регулирования подачи, так как подрезать гуммированное рабочее колесо нельзя.

Перспективным для применения в целлюлозной и некоторых других отраслях химической промышленности считается использование свободновихревых насосов (рис. 146).

Рабочее колесо открытого типа с радиальными или наклонными прямыми лопастями располагается в спиральном или кольцевом

отводе с широкими проходными сечениями. При вращении колеса происходит закрутка жидкости и образуется вихревой шнур, который распространяется во входной патрубок. Под действием вихревого шнура жидкость засасывается в насос и направляется в выходной патрубок. Основной поток жидкости проходит через насос, минуя рабочее колесо. По имеющимся данным к. п. д. таких насосов не меньше к. п. д. центробежных насосов для перекачивания специальных взвешенных сред.

ОСЕВЫЕ НАСОСЫ

Для перекачивания больших количеств жидкости с относительно малыми напорами обычно используют осевые насосы. По ГОСТ 9366—71 осевые насосы типа О и Оп выпускают на параметры: $Q = 0{,}072 \div 40{,}5$ м³/с, $H = 2{,}5 \div 26$ м: $n = 250 \div 2900$ об/мин. В настоящее время разработаны высоконапорные осевые насосы с напором до 25 м в одноступенчатом исполнении для крупных насосных станций. Подача таких насосов составляет 137 000 м³/ч.

Преобладающее распространение получили одноступенчатые осевые насосы консольного типа. Чаще всего выполняют насосы вертикального типа, хотя известны также некоторые типы насосов с горизонтальным и наклонным расположением оси агрегата. При вертикальном исполнении валы насоса и приводного электродвигателя жестко соединяются фланцами либо непосредственно, либо через промежуточный вал.

Рабочее колесо насоса имеет от двух до шести лопастей. Лопасти крепят к втулке жестко (тип О), или так, что они могут поворачиваться относительно нее (тип Оп). В соответствии с этим насосы называют жестколопастными или поворотнолопастными. Для изменения режима работы насоса лопасти поворачивают как при остановленном, так и при работающем насосе.

Продольный разрез насоса типа Оп приведен на рис. 147. Корпус насоса состоит из фундаментного кольца, камеры рабочего колеса, выправляющего аппарата и отвода. Корпусные детали имеют фланцевые разъемы в плоскостях, перпендикулярных оси насоса. Камера рабочего колеса, кроме того, имеет разъем в осевой плоскости. В зависимости от конструкции в камере рабочего колеса выполняют сферическую или цилиндрическую расточку. Выправляющий аппарат представляет собой отливку с цилиндрическими неподвижными лопатками и корпусом нижнего подшипника. Литой отвод выполнен в виде колена, изогнутого под углом 120°, с прилитым опорным узлом верхнего подшипника и салыника. Отвод опирается на лапы насоса, а фундаментное кольцо — на закладное кольцо со стороны подвода.

Лопастное колесо на фланце присоединено к полому валу. Во втулке рабочего колеса расположен механизм поворота лопастей, который штоком, расположенном в полом вале, соединен с приводным устройством.

Опорами ротора являются верхний и нижний подшипники скольжения с лигнофолевыми или резиновыми вкладышами. Вал под подшипниками имеет защитные втулки из нержавеющей стали. Смазываются подшипники перекачиваемой водой. В период пуска к подшипникам подводится вода от технического водопровода.

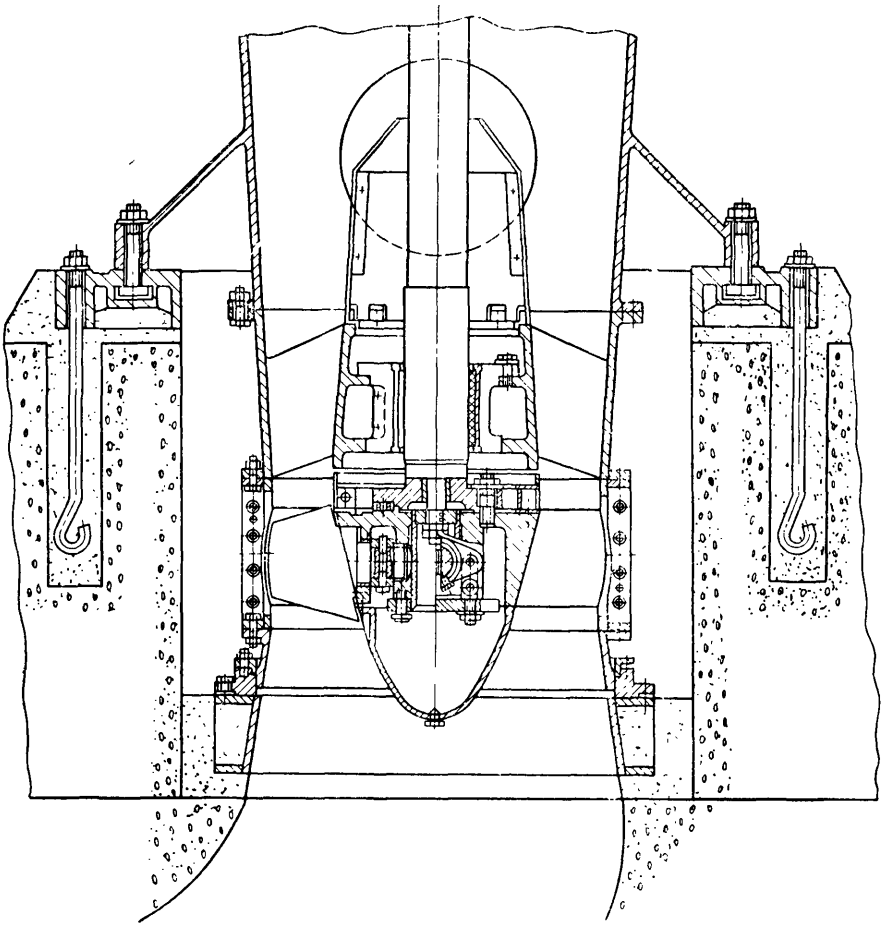


Рис. 147. Поворотнолопастный насос типа ОП

Осевое усилие воспринимается пятой электродвигателя. В зарубежной практике известны насосы, баббитовые подшипники которых смазываются консистентной смазкой от масленок, а осевое усилие воспринимается упорным подшипником насоса.

Насосы с диаметром лопастей $D > 1$ м имеют подвод в виде колена, мелкие — камерный подвод.

Известны конструкции осевых насосов, которые могут работать при погружении в воду в любом положении: горизонтальном, вертикальном и наклонном.

ГЛАВА VII

ИСПЫТАНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ НАСОСОВ

ИСПЫТАНИЯ НАСОСОВ

В связи со сложной формой движения жидкости в проточной части лопастного насоса точно определить его параметры расчетным путем практически невозможно. Действительные параметры насосов определяют путем испытаний.

Качество насосов в значительной мере зависит от совершенства испытательного оборудования. В настоящее время на передовых насосостроительных предприятиях созданы мощные испытательные стенды, оснащенные современной измерительной техникой и позволяющие производить всесторонние испытания насосов в условиях, близких к натурным.

Методика и порядок проведения испытаний лопастных насосов оговорены ГОСТ 6134—71 «Насосы динамические. Методы испытаний». Кроме заводских и эксплуатационных условий испытания насосов производятся также на испытательных стендах при экспериментальной отработке рабочих органов для новых насосов.

Испытания проводят для определения характеристик насоса. Насосы испытывают на заводских испытательных стендах или непосредственно на месте эксплуатации насоса в промышленных условиях.

Малые и средние насосы ($N < 400$ кВт, $D_{вх} < 400$ мм) обычно испытывают на чистой воде при температуре не выше 50° С при частоте вращения, отличающейся от номинальной не более чем на $\pm 5\%$.

