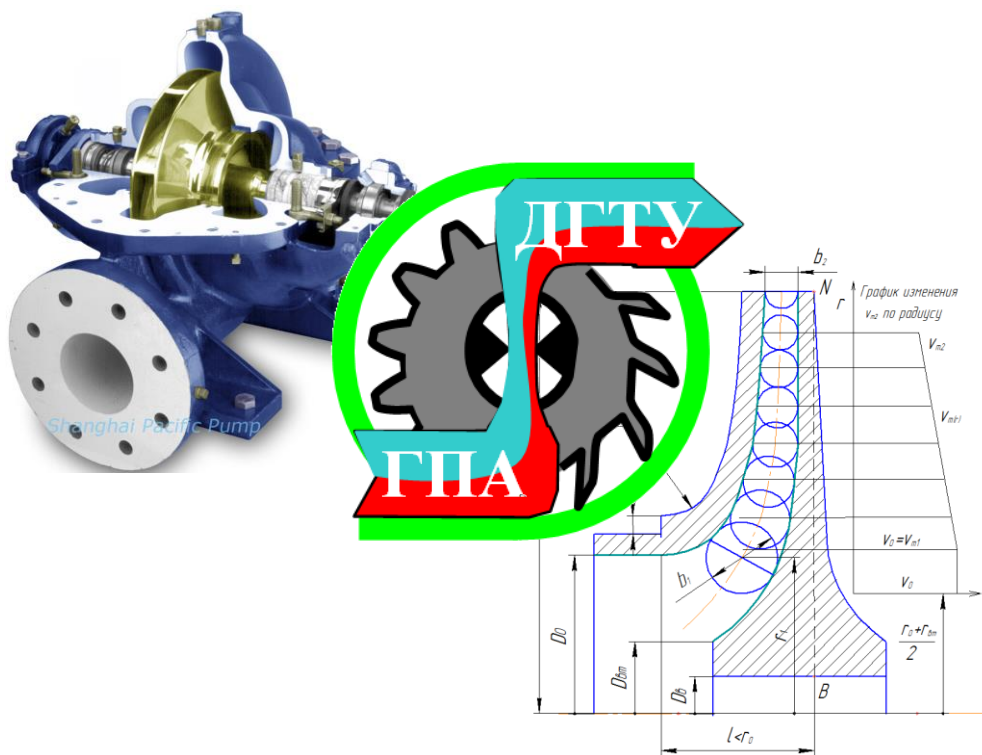


Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
Донской Государственный Технический Университет
(ДГТУ)
Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»

А.А. Тумаков, М.С. Полешкин

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Учебное пособие к курсовому (дипломному) проекту (работе)
по дисциплине: Лопастные гидромашины и гидродинамические передачи



г. Ростов-на-Дону 2021 г.

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
Донской Государственный Технический Университет
(ДГТУ)
Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»

А.А. Тумаков, М.С. Полешкин

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Учебное пособие к курсовому (дипломному) проекту (работе)
по дисциплине: Лопастные гидромашины и гидродинамические передачи

*Допущено УМО вузов по университетскому политехническому
образованию в качестве учебного пособия для студентов высших
учебных заведений, обучающихся по специальности «Гидромашины,
гидроприводы и гидропневмоавтоматика»*

г. Ростов-на-Дону 2021 г.

C 722

Изложены основные сведения, особенности конструкции и технологического исполнения центробежных насосов (ЦН), методические рекомендации и задания по их гидравлическому расчету и проектированию.

Даны основные требования к оформлению курсового проекта, приведены структурная схема расчета основных параметров центробежного насоса и пример расчета и проектирования ЦН в среде Mathcad.

Пособие рекомендовано студентам 3 и 4 курсов специальности 150802 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика».

Печатается по решению методической комиссии факультета
«Авиастроение. Транспорт, сервис и эксплуатация».

Научный редактор д-р техн. наук, проф. В.С.Сидоренко

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Е.М. Халатов
(КГТА)
канд. техн. наук, доц. А.В. Анисимов
(ЮРГТУ «НПИ»)

© Тумаков А.А., Полешкин М.С., 2021 год

©Издательский центр ДГТУ, 2021 год.

