

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет»

В.К. Фурсов, Г.Я. Фурсова

**ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ
КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ**

Утверждено в качестве учебного пособия
Ученым советом Государственного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет»

Комсомольск-на-Амуре 2005

УДК 621.226 (075.8)

ББК 31.565 я7

Ф 954

Рецензенты:

И.Г. Сапченко, канд. техн. наук, старший научный сотрудник
Института машиноведения и металлургии ДВО РАН;
С.Г. Гусев, зам. главного механика ОАО «НК "Роснефть"
Комсомольский нефтеперерабатывающий завод»

Фурсов В.К.

Ф 954 **Центробежные насосы. Конструкция и расчет:** Учеб, пособие
/В.К. Фурсов, Г.Я. Фурсова. - Комсомольск-на-Амуре: ГОУВПО
«КнАГТУ», 2005.-78 с.
ISBN 5-7765-0443-0

В учебном пособии даны основные положения и определения, характеризующие режимные параметры центробежных насосов; приведены их типы и маркировка, а также задания на курсовую работу.

Подробно рассмотрена методика гидравлического расчета, даны рекомендации по выбору основных размеров рабочего колеса. Изложены вопросы расчета и проектирования меридионального сечения рабочего колеса и профилирования его лопаток. Приведены сведения о существующих отводящих устройствах и расчет спиральной камеры круглого сечения и ее диффузора. Рассмотрены причины возникновения осевых сил, выбор и расчет устройств для их уравнивания; выбор типа уплотнения и уточнение объемного КПД, построение напорно-расходной и универсальной характеристик центробежного насоса.

Учебное пособие предназначено для студентов дневной и заочной форм обучения специальностей 170500 «Машины и аппараты химических производств» и 171700 «Оборудование нефтегазопереработки».

ББК 31.565 я7

© Государственное образовательное
учреждение высшего профессионального
образования «Комсомольский-на-Амуре
государственный технический
университет», 2005

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ	6
2. ОБЪЕМ И ОФОРМЛЕНИЕ ГРАФИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА И РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ.....	7
3. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ	8
3.1. Режимные параметры центробежных насосов	8
3.2.Классификация и конструкция центробежных насосов	10
4. ТИПЫ И МАРКИРОВКА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ	14
5. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА.....	16
6. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ	18
7. РАСЧЕТ РАЗМЕРОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА	21
7.1.Определение геометрических параметров рабочего колеса	21
7.2.Лопасты рабочих колес.....	24
7.3.Определение элементов входного и выходного треугольников скоростей	25
8. ПРОФИЛИРОВАНИЕ КАНАЛОВ И ЛОПАТОК РАБОЧЕГО КОЛЕСА.....	34
8.1.Профилирование меридионального сечения рабочего колеса	34
8.2.Профилирование лопаток рабочего колеса	37
8.2.1. <i>Профилирование лопаток рабочего колеса по дугам окружностей.....</i>	38
8.2.2. <i>Профилирование лопаток рабочего колеса по точкам</i>	39
9. ОТВОДЯЩИЕ УСТРОЙСТВА	42
9.1.Конструкции и назначение отводящих устройств	42
9.2.Расчет спиральной камеры круглого сечения	44
9.3.Расчет диффузора спиральной камеры	48
10. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ОСЕВОЙ СИЛЫ	50
10.1.Выбор и расчет устройства для уравновешивания гидравлической осевой силы	50
10.2.Определение основных размеров разгрузочного диска	54
10.3.Определение основных характеристик разгрузочного отверстия	56

11. ОБЪЕМНЫЕ ПОТЕРИ В ЦЕНТРОБЕЖНОМ НАСОСЕ	57
11.1.Выбор типа уплотнения и уточнение объемного КПД	57
11.2.Определение протечек перекачиваемой жидкости в переднем уплотнении рабочего колеса	59
11.3.Определение протечек перекачиваемой жидкости в разгрузочном устройстве	63
12. НАПОРНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА.....	65
12.1.Расчет мощности на валу центробежного насоса.....	65
12.2.Построение расчетной напорной характеристики насоса	68
12.3.Построение универсальной характеристики насоса	71
12.4.Уравнения подобия центробежных насосов	73
12.5.Пересчет характеристик центробежных насосов на другую частоту вращения	76
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	77
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	78

ВВЕДЕНИЕ

В химической промышленности важное значение имеет транспортирование жидких и газообразных продуктов по трубопроводам как внутри предприятия между отдельными аппаратами и устройствами, так и вне его. Данное положение сохранится и в будущем, благодаря универсальности, надежности и сравнительно низкой себестоимости трубопроводного транспорта.

Основными элементами трубопроводного транспорта являются трубопроводы, приемные и расходные резервуары и транспортирующие жидкости машины, объединяемые общим понятием «насосы», в которых механическая энергия двигателя преобразуется в энергию перемещаемой жидкости, повышая ее давление. Разность давлений в насосе и трубопроводе обуславливает ее перемещение.

Производительность и экономичность насосной установки во многом зависит от конструкции ее насосной части, проектированию которой конструкторами уделяется большое внимание.

Цель курсовой работы состоит в закреплении теоретических знаний, выработке умений и навыков, необходимых для решения инженерных задач, связанных с проектированием, эксплуатацией и совершенствованием лопастных насосов, а также правильно пользоваться нормами проектирования, стандартами и другой технической литературой.

Учебное пособие поможет студентам расширить свой кругозор и выполнить курсовую работу, посвященную расчету и конструированию центробежного насоса по заданным физическим свойствам перекачиваемой жидкости, частоте вращения ротора, подаче и напору насоса.

Учебное пособие написано в соответствии с учебной программой дисциплины «Насосные и газодувные станции» и предназначено для студентов специальностей 170500 «Машины и аппараты химических производств» и 171700 «Оборудование нефтегазопереработки». Выпуск его обусловлен отсутствием в настоящее время учебников по курсу «Насосные и газодувные станции», особенно в части расчета и конструирования лопастных насосов.

Для студентов дневной формы обучения объем и вариант задания, подлежащие выполнению, назначает преподаватель. Студенты заочной формы обучения вариант задания определяют по двум последним цифрам зачетной книжки, если это число не превышает 50. Если же две последние цифры зачетной книжки составляют число большее, чем 50, то номер варианта есть разница между этим числом и числом 50.

1. ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ

Прежде чем приступить к расчету насоса, студенту необходимо внимательно прочитать и уяснить характер и объем задания, расположение справочного и цифрового материала в литературе и в настоящем учебном пособии, а также детально изучить конструкцию насоса-прототипа и выписать все рекомендуемые коэффициенты и опытные данные по изучаемому типу насоса.

При выполнении курсовой работы необходимо придерживаться следующих требований.

1) Исходные уравнения и формулы следует записывать четко с расшифровкой всех принятых обозначений. При этом обозначения, используемые в уравнениях, должны соответствовать таковым на схемах, рисунках, чертежах. Записи необходимо вести с возможно большей последовательностью, начиная от подстановки величин в исходную формулу и кончая результатом. Нельзя писать только формулу, а за ней сразу конечный результат. Такой метод не позволяет проанализировать влияние на результаты расчета отдельных величин и не дает возможности проконтролировать ход расчета при наличии ошибок.

2) При использовании готовых расчетных формул необходимо сослаться на источник информации. Список использованных источников следует обязательно приводить в пояснительной записке.

3) Если расчетная формула получена из исходных уравнений и соотношений, необходимо привести подробный вывод формулы, сопровождая его словесными пояснениями.

4) При выполнении однотипных расчетов по нескольким числовым вариантам в записке достаточно описать расчет лишь одного варианта, а результаты расчета остальных вариантов представить в виде таблицы.

5) Необходимо обращать серьезное внимание на единицы физических величин, ошибка в которых приводит к неправильным результатам. Выбирать отдельные коэффициенты величин надо обоснованно, с учетом тех теоретических знаний, которые приобретены, а также используя опытные данные, рекомендуемые в литературе и справочниках по центробежным насосам.

6) Графики должны иметь обозначения всех переменных с указанием их единиц. Координатные оси целесообразно снабжать равномерными шкалами.

В курсовой работе должны найти отражение вопросы экономики, автоматизации, эксплуатации и техники безопасности, которые в условиях химической и нефтехимической промышленности имеют большое значение.

2. ОБЪЕМ И ОФОРМЛЕНИЕ ГРАФИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА И РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Курсовая работа состоит из графической части и пояснительной записки, обосновывающей принятое решение проектируемого задания.

Графическая часть курсовой работы выполняется в карандаше на листах чертежной бумаги формата А1 (594x841 мм). В графической части работы (2 листа) должны быть представлены:

- 1-й лист - чертеж общего вида центробежного насоса;
- 2-й лист - чертеж рабочего колеса центробежного насоса.

Графические изображения проекций, обозначения, шрифты должны соответствовать правилам черчения, изложенным в «Единой системе конструкторской документации» (ЕСКД ГОСТ 2.301-68 - ГОСТ 2.316-68).

Расчетно-пояснительная записка выполняется рукописным способом на стандартных листах писчей бумаги формата А4 (210x297 мм) в полном соответствии с ГОСТ 2.105-79. Она должна включать все числовые расчеты, необходимые для расчета курсовой работы. Текстовая часть должна быть написана кратко и ясно, технически грамотным языком, без повторов и излишних подробностей и содержать порядок расчета и обоснование принятых коэффициентов, отдельных величин и т.д. В необходимых случаях надо делать ссылки на соответствующие листы чертежей, а не описывать детали решений. Размерность всех величин в пояснительной записке (и на чертежах) должна быть указана в единицах СИ.

Ссылки на литературные источники делаются следующим образом: в тексте в косых скобках приводится номер данного издания, соответствующий его номеру в списке использованных источников.

В пояснительную записку курсовой работы входят следующие разделы:

- содержание;
- техническое задание;
- введение;
- требования к центробежным насосам;
- факторы, определяющие конструкцию центробежного насоса;
- выбор конструктивной схемы насоса и рабочего колеса;
- предварительный расчет центробежного насоса;
- выбор марок материала для основных деталей насоса;
- расчет размеров рабочего колеса;
- профилирование каналов и лопаток рабочего колеса;
- выбор типа и определение основных размеров направляющего устройства;
- проверочный расчет на кавитацию;
- выбор и расчет устройства для уравнивания гидравлической осевой силы;

- выбор типа уплотнения и уточнение объемного КПД;
- расчет мощности на валу центробежного насоса и выбор приводного электродвигателя;
- расчет вала и подбор подшипников, шпонок, муфт и т.д.;
- обслуживание центробежного насоса;
- список использованных источников.

3. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

3.1. Режимные параметры центробежных насосов

Основные параметры, характеризующие работу насосов (подача, напор или давление), а также плотность подаваемой среды определяют энергию, сообщаемую насосом потоку жидкости.

Международной системой единиц СИ введено понятие массовой подачи насосом жидкости в единицу времени, кг/с

$$M = \rho Q,$$

где ρ - плотность жидкости, кг/м³; Q - объемная подача насоса, м³/с.

Подача насоса зависит от размеров и скоростей движения его рабочих органов, а также от характеристики трубопроводной системы, в которую он включен.

По ГОСТ 17398-72 «Насосы. Термины и определения» давление, развиваемое насосом, определяется зависимостью

$$P = P_k - P_H + \frac{C_k^2 - C_H^2}{2} \rho + \rho g (Z_k - Z_H), \quad (3.1)$$

где P_H и P_k — соответственно абсолютные давления на входе в насос (начальное) и на выходе из него (конечное), Па; C_H и C_k - средние скорости потока на входе и выходе, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с²; Z_H и Z_k - высота расположения центров входного и выходного сечений насоса, м.

Государственный стандарт установил понятие напора как величину, связанную с давлением соотношением:

$$H = p / (\rho g)$$

Разделив все члены уравнения (3.1) на ρg , получим выражение полного напора H , м, развиваемого насосом;

$$H = \frac{P_k - P_H}{\rho g} + \frac{C_k^2 - C_H^2}{2g} + (Z_k - Z_H). \quad (3.2)$$

Это одна из форм записи выражения напора как величины, исчисляемой в единицах длины, что вполне согласуется с основными положениями гидромеханики.

Умножение уравнения (3.2) на g дает форму записи каждого ее члена в виде энергии, отнесенной к единице массы, Дж/кг. Выражение (3.2) поясняется рис. 3.1. Обычно величины $(C_K^2 - C_H^2)/2g$ и $(Z_K - Z_H)$ пренебрежительно малы и полный напор насоса определяется как

$$H = \frac{P_K - P_H}{\rho g}$$

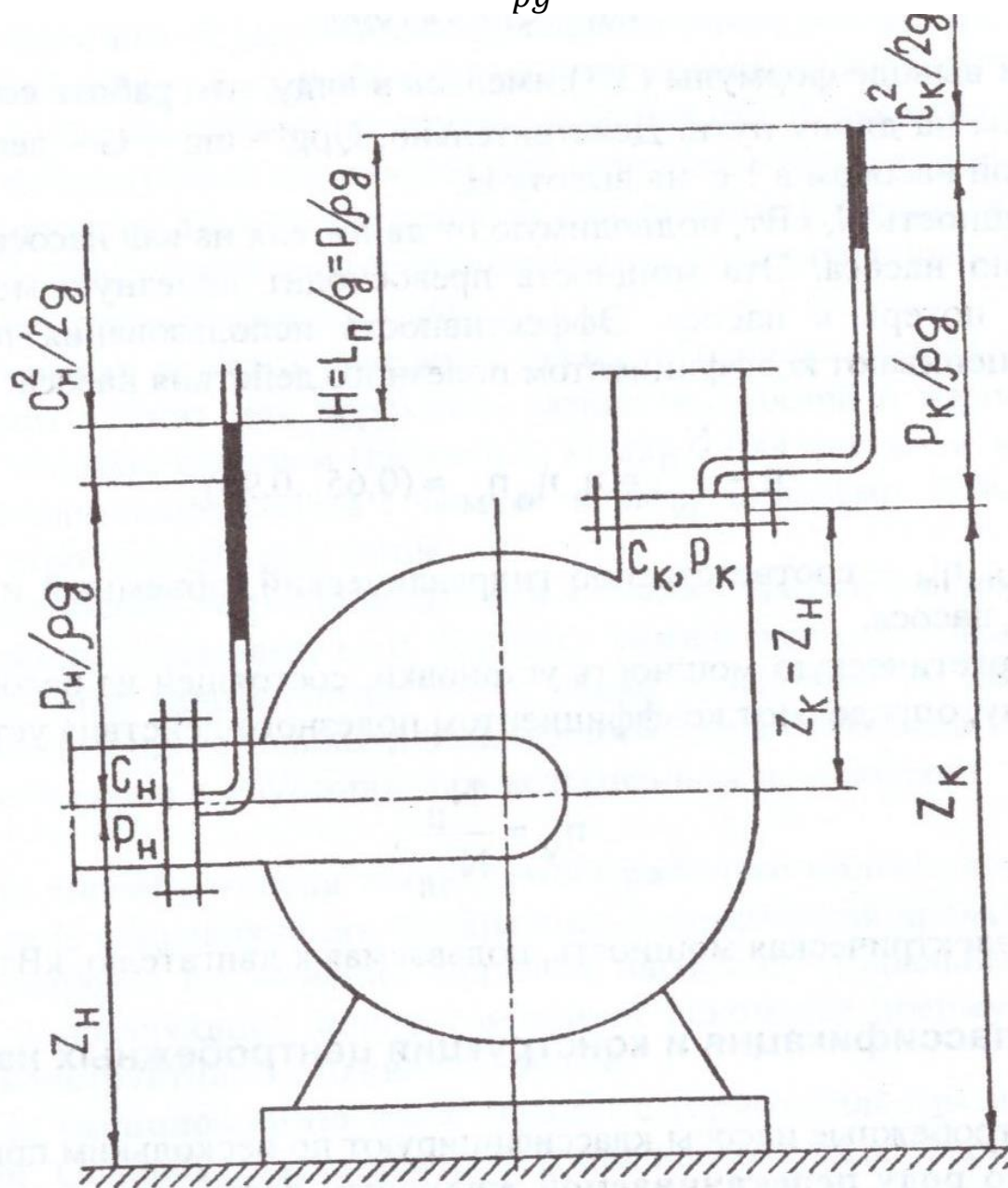


Рис. 3.1. К определению напора насоса

Физически напор представляет собой высоту столба той жидкости, к которой он относится.

Удельная полезная работа L_n , Дж/кг, характеризует насосы с энергетической стороны:

$$L_n = \frac{P}{p} = gH$$

Она представляет собой работу, получаемую потоком от насоса, отнесенную к 1 кг массы жидкости. Работу L , подводимую на вал насоса для приведения его в действие и отнесенную к 1 кг массы подаваемой среды, называют удельной работой насоса. Из-за потерь энергии $L > L_n$.

Аналогично понятиям L и L_n в гидротехнике введены понятия полезной мощности N_n и мощности насоса N . Полезная мощность насоса N_n , кВт, - работа, которую насос сообщает в 1 с подаваемой жидкости. Она определяется выражением

$$N_n = Qpg \frac{H}{1000}. \quad (3.3)$$

При выводе формулы (3.3) имелось в виду, что работа есть произведение силы на длину пути. Действительно, $Qpg = mg = G$ - вес жидкости, подаваемой насосом в 1 с на высоту H .

Мощность N , кВт, подводимую от двигателя на вал насоса, называют мощностью насоса. Эта мощность превосходит полезную мощность на величину потерь в насосе. Эффективность использования подводимой энергии оценивают коэффициентом полезного действия насоса:

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \eta_r \eta_o \eta_m \approx (0.65 \dots 0.90),$$

где $\eta_r \eta_o \eta_m$ - соответственно гидравлический, объемный и механический КПД насоса.

Энергетическую мощность установки, состоящей из насоса и двигателя к нему, определяют коэффициентом полезного действия установки:

$$\eta = \frac{N_n}{N_{эл}},$$

где $N_{эл}$ — электрическая мощность, подаваемая к двигателю, кВт.

3.2. Классификация и конструкция центробежных насосов

Центробежные насосы классифицируют по нескольким признакам:

1) По **роду перекачиваемой жидкости**: нефтяные — для перекачки нефти и нефтепродуктов, сжиженных углеводородных газов; химические - для перекачки химически активных жидкостей (кислот, щелочей); насосы общего назначения - для перекачки воды и других жидкостей.

2) По **направлению движения жидкости в рабочем колесе**: собственно центробежные насосы — с радиальным движением жидкости;

диагональные - со смешанным радиально-осевым движением и пропеллерные - с осевым движением.

3) По **создаваемому напору**: низконапорные (до 50...60 м), средне-напорные (до 150...200 м) и высоконапорные (более 200 м).

4) По **числу рабочих ступеней** (рабочих колес): одноступенчатые (одноколесные) и многоступенчатые (многоколесные) насосы. Одноступенчатые насосы могут развивать напор до 40...50 м. Дальнейшее повышение напора за счет увеличения числа оборотов ограничивается прочностью колеса. Для получения более высоких напоров применяют многоступенчатые насосы, имеющие два или более (до 10) рабочих колес, расположенных в корпусе таким образом, что жидкость последовательно поступает от одного колеса к другому. На химических заводах, особенно для перекачивания химических сред, в основном используются одноступенчатые насосы. В тех случаях, когда напора, развиваемого одним насосом, оказывается недостаточно, устанавливают последовательно два насоса.

5) По **конструкции рабочего колеса**: насосы с открытым рабочим колесом, состоящим только из втулки с лопатками; с закрытым рабочим колесом, у которого лопатки с боков ограничены дисками; с полузакрытым колесом, имеющим диск со стороны, противоположной входу жидкости в колесо. На заводах химической промышленности устанавливают насосы с колесами всех перечисленных типов.

6) По **числу лопаток**: насосы с двумя и более лопатками. Двухлопастные насосы служат для перекачки вязких жидкостей и жидкостей, содержащих твердые примеси (песчинки, комки). Для чистых и маловязких жидкостей применяют колеса с числом лопаток до восьми. У больших колес количество лопаток еще выше.

7) По **способу подвода жидкости к колесу**: насосы с односторонним и двусторонним всасыванием. В условиях химического производства насосы второго типа применяются очень редко вследствие их конструктивной сложности (значительная длина, наличие двух сальников и т.д.). Преимущества насосов с двусторонним всасыванием не искупают этих недостатков.

8) По **способу отвода жидкости из рабочего колеса**: спиральные и лопаточные (с направляющим аппаратом). В химической промышленности наиболее широкое применение получили насосы со спиральным отводом. Насосы с направляющим аппаратом имеют некоторые преимущества, однако они конструктивно сложнее и дороже.

9) По **расположению вала**: насосы с горизонтальным и вертикальным валом. Основная масса центробежных насосов имеет горизонтальный вал. Насосы с вертикальными валами в основном предназначены для работы с особо вредными выделяющими газ жидкостями, так как обеспечивают надежную герметичность. Применяются они также при перекачке очень

вязких продуктов, для которых необходимо свести к минимуму сопротивления на всасывающей линии.

10) По **роду привода**. Широко распространены насосы с непосредственным приводом от электродвигателей или через клиноременную передачу. Центробежные насосы с приводом от паровой турбины применяются чрезвычайно редко.

11) По **особенностям конструкции**: консольные; моноблочные, в которых рабочее колесо насажено на удлиненный вал электродвигателя, а корпус насоса крепится к фланцу двигателя; герметичные и другие.

Консольные насосы (тип К) предназначены для перекачки горячих нефтепродуктов, воды и других неагрессивных жидкостей с температурой до 105 °С, не содержащих крупных твердых включений.

Центробежный насос типа К (рис. 3.2) состоит из корпуса 14 и свободно вращающегося в нем одностороннего лопастного колеса 13, закрепленного консольно на конце вала 9 гайкой 4. Колесо представляет собой ограниченную двумя поверхностями вращения камеру с системой лопастей. При вращении колеса лопасти приводят поступающий подвод насоса 2 - прямоосный конфузор - поток во вращательное движение, увеличивая этим его механическую энергию. Разъемы корпуса насоса и крышки корпуса 1 для обеспечения плотности соединения выполняются с вертикальным фланцевым соединением. Герметичность стыка обеспечивается за счет сжатия кольцевой прокладки. Корпус имеет спиральный отвод, в котором скоростная энергия потока, выходящего из колеса, преобразуется в давление. Рабочее колесо разгружается от осевого усилия, возникающего вследствие одностороннего отвода жидкости, при помощи разгрузочных окон 12 и второго уплотнения 3 на ведущем диске рабочего колеса. В корпусе и крышке насоса установлены сменные уплотняющие кольца 3, которые служат для предупреждения обратного возврата жидкости из области нагнетания в область всасывания через пространство между колесом и корпусом. В месте прохода вала через отверстие в корпусе расположено сальниковое уплотнение 5, предупреждающее вытекание жидкости из корпуса. Поджатие уплотнения производится грундбуксой 6 с помощью гаек, навинчиваемых на шпильки. Корпус насоса крепится шпильками к опорной стойке 8. Вал 9 опирается на подшипники 7 и 10, которые воспринимают как радиальную, так и осевую нагрузки, возникающие под действием гидравлических сил и веса. Подшипники смазываются маслом, заливаемым в корпус опорной стойки. Чтобы воздух не мог просачиваться в насос, сальниковое уплотнение снабжено кольцом гидравлического затвора (фонарем) 11. В насосах для горячих нефтепродуктов к фонарю подводится холодное масло, которое, являясь гидравлическим затвором, охлаждает и смазывает вал и набивку. Обычно насос выполняется с рабочим колесом закрытого типа. Однако, если перекачиваемая жидкость содержит твердые частицы, применяют колеса открытого типа.