Крупные насосы допускается испытывать при пониженной частоте вращения, отличающейся от номинальной не более чем в 2 раза.

Напорные характеристики особо крупных насосов в некоторых случаях можно определять путем испытаний на воздухе. Несмотря на значительную разницу физических свойств воды и воздуха, напорная характеристика насоса после соответствующего пересчета будет примерно одинакова, так как насосы обычно работают в зоне автомодельности по числу Re.

Стенды для параметрических заводских испытаний малых и средних насосов, как правило, выполняют по закрытой схеме циркуляции жидкости (рис. 148, *а*), стенды для испытания крупных

насосов и контрольных испытаний малых и средних насосов — по открытой схеме (рис. 148, *б*).

Внутренние диаметры подводящего и отводящего трубопроводов стендов должны быть равны диаметрам входного и выходного патрубков насосов. Длина прямого участка трубопровода перед

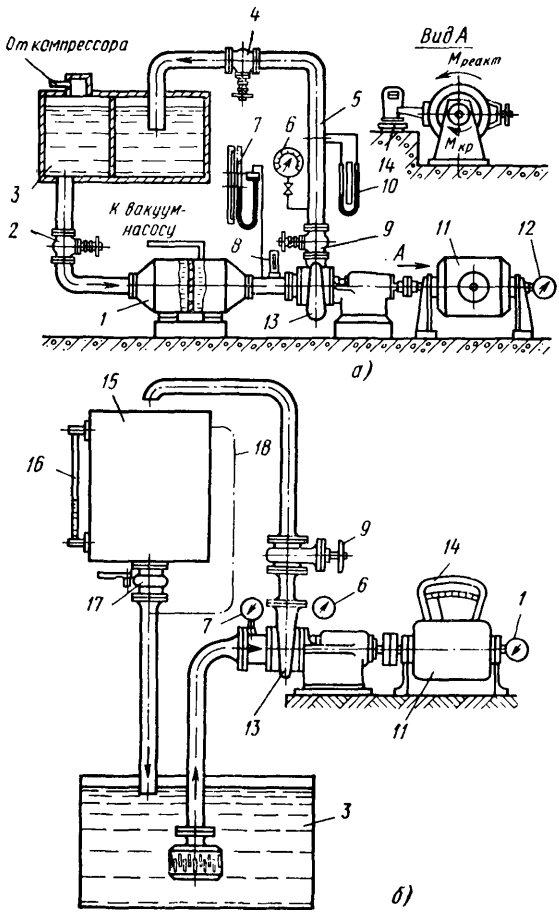


Рис. 148. Схемы заводских испытательных стендов:

1 — кавитационный бачок; *2* — задвижка на подводящем трубопроводе; *3* — резервуар для воды; *4* — подпорная задвижка; *5* — расходомерное устройство; *6* — манометр; *7* — мановакуумметр; *8* — термометр; *9* — регулирующая задвижка; *10* — дифференциальный манометр; *11* — балансирный электродвигатель; *12* — счетчик оборотов; *13* — насос; *14* — весы; *15* — мерный бак; *16* — водомерное стекло; *17* — быстродействующий вентиль; *18* — обводной трубопровод

фланцем входного патрубка должна быть не менее 15 внутренних диаметров этого патрубка, либо на расстоянии не менее четырех диаметров перед фланцем входного патрубка должен стоять успокоитель. Трубопроводы стендов должны быть герметичными. Задвижки на подводящем трубопроводе должны иметь гидрозатворы.

При закрытой схеме требуемый подпор на входе в насос получается путем создания избыточного давления в баке, разрежение — путем создания вакуума в кавитационном бачке. При

обычной открытой схеме избыточное давление на входе создать нельзя.

Для проведения испытаний стенды комплектуют соответствующими измерительными устройствами и приборами, которые должны быть метрологически аттестованы. Измерительные приборы целесообразно размещать на одном щите для удобства одновременного отсчета показаний.

ГОСТом определены предельные допустимые относительные погрешности результатов испытаний.

Снимать характеристику насоса надо в диапазоне подач $0 \leqslant Q \leqslant 1{,}1Q_{\text{опт}}$. Число режимов не должно быть менее 16, измерять параметры надо при установившемся режиме. Изменение температуры перекачиваемой жидкости до 10° С за время испытания можно не принимать во внимание при подсчете результатов испытаний. При больших колебаниях температуры необходимо внести соответствующие поправки.

При периодических испытаниях также определяют внешние утечки через концевые уплотнения и разгрузочное устройство, проверяют вибрацию опор, температуру отдельных элементов насоса и электродвигателя. Виброшумовые характеристики насосов получают на специальных акустических стендах по особой методике.

Особое значение при испытаниях имеет правильное измерение параметров насоса, которое в значительной степени зависит от применяемых приборов и устройств, их конструкции и точности. Приближенные значения относительных предельных погрешностей наиболее важных измерительных приборов и устройств приведены в ГОСТ 6134—71.

Остановимся на некоторых методах измерения параметров насосов.

Подачу измеряют на выходе из насоса после мест отбора жидкости на собственные нужды. Для измерения подачи применяют:

сужающие устройства (диафрагмы, сопла Вентури), которые устанавливают на отводящем трубопроводе стенда и изготовляют по особым нормалям (для предупреждения искажения показаний при измерении подач значительно меньших расчетных за сужающим устройством устанавливают подпорную задвижку; наиболее целесообразно использовать несколько параллельно включенных участков отводящего трубопровода разного диаметра с сужающими устройствами);

водосливы для измерения больших подач при малых и средних напорах (перед порогом водослива необходимо обеспечить равномерный спокойный поток);

мерные баки с точным определением объема тарированием.

Перепад давления на сужающем устройстве измеряют дифференциальным ртутным или дифференциальным образцовым пружинным манометрами. Для стабилизации показаний на импуль-

ных трубках надо установить демпферы и предусмотреть удаление воздуха.

При использовании водослива особое значение имеет точность определения перепада, для чего обычно применяют игольчатые или поплавковые указатели уровня.

Измерение подачи объемным способом с помощью мерного бака является наиболее точным. Массу воды в мерном баке можно определять по шкале на водомерном стекле, специальными указателями уровня. В некоторых установках для измерения расхода в мерных баках предусматривают калиброванные насадки.

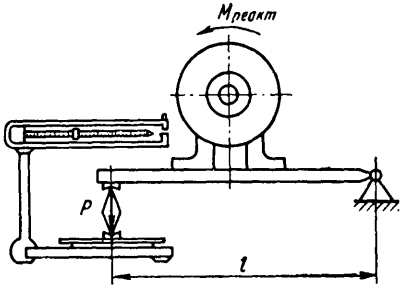


Рис. 149. Двигатель на качающейся платформе

Напор определяют по давлению, развиваемому насосом, манометрами, подсоединенными к входному и выходному патрубкам. Требования к подключению манометров аналогичны требованиям к подключению вторичных приборов расходомерных устройств. Наибольшее распространение получили пружинные манометры, класс которых выбирают в зависимости от требуемой точности проведения испытаний. Для измерения малых напоров используют ртутные жидкостные манометры, которые обеспечивают более высокую точность и стабильность показаний.

Для повышения точности испытаний целесообразно измерять непосредственно разность давлений на патрубках с помощью дифференциальных манометров.

Мощность насоса определяют либо путем измерения крутящего момента, либо электрической мощности электродвигателя с последующей корректировкой к. п. д.

Для малых и средних насосов наибольшее распространение получило измерение реактивного момента, равного по величине крутящему, балансирного электродвигателя или двигателя на качающейся платформе (рис. 149). При этом усилие P должно измеряться с предельной погрешностью не более 0,5%. Наибольшее распространение получило измерение усилия на плече l с помощью весовых устройств. Нечувствительность системы не должна превышать значений, приведенных в ГОСТ 6134—71.