Введение

Настоящее учебное пособие (в дальнейшем УП) распространяется на курсовой (дипломный) проект (работу), выполняемые студентами специальности 150802 как вид учебной работы по дисциплине «Лопастные гидромашины и гидродинамические передачи» (ЛГМП), и устанавливает единые требования к содержанию, оформлению, выполнению расчетов и процессу проектирования. Работа по расчету и проектированию осуществляется в полном соответствии с основной образовательной программой подготовки бакалавров, магистров и дипломированных специалистов по специальности 150802 «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», разработанной на основе Государственного образовательного стандарта (ГОС).

УП учитывает требования учебного пособия «Курсовое и дипломное проектирование гидрофицированной техники»[2].

Дипломный проект может быть рассмотрен как конечное звено изучения дисциплины.

Общие положения:

1.1 Курсовой проект (работа) по дисциплине «Лопастные машины и гидродинамические передачи» выполняется студентами на 4 курсе в 7-ом семестре – дневной очной формы (срок обучения 5 лет) и на 3 курсе в 5-ом семестре - дневной сокращенной формы (срок обучения 3 года).

1.2 Целью курсового проектирования является закрепление теоретического материала по курсу, получение основных навыков расчета и проектирования основных элементов центробежного насоса, а также практических навыков составления программ компьютерных расчетов для задач исследовательского характера, связанных с выполнением задания.

1.3 Каждый студент, выполняя курсовой проект (работу), для усвоения методики расчета центробежного насоса (ЦН) проводит ручной расчет в программе Mathcad v.13 одного или нескольких шагов приближений, а затем по выбранным в ручном расчете исходным данным, производит окончательный

расчет ЦН на ЭВМ с использованием программного обеспечения TurboPascal 7.0. Результаты обоих расчетов оцениваться между собой путем сравнения.

1.4 Результаты расчета являются основой для конструкторской разработки рабочего колеса насоса, его вала, спирального отвода и гидропята.

1.5 Общий вид центробежного насоса студент принимает готовым, используя каталоги, справочники [8,9,10,11] и ориентируясь на существующий выбранный прототип насоса.

1. Основные сведения о центробежных насосах [14]

1.1. Устройство и принцип действия насосов

Несмотря на большое разнообразие конструкций, насосы динамические состоят из ряда аналогичных элементов (ступеней), которые можно рассматривать в качестве элементарных насосов.

Центробежный насос (рис. 1.1) или ступень многоступенчатого насоса состоит из:

- подвода 1, предназначенного для подачи жидкости от входного патрубка к рабочему колесу первой ступени (или к последующей ступени) насоса с минимальными потерями, обеспечивая требуемое распределение скоростей на входе в рабочее колесо:

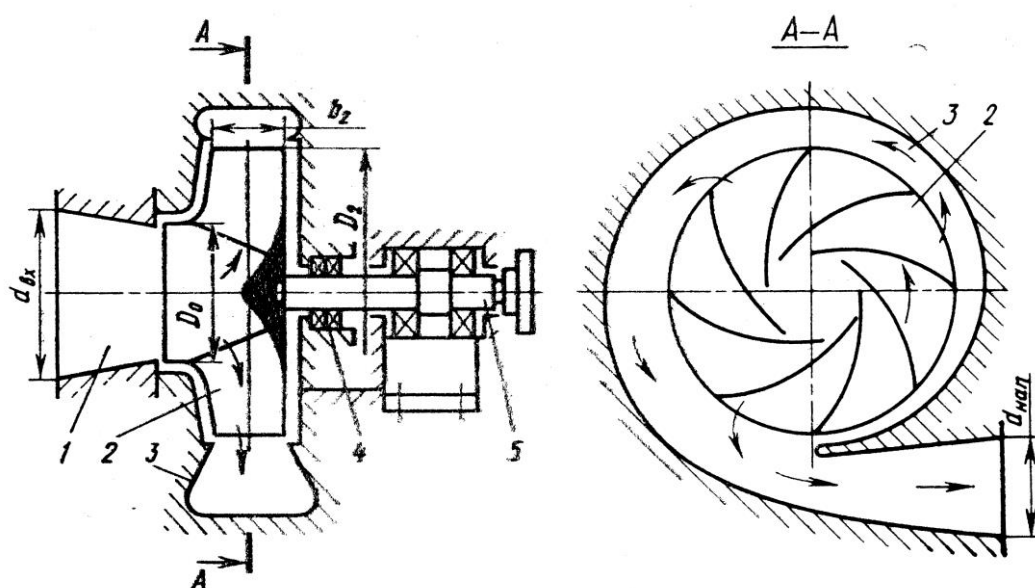
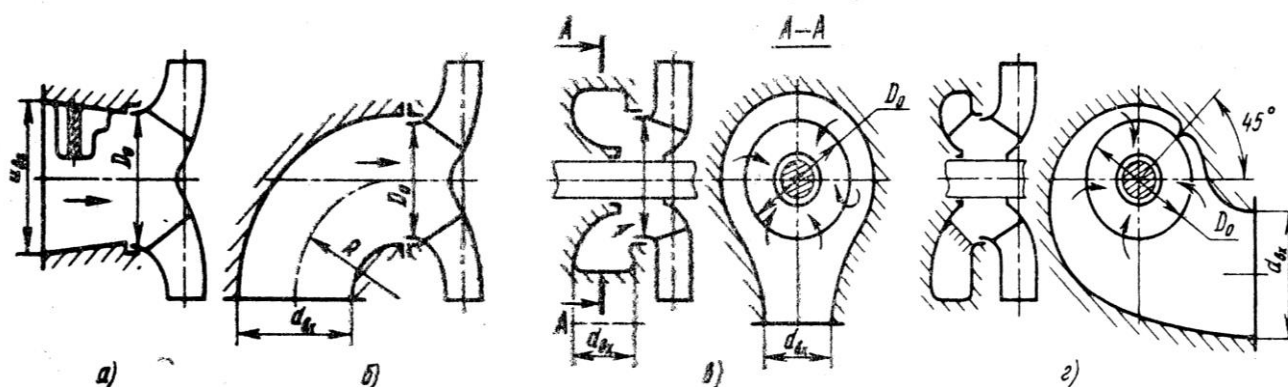


Рис.1.1. Принципиальная схема центробежного насоса

- рабочего колеса 2 в котором происходит преобразование механической энергии привода в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости;
- отвода 3, который служит для сбора жидкости за рабочим колесом, гашения момента скорости и преобразования кинетической энергии жидкости в энергию давления подвода жидкости к напорному патрубку или к следующей ступени насоса.

Конструктивная классификация основных элементов центробежных насосов приведена ниже.

Подводы центробежных насосов (рис.1.2), выполняют в виде конфузорного патрубка (рис.1.2,а), изогнутого колена (рис.1.2, б), кольцевой камеры (рис.1.2,в) и полуспирального типа (рис.1.2,г) для осевых насосов в виде прямоосного патрубка, изогнутого колена и камерного типа.



а – конфузорный патрубок; б – изогнутое колено; в – кольцевая камера;