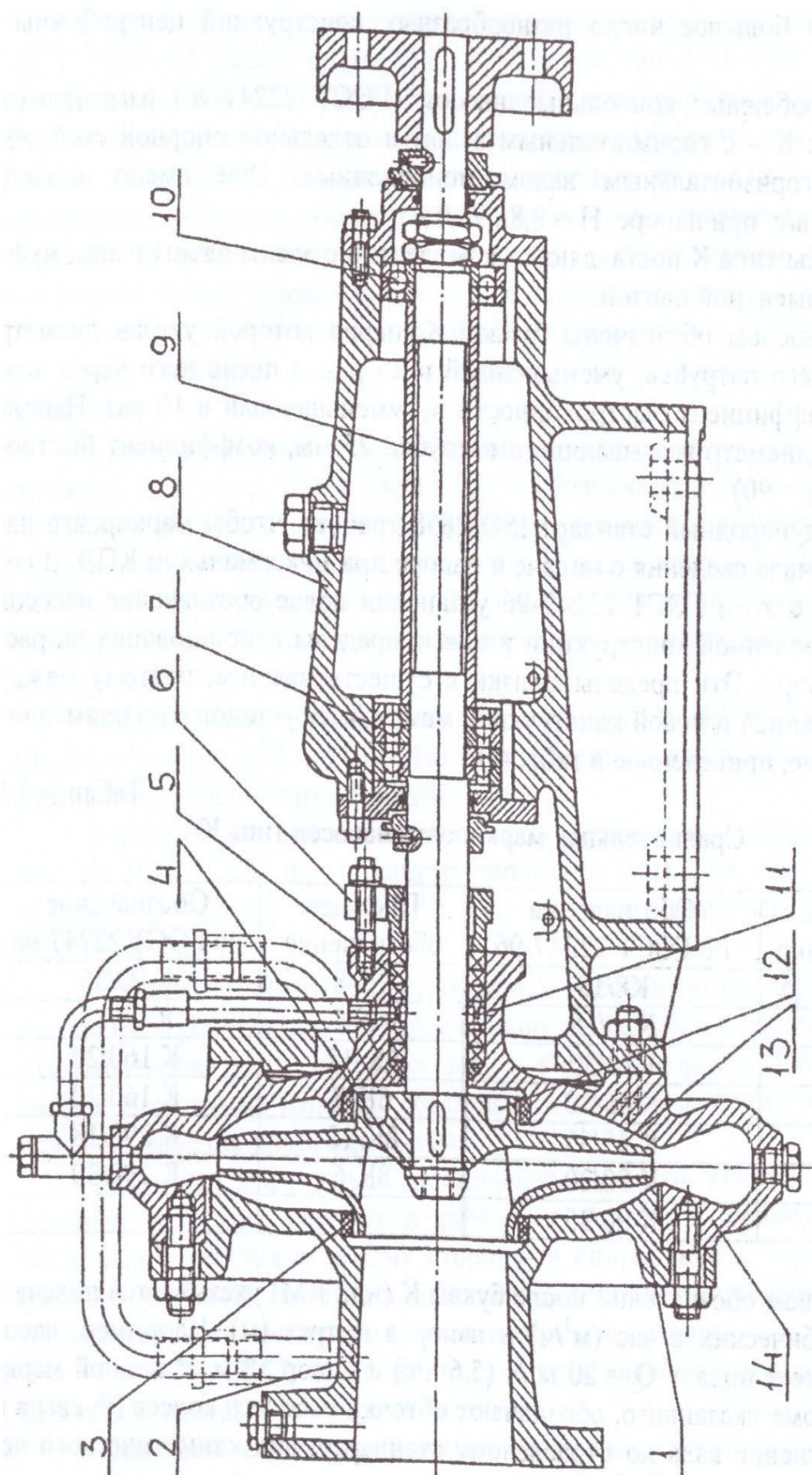


Рис. 3.2. Схема центробежного насоса типа К

4. ТИПЫ И МАРКИРОВКА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

В настоящее время в зависимости от назначения и условий работы разработано большое число разнообразных конструкций центробежных насосов.

Центробежные консольные насосы (ГОСТ 22247-96) изготавливают двух типов: К - с горизонтальным валом и отдельной опорной стойкой; КМ - с горизонтальным валом моноблочные. Они имеют подачу $Q = 2,4...80$ л/с при напоре $H = 8,8...98,0$ м.

Насосы типа К поставляются комплектно с электродвигателем, муфтой и фундаментной плитой.

Эти насосы обозначены буквой К, перед которой указан диаметр всасывающего патрубка, уменьшенный в 25 раз, а после него через черточку - коэффициент быстроходности p_s , уменьшенный в 10 раз. Например, 3К-9 (диаметр всасывающего патрубка 75 мм, коэффициент быстроходности $p_s = 90$).

Международный стандарт ISO 2858 требует, чтобы маркировка насосов включала сведения о подаче и напоре при максимальном КПД. В соответствии с этим ГОСТ 22247-96 установил новое обозначение насосов модернизированной конструкции и новые пределы использования по расходу и напору. Эти пределы близки к существовавшим, поэтому между насосами ранней и новой конструкции может быть установлено примерное соответствие, приведенное в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Сравнительная маркировка насосов типа К

Прежнее обозначение	Обозначение по ГОСТ 22247-96	Прежнее обозначение	Обозначение по ГОСТ 22247-96
1,5К-6	К 8/18	3К-8	К 90/55
2К-9	К 20/18	4К-6	К 90/85
2К-6	К 20/30	6К-12	К 160/20
3К-9	К 45/30	6К-8	К 160/30
3К-6	К 45/55	8К-12	К 290/18
4К-18	К 90/20	8К-6	К 290/30
4К-12	К 90/35		

В новом обозначении после буквы К (или КМ) указывается подача в метрах кубических в час ($\text{м}^3/\text{ч}$) и напор в метрах (м). Например, насос К 20/18 имеет подачу $Q = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$ (5,6 л/с) и напор 18 м. В полной марке насоса, кроме указанного, обозначают обточку рабочего колеса (буквы а и б) и уплотнение вала по отраслевому стандарту, вид климатического исполнения, категорию размещения.

Насосы типа КМ представляют собой насосные агрегаты, у которых насос консольного типа и фланцевый электродвигатель соединены в один узел, называемый моноблок-насос. Рабочее колесо этих насосов крепится на удлиненном валу электродвигателя.

Центробежные насосы с двухсторонним входом воды на колеса по ГОСТ 10272-87 имеют подачу 18...3750 л/с и напор 10...130 м. Насосы типа Д являются весьма распространенной и конструктивно совершенной группой одноступенчатых насосов с горизонтальным разъемом корпуса. Насосы этого типа с полуспиральным подводом жидкости к колесу и с двухсторонним входом имеют ряд преимуществ по сравнению с другими насосами: лучшие кавитационные качества и разгруженность вала от осевых усилий за счет условий входа потока на рабочее колесо.

Насосы с двухсторонним входом маркируются так: Д<З-Н, где Д - насос с двухсторонним входом; Q - подача, м³/ч; Н - напор, м; например, Д 500-65.

В настоящее время в эксплуатации находятся насосы со старой маркировкой. Например, марка насоса 10Д-6 обозначает, что это насос с двухсторонним входом (буква Д), диаметром входного патрубка 250 мм и коэффициентом быстроходности $n_s = 60$. В марке насоса 8НДв буквы НД означают - насос двухсторонний, 8 - диаметр напорного патрубка, уменьшенный в 25 раз, буква в - высоконапорный (с - средненапорный, н - низконапорный).

Центробежные вертикальные насосы (ГОСТ 19740-74) имеют подачу 1,0... 16 м⁵/с и напор 22... 110 м. По конструкции они напоминают консольные насосы, установленные вертикально.

Вертикальные центробежные насосы маркируются следующим образом: d_н В-Q/Н, где d_н - диаметр напорного патрубка, мм; В - вертикальный; Q - подача насоса, м³/с; Н - напор, м; например, 1000 В-4/40, 2400 В-16/100.

В многоступенчатых центробежных насосах поток перекачиваемой жидкости перемещается последовательно несколькими рабочими колесами, смонтированными на одном валу и в одном корпусе. Поэтому напор насоса равен сумме напоров, создаваемых каждым рабочим колесом. Подача всех рабочих колес одинакова.

Различают два типа многоступенчатых насосов: секционные с вертикальным разъемом корпуса и рабочими колесами, ориентированными входными отверстиями в одну сторону, и спиральные с горизонтальным (осевым) разъемом корпуса и рабочими колесами, расположенными входными отверстиями попарно в противоположные стороны.

Согласно ГОСТ 10407-88, подача этих насосов изменяется от 30 до 500 м³/ч, а напоры от 44 до 1900 м.

Секционные многоступенчатые насосы маркируются так: ЦНС Q-Н, где ЦН - центробежный насос; С - секционный; Q - подача, м³/ч; Н - напор, м; например, ЦНС 180-212.

Насосы спирального типа, по сравнению с насосами секционного типа, обладают рядом преимуществ: более высоким КПД, простой сборкой и разборкой, отсутствием направляющих аппаратов, уравновешенными осевыми усилиями. Недостатки их - сложная форма корпуса и большие габариты. Многоступенчатые насосы спирального типа маркируются так: ЦН Q-Н, где ЦН - центробежный насос; Q - подача, м³/ч; Н - напор, м; например, ЦН 400-105, ЦН 400-210.

5. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Существует два метода проектирования центробежных насосов: метод подобия и расчетный метод.

Метод подобия представляет проектирование по модели (прототипу), в качестве которой используется насос, подобный проектируемому, с хорошо отработанной конструкцией. В основе этого метода лежит пересчет геометрических параметров рабочей полости модельного насоса на соответствующие параметры проектируемого насоса по формулам подобия. Он относительно прост и достаточно точен. Однако не всегда можно подобрать насос-прототип с нужными свойствами, подобный проектируемому. В таком случае применяют более трудоемкий и длительный расчетный метод, требующий экспериментальной доводки конструкции нового насоса до технического и технологического совершенства.

Расчетный метод основан на использовании расчетных формул основ теории лопастных насосов, в том числе и изложенных в разд. 3. Расчет конструктивных параметров насоса включает в себя гидравлический и механический расчеты.

Задачей гидравлического расчета является выбор общей конструктивной схемы и определение основных размеров насоса. Они служат исходными данными для механического расчета, в основе которого лежат общеизвестные методы прочностного расчета. Поэтому предметом курсовой работы является гидравлический расчет центробежного насоса, заключающийся в определении таких конструктивных параметров насоса, которые при заданной частоте вращения ротора обеспечивали бы требуемые подачу Q и напор Н при максимально возможном значении КПД.

Перекачиваемой средой является вода при температуре 20 °С, варианты значений частоты вращения ротора «п», подачи Q и напора Н приведены в табл. 5.1.

Объем и оформление графического материала и расчетно-пояснительной записки изложены в разд. 2.

Вариант	п, мин ⁻¹	Q, л/с	H, м	Вариант	п, мин ⁻¹	Q, л/с	H, м
1	1450	50	38	26	2900	25	140
2	960	150	30	27	2900	5,5	30
3	2900	13	30	28	1450	80	40
4	2900	5	130	29	2900	25	32
5	2950	25	17	30	2900	2	20
6	2900	60	80	31	2950	84	70
7	2900	5,5	55	32	1450	90	50
8	2900	0,7	25	33	2900	6	100
9	2950	30	110	34	2900	13	22
10	1450	45	85	35	1450	45	50
11	2950	1,5	13	36	2900	13	90
12	2950	50	97	37	2950	50	97
13	2900	0,5	15	38	1450	80	40
14	1450	45	27	39	2900	25	20
15	2900	40	20	40	1450	80	70
16	1450	200	90	41	2900	20	100
17	2900	0,6	30	42	2900	150	70
18	290	1	20	43	1450	200	50
19	1450	250	70	44	1450	250	40
20	960	120	45	45	1450	180	30
21	1450	20	25	46	1450	300	35
22	2900	0,9	40	47	1450	350	15
23	2950	13	55	48	2500	400	50
24	2900	25	85	49	2500	450	70
25	1450	80	120	50	2950	500	85

Если номинальная частота вращения не задана, то ее принимают по данным прототипа или выбирают, согласно ГОСТ 27854-88 «Насосы динамические. Ряд основных параметров», из ряда:

Синхронное число оборотов п, мин ⁻¹	3000	1500	1000	750	600	500	375	300	250	214	187
Асинхронное число оборотов п, мин ⁻¹	2900	1450	960	720	575	480	360	290	240	205	180

Номинальные значения частоты вращения являются расчетными.

Условные проходы у всасывающего и напорного патрубков должны выбираться из ряда (ГОСТ 27854-88): 10, 15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 500, 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 2000 мм.

Условные диаметры рабочего колеса рекомендуется выбирать из ряда (ГОСТ 27854-88): 50(56), 63, (71), 80, (90), 100, (110), 125, (140), 160, (180), 200, (220), 250, (280), 315, (360), 400, (450), 500, (560), 630 мм. Значения, указанные в скобках, неpreferred.

При проектировании насоса используются проектные и опытные данные насосов, которые хорошо себя зарекомендовали и параметры которых близки к параметрам проектируемого насоса.

6. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ

Предварительный расчет сводится к выбору конструктивной схемы насоса, т. е. к определению числа ступеней и числа потоков, а также к определению потребляемой насосом мощности.

Существенное влияние на равномерное распределение скоростей на входе в колесо, а также на КПД и кавитационные качества насоса оказывает форма подводящего канала к рабочему колесу насоса. При консольном расположении рабочего колеса наилучшим типом подводящего канала является осевой конический патрубок (конфузор), который, сужаясь по направлению к колесу, обеспечивает повышение, скоростей потока на 15...20 % и равномерный, осесимметричный поток на входе в колесо. Размеры входного патрубка определяются по сечению всасывающего трубопровода, который рассчитывается исходя из величины допустимых гидравлических сопротивлений. В насосах повышенной быстроходности в патрубке располагается втулка обтекаемой формы, соединенная с ним плоскими ребрами, что обеспечивает отсутствие закручивания потока на входе в рабочее колесо.

В насосах, вал которых опирается на подшипники с двух сторон рабочего колеса, применяется спиральный подвод. Спиральный подвод позволяет избежать образования за валом вихревой зоны и способствует выравниванию скоростей в потоке.

Для выбора конструктивной схемы насоса (одноступенчатая однопоточная, одноступенчатая многопоточная, многоступенчатая или смешанная) и типа колеса используют коэффициент быстроходности насоса n_s

$$n_s = \frac{3.65nQ^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (6.1)$$

При этом следует по возможности учитывать экспериментальные и эксплуатационные данные насоса-прототипа, т.е. подобного насоса. Если вычисленное значение n_s находится в пределах 40...300, то это означает, что

при заданных Q , H и n должен быть центробежный насос с одним рабочим колесом одностороннего всасывания. Если величина n_s выходит за упомянутые пределы ($40 > n_s > 300$), то это указывает на невозможность создания центробежного насоса с приемлемым КПД. Таким образом, для обеспечения достаточной экономичности проектируемого насоса необходимо, чтобы напор H и производительность Q , одного колеса одностороннего всасывания не превосходили некоторых предельно допустимых величин.

Для вычисления предельно допустимого напора на одно колесо предположим, что через него должен пройти весь заданный расход Q . Чтобы это колесо принадлежало к тихоходному, нормальному или быстроходному типу, его коэффициент быстроходности должен быть равен

$$n_s = (40 \dots 300) = \frac{3.65nQ^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}},$$

откуда предельно допустимый напор на одно колесо, м

$$H_{1M} = k n^{\frac{4}{3}} Q_c^{\frac{2}{3}}, \quad (6.2)$$

где $Q_c = Q/3600$ - объемная производительность насоса, м³/с; k - коэффициент, для тихоходного, нормального и быстроходного колес соответственно равен: 0,041 ... 0,0165; 0,0165...0,007; 0,007...0,00013. Максимальное значение гидравлического и полного КПД многоступенчатых насосов получается при $n_s = 80 \dots 100$. Поэтому значение коэффициента k в формуле (6.2) принимают равным 0,0165.

Число ступеней

$$i = \frac{H}{H_{1M}}$$

Если $i < 1,1$, то i принимаем равным 1; если $i > 1,1$, то i округляем до большего целого значения, т.е. если $i = 1,3$ то $i = 2$; если $i = 2,2$, то $i = 3$ и т.д.

При чрезмерно большой производительности может оказаться, что $n_s > 300$, т.е. вместо центробежного насоса нужно проектировать диагональный или осевой, а это по ряду соображений исключается. В таком случае необходимо принимать многопоточную систему центробежного насоса, для чего определяют максимальную допустимую производительность Q_{1M} , приходящуюся на одно колесо одностороннего всасывания, из выражения для n_s

$$n_s = 300 = \frac{3.65nQ_{1M}^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}},$$

откуда максимально допустимая производительность на одно колесо, м³/с

$$Q_{1M} = 6800 H^{\frac{3}{2}} / n^2$$

Число параллельно работающих колес или число потоков равно

$$K = \frac{Q_c}{Q_{1м}}$$

Если $K < 1,1$, то K принимаем равным 1; если $K > 1,1$, то K округляем до большего целого значения, т.е. если $K = 1,3$, то $K = 2$; если $K = 2,2$, то $K = 3$ и т.д.

Напор одного рабочего колеса, м

$$H_1 = H/i$$

Производительность одного рабочего колеса, м³/с

$$Q_1 = Q_c/K$$

Для выявления конструктивного типа колеса определяют коэффициент быстроходности n_s

$$n_s = \frac{3.65nQ_1^{\frac{1}{2}}}{H_1^{\frac{3}{4}}}$$

В табл. 6.1 приведена классификация рабочих колес и их конструктивные особенности в зависимости от коэффициента быстроходности n_s .

Приведенный диаметр живого сечения входа в рабочее колесо, мм

$$D_{1пр} = (4 \dots 4.5)10^3 \left(\frac{Q_1}{n} \right)^{1/3} \quad (6.3)$$

Гидравлический КПД на расчетном режиме

$$\eta_r = 1 - \frac{0.42}{(lg D_{1пр} - 0,172)^2} \quad (6.4)$$

Таблица 6.1

Показатели рабочих колес лопастных насосов

Тип колеса	Коэффициент быстроходности n_s	Соотношение размеров колеса D_2/D_0
1.Тихоходный	40...80	2.5...2.0
2. Нормальное	80...150	2.0...1.8
3. Быстроходное	150...300	1.8...1.4
4. Полуосевое (диагональное)	300...600	1.4...0.9
5. Осевое (пропеллерное)	600...1200	0.8...0.6

Величина гидравлического КПД находится в пределах 0,85...0,95.

Для определения объемного КПД (КПД подачи) используют формулу

$$\eta_0 = \frac{1}{(1 + 0.68n_s^{-0.66})} \quad (6.5)$$

Величина объемного КПД обычно находится в пределах 0,85...0,95 для малых и средних насосов и 0,96...0,98 - для крупных.

КПД, учитывающий потери энергии на трение наружной поверхности колеса о жидкость (дисковое трение)

$$\eta_{\text{м.вн}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$$

КПД, учитывающий потери энергии на трение в подшипниках и сальниках насоса (внешние механические), обычно находится в пределах $\eta_{\text{п}}=0,95...0,98$.

Механический КПД рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{м.вн}} \times \eta_{\text{п}}$$

Современные насосы центробежного типа имеют $\eta_{\text{м}} = 0,92...0,96$.

Полный КПД насоса

$$\eta_{\text{н}} = \eta_r \times \eta_0 \times \eta_{\text{м}}$$

Для современных насосов $\eta_{\text{н}} = 0,75...0,92$.

Мощность, потребляемая насосом, Вт

$$N = \frac{Q_c \rho g H}{\eta_{\text{н}}} \quad (6.6)$$

где ρ - плотность жидкости, кг/м³; g - ускорение свободного падения, м/с².

Максимальная мощность насоса при 10 %-ной перегрузке (мощность электродвигателя с учетом 10 % запаса), Вт

$$N_{\text{м}} = 1.1N$$

7. РАСЧЕТ РАЗМЕРОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

7.1. Определение геометрических параметров рабочего колеса

Расчет сводится к определению геометрических параметров колеса, представленных на рис. 7.1 и 7.2.

Угловая скорость рабочего колеса, с⁻¹

$$\omega = \frac{\pi n}{30}$$

Крутящий момент на валу насоса, Н-м

$$M = \frac{N_{\text{м}}}{\omega} \quad (7.1)$$

Диаметр вала насоса, м

$$d_{\text{в}} = \left[\frac{M}{0.2 \tau_{\text{доп}}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (7.2)$$

Допускаемое напряжение на кручение стальных валов обычно колеблется в пределах $\tau_{\text{доп}} = 20...50$ МПа. Рекомендуется принять значение $\tau_{\text{доп}}$ в зависимости от выбранного материала.

По значению $d_{\text{в}}$ должен быть выбран ближайший большой диаметр $d_{\text{в}}$ из стандартных рядов нормальных линейных размеров (диаметров,

длин, высот и др.). В табл. 7.1 приведены данные из ряда R 40 и некоторые данные из ряда R 80 стандарта.

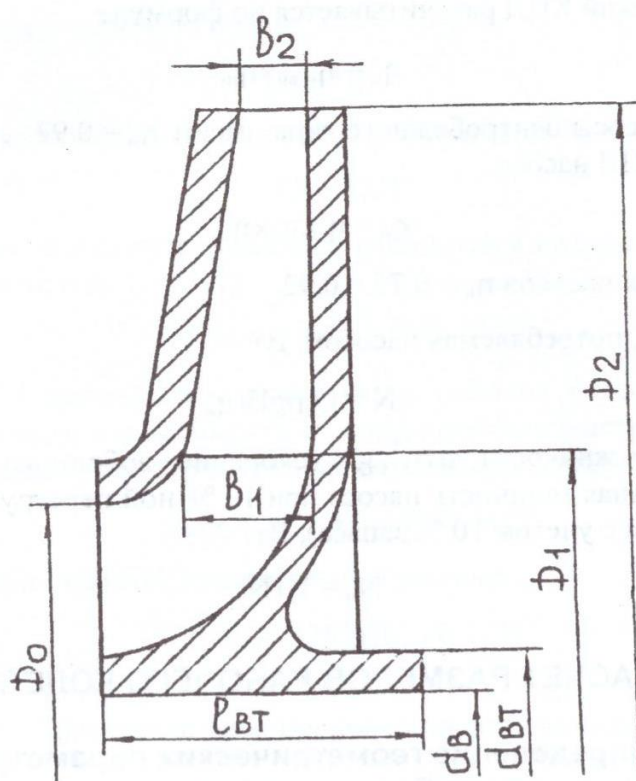


Рис. 7.1. Меридиональное сечение рабочего колеса

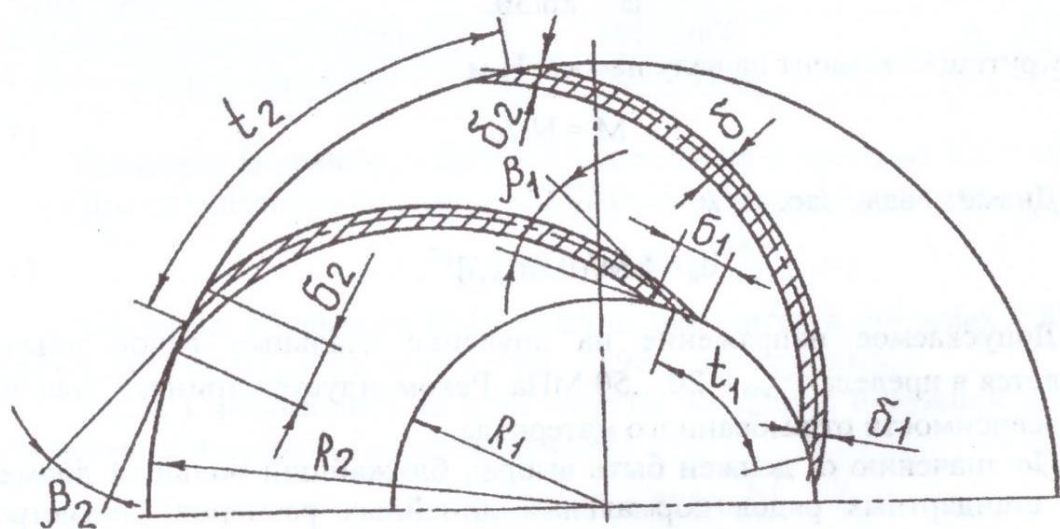


Рис. 7.2. Вид рабочего колеса в плане

Таблица 7.1

Стандартные ряды нормальных линейных размеров

Ряд	Размеры, мм
R40	16,17,18,19,20,21,22,24,25,26,28,30,32,34,36,38,40
R80	42,45,50,53,56,60,63,67,71,75,80,85,90,95,100,105,110, 120,125,130,140,150,160,170,180,190,200,205,210,215, 220,230,240,250,260,270,280,290,300,310,320,330,340, 350,360,370,380,390,400,410,420,440,450,460,480,500

Ширина и глубина шпоночного паза b и t измеряются в метрах. Они выбираются по значению d_B согласно ГОСТ 23360-78.

Момент сопротивления при кручении с учетом шпоночного паза, m^3

$$W_k = \frac{\pi d_B^3}{16} - \left[\frac{bt(d_B - t)^2}{d_B} \right]$$

Касательное напряжение при кручении, МПа

$$\tau = M/W_k$$

Если $\tau > \tau_{\text{доп}}$, то следует выбрать ближайший больший стандартный размер диаметра вала и повторно проверить прочность последнего.

Концевой диаметр втулки (ступицы) рабочего колеса, м

$$d_{\text{вт}} = (1.2 \dots 1.45)d_B, \quad (7.3)$$

Длина втулки (ступицы) рабочего колеса, м

$$l_{\text{вт}} = (1 \dots 1.5)d_{\text{вт}}, \quad (7.4)$$

Расчетная производительность колеса насоса, m^3/c

$$Q'_1 = \frac{Q_1}{\eta_0}. \quad (7.5)$$

Допустимая скорость входа потока в колесо, м/с

$$C_0 = \alpha_0 (Q'_1 x n^2)^{1/3}, \quad (7.6)$$

где α_0 - коэффициент, обычно находящийся в пределах 0,06..0,08.

Диаметр входа в колесо, м

$$D_0 = \left(\frac{4Q'_1}{\pi C_0} + d_{\text{вт}}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (7.7)$$

Полученное значение D_0 округляют до ближайшего значения, кратного 5 мм.

Уточненная скорость входа, м/с

$$C_0 = \frac{4Q'_1}{\pi(D_0^2 - d_{\text{вт}}^2)} \quad (7.8)$$

Радиус и диаметр средней точки входной кромки лопатки, м

$$R_1 = \frac{0.8D_0}{2} \quad (7.9)$$

$$D_1 = 2R_1.$$

Меридиональная составляющая абсолютной скорости потока C'_{m1} до стеснения сечения лопатками принимается равной скорости входа: $C'_{m1} = C_0$.

Ширина входного канала в меридиональном сечении, м

$$b_1 = \frac{Q'_1}{2\pi R_1 \times C'_{m1}} \quad (7.10)$$

Коэффициент стеснения сечения лопатками на входе в колесо (в первом приближении) принимается в пределах $K_1 = 1,1 \dots 1,15$.