В некоторых случаях для измерения усилия используют тарированные пьезодатчики.

Обычные весовые устройства не всегда обеспечивают достаточную точность и исключают возможность дистанционного снятия замеров. Эти недостатки можно устранить применением гидравлической установки для измерения усилия на рычаге балансирной машины (рис. 150). Рычаг балансирной машины *9*,

выставленный при помощи балансиров *8* по уровню *7* в горизонтальной плоскости, через шариковый подшипник опирается на поршень *6* с поперечным сечением 1 см². Для сохранения масляной пленки и исключения влияния трения поршень вращается относительно цилиндра *3* от отдельного электродвигателя *10*. Усилие на рычаге регистрируется в единицах давления. В зависимости от усилия, приложенного к цилиндру, подключается образцовый пружинный *5* или ртутный *4* манометры, которые устанавливают на одном щите с другими приборами. Ручной масляный насос *2*,

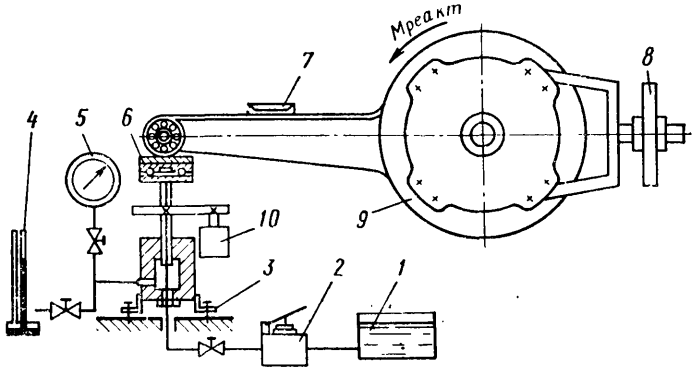


Рис. 150. Гидравлическая установка для измерения усилия на рычаге балансирной машины

подкачивая масло из емкости *1*, дает возможность периодической выставки рычага по уровню. Вероятная ошибка в измерении крутящего момента таким устройством не превышает 0,5%.

Мощность крупных насосов определяют, измеряя электрическую мощность электродвигателя с соответствующим пересчетом по графику зависимости к. п. д. электродвигателя от нагрузки. Электрическую мощность измеряют по схеме двух ваттметров с использованием образцовых комплектов КИП.

В промышленных условиях мощность крупных насосов можно определить термодинамическим методом, измерив разность энтальпии на входе и выходе в насос. Термодинамическим методом удобно также определять потери мощности во вспомогательных агрегатах (редукторах, гидродинамических муфтах).

Частоту вращения измеряют стробоскопическими, электронными и электрическими тахометрами, частотомерами, ручными тахометрами и др. Современная измерительная техника позволяет определять частоту вращения с точностью ± 1 об/мин.

Температуру жидкости определяют ртутными термометрами или термометрами сопротивления в подводящем трубопроводе или баке. Погрешность в измерении температуры не должна превышать 1° С при температуре до 50° С и 0,5° С при температуре более 50° С. По температуре определяют плотность и давление парообразования жидкости.

Внешние утечки можно определять объемным способом. Измерение производят при установившемся режиме в течение не менее 2 мин. Утечку через гидропяту находят с использованием сужающих устройств.

По экспериментально полученным значениям подачи, напора и мощности строят графические зависимости $Q — H$ и $Q — N$. Кривые должны проходить не менее чем через 50% экспериментально определенных точек. Затем расчетным путем строят графическую зависимость $Q — \eta$. По результатам испытаний насос считается соответствующим стандарту, если все результаты испытаний, нанесенные на график, находятся в зоне допустимых отклонений для насосов данного типоразмера; значения погрешности измерения меньше или равны допустимым значениям.

Всасывающая способность насоса характеризуется зависимостью допустимой вакуумметрической высоты всасывания от подачи. Кривую $Q — H_{\text{в. доп}}$ (см. рис. 71) строят на основании частных кавитационных характеристик (см. рис. 72), которые определяют при испытаниях. При получении кавитационной характеристики устанавливают зависимость допустимого кавитационного запаса энергии на входе в насос от подачи. Определение частной кавитационной характеристики должно проводиться от значений Δh, при которых параметры Q, H, N, η остаются неизменными, до полного срыва. Число различных значений Δh для каждой подачи должно быть не менее 16. Кавитационные характеристики должны быть сняты на минимальной, номинальной и максимальной подачах рабочего интервала подач.

Различное давление на входе в насос создают при открытой схеме задвижкой на подводящем трубопроводе или различной глубиной погружения (для погружных насосов), при закрытой схеме изменением вакуума в кавитационном бачке вакуум-насосом.

Особое внимание надо уделять герметичности подводящего трубопровода стенда. Открытая схема более предпочтительна для получения кавитационных характеристик, так как содержание воздуха и твердых частиц в перекачиваемой жидкости остается примерно постоянным.

Так как при испытаниях величина Δh изменяется в широких пределах, давление на входе следует измерять мановакуумметром. Наибольшую точность обеспечивают ртутные или пружинные образцовые мановакуумметры.

Для определения Δh необходимо знать давление $p_{\text{атм}}$ в процессе испытания и давление насыщенных паров $p_{\text{н. м}}$ при температуре перекачиваемой жидкости. Давление $p_{\text{атм}}$ определяют по данным метеослужбы в период испытания, или по аттестованному барометру, $p_{\text{н. п}}$ — по таблицам на основании точного измерения температуры в процессе испытания.

Для снятия частных кавитационных характеристик испытаний можно рекомендовать следующий порядок: после монтажа насоса

опрессовывают стенд избыточным давлением 1,5—2 кгс/см², при этом удаляют воздух из импульсных трубок. Насос пускают в работу и устанавливают требуемую подачу. Давление на входе должно быть значительно выше значений, соответствующих паспортным данным. Ступенчатым уменьшением давления на входе (не более восьми точек) подходят к режимам возможного изменения параметров. Органами тонкого изменения давления на входе доводят параметры насоса до режимов полного срыва. Рекомендуется снять несколько точек в обратном порядке при увеличении давления на входе. При проведении испытаний особое внимание следует обратить на одновременное снятие показаний. В процессе испытаний необходимо поддерживать постоянной установленную подачу.

По данным испытаний строят зависимости $H — \Delta h$, $N — \Delta h$ и $\eta — \Delta h$ при $Q = \text{const}$. Значение $\Delta h_{доп}$ определяют по величине принимаемого для данного типа насоса коэффициента запаса φ : $\Delta h_{доп} = \varphi \Delta h_{кр\,1}$. Зная значения $\Delta h_{доп}$ для ряда подач, определяют соответствующие значения $H_{в.\,доп}$ и строят кривую $H_{в.\,доп} = f(Q)$. Для регулируемых насосов частные кавитационные характеристики надо снимать не менее чем при пяти положениях органов регулирования.

Для насосов, не допускающих регулирование давления на входе, $\Delta h_{доп}$ проверяют при атмосферном давлении от 735 до 760 мм рт ст. по номинальным параметрам при трех различных температурах ($t \leqslant 40°$ С, $t = 55 \pm 2°$ С и $t = 65°$ С) или трех различных погружениях (номинальном $h_{ном}$, при $h = h_{ном} + 1$ м и при $h = h_{ном} — 1$ м).

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Экспериментальные исследования насосов проводят с целью получения новых, более совершенных форм проточной части и характеристик насосов, отработки и исследования условий работы основных узлов и деталей насосов.