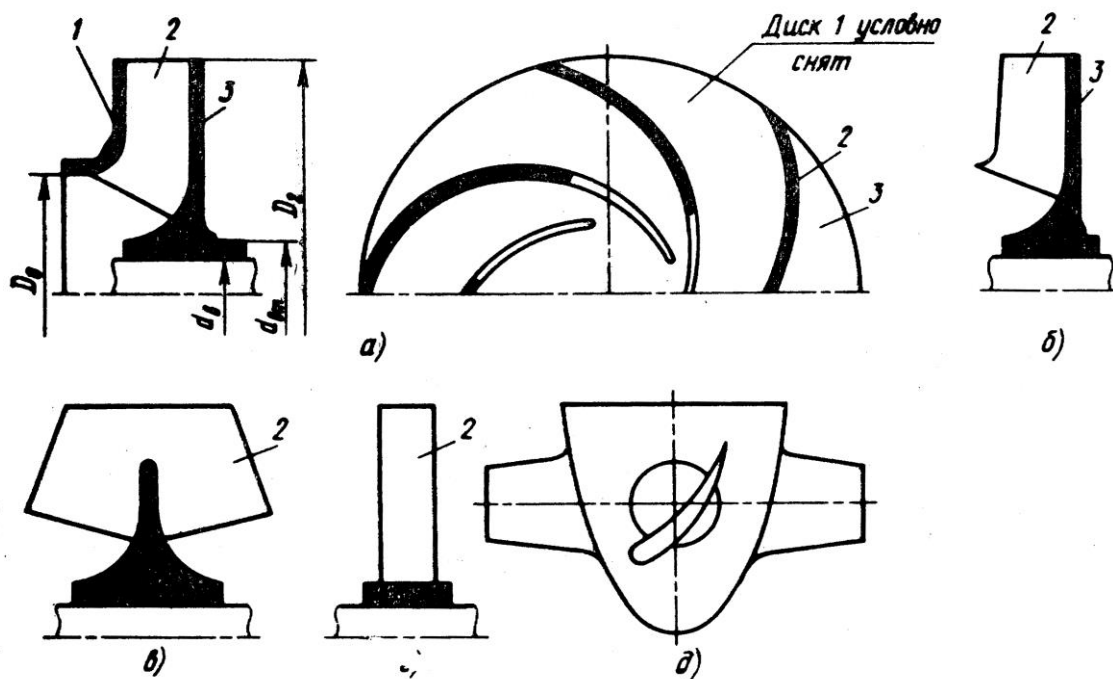
г – полуспиральный подвод

Рис. 1.2. Схемы подводов центробежных насосов

Рабочие колеса выполняют радиального (рис. 1.3,а), диагонального и осевого (рис. 1.3,б) типов. Рабочее колесо закрытого типа состоит из коренного 3 и покрывного 1 дисков с расположенными между ними лопастями 2. Рабочее колесо полукрытого типа (рис.1.3,б) не имеет покрывного диска, а лопасти выполнены заодно с основным диском. Рабочее колесо открытого типа (рис.1.3,в) не имеет дисков, а лопасти крепится к втулке, аналогично рабочему

колесу осевого насоса. Рабочее колесо вихревого насоса (рис.1.3,г) представляет собой втулку с радиальными лопастями (типа «звездочка»).

Рабочее колесо вихревого насоса закрытого типа имеет ряд коротких лопаток по периферии диска.



а – закрытого типа: б - полуоткрытого типа: в - открытого типа; г - вихревого насоса; д - осевого насоса

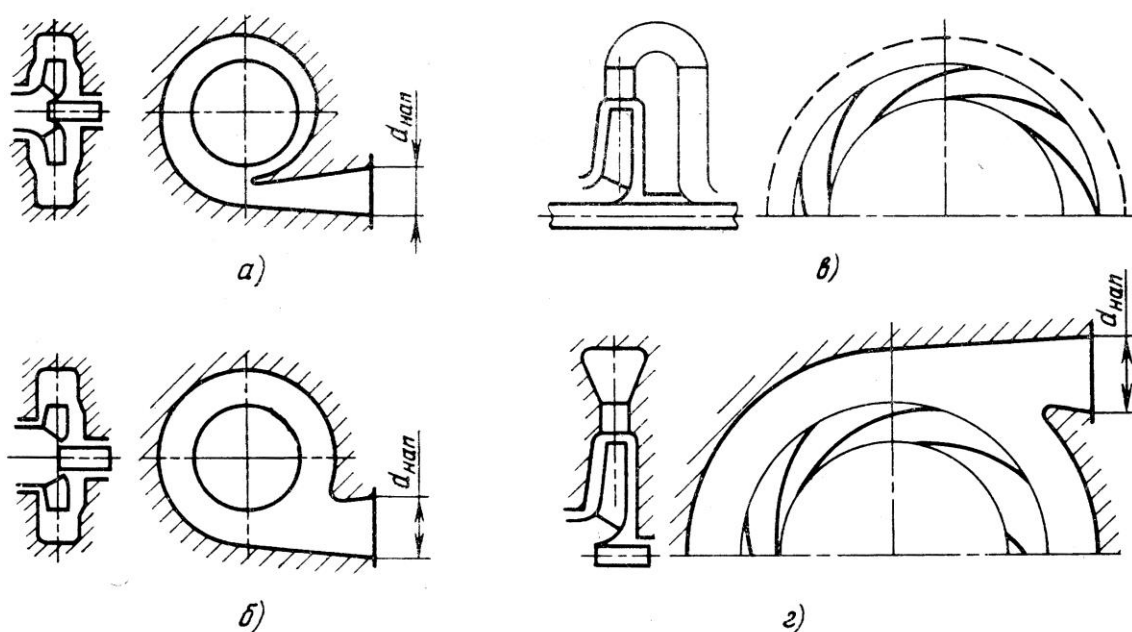
Рисунок 1.3. Схемы рабочих колес динамических насосов