Меридиональная составляющая абсолютной скорости при поступлении на лопатку с учетом стеснения сечения, м/с

$$C_{m1} = K_1 \times C'_{m1} \quad (7.11)$$

7.2. Лопасти рабочих колес

Совместно с передним и задним дисками рабочего колеса (см. рис. 7.1) лопасти образуют криволинейные каналы движения жидкости, которое сопровождается гидравлическими потерями. Величина их определяется характером изменения относительной скорости потока W , длиной лопастей, их количеством и шероховатостью поверхностей.

Колеса, обладающие средними кавитационными качествами и низкой быстроходностью $n_s = 40 \dots 100$, выполняют с цилиндрическими лопастями.

Цилиндрическая лопасть является частью поверхности цилиндра одного радиуса или может состоять из нескольких сопряженных поверхностей цилиндров разных радиусов. Входную кромку этой лопасти располагают параллельно или наклонно, под углом $15 \dots 30^\circ$ к оси вала. Этим препятствуют преобразованию в канале большого количества кинетической энергии в потенциальную.

Цилиндрические лопасти подразделяют на лопасти постоянной толщины и серповидные. Постоянная толщина лопастей в зависимости от литейных свойств металла и условий прочности достигает $3 \dots 6$ мм.

Серповидной называют такую лопасть, у которой толщина между диаметрами колеса D_1 и D_2 является переменной величиной. Максимальная толщина серповидной лопасти может достигать 15 мм.

Колеса, у которых $n_s > 100$, а также колеса с высокими кавитационными качествами изготавливают с лопастями двойной кривизны. Входные участки таких лопастей имеют винтообразную форму, которая позволяет обеспечить хорошую всасывающую способность насоса и увеличить его гидравлический КПД.

Профилирование лопастей рабочих колес производят для определения расчетным путем таких форм проточных каналов, при которых гидравлические потери были бы минимальными. Канал от входа в колесо до входа в межлопаточные каналы выполняют диффузорным или постоянно-

го сечения. Общими исходными данными для профилирования цилиндрических лопастей и лопастей двоякой кривизны служат получаемые расчетом элементы входного и выходного треугольников скоростей.

7.3. Определение элементов входного и выходного треугольников скоростей

Схема входного (т.1) и выходного (т.2) треугольников скоростей представлена на рис. 7.3.

В т.1 жидкость захватывается входной кромкой лопасти и приходит во вращательное движение с окружной скоростью U_1 и в относительное со скоростью W_1 , касательной к лопасти. Абсолютное движение жидкости в т.1 характеризуется скоростью C_1 .

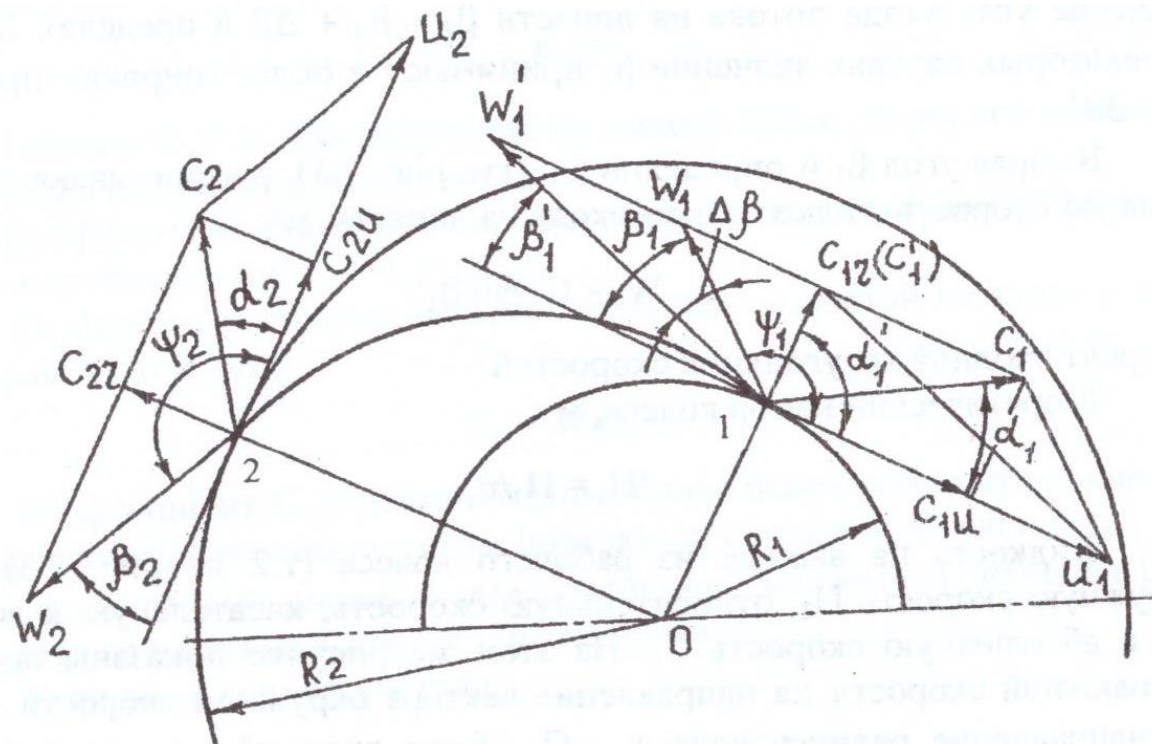


Рис. 7.3. Треугольники скоростей

Окружная (переносная) скорость при входе в колесо, м/с

$$U_1 = \omega \times R_1.$$

Угол Ψ_1 или дополняющий его до 180° угол ρ , являются конструктивными углами лопасти у входной кромки.

Для получения наименьших гидравлических потерь на удар и максимального значения напора насоса целесообразно назначать элементы конструкции рабочего колеса таким образом, чтобы обеспечить для скорости C_1 радиальное направление C'_1 . Это возможно, если предположить отсутствие относительного вихря (закручивания) жидкости, когда значение

угла $\alpha'_1 = 90^\circ$, а радиальная составляющая абсолютной скорости потока при входе на лопасть $C_{1r} = C_{m1}$

В этом случае угол безударного входа потока на лопасти, град

$$\beta'_1 = \arctg\left(\frac{C_{1r}}{U_1}\right) \quad (7.12)$$

В реальных условиях под воздействием лопастей поток закручивается и поворачивается на угол $\Delta\beta = \beta_1 - \beta'_1$ а вектор скорости C_1 отклоняется в направлении U_1 на угол α_1 , образуя окружную составляющую скорости C_{1u} . Угол поворота $\Delta\beta$ называют углом атаки.

Для улучшения кавитационных свойств насоса и уменьшения гидравлических потерь в области рабочего колеса на переменных режимах работы лопасти колеса проектируют с углом атаки на расчетном режиме $\Delta\beta = 3...15^\circ$. При этом обеспечивают рекомендованное в работах /1/ и /2/ значение угла входа потока на лопасти $\beta_1 = \beta'_1 + \Delta\beta$ в пределах $18...25^\circ$. В некоторых случаях значение β_1 принимают в более широких пределах: $12...38^\circ$.

Выбрав угол β_1 и определив C_{1r} (см. рис. 7.3), рассчитывают относительную скорость жидкости при входе на лопасть, м/с

$$W_1 = C_{1r} / \sin\beta_1$$

и строят входной треугольник скоростей.

Теоретический напор колеса, м

$$H_T = \frac{H_1}{\eta_r}.$$

Жидкость на выходе из рабочего колеса (т.2 на рис. 7.3) имеет окружную скорость U_2 , относительную скорость, касательную к лопасти, W_2 и абсолютную скорость C_2 . На этом же рисунке показаны проекции абсолютной скорости на направление вектора окружной скорости - C_{2u} и на направление радиуса колеса - C_{2r} . Если входной угол лопасти β_1 в основном зависит от остальных элементов входного треугольника скоростей и определяется ими однозначно, то выходной угол β_2 имеет оптимальные значения, которые обеспечивают высокий КПД и надежную работу насоса. Угол β_2 существенно влияет на форму каналов рабочего колеса, а также на соотношения скоростей и составляющих напора, которые определяют гидравлические потери. Среднестатистическое значение оптимального выходного угла для колес с лопастями, загнутыми назад, находится в пределах $22...23^\circ$ вне зависимости от значения n_s . Для увеличения напора насоса угол β_2 может быть увеличен до $28...30^\circ$ ($n_s < 100$) β_2 может быть увеличен до $28...30^\circ$ ($n_s < 100$) без значительного ухудшения КПД. Нижним пределом для колеса экономичной конструкции является угол $\beta_2 = 17... 15^\circ$ ($n_s > 250...400$), поэтому при расчете рабочих колес насосов предварительно задаются средним значением угла β_2 и приближенно определяют количество лопастей колеса.

Окружная скорость при выходе жидкости из колеса в первом приближении, м/с

$$U_2 = \left(\frac{gH_T}{K_{u2}} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (7.13)$$

Приведенная формула получена из основного уравнения центробежного насоса. Здесь $K_{u2} = C'_{2u}/U_2$, где C'_{2u} - окружная составляющая абсолютной скорости при выходе потока из колеса. По опытным данным для типовых конструкций центробежных насосов этот коэффициент достаточно устойчив и приближенно может быть принят равным $K_{u2} = 0,5$.

Наружный радиус колеса в первом приближении, м

$$R_2 = \frac{U_2}{\omega}.$$

Меридиональная составляющая скорости потока при выходе из колеса без учета стеснения сечения лопатками, м/с

$$C'_{m2} = K_0 C'_{m1} \quad (7.14)$$

Обычно $K_0 = 1$. Для получения на выходе более широкого колеса для облегчения отливки K_0 уменьшают до 0,5.

Коэффициент стеснения сечения лопатками на выходе из колеса (в первом приближении) $K_2 = 1,05 \dots 1,1$.

Коэффициент отношения относительных скоростей на входе и выходе из рабочего колеса

$$K_w = \frac{W_1}{W_2}.$$

Коэффициент K_w в целях создания более благоприятных условий для безотрывного обтекания потоком поверхности лопаток должен быть близким к единице. При малом β_1 для сохранения желаемого значения β_2 допускается повышение K_w до 1,15, но не более.

Угол выхода лопатки, град

$$\beta_2 = \arcsin \left[K_w \times K_0 \left(\frac{K_2}{K_1} \right) \sin \beta_1 \right]. \quad (7.15)$$

Оптимальное число лопаток

$$z = \frac{6.5 \left[\frac{R_2 + R_1}{R_2 - R_1} \right] \sin(\beta_1 + \beta_2)}{2} \quad (7.16)$$

Полученное значение z округляют до ближайшего большего числа, которое должно находиться в пределах $z = 5 \dots 10$.

В современных центробежных насосах чаще $z = 6 \dots 8$, в том числе и для нефтеперекачивающих насосов.

Поправочный коэффициент влияния конечного числа лопастей на напор

$$P = \left(\frac{2Y}{z} \right) \times 1 / \left[1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right] \quad (7.17)$$

где коэффициент T зависит от шероховатости поверхности проточной части рабочего колеса и определяется по формуле

$$Y = (0.55 \dots 0.65) + 0.6 \sin \beta_2$$

Для тщательного выполненных колес принимается нижний предел.

Расчетный напор, создаваемый при бесконечно большом числе лопаток колеса, м,

$$H_\infty = (1 + P)H_T. \quad (7.18)$$

Меридиональная составляющая скорости потока с учетом стеснения сечения телом лопаток при выходе, м/с

$$C_{m2} = K_2 C'_{m2} \quad (7.19)$$

Окружная скорость на выходе из колеса (второе приближение), м/с

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{tg \beta_2} + \left[\left(\frac{C_{m2}}{2tg \beta_2} \right)^2 + gH_\infty \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7.20)$$

Наружный радиус колеса (второе приближение), м

$$R_2 = \frac{U_2}{\omega}.$$

Наружный диаметр рабочего колеса, м

$$D_2 = 2R_2$$

Отношение выходного и входного диаметров D_2/D_0 рабочего колеса должно соответствовать отношению D_2/D_0 , заданному в табл. 6.1. В противном случае это соотношение должно быть достигнуто за счет корректировки скорости входа потока C_0 (см. формулу (7.8)).

Центральный угол обхвата лопатки, град

$$\varphi_k = \frac{180}{\pi} \times \left[\frac{2.31g \left(\frac{R_2}{R_1} \right)}{tg(\beta_1 + \beta_2)} \right]$$

Оптимальная длина лопаток получается при $\varphi_k = 70..110^\circ$. Если $\varphi_k < 70^\circ$, то необходимо уменьшить входной угол β_1 и, начиная с формулы (7.15), повторить расчет. Если изменение угла β_1 не позволяет добиться оптимального значения φ_k , то придется повторно изменить отношение D_2/D_0 . Увеличение отношения D_2/D_0 ведет к увеличению φ_k и наоборот.

Ширина канала колеса на выходе, м

$$b_2 = \frac{Q'_1}{\pi D_2 C'_{m2}} \quad (7.21)$$

Толщина лопатки выбирается или постоянной, или тоньше по концам и с утолщением посередине. Обычно толщина лопатки изменяется в пределах от 2 до 9 мм, толщина бронзовых лопаток в пределах 2...6 мм. Толщина лопаток литых чугунных колес принимается из технологических соображений не менее 4 мм. В больших насосах с широкими каналами

толщина лопатки должна проверяться на прочность при изгибе центробежными силами. При курсовом проектировании толщина лопатки может быть выбрана по прототипу или определена расчетным путем.

Толщина лопатки на входе жидкости в колесо δ_1 и на выходе из него δ_2 (см. рис. 7.2)

$$\delta_1 = \sigma_1 x \sin \beta_1; \delta_2 = \sigma_2 x \sin \beta_2$$

где $\sigma_1 = t_1(1 - \frac{1}{K_1})$ — толщина лопатки, измеренная по окружности диаметра D_1 ; $\sigma_2 = t_2(1 - \frac{1}{K_2})$ - толщина лопатки, измеренная по окружности диаметра D_2 ; $t_1 = \pi D_1 / z$ и $t_2 = \pi D_2 / z$ - шаг лопаток на входе и выходе межлопаточного канала соответственно.

Коэффициент стеснения сечения телом лопаток на входе в колесо

$$K_1 = \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{z\delta_1}{\pi D_1 \sin \beta_1}\right)\right]}, \quad (7.22)$$

на выходе из колеса

$$K_2 = \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{z\delta_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}\right)\right]}, \quad (7.23)$$

Если вычисленные во втором приближении значения величин U_2 , K_1 и K_2 совпадают с точностью $+(5...6) \%$ со значениями в первом приближении, то полученные величины принимаются за окончательные. В противном случае необходимо произвести третье приближение.

Относительная скорость потока на входе в канал колеса, м/с

$$W_1 = K_1 C'_{m1} / \sin \beta_1$$

Относительная скорость потока на выходе из канала колеса, м/с

$$W_2 = K_2 C'_{m2} / \sin \beta_2$$

На основании полученных данных строится выходной треугольник скоростей.

После нахождения основных геометрических параметров рабочей полости насоса приступают к профилированию каналов и лопаток рабочего колеса.

Пример расчета колеса центробежного насоса

Основные исходные данные: производительность насоса $Q = 150 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0416 \text{ м}^3/\text{с}$; напор насоса $H = 18 \text{ м}$; частота вращения рабочего колеса $n = 1450 \text{ мин.}^{-1}$

Коэффициент быстроходности рабочего колеса по формуле (6.1)

$$n_s = \frac{3.65nQ^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = 3.65 * 1450 * \frac{0.0416^{\frac{1}{2}}}{18^{\frac{3}{4}}} = 124$$

Приведенный диаметр входа в рабочее колесо по формуле (6.3)

$$D_{1ПР} = (4 \dots 4.5)10^3 \left(\frac{Q_1}{n} \right)^{\frac{1}{3}} = 4.35 * 10^3 \left(\frac{0.0416}{1450} \right)^{\frac{1}{3}} = 138 \text{ мм}$$

Гидравлический КПД на расчетном режиме по (6.4)

$$\eta_r = 1 - \frac{0.42}{(\lg D_{1ПР} - 0.172)^2} = 1 - \frac{0.42}{(\lg 138 - 0.172)^2} = 0.892$$

Объемный КПД (КПД подачи) по формуле (6.5)

$$\eta_0 = \frac{1}{(1 + 0.68n_s^{-0.66})} = \frac{1}{1 + 0.68 * 124^{-0.66}} = 0.975$$

Механический КПД η_m предварительно примем равным 0,96.

Полный КПД насоса

$$\eta_n = \eta_r * \eta_0 * \eta_m = 0.892 * 0.975 * 0.96 = 0.83$$

Мощность, потребляемая насосом, по формуле (6.6)

$$N = \frac{Q_c \rho g H}{\eta_n} = \frac{0.0416 * 1000 * 9.81 * 18}{0.83} = 8850 \text{ Вт.}$$

Максимальная мощность насоса при 10%-ной перегрузке (мощность электродвигателя с учетом 10 %-го запаса)

$$N_M = 1.1N = 1.1 * 8850 = 9735 \approx 10 \text{ кВт}$$

Угловая скорость рабочего колеса

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3.14 * 1450}{30} = 152 \text{ с}^{-1}.$$

Крутящий момент на валу насоса по формуле (7.1)

$$M = \frac{N_M}{\omega} = \frac{10000}{152} = 65.8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Диаметр вала насоса по формуле (7.2)

$$d_v = \left[\frac{M}{0.2\tau_{доп}} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{65.8}{0.2 * 15 * 10^6} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.029 \text{ м.}$$

По значению $d_v = 0.029 \text{ м}$ выбираем ближайший больший диаметр d_v из стандартных рядов нормальных линейных размеров (см. табл. 7.1)
 $d_v = 30 \text{ мм.}$

Концевой диаметр втулки рабочего колеса по формуле (7.3)

$$d_{вт} = (1.2 \dots 1.45)d_v = 1.45 * 0.03 = 0.0435 \approx 0.044 \text{ м.}$$

Длина втулки (ступицы) рабочего колеса по формуле (7.4)

$$l_{вт} = (1 \dots 1.5)d_{вт} = 1.5 * 0.044 = 0.066 \text{ м. р}$$

Расчетная производительность колеса насоса по формуле (7.5)

$$Q'_1 = \frac{Q_1}{\eta_0} = \frac{0.0416}{0.975} = 0.0427 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Первое приближение

Скорость входа потока в колесо по формуле (7.6)

$$C_0 = \alpha_0 (Q'_1 \times n^2)^{1/3} = 0,06 [0,0427 * 1450^2]^{1/3} = 2,6 \text{ м/с}$$

Диаметр входа в колесо по формуле (7.7)

$$D_0 = \left(\frac{4Q'_1}{\pi C_0} + d_{\text{БТ}}^2 \right)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(4 * \frac{0,0427}{\pi} * 2,6 \right) + 0,044^2 \right] = 0,152 \text{ м}$$

Полученное значение D_0 округляем до ближайшего значения, кратного 5; $D_0 = 0,155 \text{ м}$.

Уточненная скорость входа по формуле (7.8)

$$C_0 = \frac{4Q'_1}{\pi(D_0^2 - d_{\text{БТ}}^2)} = 4 * \frac{0,0427}{\pi(0,155^2 - 0,044^2)} = 2,465 \text{ м/с}$$

Радиус средней точки входной кромки лопатки по формуле (7.9)

$$R_1 = \frac{0,8D_0}{2} = 0,8 * \frac{0,155}{2} = 0,062 \text{ м.}$$

Расчетную величину R_1 приводим к ближайшему большему значению R_1 из стандартных рядов нормальных линейных размеров; $R_1 = 0,063 \text{ м}$.

Меридиональную составляющую абсолютной скорости потока C'_{m1} до стеснения сечения лопатками принимаем равной скорости входа C_0 ; $C'_{m1} = C_0 = 2,465 \text{ м/с}$.

Ширина входного канала в меридиональном сечении по (7.10)

$$b_1 = \frac{Q'_1}{2\pi R_1 C'_{m1}} = \frac{0,0427}{2\pi} * 0,063 * 2,465 = 0,044 \text{ м.}$$

Коэффициент стеснения сечения лопатками на входе в колесо принимаем в первом приближении равным $K_1 = 1,15$.

Меридиональная составляющая абсолютной скорости при поступлении на лопатку с учетом стеснения сечения по формуле (7.11)

$$C_{m1} = K_1 C'_{m1} = 1,15 * 2,465 = 2,84 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Окружная (переносная) скорость при входе в колесо

$$U_1 = \omega R_1 = 152 * 0,063 = 9,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Угол безударного входа потока на лопасти при $C_{1r} = C_{m1}$ по формуле (7.12)

$$\beta'_1 = \arctg \left(\frac{C_{1r}}{U_1} \right) = \arctg \left(\frac{2,84}{9,6} \right) = 16,5 \text{ град.}$$

Принимая $\beta_1 = 25^\circ$, имеем $\Delta\beta = \beta_1 - \beta'_1 = 25^\circ - 16^\circ 30' = 8^\circ 30'$.

Теоретический напор колеса

$$H_T = \frac{H_1}{\eta_r} = \frac{18}{0,892} = 20,2 \text{ м.}$$

Окружная скорость при выходе из колеса в первом приближении по формуле (7.13), полагая $K_{u2} = 0,5$,

$$U_2 = \left(\frac{gH_T}{K_{u2}} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(9,81 * \frac{20,2}{0,5} \right)^{1/2} = 20 \text{ м/с}$$

Наружный радиус колеса

$$R_2 = \frac{U_2}{\omega} = \frac{20}{153} = 0,132 \text{ м}$$

Меридиональная составляющая скорости потока при выходе из колеса без учета стеснения сечения по формуле (7.14) (принимая $K_0 = 0,8$)

$$C'_{m2} = K_0 C'_{m1} = 0,8 * 2,465 = 1,97 \text{ м/с}$$

Коэффициент стеснения сечения лопатками на выходе из колеса (в первом приближении) $K_2 = 1,1$.

Коэффициент отношения относительных скоростей на входе и выходе из рабочего колеса

$$K_w = W_1/W_2 = 1,1.$$

Угол выхода лопатки по формуле (7.15)

$$\beta_2 = \arcsin \left[K_w * K_0 \left(\frac{K_2}{K_1} \right) \sin \beta_1 \right] = \arcsin \left[1,1 * 0,8 * \left(\frac{1,1}{1,15} \right) \sin 25^\circ \right] = 20,85 \text{ град.}$$

Оптимальное число лопаток Z по формуле (7.16)

$$Z = \frac{6,5 \left[\frac{R_2 + R_1}{R_2 - R_1} \right] \sin(\beta_1 + \beta_2)}{2} = 6,5 * \left[\frac{0,132 + 0,063}{0,132 - 0,063} \right] * \sin(25^\circ + 20,85^\circ) / 2 \approx 7$$

Поправочный коэффициент на влияние конечного числа лопаток на напор по формуле (7.17)

$$P = \left(\frac{2Y}{Z} \right) * 1 / \left[1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right] = 2 * \frac{0,85}{7} * \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{0,063}{0,132} \right)^2 \right]} = 0,314$$

где коэффициент Y зависит от шероховатости и поверхности проточной части рабочего колеса и определяется по формуле

$$Y = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \sin \beta_2 = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 * \sin 20,85^\circ = 0,85$$

Расчетный напор, создаваемый при бесконечно большом числе лопаток колеса, по формуле (7.18)

$$H_\infty = (1 + P) H_T = (1 + 0,314) * 20,2 = 26,55 \text{ м.}$$

Меридиональная составляющая скорости потока с учетом стеснения сечения телом лопаток при выходе по формуле (7.19)

$$C_{m2} = K_2 C'_{m2} = 1.1 * 1.97 = 2.17 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Второе приближение

Окружная скорость на выходе из колеса по формуле (7.20)

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{tg\beta_2} + \left[\left(\frac{C_{m2}}{2tg\beta_2} \right)^2 + gH_\infty \right]^{\frac{1}{2}} =$$

$$= \frac{2,17}{2tg20.85^\circ} + \left[\left(\frac{2.17}{2tg20.85^\circ} \right)^2 + 9.81 * 26.55 \right]^{\frac{1}{2}} = 19.24 \text{ м/с}$$

Наружные радиус и диаметр

$$R_2 = \frac{U_2}{\omega} = \frac{19.24}{152} = 0.127 \text{ м}; D_2 = 2R_2 = 2 * 0.127 = 0.254 \text{ м}$$

Ширина канала колеса на выходе по формуле (7.21)

$$b_2 = \frac{Q'_1}{\pi D_2 C'_{m2}} = \frac{0.0427}{\pi * 0.254 * 1.97} = 0.027 \text{ м.}$$

Шаг лопаток на входе t_1 и выходе t_2 межлопаточного канала

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{z} = \frac{3,14 * 0.126}{7} = 0.0565 \text{ м.}$$

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{z} = \frac{3,14 * 0.264}{7} = 0.1184 \text{ м}$$

Толщина лопатки, измеренная по окружности диаметра D_1

$$\sigma_1 = t_1 \left(1 - \frac{1}{K_1} \right) = 0,0565 \left(1 - \frac{1}{1,15} \right) = 0,00735 \text{ м,}$$

по окружности диаметра D_2

$$\sigma_2 = t_2 \left(1 - \frac{1}{K_2} \right) = 0,1184 \left(1 - \frac{1}{1,1} \right) = 0,01066 \text{ м,}$$

Нормальная толщина лопатки на входе жидкости в колесо

$$\delta_1 = \sigma_1 \sin \beta_1 = 0,00735 * \sin 25^\circ = 0.0031 \text{ м} = 3,1 \text{ мм.}$$

на выходе жидкости из колеса

$$\delta_2 = \sigma_2 \sin \beta_2 = 0,01066 * \sin 20^\circ 51' = 0.0038 \text{ м} = 3,8 \text{ мм.}$$

Проверяем коэффициенты стеснения сечения телом лопаток на входе и выходе из рабочего колеса по формулам (7.22) и (7.23)

$$K_1 = \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{z\delta_1}{\pi D_1 \sin \beta_1} \right) \right]} = \frac{1}{1 - 7 * \frac{0,0031}{\pi * 0,126 * \sin 25^\circ}} = 1.149$$

$$K_2 = \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{z\delta_2}{\pi D_2 \sin\beta_2}\right)\right]} = \frac{1}{1 - 7 * \frac{0,0038}{\pi * 0,254 * \sin 20.85^\circ}} = 1.104$$

Так как U_2 , K_1 и K_2 , вычисленные во втором приближении, совпадают с их значениями в первом приближении с погрешностью менее 5 %, то эти величины принимаем за окончательные и рассчитываем относительные скорости на входе и выходе из колеса

$$W_1 = \frac{K_1 C'_{m1}}{\sin\beta_1} = 1.149 * \frac{2.465}{\sin 25^\circ} = 6.7 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$W_2 = \frac{K_2 C'_{m2}}{\sin\beta_2} = 1.104 * \frac{1.97}{\sin 20.85^\circ} = 6.1 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

На основании полученных данных строятся входной и выходной треугольники скоростей, после чего приступают к профилированию каналов и лопаток рабочего колеса.