Большинство экспериментальных работ в области насосостроения до последнего времени проводили с машиной в целом. Однако без совершенных, все глубже проникающих в механизм течения исследований невозможно создать насосы, превосходящие по своим технико-экономическим показателям выпускаемые машины.

Исследования насосов предусматривают проведение энергетических и кавитационных исследований рабочих ораганов, балансовые испытания ступени для определения составляющих потерь, исследование структуры потока в отдельных элементах проточной части.

Методика проведения энергетических и кавитационных исследований мало чем отличается от заводских испытаний. Существенные отличия имеют место в конструкции экспериментальных приборов.

Высокая точность определения основных энергетических параметров ступени является главным требованием к любой экспериментальной установке. Максимальная ошибка в определении к. п. д. модельной ступени не должна превышать 1%. Это требует применения более совершенных устройств и приборов высокой точности.

Важным требованием к экспериментальным установкам является стабильность результатов испытаний. Выполнение его главным образом зависит от стабильности замера мощности, потребляемой ступенью. Для этого необходимо непосредственно измерять гидравлическую мощность, исключая механические потери в установке. Исключить потери на трение в подшипниках экспериментальной установки можно конструктивно путем обеспечения равенства угловых скоростей внутренней и наружной обойм шарикоподшипников при вращении их в одном направлении. Исключить потери мощности на трение в подшипниках можно применением вибраторов в опорах стенда. Осевое усилие зависит от режима работы насоса и вызывает переменный момент трения в подшипниках. Мощность трения в подшипниках от осевого усилия может быть передана на статор электродвигателя. Хотя исключение потери мощности на трение требует конструктивного усложнения экспериментальной установки, однако оно оправдано, так как отпадает необходимость проведения специальных испытаний для определения мощности холостого хода стенда и повышаются точность и стабильность замеров.

На правильность результатов испытания существенное влияние оказывают условия работы исследуемой ступени в экспериментальном насосе, которые должны быть такими же, как и в натурном насосе. Эти условия для исследуемой промежуточной ступени многоступенчатого насоса могут быть созданы при двухступенчатой, лучше трехступенчатой, конструкции экспериментального насоса. Трехступенчатая конструкция сильно усложняет экспериментальный насос и применяется поэтому в исключительных случаях. Использование одноступенчатого исполнения с установкой перед исследуемой ступенью дополнительного отвода не обеспечивает требуемой точности, особенно на режимах, отличных от оптимального.

Не менее важными требованиями к экспериментальным установкам является надежность работы, простота монтажа и обслуживания, возможность исследования различных вариантов ступени на одной установке. Этим требованиям наиболее полно отвечает экспериментальный насос консольной конструкции, при которой кроме всего можно довольно просто измерять скорости в неподвижных каналах и проводить визуальное наблюдение потока в них.

На рис. 151 приведен пример конструктивного исполнения экспериментального насоса для исследования промежуточной ступени насоса секционного типа.

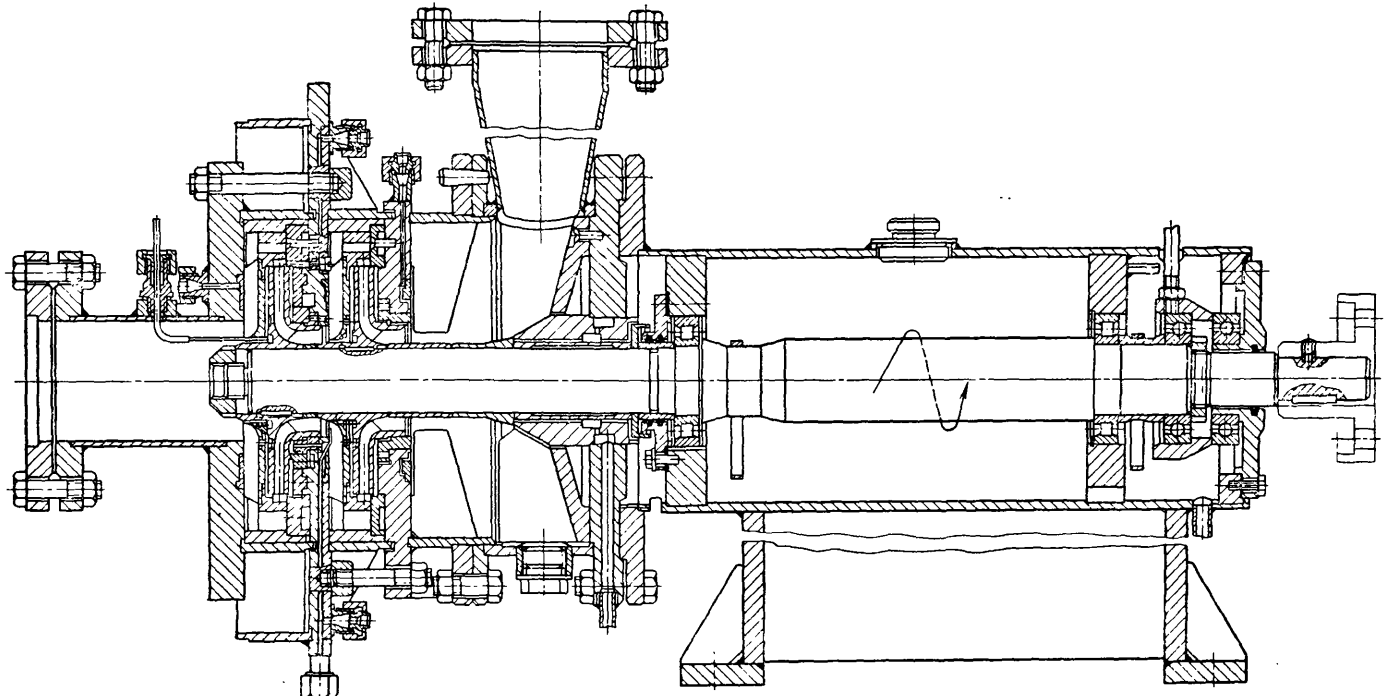


Рис. 151. Экспериментальный насос для энергетических исследований

Насос выполнен двухступенчатым. Первая ступень служит для создания условий входа в исследуемую ступень, аналогичных условиям входа для натурного насоса. Кроме того, при установке рабочего колеса первой ступени повышенной всасывающей способности отпадает необходимость создания высокого давления в баке, требуемого для обеспечения бескавитационной работы исследуемой ступени.

Базой насоса служит кронштейн, к которому прикреплены все остальные детали насоса. Для замены исследуемых рабочих органов достаточно отсоединить отводящий трубопровод и снять напорную крышку. Для исключения переменной мощности трения в подшипниках от действия осевой силы установлен узел упорного подшипника с передачей момента трения непосредственно на статор электродвигателя.

Для определения напора ступени предусмотрены приборы для измерения давления на входе и выходе исследуемой ступени. Для измерения распределения давления в направляющем аппарате и в пазухах выполнены специальные сверления в корпусе насоса.

При необходимости визуального наблюдения потока в неподвижных каналах напорная крышка и секция могут быть выполнены прозрачными из оргстекла.

Установкой в секции проставочных колец можно изменять диаметр исследуемых рабочих органов. При помощи втулок различной длины рабочие колеса могут перемещаться по валу в осевом направлении. Для изменения конфигурации рабочих органов применяют метод напластования на металлические поверхности пластмассы АСТ-Т с последующей зачисткой по шаблонам, что позволяет получить значительное количество модификаций рабочих органов при незначительных трудозатратах.

Изучение поля скоростей и давлений в проточной части позволяет глубже познать рабочий процесс ступени и наметить пути ее совершенствования. Система дренажных отверстий экспериментального насоса позволяет измерить распределение давления, а следовательно и скоростей по неподвижным элементам ступени.