Отводы выполняют: для центробежных насосов спиральными (рис.1.4,а) или кольцевыми (рис.1.4,б), в виде направляющих аппаратов (рис.1.4,в), составными (рис. 1.4,г). состоящими из комбинации направляющего аппарата со спиральным или кольцевым отводом. Для осевых насосов отводами служат выправляющие аппараты, выполненные в виде ряда неподвижных профильных лопаток, равномерно расположенных по окружности.

Для приведения насоса в рабочее состояние его рабочая камера и всасывающий патрубок должны быть заполнены жидкостью. Пуск центробежного насоса следует производить при закрытой задвижке нагнетания, а осевого и вихревого – соответственно с открытой.

Принцип действия центробежных насосов заключается в возникновении центробежной силы при движении частичек жидкости по окружности.

Под действием этой силы, а также в результате механического воздействия лопастей рабочего колеса на жидкость, она устремляется на периферию, создавая там избыточное давление, а на ее месте возникает вакуум, в результате действия которого происходит всасывание жидкости. Аналогично осуществляется рабочий процесс и в других типах лопастных насосов.



а - спиральный; б - кольцевой; в - направляющий аппарат; г - составной отвод

Рис.1.4. Схемы отводов центробежных насосов.

Жидкость через подвод поступает на вращающиеся лопасти рабочего колеса. В результате взаимодействия потока с решеткой лопастей происходит возрастание момента скорости за рабочим колесом, следовательно, и удельной энергии. В диффузорных каналах отвода происходит преобразование части кинетической энергии в энергию давления.

Между неподвижными и вращающимися деталями насоса выполняют щелевые уплотнения для уменьшения протечек (объемных потерь). Для

предотвращения внешних утечек в насосе применяют концевое уплотнение разных типов 1, 2 (см. поз. 4 на рис.1.1). Ротор насоса 5 вращается в подшипниках.

При работе насоса рабочее колесо из-за несимметрии эпюры давлений по обе его наружные стороны, действует осевое усилие, направленное в сторону всасывания. При чрезмерном износе уплотнений величина осевой силы может резко возрасти. В высоконапорных многоступенчатых насосах величина осевой силы достигает нескольких десятков тонн.

В насосах применяются различные способы уравнивания осевой силы:

- в **одноступенчатых насосах** - применение рабочих колес с двусторонним входом, применение симметричных уплотнений по обе стороны рабочего колеса, установка радиальных торцовых лопастей на внешней стороне ведущего диска;
- в **многоступенчатых насосах** с односторонним расположением рабочих колес осевое усилие уравнивается с помощью разгрузочного барабана или гидравлической пяты. Если разгрузочный барабан полностью уравнивает осевое усилие на одном расчетном режиме, то гидравлическая пята является саморегулирующим разгрузочным устройством, работающим автоматически на всех режимах. Уравнивание осевой силы в многоступенчатых насосах также достигается попарным расположением рабочих колес в разные стороны (симметричное расположение рабочих колес).

Следует иметь в виду, что любой способ уравнивания осевого усилия связан со снижением КПД насоса.

При работе насосов со спиральным отводом на нерасчетных режимах (за пределами рабочей части характеристики) возникают дополнительные

радиальные силы, действующие на ротор и ухудшающие динамические характеристики насоса.

В насосах с кольцевым отводом максимальное значение радиальной силы имеет место на оптимальном режиме.

При использовании направляющих аппаратов, двух и трехзаходных спиральных отводов, составных отводов радиальные усилия на всех режимах уравниваются.

Радиальные усилия могут возникнуть в щелевых уплотнениях при значительном их износе или наличии эксцентриситета в щели.

1.2. Классификация насосов

Ввиду большого разнообразия конструкций, сфер использования, свойств перекачиваемой жидкости классификация лопастных насосов осуществляется по отдельным характерным признакам.