8. ПРОФИЛИРОВАНИЕ КАНАЛОВ И ЛОПАТОК РАБОЧЕГО КОЛЕСА

8.1. Профилирование меридионального сечения рабочего колеса

Профилирование меридионального сечения проточной части рабочего колеса производится после нахождения основных геометрических параметров рабочей полости насоса до профилирования лопастей.

Меридиональное сечение проточной части рабочего колеса представляют линии пересечения поверхности внутренних стенок переднего и заднего дисков с меридиональной плоскостью. При этом лопасти колеса не рассекаются, а входная и выходная кромки лопасти направляются на секущую плоскость круговым проектированием, т.е. каждая точка кромок лопасти поворачивается вокруг оси колеса до встречи с секущей плоскостью.

Профилирование канала рабочего колеса в меридиональном сечении следует производить таким образом, чтобы в направлении движения жидкости он имел плавно изменяющуюся форму. Исходным положением профилирования формы канала колеса в меридиональном сечении для получения высоких энергетических и антикавитационных качеств колеса является обеспечение плавности изменения меридиональной составляющей скорости при входе в колесо C'_{m1} к ее величине C'_{m2} при выходе из него.

С этой целью задаются плавным законом изменения скорости C'_m вдоль средней линии в зависимости от радиуса R (рис. 8.1, табл. 8.1):

$$R_i = R_1 + \Delta R * i$$

где $\Delta R = \frac{R_2 - R_1}{n}$; $i = 1 \dots n$; n – число разбиений, не менее 8 ... 10

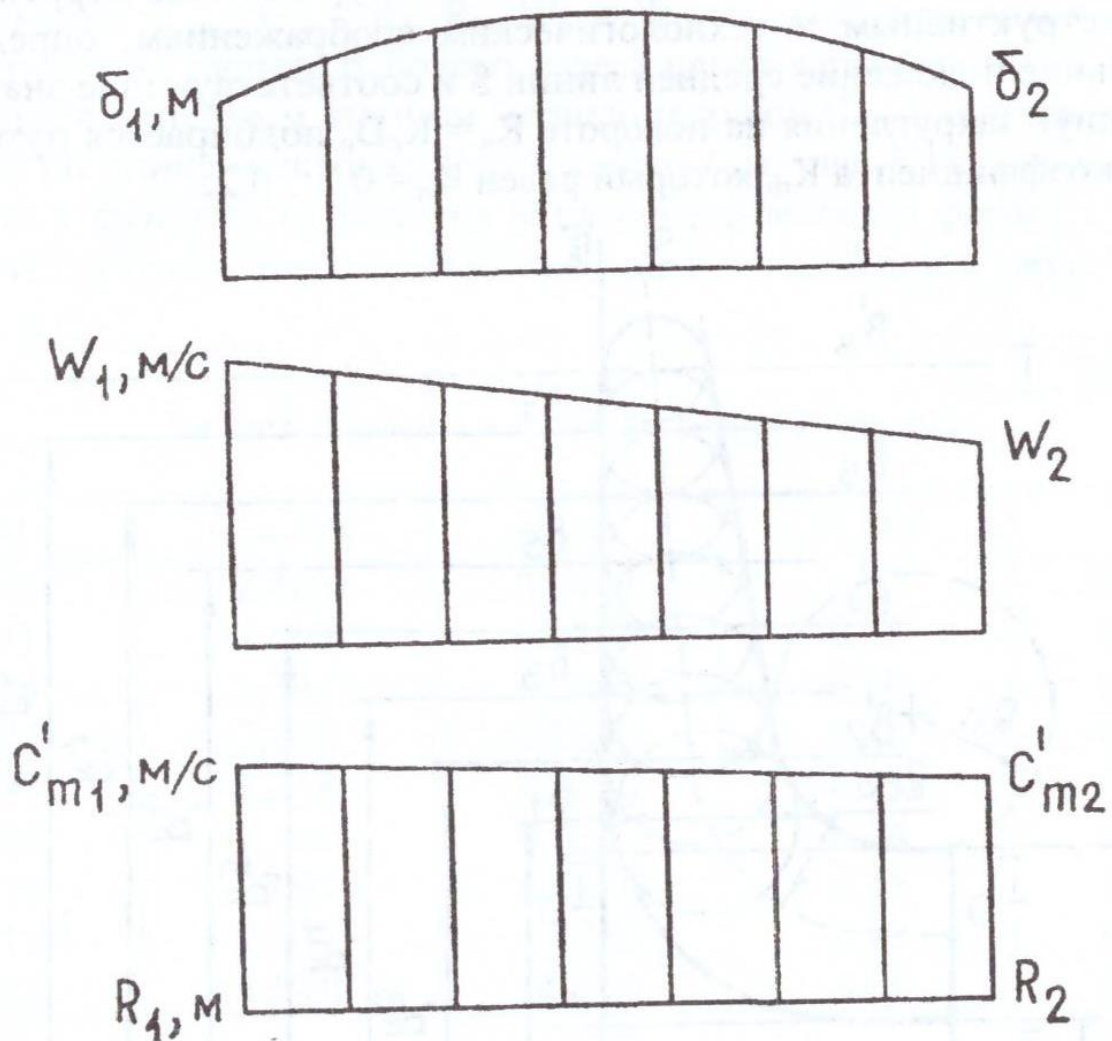


Рис. 8.1. Графики характера изменения C'_{m1} , W_1 , δ_1 между радиусами R_1 и R_2

Значения C'_{m1} , C'_{m2} , R_1 и R_2 берутся из расчета размеров рабочего колеса. Имея для каждого значения R_i величину C'_{mi} из графика, по условию неразрывности определяют значение ширины канала b_i , по формуле

$$b_i = \frac{Q'_1}{2\pi R_i C'_{mi}} \quad (8.1)$$

где Q'_1 – расчетная производительность колеса насоса, $\text{м}^3/\text{с}$.

Определив ширину канала b_i , в функции радиуса R_i , получают форму меридионального сечения рабочего колеса в следующей последовательности. От оси колеса 0-0 (рис. 8.2) на расстоянии радиусов $r_{\text{вт}}$, R_0 и R_2 проводят прямые $I_{\text{вт}}-I_{\text{вт}}$; $Io-Io$ и $II-II$. Затем к этим прямым

проводят вертикальную прямую III - III, являющуюся контуром внутренней поверхности заднего диска рабочего колеса. Из ряда точек, расположенных на средней линии S, как из центров, описывают окружности диаметром, равным b_i . Средняя линия S намечается на основании предварительного проектирования. Огибающие этих окружностей будут являться контурами канала в меридиональном сечении. В случае необходимости контуры канала корректируются по конструктивным и технологическим соображениям, определяется окончательное положение средней линии S и соответствующие значения b_i и C'_{mi} . Радиус закругления на повороте $R_n = K_n D_0$ подбирается путем варьирования коэффициента K_n , который равен $K_n = 0,1 \dots 0,2$.

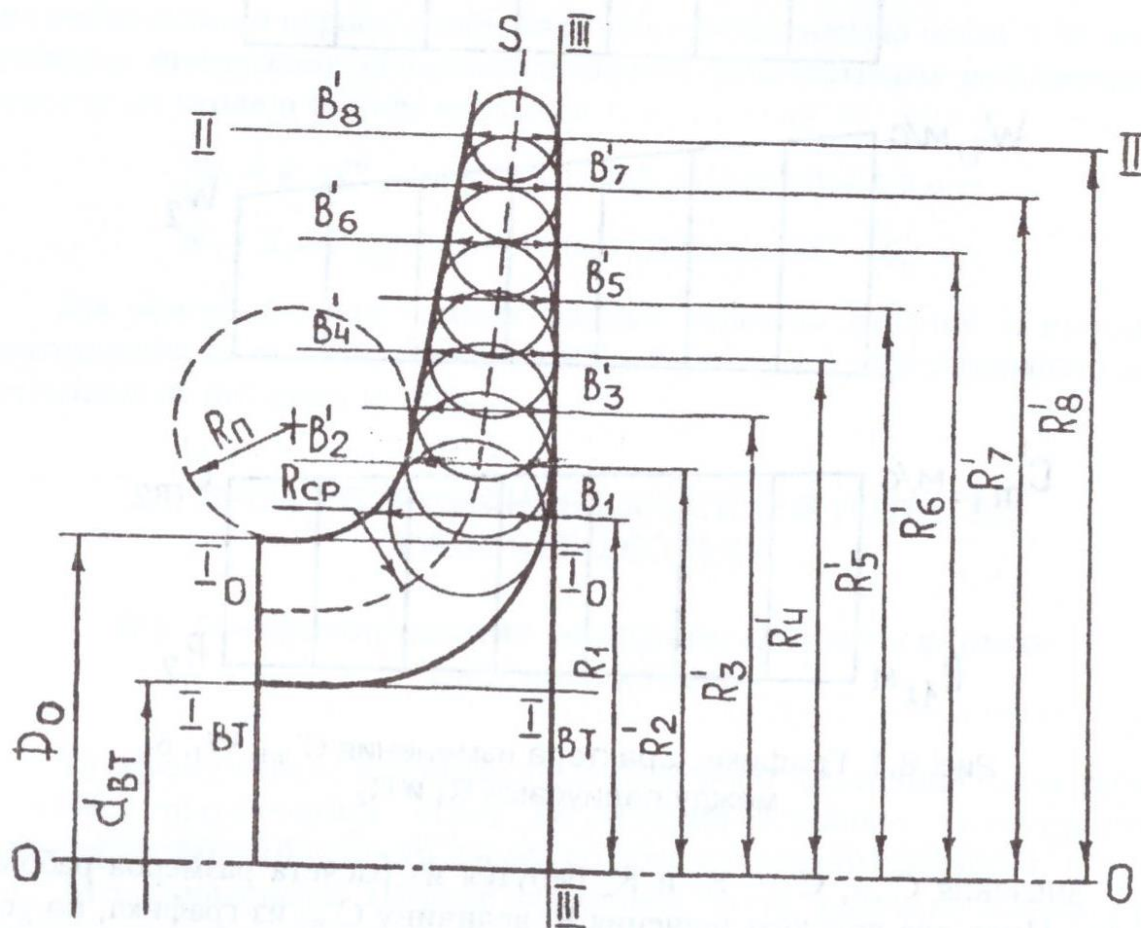


Рис. 8.2. Профилирование канала рабочего колеса

Затем находится радиус кривизны полученной средней линии S в точке на входной кромке лопасти R_{cp} и проверяется выполнение условия

$$\frac{R_{cp}}{b_i} \geq 1$$

Если $R_{cp}/b < 1$, то это означает, что радиус поворота меридионального сечения слишком мал и следует задать другой радиус закругления, выбрав большее значение коэффициента K_n .

Пример профилирования меридионального сечения рабочего колеса

Значения $C'_{m1}, C'_{m2}, R_1, R_2, W_1$ и W_2 , являющиеся исходными данными, берутся из расчета рабочего колеса центробежного насоса (см. разд. 7). Зададимся линейным законом меридиональной C'_{mi} , и относительной W_i , скоростей по длине межлопаточного канала (см. рис. 8.1). Значение ширины канала в функции от радиуса R рассчитывается по формуле (8.1), где $Q'_1 = 0,0427 \text{ м}^3/\text{с}$ (см. разд. 7). Профилирование проведем в табличной форме (табл. 8.1).

Таблица 8.1

Расчет ширины канала по радиусу колеса

$R, \text{ м}$	$C'_m, \text{ м/с}$	$b_i, \text{ м}$	$W, \text{ м/с}$	$\delta, \text{ м}$
0,063	2,465	0,0430	6,67	0,0030
0,071	2,403	0,0390	6,58	0,0040
0,079	2,341	0,0360	6,50	0,0050
0,087	2,279	0,0343	6,41	0,0055
0,095	2,218	0,0320	6,33	0,0060
0,103	2,156	0,0307	6,24	0,0055
0,111	2,094	0,0290	6,15	0,0050
0,119	2,032	0,0280	6,07	0,0040
0,127	1,970	0,0270	5,98	0,0030

8.2. Профилирование лопаток рабочего колеса

Профилирование лопастей насоса представляет продолжение геометрического расчета его рабочей полости, только уже в поперечном сечении.

Для обеспечения надежной и эффективной работы насоса необходимо лопатки выполнить такими, чтобы жидкость, протекая по межлопаточным каналам, испытывала наименьшее гидравлическое сопротивление. С этой целью принимают плавный, без минимумов и максимумов, закон изменения относительной скорости от начального значения W_1 до конечного W_2 .

В зависимости от типа лопастей применяют разные методы их профилирования. Для колес с цилиндрическими лопатками наиболее распространенными методами профилирования цилиндрических лопастей являются следующие: по дугам окружностей и по точкам.

8.2.1. Профилирование лопаток рабочего колеса по дугам окружностей

Рассмотрим метод профилирования цилиндрической лопатки рабочего колеса при помощи дуги окружности, приведенный в работе [2].

В практике насосостроения в колесах с цилиндрической формой лопастей наиболее часто используются лопасти постоянной толщины с некоторым утонением на входе и выходе из колеса для уменьшения стеснения потока жидкости.

С прочностной и технологических точек зрения толщина лопасти должна обеспечивать прочность колеса и возможность его изготовления принятым способом. Например, если рабочее колесо изготавливается методом литья, то толщина лопасти не может быть намного меньше толщины переднего и заднего дисков из-за вероятности недозаполнения литейной формы металлом и появления трещин в местах сопряжения дисков с лопастями.

Достаточно часто встречающиеся на практике соотношения толщин лопастей (на входе, выходе и максимальная) и размеров рабочего колеса приведены в табл. 8.2.

Таблица 8.2

Толщина лопастей рабочего колеса, мм

D_2	δ_1	δ_2	$\delta_{\max}$
100	1...1.5	3	4
200	1...1.5	3.5...4.0	4...5
300	1...2.5	4...5	6...7
500	3...4.0	5...6	7...8
800	4...5.0	8...10	10...14

Нормальную толщину принимают равной 3...6 мм.

Значения толщины лопатки на входе жидкости в колесо δ_1 и на выходе из него δ_2 , а также углы наклона лопатки на входе в рабочее колесо β_1 и выходе из него β_2 берутся из расчета размеров рабочего колеса.

Для построения цилиндрической лопатки проводят окружности входного D_1 и выходного D_2 диаметров колеса (рис. 8.3). На радиусе 0-2 строят угол 203, равный $\beta_1 + \beta_2$, и угол 02С, равный β_2 . Проводят линию 2-3-1. Из середины отрезка 2-1 опускают перпендикуляр до пересечения со стороной угла β_2 в точке С, из которой радиусом С-2, равным С-1, проводят дугу 1-2, являющуюся средней линией профиля рабочей лопатки. Профиль лопатки получают после нанесения на дугу 1-2 толщин $\delta_1, \delta, \delta_2$.

Оптимальная длина рабочих лопаток получается при центральном угле обхвата 201, равном 70... 110°. Для суждения о форме межлопаточного канала строят две смежные лопатки. Для этого, учитывая шаг лопаток на входе t_1 и выходе t_2 межлопаточного канала, строят изложенным методом вторую лопатку.



Рабочие колеса с $n_s > 100$ выполняют с лопатками двойной кривизны. Методика профилирования таких лопаток изложена в работах /2, 3/.

Профилирование лопаток по точкам делится на два этапа. На первом находят очертания средней линии профиля лопатки, на втором очерчивают по определенному закону линии поверхностей лопатки в плоскости профиля. При этом профилирование лопатки должно быть осуществлено так, чтобы создавать возможно более благоприятные условия для безотрывного обтекания контура лопатки потоком, что соответствует минимуму гидравлических потерь. С этой целью задаются плавным законом изменения относительной скорости W в межлопаточном канале. Принимая линейный закон изменения W , строим график,

характеризующий изменение W между радиусами R_1 и R_2 (см. рис. 8.1). Профилирование рекомендуется проводить в табличной форме (см. табл. 8.1).

Шаг лопатки

$$t_i = \frac{2\pi R_i}{Z_i}, \quad (8.2)$$

Толщина лопатки δ выбирается постоянной или тоньше по концам (см. п. 8.2.1). При переменной толщине ее значение в средней части и по концам лопатки выбирается согласно рекомендациям, затем строится график функции $\delta_i(R_i)$ в виде плавной кривой в определенном масштабе (рис. 8.1).

Промежуточные значения угла наклона лопатки β_i , определяются из уравнения относительной скорости

$$W_i = \frac{K_i * C'_{mi}}{\sin \beta_i}$$

и выражения для коэффициента стеснения

$$K_i = \frac{t_i}{t_i - \frac{\delta_i}{\sin \beta_1}}$$

откуда

$$\beta_i = \arcsin \left(\frac{C'_{mi}}{W_i} + \frac{\delta_i}{t_i} \right) \quad (8.3)$$

Для лопатки с цилиндрической поверхностью, образующая которой параллельна оси колеса, дифференциальное уравнение средней линии сечения лопатки в плане имеет вид (рис. 8.4)

$$tg \beta = \frac{dR}{R * d\varphi},$$

откуда следует

$$d\varphi = \frac{dR}{R * tg \beta}$$

Тогда угол обхвата лопатки равен

$$\varphi = \int_{R_1}^{R_2} \frac{dR}{R * tg \beta}$$

В связи с тем, что значения β и δ в функции R задаются обычно не аналитически, а в виде графика или таблицы, интегрирование уравнения (8.4) производится в численной форме.

Обозначим подынтегральную функцию формулы (8.4) через

$$\frac{1}{R tg \beta} = B(R)$$

Тогда приращение центрального угла $\Delta \varphi_i$

$$\Delta\varphi_i = \frac{B_i + B_{i+1}}{2} * \Delta R_i$$

где ΔR_i - приращение радиуса (см. рис. 8.1); $B_i + B_{i+1}$ - значение подынтегральной функции в начале и в конце рассматриваемого участка.

Суммарное значение центрального угла обхвата φ_K между радиусами R_K и $R_K + \Delta R$

$$\varphi_K = \frac{180}{\pi} \sum_{i=1}^K \frac{B_i + B_{i+1}}{2} * \Delta R_i$$

По величинам R_i и соответствующим значениям центрального угла обхвата φ_i строится средняя линия искомого профиля лопатки по точкам в полярных координатах. Откладывая в каждой i -й точке средней линии толщину лопатки δ_i , строят ее контур как огибающую. Затем окружности D_1 и D_2 делят на число лопаток Z и для каждой лопатки строят ее среднюю линию и контур.

Профилирование следует вести в табличной форме (табл. 8.3).

Таблица 8.3

Расчет координат профиля лопатки

Расчетная величина	Номер точки								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
R, м	0,063	0,071	0,079	0,087	0,095	0,103	0,111	0,119	0,127
t_i	0,057	0,064	0,071	0,079	0,085	0,092	0,100	0,107	0,114
δ_i/t_i , м	0,053	0,063	0,071	0,070	0,070	0,059	0,050	0,037	0,026
C'_{mi}/W_i	0,370	0,365	0,360	0,360	0,351	0,346	0,340	0,335	0,329
β_i , град	25,00	25,33	25,52	25,52	24,90	23,89	22,99	21,86	20,84
$\operatorname{tg}\beta_i$	0,466	0,473	0,477	0,477	0,464	0,443	0,424	0,401	0,381
B_i	34,04	29,76	26,51	24,41	22,68	21,92	21,24	20,94	20,69
$\Delta\varphi_i$, рад	0	0,255	0,255	0,204	0,188	0,178	0,173	0,169	0,167
φ_K , град	0	14,62	27,52	39,19	49,98	60,21	70,10	79,76	89,30

Пример профилирования лопатки рабочего колеса по точкам

Значения C'_{mi} , W_i , R_i , δ_i и Z , являющиеся исходными данными, берутся из предыдущих расчетов размеров рабочего колеса и профилирования его меридионального сечения.

Шаг лопаток в зависимости от радиуса вычисляется по формуле (8.2):

$$t_i = \frac{2\pi R_i}{Z}$$

Промежуточные значения угла наклона лопатки рассчитываются по формуле (8.3):

$$\beta_i = \arcsin\left(\frac{C'_{mi}}{W_i} + \frac{\delta_1}{t_i}\right)$$

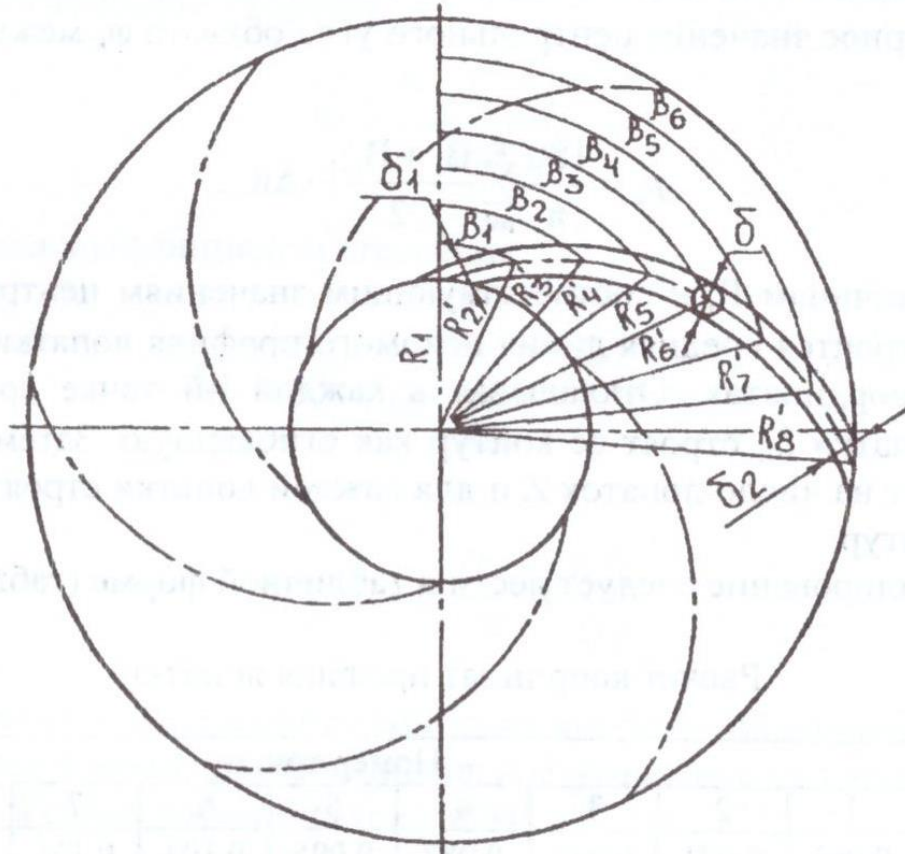


Рис. 8.4. Профилирование лопаток рабочего колеса по точкам

Профилирование проведем в табличной форме (см. табл. 8.3).

Пример построения лопатки по точкам представлен на рис. 8.4.

9. ОТВОДЯЩИЕ УСТРОЙСТВА

9.1. Конструкции и назначение отводящих устройств

Проточную часть корпуса центробежного насоса образуют каналы, отводящие и подводящие рабочую жидкость к рабочему колесу. Отвод жидкости от колеса осуществляется различными конструкциями отводящих устройств, которые должны, во-первых, обеспечить осесимметричный поток жидкости из рабочего колеса, создавая тем самым условия установившегося относительного движения в области колеса, во-вторых, погасить момент скорости и преобразовать кинетическую энергию потока, выходящего из колеса, в энергию давления с отводом потока к выходному патрубку или следующей ступени насоса.

Существуют две принципиально отличные конструкции корпуса: 1) каналы выполняются непосредственно в теле корпуса; 2) каналы выпол-

няются отдельно, в специальных деталях - лопаточных и спиральных отводах. С гидравлической точки зрения, каналы проточной части выполняются двух типов: спиральные и лопастные непосредственно в теле корпуса (чаще встречаются каналы спирального типа); и в качестве отдельных элементов - спирального и лопаточного типов. Принципиального различия в функциях этих двух типов нет. Различие заключается в конструктивных и технологических особенностях. С гидравлической точки зрения, спиральным каналам (рис. 9.1, а) может быть придана более совершенная обтекаемая форма, однако каналы его малодоступны механической обработке: их форма, размеры и чистота поверхности обеспечиваются непосредственно в отливке. Лопаточный тип корпуса насоса, выполняемый обычно в виде отдельных направляющих аппаратов (рис. 9.1, б, в), имеет каналы прямоугольной формы, приспособленной для механической обработки, но принципиально менее благоприятной в гидравлическом отношении.