Величину и направление скоростей в неподвижных элементах проточной части ступени можно определить шаровыми или цилиндрическими зондами. Зонды должны удовлетворять следующим основным требованиям: вызывать минимальное возмущение потока, иметь постоянные характеристики и малую инерционность, измерять по возможности несколько параметров, быть удобными в эксплуатации и несложными в изготовлении.

Для измерения распределения статического давления по элементам ступени удобно пользоваться батарейным жидкостным манометром с фотографированием шкалы для обеспечения одновременного отсчета показаний.

Для визуализации потока в неподвижных каналах применяют специальные флюгарки, подкрашивание жидкости, ввод гранул пластмассы с $\gamma_п \approx 1$.

Для измерения поля давлений и скоростей во вращающихся межлопастных каналах рабочего колеса применяют дренирование лопастей и дисков [71]. Давление по трубкам, обычно проложенным через полый вал насоса, передается на съемник. Как правило, съемник давления выполняют камерного типа с использованием резиновых манжет. При исследовании распределения давления в межлопастных каналах, работающих с разрежением, в съемнике надо выполнить разделительные камеры, в которые подводится жидкость от постороннего источника.

Визуально наблюдают поток путем стробоскопирования рабочего колеса. Поток в относительном движении удобно наблюдать с помощью ротоскопа. Луч света от постороннего источника направляют к объекту наблюдения через вращающуюся призму, которая синхронизирована с валом насоса. При этом вращающееся колесо кажется неподвижным, а корпусные детали — вращающимися. Для исследования потока и измерения скоростей во вращающемся рабочем колесе применяют луч лазера, фотометрические методы и т. п.

Кавитационные исследования проводят на одноступенчатых стендах с созданием условий подвода жидкости, аналогичного подводу в натурном насосе. При проведении кавитационных исследований необходимо постоянно контролировать содержание воздуха, качество перекачиваемой воды. Визуальное наблюдение кавитационных явлений проводится аналогично энергетическим исследованиям. В последнее время большое внимание исследователей направлено на изучение кавитационного износа деталей насосов. Для этих целей визуализация потока играет первостепенную роль. Применение легкоразрушающихся покрытий (лаков) дает возможность оценить качественно и количественно степень разрушающего влияния кавитации.

Обрабатывают результаты экспериментальных исследований с помощью ЭВМ по разработанным программам. Наиболее перспективным является применение специальных вычислительных машин с приставками, дающими возможность непосредственно получать графические зависимости (характеристики).

Особую группу исследований представляют балансовые испытания, дающие возможность опытным путем составить баланс энергии в насосе, т. е. определить отдельные виды потерь. Балансовые испытания проводят на специально оборудованных стендах. Методика балансовых испытаний подробно разработана С. С. Рудневым [49].

Объемные потери в переднем уплотнении определяют путем измерения объемным способом утечек при вращении в насосе шаблона, выполненного по размерам рабочего колеса, и создании за шаблоном определенного давления от постороннего источника.

При этом измеряют перепад давления в щели и строят зависимость $q_1 = f(h_y)$. При снятии энергетических характеристик ступени также измеряют перепад давления в щели и строят зависимость $h_y = f(Q)$. По результатам этих испытаний строят зависимость $q_1 = f(Q)$, по которой можно определить значения q_1 во всем диапазоне подач.

Приближенно потери на трение в подшипниках и сальниках можно определить, замерив мощность, расходуемую на вращение насоса без воды. В работающем насосе эта мощность увеличивается вследствие наличия осевого и радиального усилий и избыточного давления жидкости перед сальником.

Мощность дискового трения рекомендуется определять при вращении рабочего колеса с залитыми межлопастными каналами или шаблона колеса в насосе, создавая при этом давление, соответствующее напору насоса [49]. Расчетным путем определяют мощность трения цилиндрических поверхностей рабочего колеса и значения ее вычисляют из экспериментально полученной величины. Для насосов средних и высоких n_s такой метод определения мощности дискового трения дает удовлетворительное совпадение с действующими значениями. Данный метод содержит ряд неточностей, которые сильно проявляются для ступеней низкого n_s.

Более достоверные результаты получают при определении мощности дискового трения $N_{д.т}$ путем выделения из мощности ступени гидравлической мощности $N_г$.

Гидравлическую мощность определяют по выражению

$$N_г = \frac{\gamma (Q + q_1) H_т}{102}.$$

Теоретический напор определяют путем измерения осредненного момента скорости на входе и выходе рабочего колеса гидродинамическими решетками. Решетки устанавливают в несколько переоборудованный стенд для снятия энергетических характеристик ступени насоса. Для оценки влияния решеток на параметры насоса производят испытания вначале с решеткой на входе в рабочее колесо (рис. 152), а затем на входе и выходе (рис. 153). Круговые непрозрачные решетки свободно вращаются в специальной подвеске, которая полностью разгружена от осевых усилий и имеет минимальные моменты трения. Чувствительность решеток позволяет определить суммарный момент скорости с точностью до 0,3—0,5%. Для определения моментов на входе и выходе необходимо выполнять две сборки насоса.

Величина и направление утечек в пазухах оказывают влияние на угловую скорость вращения жидкости $\omega_ж$, следовательно, и на $N_{т.д}$. Утечка от периферии к центру (переднее уплотнение) увеличивает, протечка от центра к периферии (межступенное уплотнение) — уменьшает $\omega_ж$. Мощность дискового трения $N_{т.д}$ не вся теряется как потери. Часть мощности дискового трения переходит в гидравлическую энергию основного потока.

Действительное значение мощности, расходуемой на дисковое трение, целесообразно определять выражением

$$N_{д.\,п} = (1 - \eta_{н.\,д}) N_{т.\,д}.$$

К. п. д. насосного эффекта $\eta_{н.\,д}$ зависит от типа ступени и n_s: для ступени $n_s = 40 \div 50$ с направляющим аппаратом $\eta_{н.\,д} = 0{,}15 \div 0{,}2$.