Классификация по назначению имеет наибольшее значение для эксплуатационного персонала. Однако она важна и для конструктора, который должен учитывать особенности работы насоса в определенных условиях;

- насосы общего назначения - предназначены для перекачивания холодной, чистой, неагрессивной воды или сходных с ней по физико-химическим свойствам жидкостей. Насосы применяются в различных отраслях народного хозяйства;
- насосы для транспортирования взвесей - предназначены для перекачивания нейтральных или малоагрессивных жидкостей с твердыми частицами. Они применяются в горнодобывающей промышленности, строительстве, коммунальном хозяйстве и др. К этой группе относятся грунтовые, шлаковые, фекальные, массные и другие насосы;

- энергетические насосы - предназначены для работы в схемах тепловых и атомных электростанций. К ним относятся питательные, конденсатные, сетевые и специальные насосы;
- химические насосы - предназначены для перекачивания чистых незагрязненных агрессивных жидкостей в химической промышленности;
- насосы для нефтяной и нефтехимической промышленности - предназначены для сырой нефти и продуктов ее переработки в широком диапазоне температур. Это насосы для магистральных нефтепродуктов, законтурного заводнения нефтяных пластов, бензина, сжиженных газов и др.

По принципу действия динамические насосы делятся на две группы:

- лопастные (центробежные и осевые), в которых передача энергии жидкости осуществляется в результате взаимодействия решетки рабочего колеса с потоком;
- вихревые (открытого и закрытого типа, свободно-вихревые), в которых передача энергии основному потоку осуществляется за счет вихревого обмена с вторичным потоком, создаваемым рабочим колесом.

Породу перекачиваемой жидкости насосы подразделяются для перекачивания:

- чистых и слегка загрязненных нейтральных жидкостей;
- загрязненных жидкостей и взвесей;
- легко газованных жидкостей;
- газожидкостных смесей;
- агрессивных жидкостей;
- жидких металлов.

Выбор материалов, конструкция и принцип работы насосов зависят от физических и химических свойств перекачиваемых жидкостей.

По конструктивным признакам, наиболее характерные из которых для динамических насосов представлены в таблице 1.

Таблица 1

Тип насоса	Конструктивный признак	Применяемость насосов		
		центробежных	осевых	вихревых
1	2	3	4	5
Горизонтальный насос	Ось вращения ротора расположена горизонтально	(+)	+	(+)
Вертикальный насос	Ось вращения расположена вертикально	+	(+)	+
Насос с наклонно расположенной осью	—	—	+	—
Консольный насос	Рабочие органы расположены на консольной части вала	+	(+)	(+)
Моноблочный насос	Рабочие органы расположены на валу двигателя	+	—	+
Насос с выносными опорами	Опоры ротора изолированы от перекачиваемой жидкости	(+)	+	(+)
Насос с внутренними опорами	Опоры ротора соприкасаются с перекачиваемой жидкостью		+	—
Насос с боковым входом	Жидкость к насосу подводится перпендикулярно к оси вращения рабочих органов	(+)	(+)	(+)
Насос с осевым входом	Жидкость к насосу подводится в направлении оси рабочих органов	+	+	—
Насос двустороннего входа	Жидкость подводится к рабочим органам с двух противоположных сторон		—	+
Одноступенчатый насос	Насос с одним комплектом рабочих органов	+	(+)	(+)
Двухступенчатый насос	Насос с двумя последовательно расположенными комплектами рабочих органов	+	—	+
Многоступенчатый насос	Насос с тремя и более комплектами последовательно расположенных рабочих органов	(+)	—	+
Однопоточный насос	Насос с подачей жидкости через один отвод	(+)	(+)	(+)
Двухпоточный насос	Подача жидкости происходит через два подвода	+	—	—
Насос с торцовым разъемом (секционный насос)	Корпус насоса состоит из деталей с разрезами в плоскостях, перпендикулярных оси вращения ротора	(+)	+	(+)

Таблица 1 (продолжение)