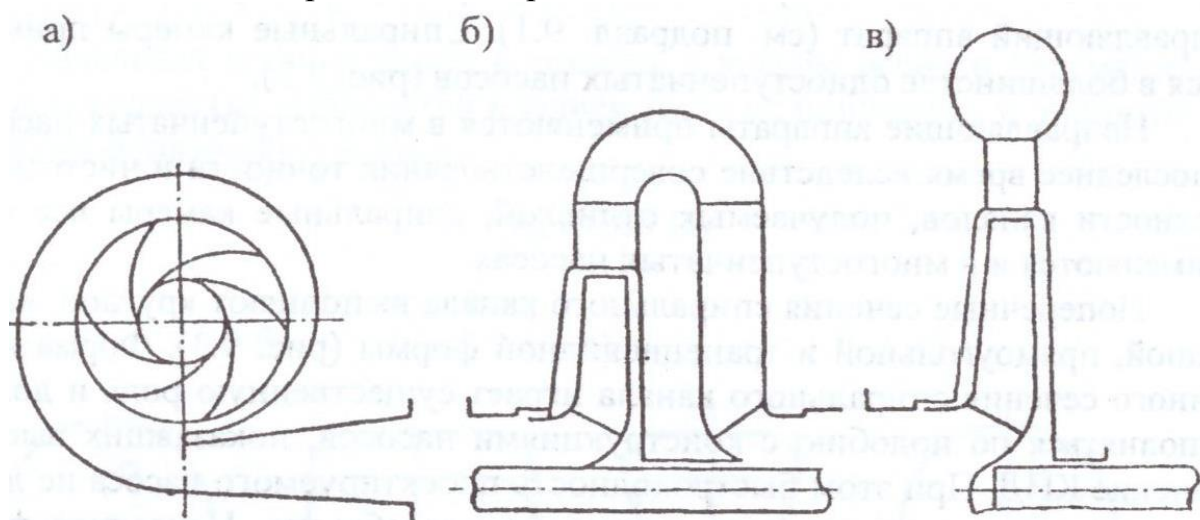


Рис. 9.1. Конструктивные формы отводов: а – спиральный; б – лопаточный; в – кольцевой с направляющим аппаратом

Вследствие того, что на гидравлических свойствах каналов чистота поверхности и отклонение от расчетных форм и размеров существенно сказываются при малых абсолютных размерах каналов, насосы с механически обрабатываемыми лопаточными отводами имеют более высокий КПД. Целесообразность применения спирального или лопаточного отвода во многом зависит от совершенства технологии литья. Спиральные отводы обладают значительными конструктивными и технико-экономическими преимуществами в малоколесных насосах (рис. 9.1, а), лопаточные отводы (рис. 9.1, б) доминируют в многоступенчатых насосах, где они имеют ряд конструктивных преимуществ. Функции, выполняемые отводом, определяются конструкцией насоса.

В одноступенчатом насосе задачи отвода заключаются в том, чтобы:

а) собрать жидкость, выходящую из рабочего колеса, и направить ее к выходному патрубку;

б) преобразовать кинетическую энергию выходящего из колеса потока в потенциальную. Поскольку преобразование кинетической энергии в потенциальную происходит с потерями, задачей отвода является обеспечение минимума этих потерь. Для этого необходимо преобразовать момент скорости на выходе колеса с такими потерями, чтобы в выходном патрубке момент скорости отсутствовал.

В многоступенчатом насосе отвод и подвод к следующей ступени объединены. Поэтому, кроме указанных функций одноступенчатого насоса, задачей отвода многоступенчатого насоса является подвод жидкости к следующей ступени.

9.2. Расчет спиральной камеры круглого сечения

В центробежных насосах для отвода жидкости после выхода ее из каналов рабочего колеса применяют два устройства: спиральную камеру и направляющий аппарат (см. подразд. 9.1). Спиральные камеры применяются в большинстве одноступенчатых насосов (рис. 9.2).

Направляющие аппараты применяются в многоступенчатых насосах. В последнее время вследствие совершенствования точности и чистоты поверхности каналов, получаемых отливкой, спиральные камеры все чаще применяются и в многоступенчатых насосах.

Поперечные сечения спирального канала выполняют круглой, каплевидной, прямоугольной и трапециевидной формы (рис. 9.3). Форма поперечного сечения спирального канала играет существенную роль и должна выполняться по подобию с конструкциями насосов, показавших высокое значение КПД. При этом быстроходность проектируемого насоса не должна значительно отличаться от используемого образца. Неудачная форма сечения ведет к отрыву потока от стенок спирального канала и нарушает характер движения жидкости, предполагаемый расчетом. Однако для определения в первом приближении размеров спиральной камеры ее удобно проектировать с круглыми сечениями (рис. 9.2). Расчет спиральной камеры круглого сечения ведется в следующей последовательности.

Область спирального отвода ограничена внешней стенкой и контрольной цилиндрической поверхностью радиуса R_3 , охватывающей лопаточное колесо на некотором расстоянии, практически достаточном для выравнивания пульсации скорости, вызываемой конечным числом лопаток в колесе. Обычно радиус контрольной цилиндрической поверхности, м

$$R_3 = (1.02 \dots 1.05)R_2 \quad (9.1)$$

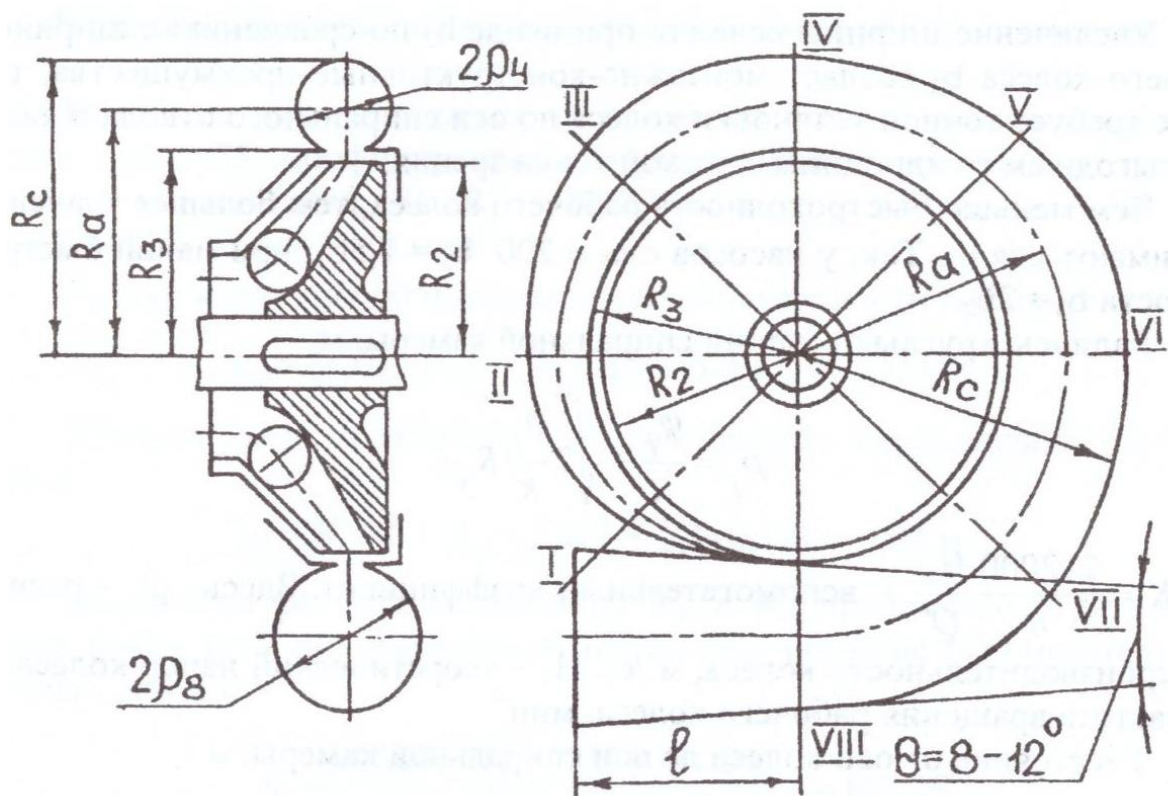


Рис. 9.2. К расчету спиральной камеры круглого сечения

Начальная ширина входа в спираль с учетом осевого перемещения рабочего колеса (м) выбирается в зависимости от ширины B_2 и диаметра D_2 на выходе лопаточного колеса

$$b_3 = b_2 + 0.05D_2$$

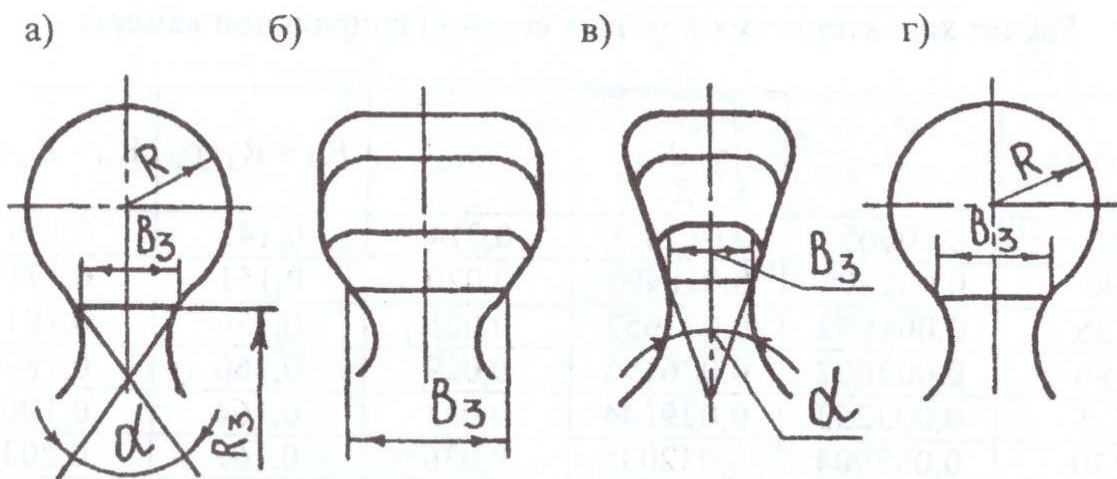


Рис. 9.3. Поперечные сечения спиральных каналов: а – каплевидное; б – прямоугольное; в – трапециевидное; д – круглое

Увеличение ширины сечения при входе b_3 по сравнению с шириной рабочего колеса b_2 создает монтажно-конструктивные преимущества, так как не требует точной установки колеса по оси спирального отвода и является выгодным с гидродинамической точки зрения.

Чем меньше быстроходность рабочего колеса, тем большее значение принимают для 63. Так, у насосов с $n_s \approx 200$ $b_3 = 1,5b_2$; при малой быстроходности $B_3 = 2b_2$.

Радиусы круглых сечений спиральной камеры, м

$$p_i = \frac{\varphi_i}{K} + \sqrt{2 \frac{\varphi_i}{K} R_3};$$

где $K = 212000/p \cdot H_T / Q'$ вспомогательный коэффициент. Здесь Q' расчетная производительность колеса, m^3/c ; H_T - теоретический напор колеса, м; p - частота вращения рабочего колеса, $мин^{-1}$.

Расстояние от оси колеса до оси спиральной камеры, м

$$R_{ai} = R_3 + p_i.$$

Расстояние от оси колеса до наружной стенки спиральной камеры, м

$$R_{ci} = R_{ai} + p_i$$

Расчет значений p_i , R_{ai} и R_{ci} ведется в табличной форме для восьми значений центрального угла φ_i (табл. 9.1).

Таблица 9.1

Расчет характеристик круглых сечений спиральной камеры

φ_i , град	$\frac{\varphi_i}{K}$	$\sqrt{2 \frac{\varphi_i}{K} R_3}$	p_i	$R_{ai} = R_3 + p_i$	$R_{ci} = R_{ai} + p_i$
45	0.000651	0.013078	0.014	0.145	0.159
90	0.001301	0.018495	0.020	0.151	0.171
135	0.001952	0.022652	0.025	0.156	0.181
180	0.002602	0.026156	0.029	0.160	0.189
225	0.003253	0.029244	0.033	0.164	0.196
270	0.003904	0.032035	0.036	0.167	0.203
315	0.004554	0.034602	0.039	0.171	0.210
360	0.005205	0.036991	0.042	0.174	0.216

Пример расчета спиральной камеры круглого сечения

Исходные данные берутся из примеров расчета размеров рабочего колеса (разд. 7), профилирования меридионального сечения и лопаток рабочего колеса (разд. 8): $R_2 = 0,127$ м; $b_3 = 0,027$ м; $H_T = 20,2$ м; $Q' = 0,0427$ м³/с; $n = 1450$ мин⁻¹.

Радиус контрольной цилиндрической поверхности по формуле (9.1)

$$R_3 = (1.02 \dots 1.05)R_2 = 1.035 * 0.127 = 0.131 \text{ м.}$$

Ширина входа в спираль с учетом осевого перемещения рабочего колеса

$$b_3 = b_2 + 0.1R_2 = 0.027 + 0.1 * 0.127 = 0.04 \text{ м.}$$

Результаты расчета величин ρ_i , R_{ai} и R_{ci} представим в табличной форме (табл. 9.1), предварительно определив значение вспомогательного коэффициента K :

$$K = \frac{21200}{n} * \frac{H_T}{Q'} = \frac{21200}{1450} * \frac{20.2}{0.0427} = 691.79.$$

По полученным значениям указанных величин строится образующая спирали (рис. 9.4).

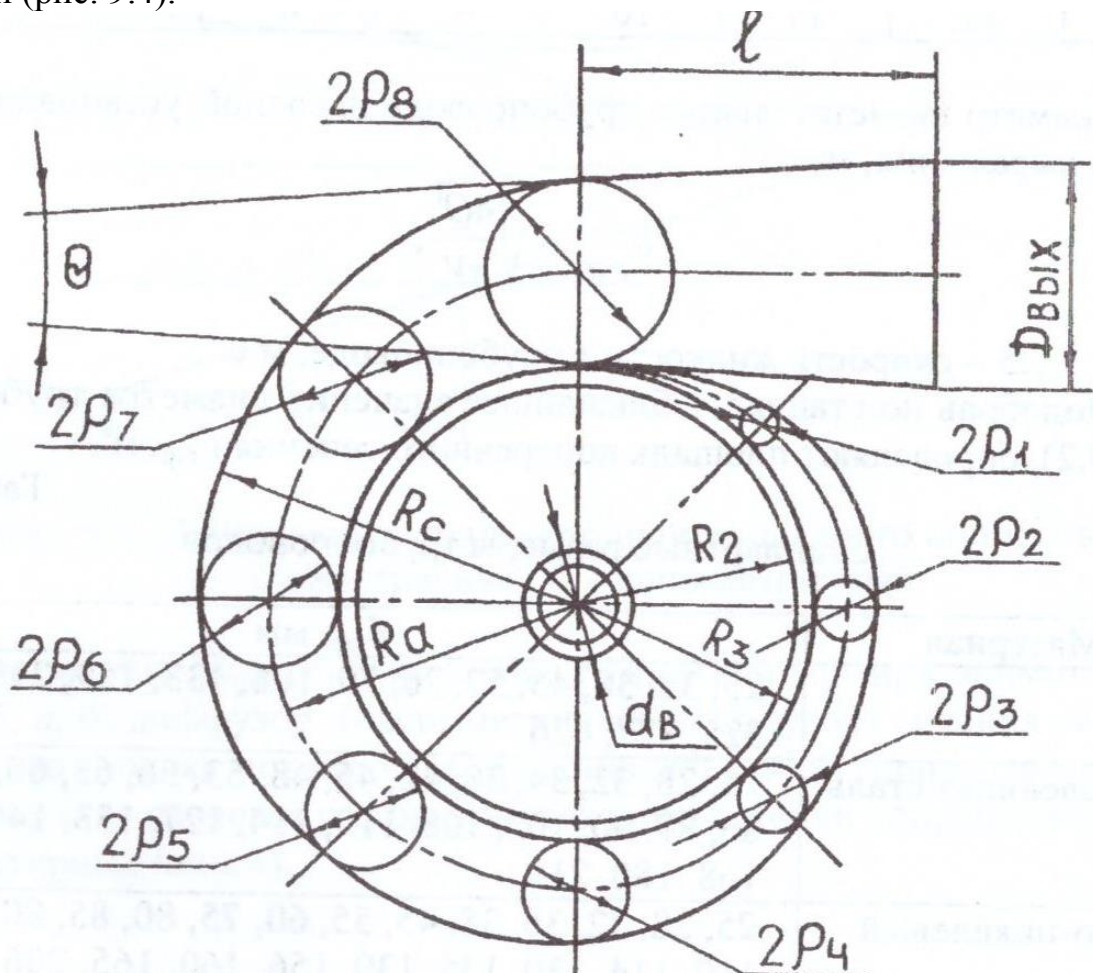


Рис. 9.4. Построение спиральной камеры круглого сечения

Расчет спиральных камер некруглого сечения и лопаточного направляющего аппарата изложен в работах /3, 4/.

9.3. Расчет диффузора спиральной камеры

Спиральный отвод состоит из спирального канала и диффузора. Скорость движения жидкости в диффузоре, соединяющем спиральный направляющий аппарат с нагнетательным трубопроводом, уменьшается. При этом кинетическая энергия превращается в потенциальную. Совершенство диффузорной части канала определяет коэффициент использования кинетической энергии потока по выходе из рабочего колеса. Таким образом, если спиральная часть канала обеспечивает условия работы лопатного колеса, то диффузорная часть канала определяет гидродинамическое совершенство преобразования скоростного напора в давление. Для обеспечения безотрывного течения потока в диффузоре угол раскрытия его © принимают в пределах 8... 12° (рис. 9.5).

Расчет диффузора основан на уравнении сплошности с предварительным выбором угла расширения © в зависимости от значения средней скорости в выходном сечении спиральной камеры $C = Q_{360}/F_{360}$:

C	6	8	10	12	14	16	18
Q	12	11	10	9	8	7	6

Диаметр нагнетательного трубопровода насосной установки определяют из выражения, м

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{4Q'}{\pi V}},$$

где $V = 3...5$ - скорость жидкости в трубопроводе, $\text{м}\cdot\text{с}^{-1}$.

Подобрав по стандарту ближайшее значение диаметра трубопровода (табл. 9.2), определяют площадь поперечного сечения F_{mp} , м^2 .

Таблица 9.2

Стандартные размеры трубопроводов

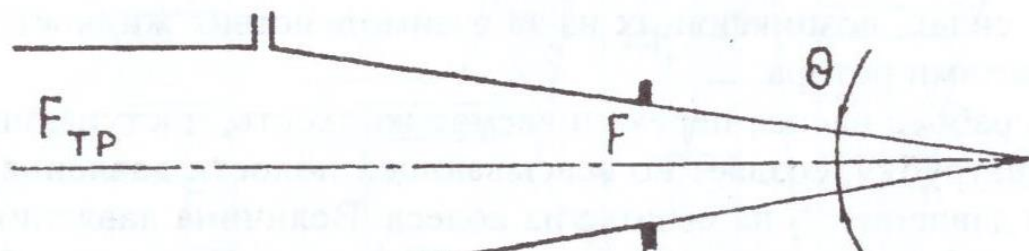
Материал	$d_{тр}$, мм
Сталь	25,32,38,45,57,76,79,108,133,159,219,273,325,377,426
Нержавеющая сталь	25,28,32,34,38,42,45,48,53,56,63,65,75,80,85,89,102,108,110,114,127,133,140,159,168,180,219
Медно-никелевый сплав	25,28,32,36,38,45,55,60,75,80,85,90,105,110,114,130,135,139,156,160,165,206,210,220,258,270

Длина диффузора, м

$$L = \frac{\sqrt{\frac{2}{\pi}} (\sqrt{F_{mp}} - \sqrt{F_{360}})}{\operatorname{tg}(\frac{\theta}{2})}$$

Длина диффузора при заданном θ определяет увеличение площади живого сечения канала. Следует помнить, что это увеличение более чем в два раза малоэффективно. Если L получается слишком малой, то длину диффузора увеличивают до приемлемой величины за счет добавления цилиндрического патрубка (рис. 9.5).

а)



б)

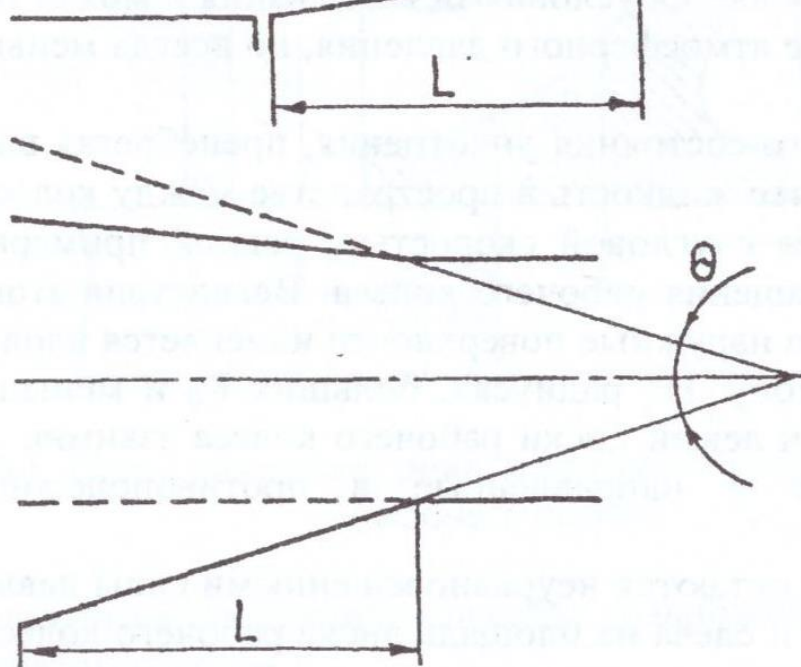


Рис. 9.5. Диффузор спирального направляющего аппарата:
а – симметричный; б – асимметричный

По полученным данным строят симметричный или асимметричный (рис. 9.5, а, б) диффузор. В асимметричном диффузоре сечения располагают так, что нижняя образующая представляет собой горизонтальную прямую, а верхняя является как бы продолжением стенки спирального аппарата (пунктирные линии).

10. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ОСЕВОЙ СИЛЫ

10.1. Выбор и расчет устройства для уравновешивания гидравлической осевой силы

Возникновение осевых сил в центробежных насосах может быть вызвано двумя причинами. Первая, не связанная с рабочим процессом в насосе, - это вертикальное расположение ротора, вызывающее действие силы тяжести на опорные элементы вращающейся части. Вторая связана с работой насоса, а именно - с распределением давлений по наружным и внутренним поверхностям вращающихся элементов. Ниже речь пойдет только об осевых силах, возникающих из-за взаимодействия жидкости с вращающимися частями ротора.

При работе насоса перекачиваемая жидкость, поступающая к всасывающему патрубку, создает во всасывающей полости давление P_1 , которое ниже, чем давление P_2 на выходе из колеса. Величина давления перед входом в колесо P_1 определяется условиями всасывания и может быть меньше или несколько больше атмосферного давления, но всегда меньше давления за колесом P_2 .

Для нормального состояния уплотнения, пренебрегая влиянием утечек, можно считать, что жидкость в пространстве между колесом и корпусом насоса вращается с угловой скоростью, равной примерно половине угловой скорости вращения рабочего колеса. Вследствие этого вращения давление жидкости на наружные поверхности изменяется вдоль радиуса по параболическому закону. На радиусах, больших R_0 и меньших R_2 , силы давления на правый и левый диски рабочего колеса взаимно уравновешиваются как равные и направленные в противоположные стороны (рис. 10.1).

Таким образом остаются неуравновешенными силы давления P_1 и P_2 , действующие справа и слева на площадь диска рабочего колеса на радиусе $(R_0 - r_B)$. В результате возникает осевая сила, т.е. P_P - гидравлическая осевая сила является следствием неравенства суммарных сил давлений на переднюю и заднюю внешние поверхности рабочего колеса. Осевая сила действует в направлении, противоположном всасыванию.

На рис. 10.1 показаны силы, действующие на внешние поверхности рабочего колеса, и эпюры давлений P_{2A} и P_{2B} , соответствующие полостям А и В.

Величина осевой силы в центробежных насосах может достигать больших значений, что зависит от величины параметров насоса и его конструктивных особенностей, при которых установка соответствующего подшипника становится нерациональной. В процессе конструктивного

совершенствования центробежных насосов для уравнивания осевой силы разработано большое количество различных специальных устройств гидравлического характера, позволяющих отказаться от применения громоздких упорных подшипников.