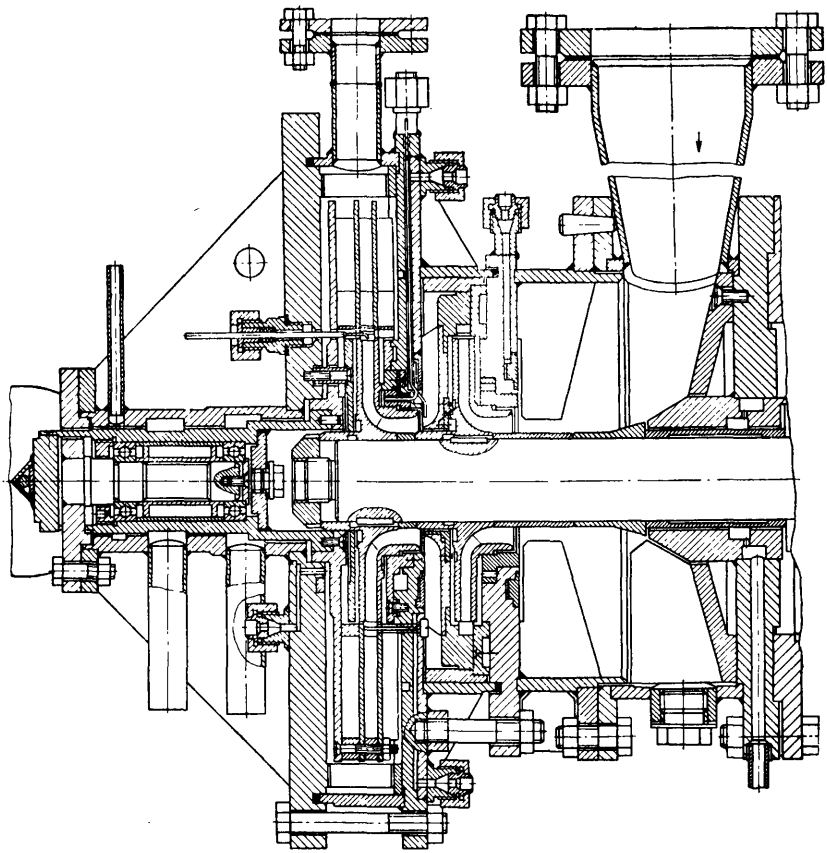


Рис. 152. Установка для измерения момента скорости на входе в колесо

Внутренний механический к. п. д. ступени

$$\eta_{мех.\,вн} = \frac{N - N_{д.\,п}}{N}.$$

Гидравлический к. п. д. ступени

$$\eta_{г.\,ст} = \frac{H - \Delta H}{H_т}.$$

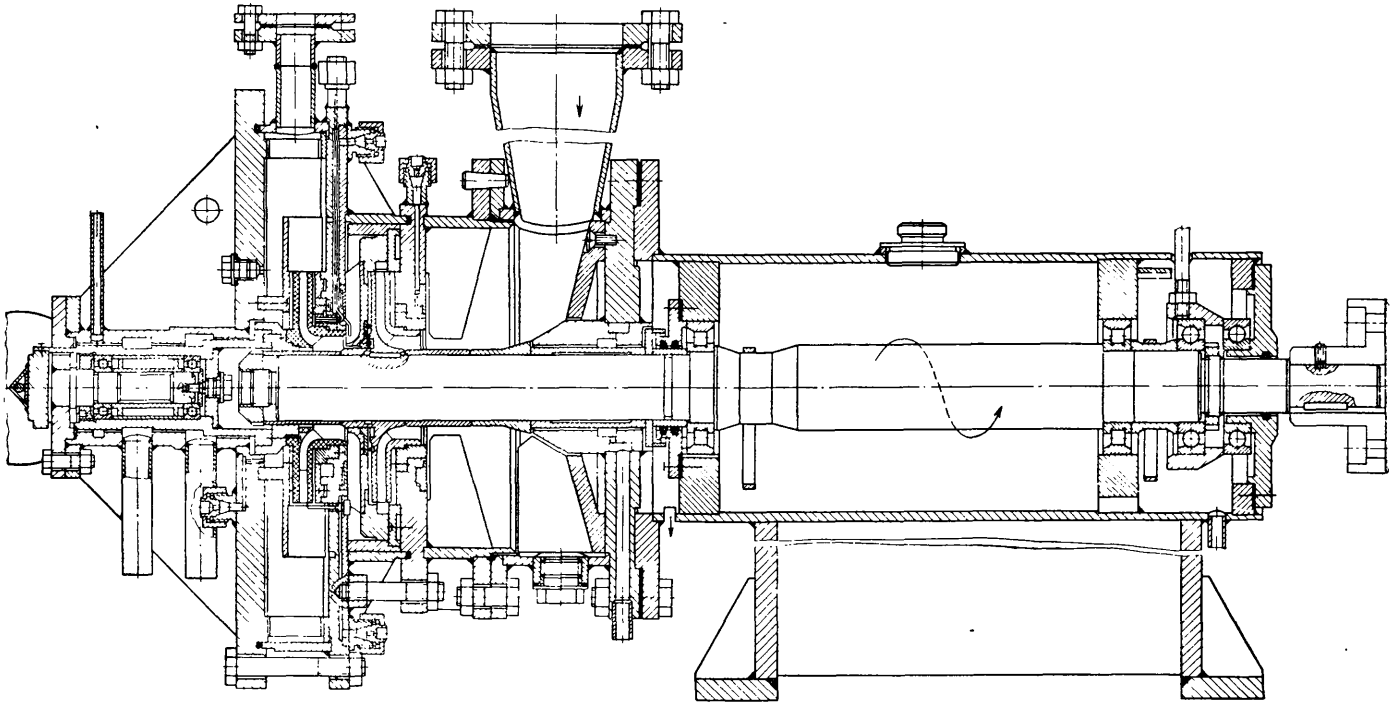


Рис. 153. Установка для измерения момента скорости на входе в колесо и выходе из него

В первом приближении

$$\Delta H = \frac{102 N_{\text{д}} \eta_{\text{п. д}}}{\gamma Q}.$$

Мощность, теряемая на преодоление гидравлических сопротивлений в ступени:

$$N_{\text{г. ст}} = \frac{\gamma Q [H_{\text{т}} - (H - \Delta H)]}{102}.$$

Гидравлический к. п. д. ступени

$$\eta_{\text{г. ст}} = \eta_{\text{г. к}} \eta_{\text{г. о}},$$

где $\eta_{\text{г. к}}$ — гидравлический к. п. д. рабочего колеса, $\eta_{\text{г. к}} = H_{\text{к}}/H_{\text{т}}$ (здесь $H_{\text{к}}$ — действительный напор рабочего колеса, определяемый трубками полного давления и гидродинамическими решетками); $\eta_{\text{г. о}}$ — гидравлический к. п. д. отвода.

Потери мощности на преодоление гидравлических сопротивлений в рабочем колесе

$$N_{\text{г. к}} = (1 - \eta_{\text{г. к}}) \frac{\gamma Q H_{\text{т}}}{102}.$$

Потери мощности на преодоление гидравлических сопротивлений в отводе

$$N_{\text{г. о}} = N_{\text{г. от}} - N_{\text{г. к}},$$

а гидравлический к. п. д. отвода

$$\eta_{\text{г. о}} = \frac{\eta_{\text{г. ст}}}{\eta_{\text{г. к}}}.$$

С другой стороны, для промежуточной ступени насоса к. п. д. отвода можно представить в виде

$$\eta_{\text{о}} = \eta_{\text{г. о}} \eta_{\text{г. о}q},$$

где $\eta_{\text{г. о}\,q}$ — составляющая, учитывающая потери, возникающие в отводе из-за утечки в межступенном уплотнении; эти потери носят сложный характер.

Приближенно потери от наличия утечки

$$N_{oq} = \frac{\gamma q_2 \Delta h_{\text{у}\,2}}{102},$$

а составляющая

$$\eta_{\text{г. о.}\,q} = \frac{N_{\text{о}} - N_{oq}}{N_{\text{о}}},$$

где $N_{\text{о}} = \gamma Q H_{\text{т}} \eta_{\text{г. к}}/102$ — гидравлическая мощность на входе в отвод.

Потери мощности, связанные с утечками, следует относить к гидравлическим, так как на их преодоление расходуется гидравлическая мощность. С увеличением утечки уменьшается подача и напор ступени при практически неизменной потребляемой мощности.

Теоретическая зависимость $H_т = f(Q)$ представляет собой прямую линию, а полученная экспериментально — практически прямую в зоне оптимальных подач и резко загибающуюся вверх в зоне пониженных подач. Если продлить прямую $H_т = f(Q)$ в зону пониженных подач, то получим значения $H_{т.и}$, зная которые можно определить тормозную мощность

$$N_т = \frac{\gamma (Q + q_1)(H_т - N_{т.н})}{102}.$$

На основании измеренных значений составляющих мощностей получают баланс мощностей и графики зависимости составляющих к. п. д. от подачи.

Важное место в исследовании насосов занимает изучение нестационарных режимов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Агульник Р. М.** Влияние размеров пазух на радиальную силу и характеристику центробежного насоса — «Труды ВНИИГИДРОМАШа», 1974, вып. 45, с. 14—24.

2. **Айзенштейн М. Д.** Центробежные насосы для нефтяной промышленности. М., Гостоптехиздат, 1957, 363, с.

3. **Алексапольский Д. Я., Малюшенко В. В.** Влияние b_2/D_2 рабочего колеса на характеристики ступени питательного насоса. — «Известия вузов. Сер. Энергетика», 1964, № 10, с. 78—83.