1	2	3	4	5
Насос с осевым разъемом	Корпус насоса имеет разъем в плоскости оси вращения ротора	(+)	+	—
Двухкорпусный насос	Насос с дополнительным внешним корпусом для обеспечения герметичности	+	—	—
Насос с защитным корпусом	Насос имеет внутренний съемный корпус, стойкий к воздействию перекачиваемой жидкости	+	—	+
Погружной насос	Насос располагается подуровнем жидкости в резервуаре	+	+	—
Насос с трансмиссионным валом	Насос (обычно погружной) и двигатель соединены промежуточным валом	+	+	—
Насос с предвключенным колесом	Предвключенное колесо служит для улучшения всасывающей способности насоса	+	—	—
Герметичный насос	Полностью исключен контакт перекачиваемой жидкости с окружающей средой	+	+	+
Обогреваемый (охлаждаемый) насос	Проточная часть обогревается (охлаждается) от постороннего источника	+	—	+
Стационарный насос	Насос, работающий на фундаменте	(+)	(+)	(+)
Насос со спиральным отводом:				
однозавитковым;	—	(+)	—	—
двух-, трехзавитковым	—	+	—	—
Насос с кольцевым отводом	—	+	—	—
Насос с направляющим аппаратом	—	(+)	(+)	—
Насос с составным отводом	—	+	—	—
Насос с неподвижными лопастями рабочих колес	—	+	+	+
Насос с поворотными лопастями рабочих колес	—	—	(+)	-
Регулируемый насос	В составе насоса имеется устройство для изменения режима работы	+	+	-

*Примечание. Приняты обозначения: (+) - наиболее часто применяются; + - иногда применяются; — - не применяются.

1.3. Основы теоретического анализа конструкции насосов

Насосы являются машинами, которые подчиняются законам гидродинамического подобия по закону Рейнольдса. Так как преобладающее большинство насосов работает в квадратичной зоне режимов, условия гидродинамического подобия выполняются при соблюдении геометрического подобия.

Вследствие этого насосы обычно выпускаются в виде ряда с подобными геометрическими размерами. Параметры подобных насосов можно подсчитать по уравнениям подобия:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \lambda^2 \tau, \quad \frac{H_1}{H_2} = \lambda \tau^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \lambda \tau^3 \frac{\rho_1}{\rho_2}; \quad \eta_1 \approx \eta_2 \quad (1.1)$$

где $\lambda = \frac{D_{21}}{D_{22}} = \frac{b_{21}}{b_{22}}$ - отношение соответствующих размеров проточки полости;

$\tau = \frac{n_1}{n_2}$ - отношение частот вращения,

Уравнения подобия справедливы при $\lambda \leq 2$ и $\tau \leq 2$.

В насосостроении в качестве критерия подобия широко используется коэффициенты быстроходности n_s , определяемый выражением:

$$n_s = 365 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1.2)$$

где n - частота вращения (об/мин);
 Q - подача (м³/с);
 H - напор (м).

Коэффициент n_s определяет форму проточной части насоса, форму характеристики, соотношение геометрических размеров, кинематические соотношения потока в насосе. С помощью n_s можно приближенно определить полный КПД насоса (рис. 1.5) и его составляющие:

$$\frac{1}{\eta_o} = 1 + 0,8 \frac{n_s^2}{1068^2}; \quad (1.3)$$

$$\frac{1}{\eta_{ол}} = 1 + \frac{82}{n_s^2} \quad (1.4)$$

Приблизленно гидравлический КПД определяется по формуле А.А. Ломакина:

$$\eta_{гп} = \frac{Q \Delta p}{\rho g D_0^3} \quad (1.5)$$

где: $D_{гп} = \sqrt{D_0 d_{вт}}$ - приведенный диаметр входа в РК, мм;
 D_0 - диаметр входа в РК, мм;
 $d_{вт}$ - диаметр втулки РК, мм.