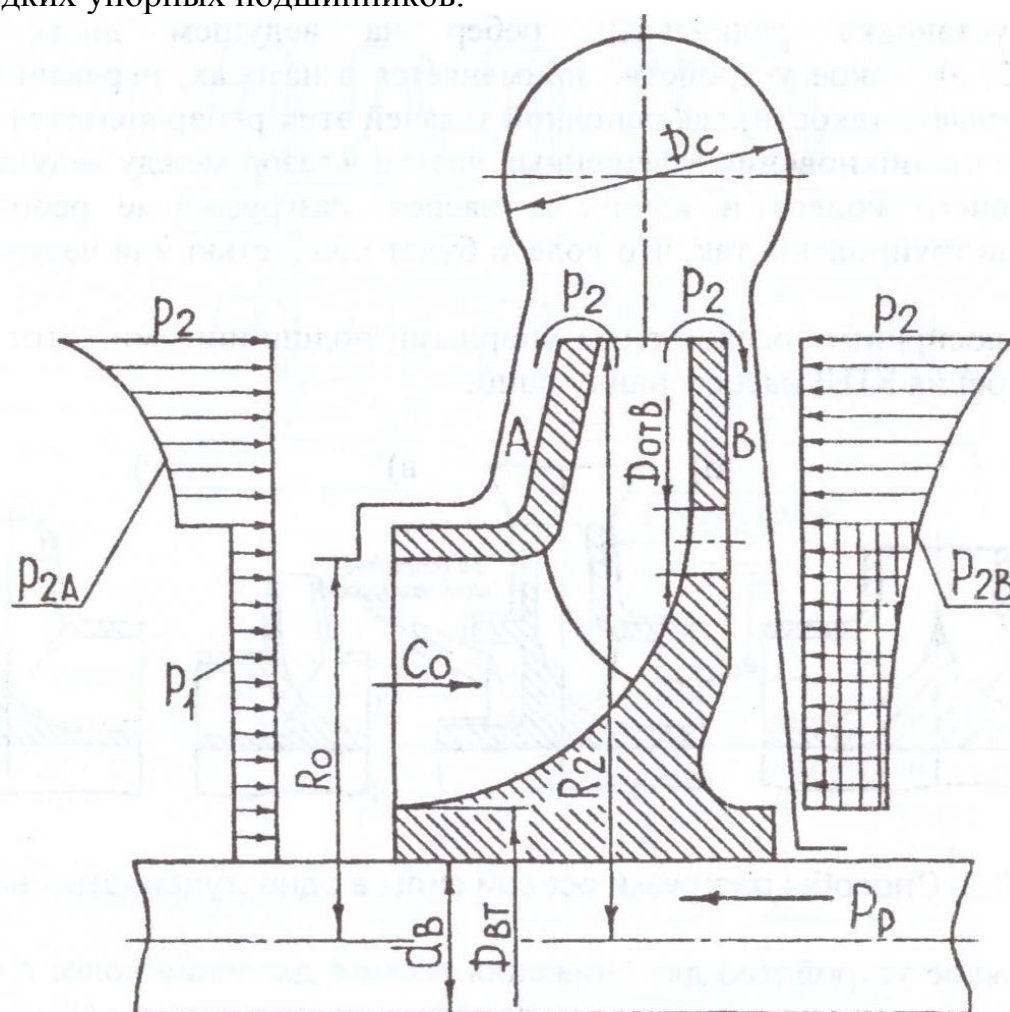


Рис. 10.1. Силы давления, действующие на внешние поверхности рабочего колеса

Используются следующие способы уравнивания осевой силы в одноступенчатом насосе.

- 1) применение рабочего колеса двустороннего всасывания (рис. 10.2, а)
- 2) перепуск утечки, проходящей через уплотнительные кольца, обратно во всасывание. В этом случае площадь сечения разгрузочной трубки должна быть не менее, чем в 5 раз больше площади зазора между уплотнением колеса и корпусом насоса (рис. 10.2, б);
- 3) применение уплотнения и разгрузочных отверстий на ведущем диске колеса (рис. 10.2, в). Площадь сечения всех отверстий должна быть не менее, чем в 5 раз больше площади сечения зазора между

уплотнениями рабочего колеса и корпуса насоса. При этом уравнивании осевой силы КПД насоса снижается на 4.. 6 %.

При разгрузке по пунктам 2 и 3 со стороны заднего диска на этом же диаметре, что и со стороны переднего, выполняется уплотнение;

4) установка радиальных ребер на ведущем диске колеса (рис. 10.2, *з*). Такое устройство применяется в насосах, перекачивающих загрязненные жидкости, где основной задачей этих ребер является предотвращение проникновения взвешенных частиц в зазор между ведущим диском рабочего колеса и корпусом насоса. Разгрузочные ребра могут быть сконструированы так, что колесо будет полностью или частично разгружено;

5) восприятие осевой силы упорными подшипниками. Этот способ, с точки зрения КПД насоса, наилучший.

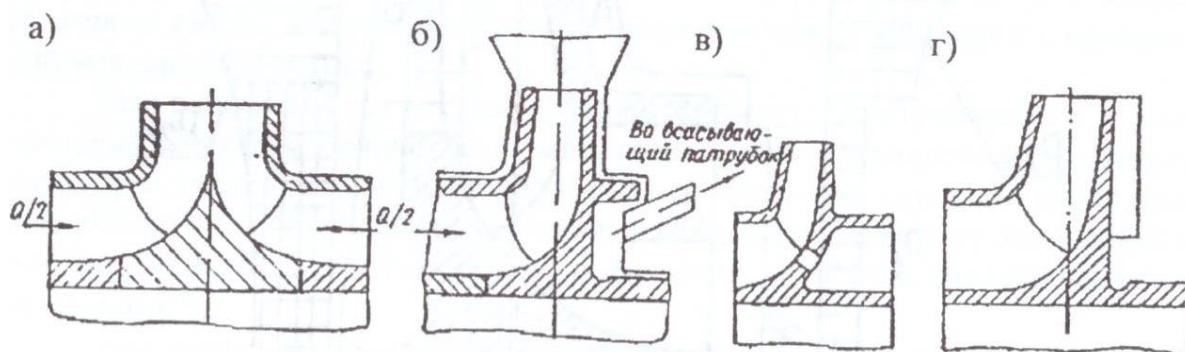


Рис. 10.2. Способы разгрузки осевой силы в одноступенчатых насосах

Всякое устройство для снижения осевого давления колес с односторонним всасыванием сопровождается теми или иными потерями с соответствующим снижением КПД насоса.

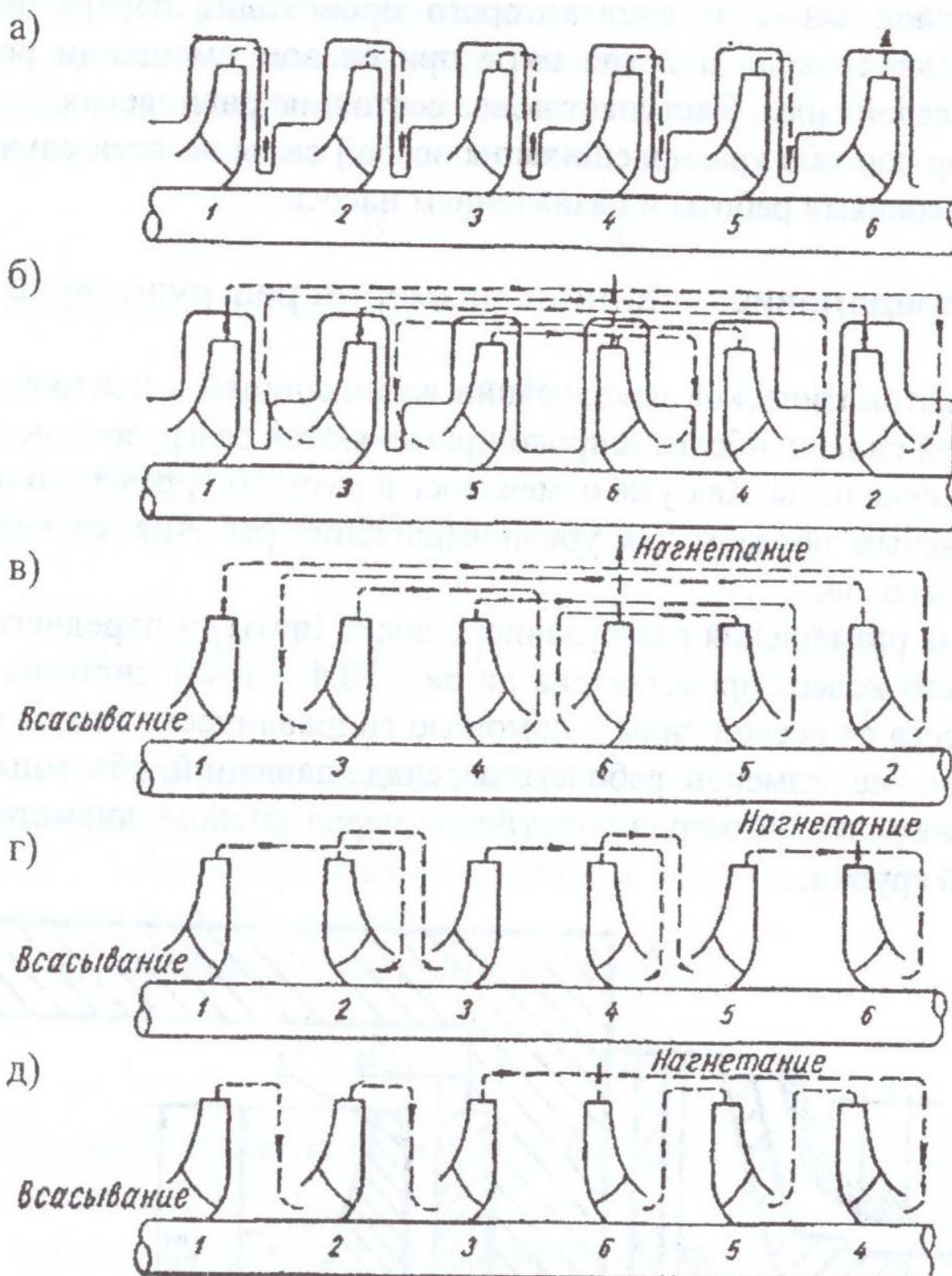
Уравнивание осевой силы в многоступенчатых насосах производится в основном одним из трех методов (рис. 10.3).

1) Изменение расположения рабочих колес. В конструкциях многоступенчатых насосов установку рабочих колес одностороннего входа выполняют двумя путями:

а) рабочие колеса одностороннего входа насаживаются на вал входными воронками в одном направлении и следуют друг за другом в порядке возрастания давления. Осевая сила в этом случае воспринимается различными гидравлическими уравнивающими устройствами (рис. 10.3, *а*);

б) рабочие колеса насаживаются на вал, причем одна группа колес направлена входными воронками противоположно направлению входных воронок другой группы. Осевые силы обеих групп рабочих колес взаимно уравниваются в результате так называемого симметричного расположения рабочих колес (рис. 10.3, *б - д*).

2) Применение разгрузочного барабана, который представляет собой удлиненное уплотнение цилиндрической формы, вращающееся вместе с валом между рабочим колесом последней ступени и разгрузочной камерой (рис. 10.3, е). Разгрузочный барабан в этом случае выполняет две функции: уменьшает давление на сальник и уравнивает осевую силу.



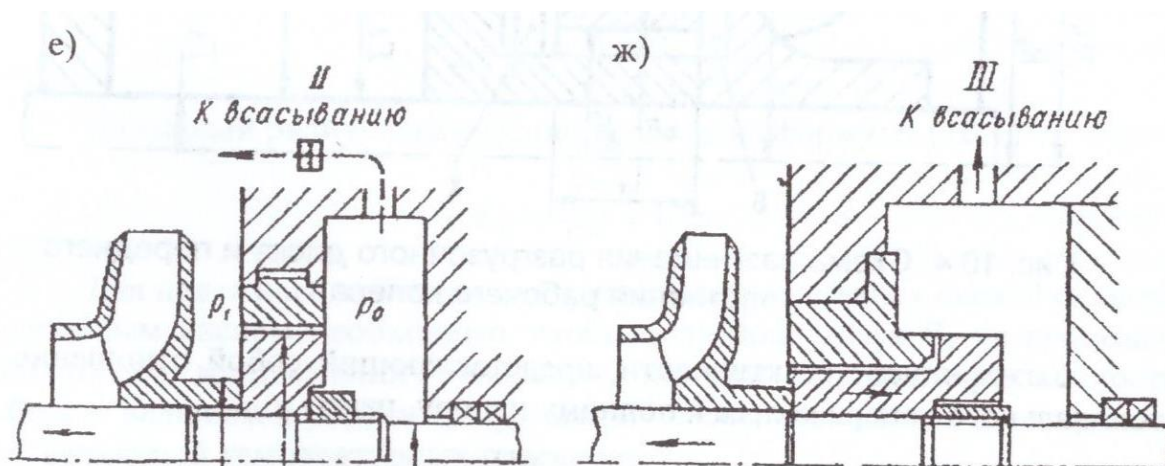


Рис. 10.3. Способы разгрузки осевых сил в многоступенчатых насосах

3) Применение гидравлической пяты (рис. 10.3, ж). Между гидравлической пятой и подпятником (неподвижной втулкой корпуса насоса) имеется осевой зазор, за счет которого происходит перераспределение давления в камерах до и после пяты при осевом смещении ротора под влиянием осевой силы. Наступает новое состояние равновесия.

Выбор способа уравнивания осевой силы во всех случаях определяется условиями работы и назначением насоса.

10.2. Определение основных размеров разгрузочного диска

Для автоматической локализации возникающей в центробежных насосах осевой силы наиболее широко применяются разгрузочные диски или гидравлические пяты. Как уже отмечалось в разд. 10.1, разгрузочные диски служат главным образом для уравнивания рабочих колес многоступенчатых насосов.

Схема размещения разгрузочного диска (пяты) и переднего уплотнения рабочего колеса представлена на рис. 10.4. Расчет системы разгрузки ротора насоса от осевой силы с помощью гидравлической пяты сводится к определению ее размеров, рабочего перепада давлений, объемных утечек в системе разгрузки, размеров уплотнения перед диском, диаметра и длины отводящей трубки.

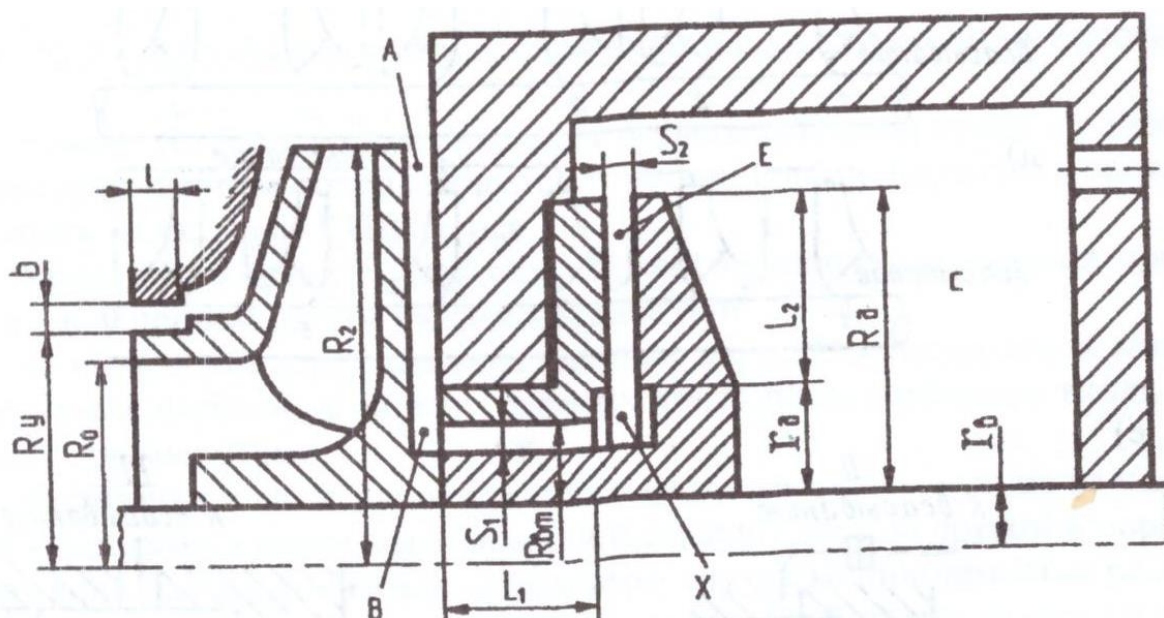


Рис. 10.4. Схема размещения разгрузочного диска и переднего уплотнения рабочего колеса

Коэффициент реактивности, представляющий собой отношение потенциального напора колеса к полному напору, равен

$$K_p = 1 - \frac{gH_{IT}}{2u_2^2}$$

где u_2 - окружная скорость при выходе из колеса, м/с.

Коэффициент реактивности насоса характеризует его способность создавать избыточное давление жидкости на выходе из рабочего колеса. Чем больше коэффициент, тем большая доля кинетической энергии потока расходуется на создание статического давления жидкости на выходе из рабочего колеса. Для лучших центробежных насосов $K_p = 0,7...0,75$.

Потенциальный напор рабочего колеса, м

$$H_{IT.П} = K_p \cdot H_{IT}$$

Потенциальный напор насоса, м

$$H_{IT.П} = z \cdot H_{IT.П}$$

где z - число рабочих колес.

Гидравлическая осевая сила, Н

$$P_p = g\rho\pi \cdot (R_y^2 - r_{Bm}^2) \cdot [H_{IT.П} - \left(R_2^2 - \frac{R_y^2 - r_{Bm}^2}{2} \right) \cdot \frac{\omega^2}{8g}]$$

где ρ - плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;

$R_y = R_0 + (0,007...0,01)$ - наружный радиус уплотнительного кольца, м;

$r_{Bm} = (1,2... 1,5)r$, - радиус втулки диска, м. Здесь r , - радиус вала, м;

R_2 - наружный радиус колеса, м.

Опорная поверхность разгрузочного диска

$$F = \pi(R_{\partial}^2 - r_{\partial}^2) = \frac{P_p}{P_{уд}}, \quad (10.1)$$

где $P_{уд}$ - удельное давление на опорную поверхность диска, которое можно принять равным $2 \cdot 10^6$ Па;

r_{∂} - внутренний радиус разгрузочного диска, м, который определяется по формуле

$$r_{\partial} = r_{Bm} + (0.007 \dots 0.1)$$

Наружный радиус разгрузочного диска из формулы (10.1), м

$$R_{\partial} = \sqrt{r_{\partial}^2 + F/\pi}$$

Для надежного действия системы уравнивания осевой силы разгрузочным диском необходимо, чтобы величина зазора S_2 не переходила некоторого минимального значения, которое определяется точностью сборки, величиной упругих деформаций элементов статора и ротора насоса, величиной температурных перекосов:

$$S_{2min} = (0.0010 \dots 0.0015)R_{\partial} \text{ до } 0,5 \dots 1,0 \text{ мм}$$

Постоянный радиальный зазор между втулками разгрузочного и опорного дисков принимается равным $S_1 = 0,2 \dots 0,4$ мм.

Длина уплотнительной втулки L , в первом приближении принимается конструктивно близкой к той, которая принята в аналогичных насосах. Обычно, за исключением малогабаритных насосов, $L_1 > 10$ мм. Выбирая L_1 следует иметь в виду, что увеличение длины переднего уплотнения, с одной стороны, снижает утечки через него, а с другой стороны, приводит к возрастанию дисковых потерь и, следовательно, снижению механического КПД.

Радиальная длина зазора в уплотнительном диске, м

$$L_2 = R_{\partial} - r_{\partial}$$

Размеры отводящей трубки, соединяющей камеру за разгрузочным диском с областью всасывания первой ступени многоступенчатого насоса, определяются следующим образом: длина трубки l_T определяется конструктивно, а диаметр d_T выбирается таким образом, чтобы скорость движения жидкости в ней V_T была не более $3 \dots 4$ м/с.

Тогда

$$d_T = 2 \sqrt{\frac{(0.02 \dots 0.03)Q}{\pi V_T}}$$

10.3. Определение основных характеристик разгрузочного отверстия

Этот способ уравнивания осевой силы состоит в том, что полость за задней стенкой рабочего колеса, образованная неуравновешенной частью его площади и стенкой корпуса насоса, соединяется со всасывающей полостью колеса или насоса (см. рис. 10.2, в). По такому принципу выполняется чаще всего уравнивание отдельных колес, в частности одноступенчатых насосов.

Разгрузочные отверстия уступают системам разгрузки с гидравлической пятой вследствие неполного уравнивания ротора на режимах подачи, отличных от оптимальной подачи насоса, и вследствие увеличения объемных потерь. Необходимый в таком насосе упорный подшипник должен воспринимать указанный дисбаланс сил на переднюю и заднюю внешние поверхности рабочего колеса.

Расчет системы разгрузки с помощью разгрузочных отверстий состоит в определении радиуса их расположения, диаметра и числа разгрузочных отверстий, а также объемных утечек в системе разгрузки. Протечки через разгрузочные отверстия в первом приближении принимаются равными протечкам через уплотнение /1/, м³/с

$$Q_{S.отв} = Q_{1.S}$$

Скорость жидкости в разгрузочном отверстии принимается равной скорости потока на входе в рабочее колесо:

$$C_{отв} = C_0, \text{ м/с}$$

Диаметр разгрузочного отверстия, м

$$D_{отв} = \sqrt{\frac{4Q_{S.отв}}{\pi z_{отв} C_{отв}}}$$

где $z_{отв}$ — число разгрузочных отверстий, предварительно можно принять равным числу лопаток.

Диаметр разгрузочного отверстия должен быть в пределах $D_{отв} = 5...30$ мм. Если в расчете будет получен $D_{отв}$ меньше 5 мм, то необходимо уменьшить $z_{отв}$ в «П» раз, кратное числу лопаток, но в любом случае $z_{отв} \geq 3$

Способ уравнивания осевой силы с помощью разгрузочных отверстий в задней стенке колеса в настоящее время применяется для насосов с небольшими параметрами Q и H .

11. ОБЪЕМНЫЕ ПОТЕРИ В ЦЕНТРОБЕЖНОМ НАСОСЕ

11.1. Выбор типа уплотнения и уточнение объемного КПД

Через проточные каналы рабочих колес происходят действительная подача Q заданной величины, необходимая для работы системы, и соответствующие протечки или объемные потери ΔQ .

Объемные потери ΔQ включают следующие протечки:

- через передние уплотнения рабочего колеса Q_{1S} ;
- через систему гидравлической разгрузки осевой силы Q_{3S} ;
- через уплотнения и дренажные устройства сальников;
- через уплотнения диафрагм многоступенчатых насосов Q_{2S}

Три первых перечисленных вида объемных потерь обусловлены наличием зазоров (щелей) между деталями статора и ротора насоса и поэтому называются потерями через зазоры или щелевыми. Величиной этих потерь характеризуется экономичность работы насоса, его конструктивное совершенство и правильность эксплуатации.

Характер возникновения объемных потерь в переднем уплотнении следующий. Давление перед входом в рабочее колесо p_1 меньше давления при выходе из колеса p_2 , и жидкость, находящаяся между корпусом насоса и наружными стенками рабочего колеса, находится под действием разности давлений $p_2 - p_1$ и одновременно увлекается во вращательное движение наружными стенками рабочего колеса. Последнее обстоятельство создает инерционные силы, под действием которых частицы жидкости, прилегающие к стенкам дисков колеса, будут перемещаться в радиальном направлении, стремясь выйти из этих полостей. Неподвижная стенка корпуса насоса препятствует этому движению, и общий ток жидкости направлен в сторону меньшего давления, в результате чего часть жидкости из полости между передней поверхностью колеса и корпусом пройдет через щель в приемную полость колеса. Следовательно, возникает паразитная циркуляция жидкости вокруг переднего диска рабочего колеса, что уменьшает производительность насоса.

Установлено, что уплотнение колеса целесообразно производить только со стороны входа, а на выходе нужно иметь зазор для того, чтобы частицы жидкости, прилегающие к стенкам рабочего колеса, выходили из полости между передней поверхностью колеса и корпусом и уносились общим потоком в каналы направляющего устройства. Для уплотнения колеса на входе применяются специальные кольца, конструкции которых представлены на рис. 11.1.