4. **Алексапольский Д. Я., Малюшенко В. В.** Результаты исследований рабочих органов для модернизации питательных насосов типа «П». — «Энергомашиностроение», 1965, № 6, с. 41—43.

5. **Анисимов С. А., Рекстин Ф. С., Селезнев К. П.** Влияние числа лопаток на эффективность центробежного колеса с одноярусной решеткой. — В кн.: Энергомашиностроение. Труды ЛПИ, вып. 221, 1962, с. 32—46.

6. **Арцыков А. П., Воронов В. Ф.** Судовые вспомогательные механизмы. Л., Судпромгиз, 1963, 432 с.

7. **Башта Т. М.** Машиностроительная гидравлика. М., «Машиностроение», 1971, 671 с.

8. **Белоцерковский С. М., Гиневский А. С., Полонский Я. Е.** Силовые и моментные аэродинамические характеристики решеток тонких профилей. Промышленная аэродинамика. Вып. 22, М., Оборонгиз, 1962, 127 с.

9. **Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М.** Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие. М., «Машиностроение», 1966, 616 с.

10. **Богницкая Ф. А.** Исследование рабочих органов насосов для взвешенных веществ. — В кн.: Исследование гидромашин. Труды ВИГМа, вып. XXIV, М., Машгиз, 1959, с. 38—76.

11. **Бурмистров О. В., Филиппов Ю. А.** Закрутка потока на входе в центробежное колесо и ее влияние на напорную характеристику. — «Энергомашиностроение», 1971, № 7, с. 47—48.

12. **Васильцов Э. А., Невелич В. В.** Герметические электронасосы. Л., «Машиностроение», 1968, 260 с.

13. **Викторов Г. В.** Гидродинамическая теория решеток. М., «Высшая школа», 1968, 368 с.

14. **Гидромашиностроение.** — «Труды ВНИИГИДРОМАШа», 1970, вып. 41, 188 с.

15. **Голубев А. И.** Торцовые уплотнения вращающихся валов. М., «Машиностроение», 1974, 212 с.

16. **Горгиджанян С. А., Зимницкий В. А.** О расчете осевых предвключенных колес для питательных насосов. — «Энергомашиностроение», 1967, № 4, с. 6—8.

17. **Горгиджанян С. А., Дягилев А. И.** Погружные насосы для водоснабжения и водопонижения. Л., «Машиностроение», 1968, 110 с.

18. **Донский А. П.** Полные характеристики насосов и влияние коэффициента быстроходности на гидравлические переходные процессы. Пер. с анг. Т. 4. М., «Мир», 1961, 78 с.

19. **Думов В. И.** Расчет геометрических параметров центробежных ступеней насосов с предвключенными винтовыми колесами на заданные величины кавитационных запасов. — «Энергомашиностроение», 1966, № 2, с. 6—10.

20. **Духовный А. Н.** Растяжение круглых и кольцевых пластин, усиленных радиальными ребрами. — «Труды ВНИИГИДРОМАШа», 1965, вып. XXXV, с. 128—142.

21. **Елисеев Б. М.** Расчет деталей центробежных насосов. М., «Машиностроение», 1975, 207 с.

22. **Зайченко Е. Т.** Определение размеров рабочего колеса диагонального насоса. — В кн.: Лопастные насосы. Л., «Машиностроение», 1975, с. 105—109.

23. **Захаров О. В.** Определение напора шнека. — Труды ВНИИГИДРОМАШа», 1969, вып. 39, с. 74—85.

24. **Караханьян В. К.** К расчету осевой силы в центробежном насосе. — «Труды ВНИИГИДРОМАШа», 1972, вып. 43, с. 83—98.

25. **Ким А. Я.** Расчет гидравлических пят для разгрузки осевой силы. — «Энергомашиностроение», 1966, № 1, с. 15—17.

26. **Лебедев Л. М.** К расчету осевых насосов. — «Труды ВИГМа», 1963, вып. XXXIII, с. 3—32.

27. **Лебедев Л. М.** Условия минимума гидравлических потерь в направляющем аппарате осевого насоса. — «Труды ВИГМа», 1964, вып. XXXIV, с. 3—8.

28. **Ломакин А. А.** Центробежные и осевые насосы. М.—Л., «Машиностроение», 1966, 364 с.

29. **Ляпков П. Д., Карелина Н. С.** Расчет ступеней с полуосевым отводом центробежных насосов для скважин диаметром 200—400 мм. — «Энергомашиностроение», 1968, № 1, с. 23—26.

30. **Малюшенко В. В.** Определение оптимального числа лопастей рабочих колес питательных насосов. — «Известия вузов. Сер. Энергетика», 1964, № 4, с. 58—65.

31. **Малюшенко В. В.** К определению основных размеров рабочих колес питательных насосов со стабильной формой напорной характеристики. — «Энергомашиностроение», 1964, № 10, с. 5—8.

32. **Малюшенко В. В.** Некоторые результаты исследования потока в обратных каналах ступени питательного насоса. — В кн.: Энергетическое машиностроение. Вып. 2. Изд-во ХГУ, 1966, с. 65—70.

33. **Малюшенко В. В., Головин В. А., Бирюков А. И.** О влиянии β_2 лопасти рабочего колеса на характеристики ступени центробежного насоса с низким коэффициентом быстроходности. — «Известия вузов. Сер. Энергетика», 1970, № 12, с. 82—88.

34. **Малюшенко В. В., Головин В. А.** Пересчет характеристик центробежной ступени при изменении наружного диаметра с неизменной втулкой и геометрией отвода. — «Известия вузов. Сер. Энергетика», 1972, № 7, с. 112—119.

35. **Малюшенко В. В., Головин В. А.** О дисковых потерях в ступени центробежного насоса низкой быстроходности. — «Известия вузов. Сер. Энергетика», 1974, № 3, с. 115—122.

36. **Малюшенко В. В., Михайлов А. К.** Насосное оборудование для тепловых электростанций. М., «Энергия», 1975, 280 с.

37. **Марцинковский В. А.** Гидродинамика и прочность центробежных насосов. М., «Машиностроение», 1971, 271 с.

38. **Марцинковский В. А.** Анализ осевой устойчивости роторов питательных насосов. — «Энергомашиностроение», 1973, № 4, с. 28—31.

39. **Михайлов А. К.** Влияние формы выходной кромки лопаток колеса на характеристику центробежного насоса. — «Труды ВИГМа», 1960, вып. XXV, с. 12—15.

40. **Михайлов А. К.** О влиянии отвода центробежного насоса на структуру потока, выходящего из лопастного колеса. — «Труды ВИГМа», 1962, вып. XXX, с. 18—21.

41. **Михайлов А. К., Малюшенко В. В.** Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. М., «Машиностроение», 1971, 303 с.

42. **Овсянников Б. В.** Теория и расчет насосов жидкостных ракетных двигателей. М., Оборонгиз, 1960, 246 с.

43. **Проскура Г. Ф.** Гидродинамика турбомашин. Киев, Машгиз, 1954, 423 с.

44. **Проскура Г. Ф.** Вибрані праці. Київ, «Наукова думка», 1972, 491 с.

45. **Пфлейдерер К.** Лопаточные машины для жидкостей и газов. М., Машгиз, 1960, 683 с.

46. **Пырков А. А.** Полная круговая характеристика и баланс энергии при различных режимах центробежного насоса. — «Труды ВИГМа», 1962, вып. XXXI, с. 18—26.

47. **Раер Г. А.** Динамика и прочность центробежных компрессорных машин. Л., «Машиностроение», 1968, 256 с.