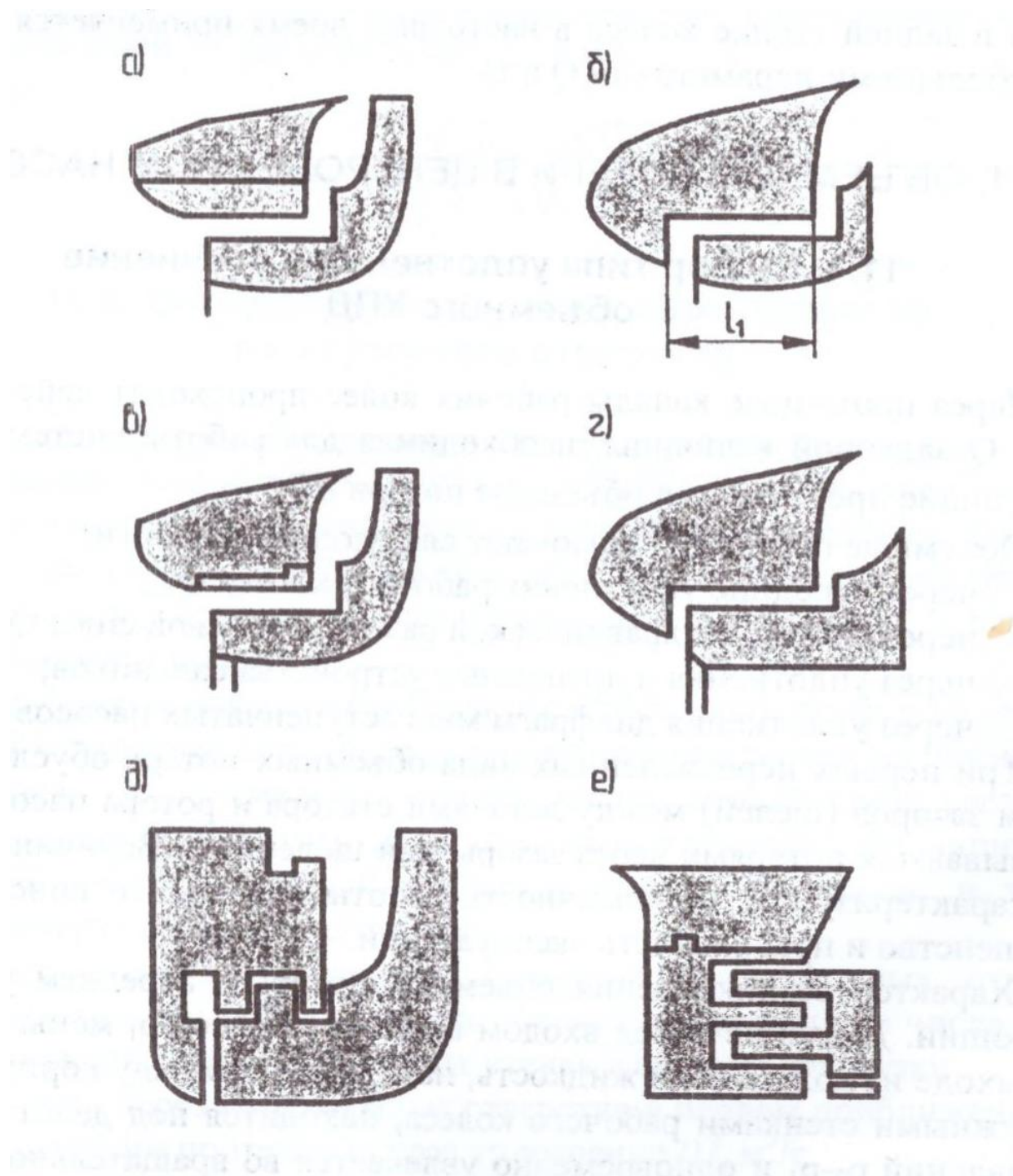


Рис. 11.1. Типы уплотнительных колец рабочих колес

Типы уплотнительных колец выбираются в зависимости от напора, приходящегося на одну ступень. При небольшом напоре (меньше 100 м вод. ст.) можно выбирать простые уплотнения: гладкие (рис. 11.1, а - в), гладкие с прямым зубом (рис. 11.1, г), гладкие с косым зубом. Простые гладкие уплотнения обеспечивают достаточно хорошие условия для смешения потока жидкости, выходящей из уплотнения, с основным потоком жидкости, поступающей в колесо.

При большом напоре, приходящемся на одну ступень (200...400 м вод. ст.), необходимо выбирать лабиринтные уплотнения: ступенчатые, с одним зубом, с двумя зубьями (рис. 11.1,0, е), с винтовой нарезкой. Лабиринтные уплотнения состоят из нескольких последовательно расположенных простых уплотнений, разделенных камерами. Соединение простых уплотнений камерами позволяет уменьшить коэффициент расхода уплотнения благодаря потере скорости потока при выходе из первого простого уплотнения и при входе в следующее простое уплотнение. При одинаковых длине и зазоре лабиринтное уплотнение может уменьшить коэффициент расхода на 20.. 30 % по сравнению с простым уплотнением.

Расчет объемных потерь рассмотрим на примере простого переднего уплотнения и потерь через систему гидравлической разгрузки осевой силы. Для других типов уплотнений расчет выполняется аналогично с привлечением соответствующих зависимостей для коэффициента расхода.

11.2. Определение протечек перекачиваемой жидкости в переднем уплотнении рабочего колеса

Перепад напора на концах уплотнения рабочего колеса со стороны входа при нормальном состоянии уплотнения, м

$$\Delta H = H_{l\text{т.п}} - \frac{\omega^2}{8g} (R_2^2 - R_y^2)$$

где $H_{l\text{т.п}}$ - потенциальный напор рабочего колеса, м (см. подразд. 10.2);
 R_2 - наружный радиус колеса, м; R_y - наружный радиус уплотнительного кольца, определенный в подразд. 10.2 настоящего пособия, м.

Для случая аварийного износа уплотнения

$$\Delta H =$$

Величина радиального зазора b в уплотнительных кольцах должна быть минимально возможной и в зависимости от диаметра уплотнительных колец принимается, м

D_y	b	D_y	b
0.05...0.08	0.0003	0.12...0.18	0.00045
0.08...0.12	0.00035	0.18...0.26	0.00055

А.А. Ломакин рекомендует принимать $b = 0,0015D_y$.

Для нефтеперекачивающих насосов радиальный зазор при перекачивании холодных нефтепродуктов определяется по рекомендациям М.Д. Айзенштейна:

- для $D_y < 0,1$ м $b = 0,00025$ м;
- для $D_y \geq 0,1$ м $b = 0,00025 + (D_y - 0,1) \cdot 10^{-3}$ м.

Длина щели уплотнения принимается:

- для простых уплотнений $l = 0,01 \dots 0,025$ м;
- для лабиринтных уплотнений $l = 0,03 \dots 0,04$ м.

Выбирая l , следует иметь в виду, что увеличение длины переднего уплотнения, с одной стороны, снижает утечки через него, а с другой стороны, приводит к возрастанию дисковых потерь и, следовательно, снижению механического КПД.

Максимально допустимый зазор b вследствие износа уплотнительных колец, м, определяется по формуле

$$b = 0,0003 + 0,004D_y.$$

Материал уплотнительных колец должен обладать хорошей эрозионной и коррозионной стойкостью и стойкостью против задираания в паре с материалом рабочего колеса при соприкосновении вращающихся и неподвижных деталей или попадании в щель металлических включений.

Для чугунных и стальных рабочих колес уплотнительные кольца могут быть изготовлены из чугуна СЧ 18. Для рабочих колес из стали 2Х13 уплотнительные кольца часто изготавливаются из термообработанной стали 3Х13. Разность твердости сопрягаемых деталей должна быть порядка

Уплотнительные кольца из стали 1Х18Н9Т имеют хорошую эрозионную стойкость, но плохо сопротивляются задираанию. Бронзовые кольца, наоборот, при хорошей сопротивляемости задираанию имеют малую долговечность работы из-за эрозионного размыва. Хорошо сопротивляется задираанию сталь Х17Н2 при достаточно высокой долговечности.

Для повышения эрозионной стойкости уплотнительных колец из углеродистой и нержавеющей сталей может быть рекомендовано сульфидирование их жидким или твердым способом. Чугунные уплотнительные кольца рекомендуется изготавливать из низколегированного хромом чугуна с шаровидным графитом, который обладает большей кавитационно-эрозионной стойкостью, чем обычный серый чугун.

Коэффициент расхода для простого уплотнения находится по формуле

$$\mu_1 = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_1 l_1}{2b_1} + 1.5}} \quad (11.1)$$

и для лабиринтного уплотнения

$$\mu_1 = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_1 l_1}{2b_1} + \frac{\lambda_2 l_2}{2b_2} \left(\frac{f_1}{f_2}\right)^2 + \frac{\lambda_3 l_3}{2b_3} \left(\frac{f_1}{f_3}\right)^2 + 1.5 \left[1 + \left(\frac{f_1}{f_2}\right)^2 + \left(\frac{f_1}{f_3}\right)^2\right]}}, \quad (11.2)$$

где λ - коэффициент сопротивления; f - площадь щели.

Коэффициент сопротивления λ зависит от режима течения жидкости в зазоре, характеризуемого числом Рейнольдса (Re) и шероховатостью поверхности уплотнения. В первом приближении можно принять $\lambda = 0,04 \dots 0,08$.

Расход жидкости через кольцевое отверстие уплотнения находится по уравнению

$$Q_{1s} = \mu 2\pi * R_y b_1 \sqrt{2g * \Delta H}$$

где $2\pi R_y b_1$ - площадь поперечного сечения кольцевого отверстия уплотнения.

Поскольку l и b фактически задаются конструктивно, то в формуле (11.2) для нахождения μ_1 , определяющим является коэффициент сопротивления λ .

Жидкость имеет две составляющие скорости ее движения в кольцевой щели уплотнения: осевую (расходную) V_s и окружную, возникающую вследствие трения о движущуюся поверхность колеса, ориентировочно равную $u_i / 2$.

Осевая составляющая скорости в щели (зазоре)

$$V_s = \frac{Q_{1s}}{2\pi * R_i b} \quad (11.3)$$

а окружная составляющая

$$u_i = \omega R_i \quad (11.4)$$

Тогда абсолютная скорость движения жидкости в щели

$$V = \sqrt{V_s^2 + \left(\frac{u_i}{2}\right)^2} \quad (11.5)$$

Расчет по определению p , предлагается вести в следующей последовательности. Задается λ в первом приближении $\lambda'_1 = 0,04$.

Определяется коэффициент расхода в первом приближении (формула (11.1))

$$\mu'_1 = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda'_1 * l_1}{2b_1} + 1.5}}$$

Определяется осевая составляющая скорости движения жидкости в щели в первом приближении по формуле (11.3)

$$V'_s = \mu'_1 \sqrt{2g * \Delta H}$$

Вычисляются окружная составляющая скорости по формуле (11.4) и абсолютная скорость в первом приближении по формуле (11.5)

$$V' = \sqrt{(V'_s)^2 + \left(\frac{u_i}{2}\right)^2}$$

По найденному значению V' определяется режим движения жидкости в щели с использованием числа Рейнольдса

$$Re = \frac{V' * 2b_1}{\nu}$$

где ν - кинематический коэффициент вязкости.

Если полученное значение $Re < 2000$, то полагают, что режим течения жидкости ламинарный, и уточняют коэффициент сопротивления A , во втором приближении по формуле Пуазейля

$$\lambda''_1 = \frac{64}{Re}$$

По численному значению λ''_1 находится коэффициент расхода во втором приближении μ''_1 . Если μ''_1 отличается от μ'_1 , более чем на 2 %, то делают третье приближение и т. д.

Если в расчетах первого приближения окажется, что $Re > 2000$, то режим течения жидкости считается турбулентным, а коэффициент сопротивления щели - зависящим не только от Re , но и от соотношения толщины ламинарного подслоя пограничного слоя δ_L и абсолютной эквивалентной шероховатости поверхности K . Тогда толщина ламинарного подслоя

$$\delta_L = \frac{N * V}{V'} \sqrt{\frac{8}{\lambda'_1}}$$

Число N имеет структуру числа Рейнольдса и представляет собой постоянную, определяющую место перехода ламинарного течения у стенок в турбулентное в основном потоке. Для воды $N = 11,6$.

Так как шероховатость поверхности зависит от технологии изготовления элементов насоса, известной проектировщику, то известна величина K . Обычно величина абсолютной шероховатости стенок уплотнения составляет $K = 5...20$ мкм. В зависимости от того, $K > \delta_L$ или $K < \delta_L$, применяются различные формулы для нахождения численного значения коэффициента сопротивления щели во втором приближении.

При $K < \delta_L$

$$\lambda''_1 = \frac{1}{[2 \lg(Re \sqrt{\lambda''_1}) - 0.8]^2}$$

или по упрощенной формуле Никурадзе

$$\lambda''_1 = 0.0032 + 0.221 Re^{-0.237}$$

При $K \geq \delta_L$

$$\lambda''_1 = \frac{1}{\left(1.74 + \frac{2lg b_l}{K}\right)^2}$$

Затем находится коэффициент расхода щели во втором приближении

$$\mu''_1 = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda'' * l_1}{2b_1} + 1.5}}$$

Расчеты выполняются методом последовательных приближений и завершаются при выполнении условия

$$\left| \frac{\mu_1^n - \mu_1^{n-1}}{\mu_1^n} \right| < 0.02,$$

где n – номер приближения.

Если указанная точность определения μ_1 достигнута, то вычисляется окончательное значение протечек через переднее уплотнение

$$Q_{1S} = \mu_1^n 2\pi * R_y b_1 \sqrt{2g * \Delta H}$$

и определяется объемный КПД, учитывающий наличие объемных утечек через переднее уплотнение,

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q + Q_{1S}}.$$

11.3. Определение протечек перекачиваемой жидкости в разгрузочном устройстве

Напор в области А (см.рис.10.4), за последней ступенью рабочего колеса, м

$$H_A = (z - 1)H_1 + H_{1ТП} - \frac{P_{ВС}}{\gamma}$$

где z – число ступеней насоса; $P_{ВС}$ – давление во всасывающем патрубке.

Напор перед входом в щель втулки разгрузочного диска, то есть в области В (см. рис. 10.4), м

$$H_B = H_A - \frac{\omega^2}{8g} (R_2^2 - r_{BT}^2)$$

где $r_{BT} = (1,2... 1,5) r_b$ - радиус втулки диска.

Напор H_E на выходе из осевого зазора разгрузочного диска (область Е на рис. 10.4) определяется давлением в разгрузочной камере, которое принимается больше давления P_{BC} , полагая, что из разгрузочной камеры жидкость поступает в приемную полость насоса. С учетом гидравлического сопротивления трубки, отводящей жидкость из камеры С (см. рис. 10.4) и возможного увеличения зазоров S_1 и S_2 , можно принять

$$H_E = P_{BC} + (15 \dots 30).$$

Напор в области Х разгрузочного диска H_X (см. рис. 10.4) находится исходя из уравнений сплошности потока жидкости, записанных для зазоров S_1 , и S_2 , м

$$H_X = \frac{(\mu_3 f_3)^2 H_B + (\mu_4 f_4)^2 H_F}{(\mu_3 f_3)^2 + (\mu_4 f_4)^2}$$

где μ_3 и μ_4 – коэффициенты расхода для втулки и диска соответственно;
 f_3 и f_4 – площади поперечного сечения зазоров S_1 и S_2 соответственно.

Коэффициенты расхода:

- для втулки

$$\mu_3 = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_1 L_1}{2S_1} + 1.5}},$$

- для диска

$$\mu_4 = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_1 L_2}{2S_2} + 1.5}}$$

Площади поперечных сечений зазоров S_1 и S_2 , м²

$$f_3 = 2\pi r_{BT} S_1,$$

$$f_4 = 2\pi r_\partial S_1$$

Осевой зазор в разгрузочном диске, радиальный зазор во втулке и длина уплотнительной втулки принимаются из конструктивных соотношений, соответственно

$$S_2 = (0.001 \dots 0.0015) R_\partial \text{ до } 0.0005 \dots 0.0008 \text{ м.}$$

$$S_1 = 0.0002 \dots 0.0004 \text{ м; } L_1 = 0.1 \text{ м.}$$

Радиальную длину зазора в уплотнительном диске смотри в подразд. 10.2.

Протечки перекачиваемой жидкости через зазоры разгрузочного диска, м³/с

$$Q_{3S} = \mu_3 f_3 \sqrt{2g(H_B - H_X)} = \mu_4 f_4 \sqrt{2g(H_X - H_E)}$$

Объемный КПД, определяемый отношением действительного расхода жидкости Q к расходу, протекающему через рабочие колеса,

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q + Q_{1S} + Q_{3S}}$$

Протечки в уплотнении диафрагм Q_{2S} не участвуют в движении жидкости через рабочие колеса и поэтому не влияют на их размеры. Эти протечки надо учитывать при расчете направляющего аппарата, размеры которого определяются расходом

$$Q_{2T} = Q + Q_{2S} + Q_{3S}$$

12. НАПОРНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

12.1. Расчет мощности на валу центробежного насоса

Мощность, получаемая насосом от двигателя, больше мощности, передаваемой лопастными колесами потоку жидкости, на величину потерь на трение N_M . Различают три основные категории механических потерь в насосе:

1) потери мощности на трение наружной поверхности колес с жидкостью N_{M1} ;

2) потери мощности на трение вала в подшипниках N_{M2} ;

3) потери мощности на трение вала в сальниках N_{M3} ;

$$N_M = \sum N_{mi} = N_{M1} + N_{M2} + N_{M3}$$

При рассмотрении многоступенчатых насосов к потерям N_{M1} добавляются аналогичные потери от разгрузочного диска $N_{M1Д}$.

Потери мощности на трение наружной поверхности колес о жидкость складываются из потерь мощности на трение боковых поверхностей дисков N_a и потерь мощности на трение цилиндрической части обода N_u :

$$N_{M1} = N_a + N_u$$

Из механических потерь всех видов потери на трение внешней поверхности колеса о жидкость являются самыми значительными. При вращении колеса частицы жидкости в пространстве между колесом и корпусом насоса вращаются с угловой скоростью, равной половине угловой скорости колеса. На основное вращательное движение жидкости в замкнутой области, окружающей диск, накладываются вторичные течения, обусловленные явлениями в пограничном слое. Частицы жидкости, непосредственно соприкасающиеся с поверхностью диска, вращаются с окружной скоростью, равной скорости диска. Центробежные силы, действующие на них, не уравниваются давлениями в основном потоке, и эти частицы отбрасываются от центра к периферии диска. Вследствие неразрывности

потока по стенкам корпуса устанавливается обратное течение к центру. Таким образом, на основное движение накладывается вторичный поток в форме двух кольцевых вихрей.

Трение колеса о жидкость зависит от состояния наружной поверхности колеса и внутренней поверхности корпуса.

Потери мощности на трение боковых поверхностей дисков одного рабочего колеса, кВт

$$N_{\partial} = 0.0196 * C_f * \rho * R_2^5 * \omega^3$$

где C_f - коэффициент трения; ρ - плотность жидкости, кг/м³; R_2 - наружный радиус рабочего колеса, м; ω - угловая скорость колеса, с⁻¹.

Коэффициент трения C_f подсчитывается по различным формулам в зависимости от режима движения и является функцией числа Рейнольдса Re , равного в случае вращающегося диска $Re = R_2^2 \omega / \nu$:

- для ламинарного режима ($Re < 2 \cdot 10^4$)

$$C_f = \frac{\pi}{Re} * \frac{R^2}{S} + Re * \left(\frac{S}{R_2}\right)^3 * [0.0146 + \left(\frac{S}{R_2}\right)^2 * 0.1256]$$

где S - расстояние от диска до стенки корпуса;

- для переходного режима от ламинарного к турбулентному ($Re = 2 \cdot 10^4 \dots 10^5$)

$$C_f = \frac{1.334}{\sqrt{Re}}$$

- для турбулентного режима

$$C_f = \frac{0.0465}{\sqrt{Re}}$$

Для воды при $t = 20$ °C ($\nu = 10^{-6}$ м²/с) и весьма распространенном в насосостроении значении $Re = 7 \cdot 10^6$, получим $C_f = 0,00232$ и формулу для мощности трения, кВт

$$N_{\partial} = 1.13 * 10^{-5} u_2^3 D_2^2$$

Мощность, затрачиваемая на трение цилиндрической поверхности обода, кВт

$$N_{\text{ц}} = \frac{6,1 * 10^{-4}}{\sqrt[4]{Re}} \rho b \omega^3 R_2^4$$

где b – ширина цилиндрической поверхности обода.

При расчете потерь мощности на трение наружной поверхности колес низкооборотных центробежных насосов потери на трение цилиндрической части обода обычно не учитываются, так как последний выполняется возможно более узким.

Если приближенно допустить, что мощность трения разгрузочного диска равна мощности трения рабочего колеса $N_{M1\partial} = N_{M1}$, то для многоступенчатого насоса с числом рабочих колес I общая величина дисковых потерь

$$\sum N_{M1} = (i + 1)N_{M1}$$

Величина механических потерь в подшипниках зависит от их конструкции, коэффициента трения трущихся пар, смазывающей способности в малонагруженных опорных подшипниках скольжения, часто имеющих место в насосах, мощность трения N_{M2} приближенно может быть определена по формуле Петрова, кВт

$$N_{M2} = \frac{2\pi}{102} v(\omega r)^2 \frac{r}{\delta} 1$$

где v - коэффициент кинематической вязкости жидкости; r и 1 - соответственно радиус и длина шейки вала; δ - радиальный зазор в подшипнике.

Потери мощности на трение в сальниках

$$N_{M3} = \frac{\pi n}{30} * \frac{\pi r_c^2 s}{102} * \frac{\mu_1}{\mu_2} p_0 e^{2\mu_2 \frac{l_c}{s}} \left(1 - e^{-2\mu_2 \frac{l_c}{s}}\right),$$

где μ_1 - коэффициент трения набивки по поверхности вала ($\mu_1 = 0,02...0,1$); μ_2 - коэффициент трения, отнесенный к осевому давлению ($\mu_2 = 0,05$); p_0 - избыточное давление внутри корпуса; l_c - длина сальниковой набивки; s - толщина кольца набивки, равная R_{c-rc} .

Сальниковое уплотнение с числом колец ($z = ls/s$) более семи не рекомендуется, так как это ведет к быстрому возрастанию мощности трения и износу вала в области, смежной с нажимной втулкой, т. е. в области повышенного давления набивки на вал. Число колец набивки для водяных насосов принимается равным $z = 4...5$. Сальниковое уплотнение не может быть герметичным: необходим пропуск жидкости, достаточный для отвода тепла, возникающего при трении.

Потери подводимой мощности на трение вала в подшипниках и сальниках малых насосов составляют примерно 5 %, для остальных насосов 1...2 %. Таким образом, сумма механических потерь в насосе N_M приближенно может быть определена:

- для одноступенчатого насоса

$$N_M = kN_{Ml}$$

-для многоступенчатого

$$N_M = k \sum N_{Ml}$$

где $k = 1,08...1,1$ - коэффициент, учитывающий дополнительные потери на трение в подшипниках и сальниках.

Подводимая к насосу мощность, кВт

$$N = \frac{Q \rho g H}{10^3 \eta_0 \eta_{\Gamma}} + N_M$$

где η_0 и η_{Γ} - коэффициенты полезного действия объемный и гидравлический соответственно.

Механический КПД насоса

$$\eta_M = 1 - \frac{N_{M1}}{N}$$

должен быть близок к величине η_M , принятой при предварительном расчете центробежного насоса.

12.2. Построение расчетной напорной характеристики насоса

Расчетная напорно-расходная характеристика представляет собой зависимость между производительностью Q и напором H . Она получается на основании теоретической характеристики $H_T = f(Q_i)$ и определенных расчетным путем объемных и гидравлических потерь. Несмотря на приближенность, а иногда и условность учета потерь, расчетная характеристика позволяет объяснить характер зависимости между действительными параметрами насоса Q и H .

Исходными данными для построения являются:

H_1 - действительный напор одного рабочего колеса;

Q_1 - действительная подача одного рабочего колеса;

η_1 - гидравлический КПД;

η_0 - объемный КПД;

K_A - коэффициент, учитывающий влияние конечного числа лопастей на теоретический напор рабочего колеса с бесконечно большим числом лопастей:

$$K_A = \frac{1}{1 + P}$$

где P - поправочный коэффициент (см. формулу (7.17)).

Установлено, что коэффициент K_L находится в пределах 0,6...0,8, где верхний предел соответствует колесам с наиболее плавными лопастями, загнутыми назад.

Теоретическая подача Q_T изменяется в пределах от $Q_1 = 0$ до $Q_1 \geq Q_{1p} = Q/\eta_0$. Построение расчетной характеристики начинают с изображения в координатах Q , - H , характеристики $H_{1K} = f(Q)$ по уравнению

$$H_{1\infty} = H_1 \left(\frac{K_A * u_2^2}{g * H_1} - a \right) \left[1 - 2 \frac{Q_1}{Q_{tp}} + \left(\frac{Q_1}{Q_{tp}} \right)^2 \right],$$

где b_2 - ширина рабочего колеса на выходе; β_2 - выходной угол лопасти; $\beta < 90^\circ$ для загнутых назад лопастей.

Для этого определяют значение расчетного теоретического напора колеса с бесконечно большим числом лопастей $H_{1\infty} = \frac{H_l}{K_A} \left(H_t = \frac{H_l}{\eta_\Gamma} \right)$ при расчетном значении подачи Q_{tp} (первая точка на графике, рис. 12.1) и $H_{1\infty} = \frac{u_2^2}{g}$ при $Q_1 = 0$ (вторая точка). Через эти точки проводят прямую линию 1 - график $H_\infty = f(Q_1)$ (рис. 12.1).

Характеристику $H_1 = f(Q_1)$ строят аналогично первой, определив значение $H_t = K_A \cdot H_{1\infty}$ при расчетной подаче Q_{lp} и $H_t = K_\Gamma \cdot u_2^2/g$ при $Q_t = 0$ (прямая 2, рис. 12.1).

Далее изображают параболу гидравлических потерь на трение, используя зависимость

$$h_1 = (1 - \eta_\Gamma) H_t \left(\frac{Q_t}{Q_{tp}} \right)^2$$

Ординаты построенной параболы вычитают из ординат прямой $H_t = f(Q_t)$ и получают характеристику $H' = f(Q_t)$.

Параболу гидравлических потерь на удар строят в интервале изменения Q , по формуле

$$h_2 = H_1 \left(\frac{K_A \cdot u_2^2}{g \cdot H_1} - a \right) \left[1 - 2 \frac{Q_l}{Q_{tp}} + \left(\frac{Q_l}{Q_{tp}} \right)^2 \right]$$

где $a = H_3/H_1 = 0,9 \dots 1,3$. Здесь H_3 - напор при закрытой задвижке на напорном трубопроводе.

Вычитание ординат последней параболы из ординат кривой $H' = f(Q_t)$ позволяет построить напорно-расходную характеристику рабочего колеса $H = f(Q_t)$ при постоянной частоте вращения вала насоса.

Для приближения расчетной характеристики к действительной вводят поправку на протечки жидкости. С этой целью при соответствующих значениях напора H от абсцисс кривой $H = f(Q_T)$, отображающих подачу Q_T , вычитают величину протечек

$$Q_{пр} = Q_{1s} + Q_{3s}$$

где Q_{1s} - расход утечки в переднем уплотнении рабочего колеса; Q_{3s} - протечки перекачиваемой жидкости через зазоры разгрузочного диска и получают расчетную характеристику $H = f(Q)$.

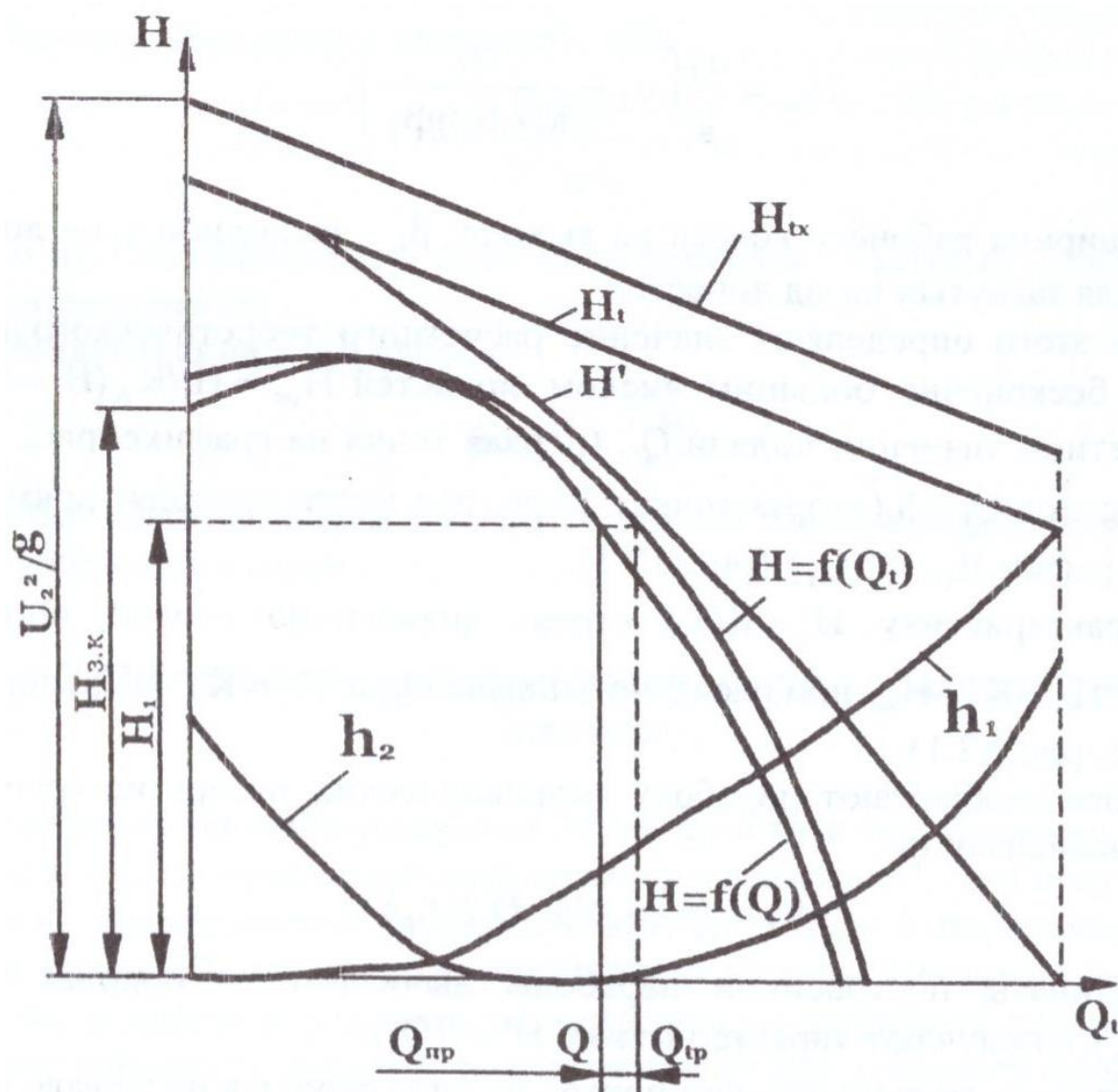


Рис. 12.1. Расчетная напорно-расходная характеристика рабочего колеса

Методика определения $Q_{пр}$ изложена в разд. 11.

Построим кривые мощности и КПД насоса. Гидравлическая мощность насоса, т. е. мощность, сообщаемая жидкости в колесе,

$$N_{\Gamma} = Q_t p g H_t$$

Зависимость теоретического напора H , от расхода через рабочее колесо линейна (рис. 12.1) и может быть выражена уравнением

$$H_t = a - b Q_t. \quad (12.1)$$

Отсюда гидравлическая мощность

$$N_{\Gamma} = p g (a Q_t - b Q_t^2) \quad (12.2)$$

где a и b - коэффициенты, определяемые из уравнения (12.1) и графика теоретического напора (рис. 12.1).

Уравнение (12.2) является уравнением параболы, пересекающей ось абсцисс в точках $Q_1 = 0$ и $Q_1 = a/b$.

Механические потери мало зависят от подачи насоса. Прибавив мощность механических потерь к гидравлической мощности, получим кривую $N = f(Q_1)$ зависимости мощности на валу насоса от расхода жидкости через рабочее колесо. Для получения кривой мощности насоса необходимо учесть объемные потери, при этом кривую $N = f(Q_1)$ надо сместить влево на величину протечек $Q_{пр}$.

Имея графические зависимости $N = f(Q)$ и $H = f(Q)$, строим кривую КПД по уравнению

$$\eta = \frac{Q p g H}{N} \quad (12.3)$$

12.3. Построение универсальной характеристики насоса

В процессе эксплуатации в некоторых случаях возникает необходимость изменения частоты вращения вала двигателя насоса или замены двигателя насоса на двигатель с другой частотой вращения или форсирования работы насоса путем повышения его частоты вращения, поэтому нужно иметь характеристики насоса при переменном числе оборотов. С этой целью строят универсальную характеристику насоса - серию характеристик $H = f(Q)$ при $n = \text{const}$ для различных чисел оборотов и соответственно этим числам оборотов строят характеристики $\eta = f(Q)$. Затем прямыми, параллельными оси абсцисс, делят ординату η на несколько частей и переносят точки А и В, полученные пересечением параллельных прямых с кривыми $\eta = f(Q)$, на кривую $H = f(Q)$. Точки A_1 и B_1 соответствующие тем же числам оборотов, что и точки А и В (рис. 12.2), принадлежат линии равных КПД ($\eta = 70 \%$). Таким образом, в поле координат $H = f(Q)$ отмечают ряд точек, представляющих собой величины равных КПД, а соединением их плавной кривой получают линии равных КПД.

Эллиптические кривые являются линиями равных КПД: $\eta = 60 \%$; $\eta = 70 \%$ и т.д. Универсальная характеристика позволяет легко определить число оборотов, КПД и, следовательно, мощность насоса для любого сочетания значений напора и подачи. Универсальная характеристика полностью определяет эксплуатационные свойства насоса.

Опытное определение универсальной характеристики затруднительно. Поэтому возникает задача расчета характеристики на другое число оборотов по уже имеющейся опытной или расчетной характеристике при заданном числе оборотов. Эта задача решается на основе методов теории подобия.

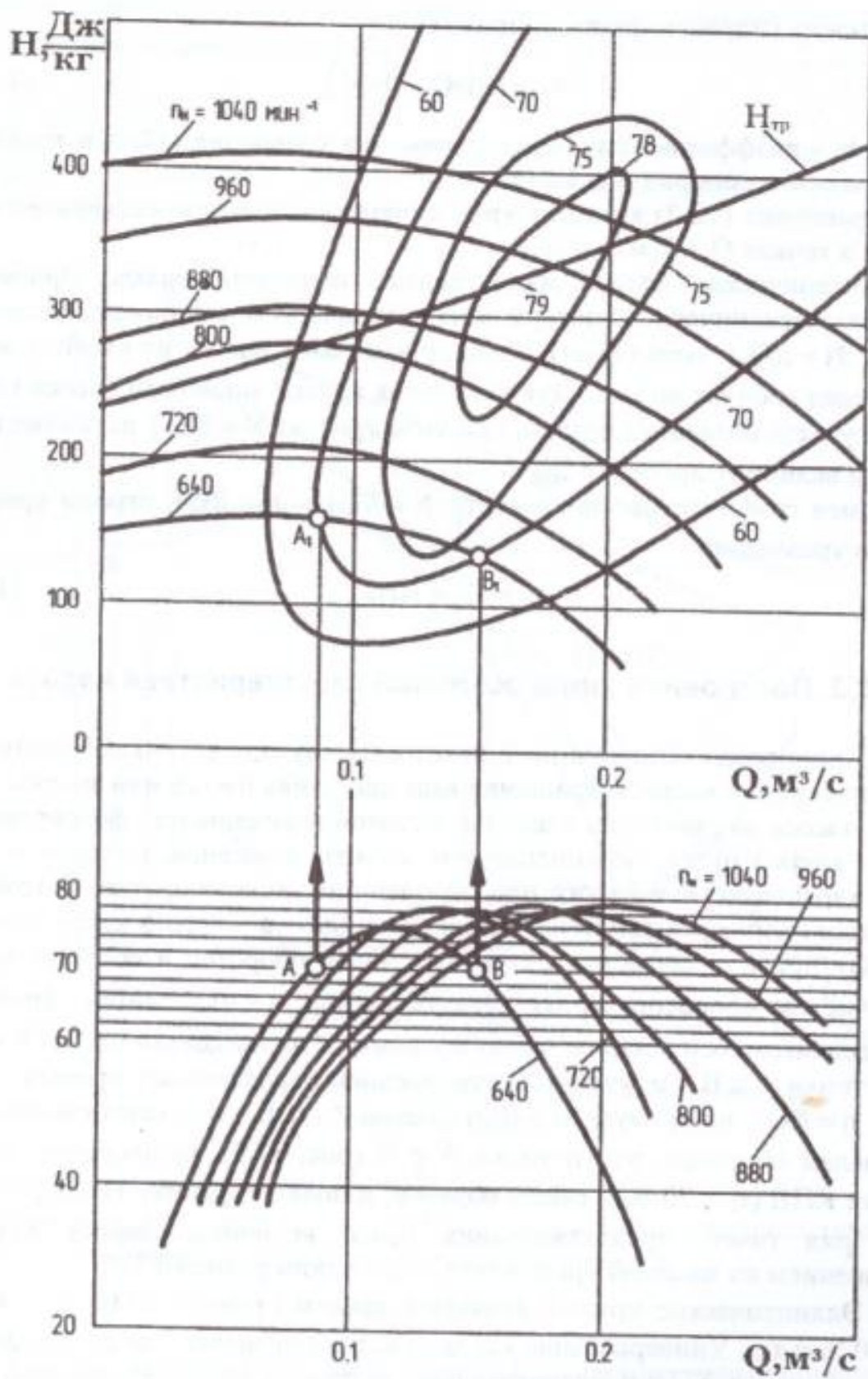


Рис. 12.2. Универсальная характеристика насоса

12.4. Уравнения подобия центробежных насосов

Уравнения подобия устанавливают связь между подачей Q , напором H и мощностью N натурального и модельного насосов и получаются на основании соблюдения условий геометрического, кинематического и динамического подобия.

Геометрическое подобие заключается в пропорциональности линейных размеров в сходственных точках и постоянстве углов, а также в подобии шероховатостей поверхности каналов, зазоров в щелевых уплотнениях и толщин рабочих колес. Геометрическое подобие можно представить зависимостью

$$K_1 = \frac{D_{2H}}{D_{2M}} = \frac{D_{1H}}{D_{1M}} = \dots = \frac{L_{iH}}{L_{iM}} \quad (12.4)$$

где K_1 - масштаб геометрического подобия; D_{2H} , D_{2M} , D_{1H} и D_{1M} - соответственно выходной и входной диаметры натурального и модельного насосов; L_{iH} и L_{iM} - любой произвольный линейный размер натурального и модельного насосов.

Индексы H и M определяют принадлежность соответственно к натурному и модельному насосам.

Кинематическое подобие связано с подобием треугольников скоростей в сходственных точках натурной и модели и выражается следующей зависимостью:

$$\frac{C_{iH}}{C_{iM}} = \frac{W_{iH}}{W_{iM}} = \frac{u_{iH}}{u_{iM}} = \frac{R_{iH}\omega_H}{R_{iM}\omega_M} = \frac{K_l\omega_H}{\omega_M} = \frac{K_l n_H}{n_M} \quad (12.5)$$

где C_{iH} и C_{iM} , W_{iH} и W_{iM} , u_{iH} и u_{iM} - соответственно абсолютные, относительные и окружные скорости жидкости в натурном и модельном насосах; R_{iH} и R_{iM} - расстояние от оси колеса до исходных точек потока в натурном и модельном насосах; ω_H и ω_M - угловые скорости рабочих колес натурального и модельного насосов.

Динамическое подобие предполагает пропорциональность сил вязкости, давления, тяжести в сходственных сечениях натурной и модели. Условие динамического подобия установившегося движения несжимаемой жидкости в общем виде предполагает равенство следующих критериев подобия: критерия Рейнольдса ($Re_H = Re_M$), характеризующего отношение сил инерции к силам вязкости, критерия Эйлера ($Eu_H = Eu_M$), характеризующего отношение сил давления к силам инерции, критерия Фруда ($Fr_H = Fr_M$), характеризующего отношение сил инерции к силам тяжести.

Из перечисленных критериев определяющим является число Рейнольдса, так как силы тяжести, учитываемые критерием Фруда, не имеют существенного значения в насосах и ими можно пренебречь, а критерий Эйлера для несжимаемой жидкости является функцией критериев Рей-

нольдса и Фруда, т. е. если для кинематически подобных потоков критерии Рейнольдса и Фруда будут одинаковы, то будут одинаковы и критерии Эйлера. Поэтому считается, что если соблюдается равенство чисел Рейнольдса $Re_H = Re_M$, то выполняется и динамическое подобие потоков.

Ниже приводятся уравнения подобия центробежных насосов, которыми можно пользоваться при моделировании или расчете, если предварительно соблюдены условия геометрического, кинематического и динамического подобия натурной и модельной машин.

Производительность рабочего колеса Q_p по уравнению расхода равна произведению площади поперечного сечения каналов колеса f на скорость движения жидкости C , нормальную к этому сечению:

$$Q_p = C * f \quad (12.6)$$

Расчетная производительность рабочего колеса может быть выражена через производительность Q и объемный КПД η_0 насоса

$$Q_p = \frac{Q}{\eta_0} \quad (12.7)$$

Уравнение подобия, связывающее подачу натурного и модельного насосов, получается из уравнений геометрического (12.4) и кинематического (12.5) подобия с учетом уравнений (12.6) и (12.7):

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{C_H * f_H}{C_M * f_M} * \frac{\eta_{OH}}{\eta_{OM}} = K_1^3 \frac{n_H}{n_M} * \frac{\eta_{OH}}{\eta_{OM}}. \quad (12.8)$$

Теоретический напор, создаваемый рабочим колесом, согласно основному уравнению лопастных насосов, пропорционален квадрату скорости потока

$$H_T = u_2 * \frac{C_{2u}}{g} \quad (12.9)$$

Кроме того, теоретический напор можно вычислить через напор H и гидравлический КПД η_{Γ} насоса

$$H_T = \frac{H}{\eta_{\Gamma}}$$

Тогда связь между напорами модельного и натурного насосов устанавливается на основе уравнений (12.9) и (12.10) при условии выполнения геометрического (12.4) и кинематического (12.5) подобия:

$$\frac{H_H}{H_M} = \frac{u_{2H} * C_{2uH}}{u_{2M} * C_{2uM}} * \frac{\eta_{\Gamma H}}{\eta_{\Gamma M}} = K_1^2 \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2 * \frac{\eta_{\Gamma H}}{\eta_{\Gamma M}}. \quad (12.11)$$

Уравнение подобия, связывающее мощность натурного и модельного насосов, получается из уравнения

$$N = \frac{\gamma Q H}{\eta}$$

С учетом уравнений (12.8), (12.11) и $\eta = \eta_{\Gamma} \eta_0 \eta_M$ получим

$$\frac{N_H}{N_M} = \frac{\gamma_H Q_H H_H \eta_M}{\gamma_M Q_M H_M \eta_H} = \frac{\gamma_H}{\gamma_M} K_1^3 \frac{n_H}{n_M} * \frac{\eta_{OH}}{\eta_{OM}} K_1^2 \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2 -$$

$$- \frac{\eta_{\Gamma H} * \eta_{\Gamma M} * \eta_{OM} * \eta_{MM}}{\eta_{\Gamma M} * \eta_{\Gamma H} * \eta_{OH} * \eta_{MH}} = \frac{\gamma_H}{\gamma_M} K_1^5 \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 * \frac{\eta_{MM}}{\eta_{MH}} \quad (12.13)$$

где η_{MH} и η_{MM} - механические КПД натурального и модельного насосов; γ_H и γ_M - удельный вес жидкости в натурном и модельном насосах.

Уравнения подобия лопастных насосов (12.8), (12.11) и (12.13) позволяют расчетным путем определять параметры натурной машины по известным характеристикам модельной машины или решать обратную задачу. При практическом использовании приведенных уравнений для приближенных расчетов их упрощают с помощью следующих допущений и условий:

- режимы работы насоса ограничиваются автомодельной областью по числу Re;
- выполняется геометрическое подобие, т. е. сохраняются относительные величины зазоров в уплотнениях натуре и модели;
- относительные потери на трение в подшипниках и уплотнениях при моделировании меняются незначительно.

Из первого условия вытекает равенство гидравлических КПД натурального и модельного насосов. Выполнение второго условия обеспечивает равенство объемных КПД натуре и модели. Третье допущение с достаточной для практики точностью позволяет приближенно принять равными механические КПД натурального и модельного насосов, т. е. для подобных режимов

$$\eta_{OH} = \eta_{OM}; \eta_{\Gamma H} = \eta_{\Gamma M}; \eta_{MH} \approx \eta_{MM}; \eta_H \approx \eta_M \quad (12.14)$$

Уравнения подобия для одного и того же насоса ($K_1 = 1$) с учетом принятых допущений принимают следующий вид:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_H}{n_M}; \frac{H_H}{H_M} = \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2; \frac{N_H}{N_M} = \frac{\gamma_H}{\gamma_M} \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 \quad (12.15)$$

12.5. Пересчет характеристик центробежных насосов на другую частоту вращения

Для того чтобы судить об эксплуатационных свойствах насоса, необходимо иметь его характеристики при частоте вращения, на которой он фактически будет работать. Эту характеристику можно получить путем пересчета имеющейся характеристики (расчетной или экспериментальной) на основном числе оборотов n_1 , на новую частоту вращения n_2 по формулам (12. И) и (12.15). Так как режимы работы при новом числе оборотов подобны режимам на основном числе оборотов, то такой пересчет становится возможным. При этом насос при работе на основной частоте вращения рассматривается как модель для работы насоса на новой частоте вращения.

Для построения характеристики насоса при частоте вращения n_2 задаются рядом значений подач Q_1 и по имеющейся характеристике насоса находят соответствующие им напор H_1 мощность N_1 и КПД η_1 (рис. 12.3).

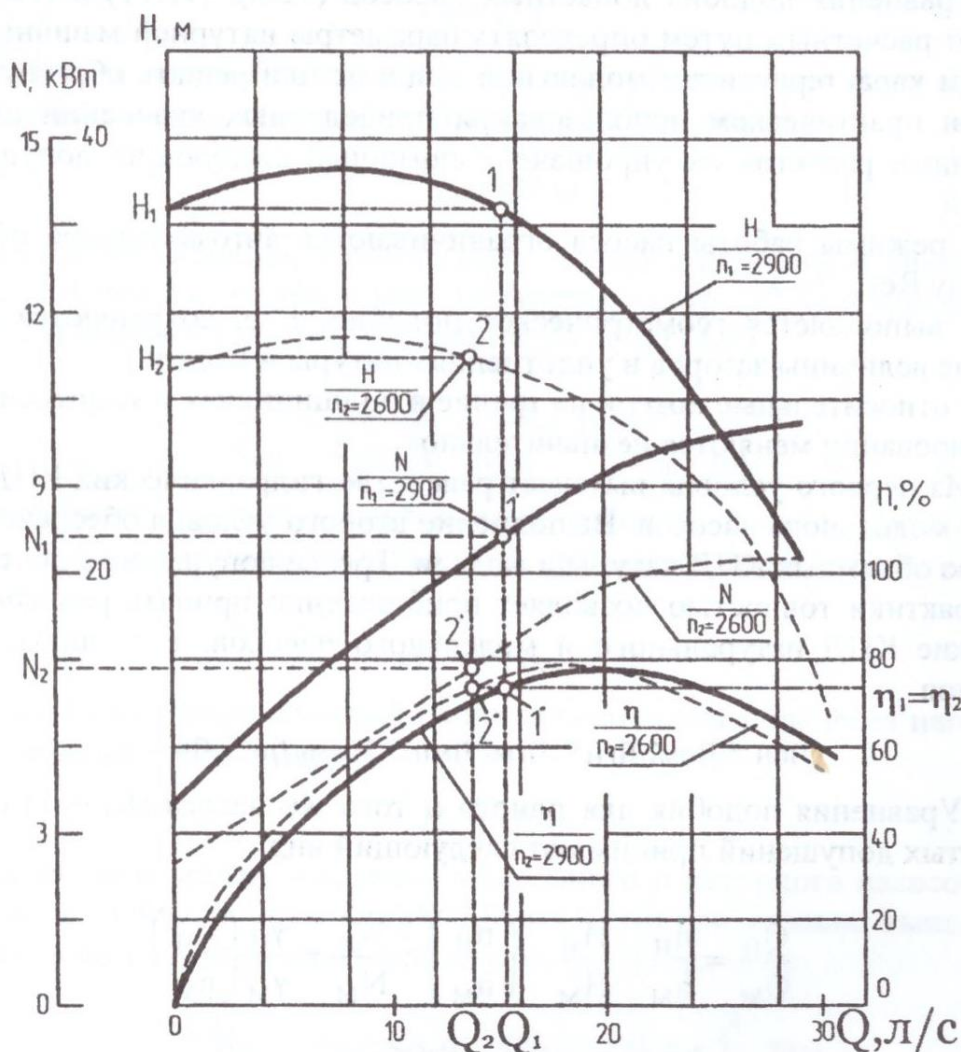


Рис. 12.3. Пересчет характеристики насоса на другую частоту вращения

Подставив найденные для частот вращения n_1 , величины Q_1 , N_1 и η_1 в уравнения (12.14) и (12.15), получают значения подачи Q_2 , напора H_2 , мощности N_2 и КПД η_2 которые являются координатами точек характеристики насоса при частоте вращения n_2 .

Аналогичным образом строятся характеристики и для других частот вращения, которые обычно выбирают с шагом 10...20 % от расчетной в сторону снижения частоты вращения. Для построения универсальной характеристики насоса обычно ограничиваются расчетом от пяти до десяти характеристик $H = f(Q)$ при $n = \text{const}$ для различных частот вращения, на которых отмечают точки с равными значениями КПД (см. рис. 12.2). После соединения одинаковых значений КПД на напорных характеристиках насоса плавными кривыми получают универсальную характеристику насоса. Шаг кривых равных значений КПД при построении выбирается произвольно (5...10 %; например, 60, 65, 70, 75, 80).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В химических и нефтехимических производствах насосные установки являются одним из основных видов оборудования, надежная работа которого обеспечивает непрерывность технологического процесса. Поэтому в учебном пособии рассматриваются основные положения расчета проточных частей центробежных насосов, освещенные в литературе достаточно разрозненно и не всегда полно и однозначно, что затрудняет их изучение.

Материал излагается в логической последовательности и по возможности кратко, не загромождая его излишними данными и формулами, имеющими второстепенное значение. В необходимых случаях даны ссылки на работы, в которых отдельные вопросы освещены более полно, чем в настоящем учебном пособии.

Учебное пособие предназначено для студентов специальностей, в учебных планах которых предусмотрено изучение лопастных гидромашин, а также может быть полезным инженерно-техническому персоналу отраслей промышленности, связанных с перекачкой различных жидкостей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Артемов Г.К., Симашов Р.Р. Судовые центробежные насосы: Конструкция и расчет: Учеб, пособие. - Владивосток: Дальрыбвтуз, 2000. - 81 с.
2. Петрина Н.П. Судовые насосы. - Л.: Судпромгиз, 1962. - 376 с.
3. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1966. - 364 с.
4. Гидравлический расчет судовых центробежных насосов: Учеб, пособие / Под ред. Б.Г.Декина. - М.: В/О «Мортехинформреклама», 1987. - 55 с.

Учебное издание

Фурсов Владимир Кириллович
Фурсова Галина Яковлевна

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ
КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ

Учебное пособие

Редактор Е.О. Колесникова

Научный редактор А.В. Ступин, канд. техн. наук, доцент

ЛР№ 020825 от 21.09.93

Подписано в печать 04.02.2005

Формат 60 x 84 1/16. Бумага 80 г/м². Отпечатано на ризографе.

Уел. печ. л. 4,88. Уч.-изд. л. 4,55. Тираж 100. Заказ 18579.

Редакционно-издательский отдел Государственного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет»
681013, Комсомольск-на-Амуре, пр. Ленина, 27.

Полиграфическая лаборатория Государственного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет».
681013, г. Комсомольск-на-Амуре, пр. Ленина, 27.