48. **Рудис М. А.** Некоторые вопросы расчета на прочность спиральных отводов центробежных насосов. — «Труды ВИГМа», 1960, вып. XXV, с. 101—149.

49. **Руднев С. С.** Баланс энергии в центробежном насосе. — В кн.: Химическое машиностроение, вып. 3, 1938, с. 30—33.

50. **Руднев С. С., Матвеев И. В.** Некоторые соображения по проблеме увеличения оборотности лопастных насосов. — «Труды ВИГМа», 1963, вып. XXXII, с. 3—27.

51. **Руднев С. С., Мелащенко В. И.** Обратные течения на входе в рабочее колесо и их влияние на форму напорной характеристики центробежных секционных насосов. — «Труды ВНИИГИДРОМАШа», 1968, вып. 37, с. 167—183.

52. **Руднев С. С.** Подобие в гидромашинах. — «Труды ВНИИГИДРОМАШа», 1970, вып. 40, с. 3—16.

53. **Синев Н. М., Удовиченко П. М.** Бессальниковые водяные насосы. М., Атомиздат, 1972, 495 с.

54. **Скважинные** насосные установки для воды. Каталог. М., ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1973, 46 с.

55. **Старицкий В. Г.** Выбор основных параметров осевого насоса. — В кн.: Гидромашины. Труды ЛПИ, № 231, М.—Л., Машгиз, 1964, с. 49—56.

56. **Степанов А. И.** Центробежные и осевые насосы. М., Машгиз, 1960, 462 с.

57. **Суханов Д. Я.** Работа лопастных насосов на вязких жидкостях. М., Машгиз, 1952, 33 с.

58. **Филиппович С. А.** К расчету центробежных насосов. — «Энергомашиностроение», 1963, № 9, с. 39—42.

59. **Филиппович С. А.** Некоторые данные для расчета пропеллерных насосов. — «Энергомашиностроение», 1966, № 6, с. 47—49.

60. То же, № 7, с. 48—49.

61. **Чиняев И. А.** Лопастные насосы. Л., «Машиностроение», 1973, 182 с.

62. **Шемель В. Б.** Оптимальные параметры, определяющие кавитационные качества центробежных насосов. — «Труды ВИГМа», 1958, вып. XXII, с. 3—48.

63. **Шерстюк А. Н.** Насосы, вентиляторы, компрессоры. М., «Высшая школа», 1972, 338 с.

64. **Шифрин Е. Л., Гаркави В. А.** Устойчивость параллельной работы центробежных насосов. — «Энергомашиностроение», 1964, № 7, с. 8—11.

65. **Эккерт Б.** Осевые и центробежные компрессоры. М., Машгиз, 1959, 679 с.

66. **Этинберг И. Э., Раухман Б. С., Топаж Г. И.** Развитие метода А. Ф. Лесохина построения плоских решеток профилей применительно к расчету на ЭВМ. — «Энергомашиностроение», 1968, № 3, с. 1—4.

67. **Auslander J.** Zur Bestimmung der Hauptabmessungen von Kreiselpumpen,— «Konstruktion», 1958, N 10.

68. Asupra determinari teoretice a caracteristicii n—Q a turbopompelor incele patru canbrane.— «Comunicarile conferintel de masini hidraukece», Sept. 1964, p. 111, s. 51—56 Cherov V., Radulov P., Draganov B., Grosev Gr.

69. **Eck B.** Ventilatoren. 3 Auflage. Springer—Verlag, 1957.

70. **Hainmert L. A.** Pumpen. Teil 6. «Betriebs—Technik», 1965, 6, N 12.

71. **Kovats A., Desmur G.** Pumpen, Ventilatoren, Kompressoren. 1968, Verlag G. Braun Karlsruhe, 395 s.

72. **KSB—AMAG Handbuch B. I.** 2 Auflage, 1959, 175 s.

73. **Lazarkiewicz Э., Troskolanski A.** Pompj wirowe. NT Warszawa, 1968, 728 s.

74. **Mlcoch O., Ludwik O.** Pouziti predrozvadece u cerpadel se smisenym prutokem — «Cerpadla, potrubi, armatury», Sigma, Brezen, 1972, s. 1—7.

75. **Weber F.** Arbeitsmaschinen II — Kreiselpumpen und Kreiselverdichter. Berlin, VEB Verlag Technik, 1962, 304 s.

76. **Weining F. S.** Die Berücksichigung der endilche Schaufelzahl bei Berechung der Strömungsmaschinen nach der Stromfadentheorie — «Schliff. u. Hafen», 1960, 12, N 9.

77. **Weldon R.** A new rype of boiler feed pump for 660 Mw electricity generating sets in England.— «Sulzer Technical Review», 1973, vol. 52, N 3, p. 189—199.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 3

Глава I. **Основы теории и расчет лопастных колес** 5
Основные параметры насосов 5
Основы гидромеханики лопастных систем 9
Кинематика потока в рабочем колесе центробежного насоса. Основное уравнение работы . . . 14
Учет влияния конечного числа лопастей рабочего колеса центробежного насоса 18
Критерии подобия насосов. Безразмерные коэффициенты . . . 21
Расчет и профилирование рабочих колес центробежных насосов 26
Расчет диагональных рабочих колес 44
Форма потока в осевом насосе . . 46
Теоретические предпосылки для расчета осевого рабочего колеса 48
Методы расчета осевых рабочих колес 54
Определение основных размеров и профилирование лопастей осевых колес 66

Глава II. **Отводящие и подводящие устройства** . 72
Конструкции и назначение отводов 72
Влияние отводов на параметры насоса 75
Расчет спиральных и кольцевых отводов 78
Расчет лопаточных и составных отводов 84
Отводящие устройства осевых насосов 89
Конструкции и назначение подводов 92
Анализ работы и схема расчета полуспирального подвода . . . 95

Глава III. **Потери в насосах. Всасывающая способность и кавитация** 99
Гидравлические потери 99
Объемные потери 105
Механические потери 112
Физическая природа и проявления кавитации 115
Высота всасывания и кавитационный запас 118
Условия подобия по кавитации. Кавитационные коэффициенты 119
Пути предотвращения или ослабления кавитации 125
Рекомендации по расчету колес с высокими кавитационными качествами 127

Глава IV. **Характеристики насосов. Работа насосов в системе. Регулирование** 129
Характеристическая напорная поверхность 129
Построение напорной характеристики расчетным способом . . 131
Виды характеристик лопастных насосов 133
Форма напорной характеристики 136
Пути получения стабильной формы напорной характеристики . . . 138
Влияние геометрических параметров проточной части на характеристики насосов 143
Влияние вязкости перекачиваемой жидкости на характеристики насосов 145
Характеристика системы. Рабочая точка 148
Устойчивость работы насоса в системе. Явление помпажа . . . 149
Регулирование работы насоса . . 151
Совместная работа насосов на общую систему 154

Глава V. **Основные узлы и детали насосов** 157
Спиральные корпуса 157
Корпуса насосов секционного типа 161
Двойные корпуса 164
Расчет на прочность корпусных деталей секционных и двухкорпусных насосов 165
Ротор в сборе 179
Валы 194
Рабочие колеса 202
Разгрузочные устройства 205
Втулки и муфты 207
Концевые уплотнения вала . . . 208
Уплотнения рабочих колес . . . 219
Подшипники 220
Узел гидравлического уравновешивания осевого усилия 226

Глава VI. **Конструкции насосов** 229
Насосы общего назначения . . . 229
Скважинные насосы 240
Энергетические насосы 242
Насосы для нефтепродуктов . . . 253
Химические насосы 257
Насосы для загрязненных жидкостей 262
Осевые насосы 267

Глава VII. **Испытания и исследования насосов** . . . 269
Испытания насосов 269
Экспериментальные исследования 275
Список литературы 285