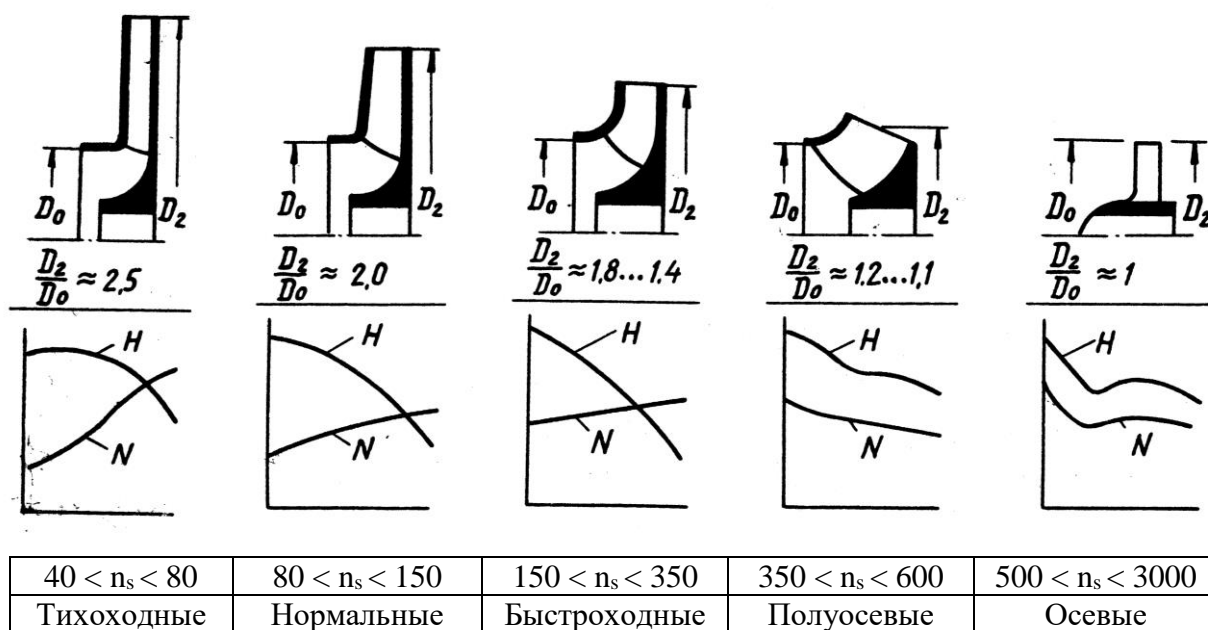


Рис.1.5 Зависимость проточной части, относительных характеристик и полного КПД лопастных насосов от n_s .

Полный КПД насоса равен произведению гидравлического, объемного и механического КПД.

Всасывающую способность насоса можно оценить кавитационным коэффициентом быстроходности (коэффициент С.С. Руднева)

$$C = 562 \frac{n \sqrt{Q}}{\Delta h_d^{3/4}} \quad (1.6)$$

где Δh_d - максимальное динамическое понижение давления.

В обычных насосах коэффициент $C = 800...900$ (средние кавитационные качества).

Для повышения всасывающей способности насоса применяют предвключенные устройства в виде осевого колеса или шнека. По значению допускаемого критического коэффициента быстроходного можно определить величину допускаемой вакуумметрической высоты всасывания.

$$H_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{5v_{\text{к}}^2}{2g C_{\text{от}}} \quad (1.7)$$

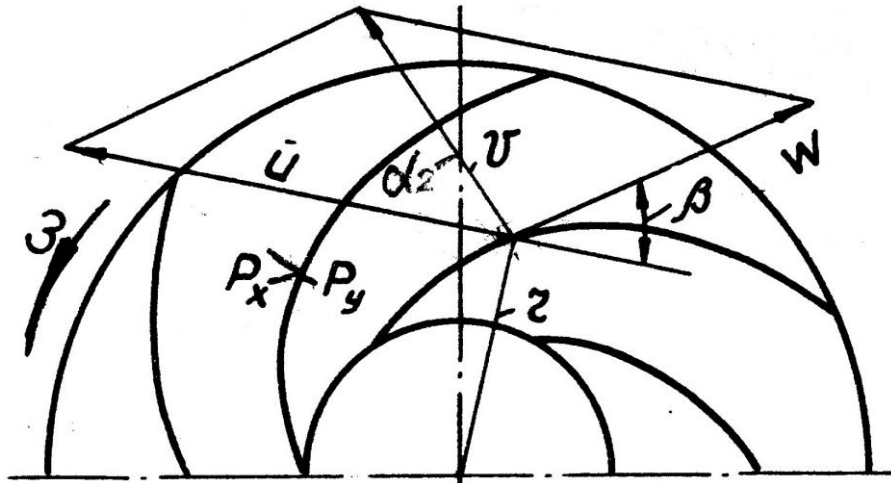


Рис. 1.6 Движение жидкости в рабочем колесе

Теоретически и напор, развиваемый насосом, может быть определен из уравнения:

$$H = \frac{\omega}{g} (u_2 R_2 - u_1 R_1) \quad (1.8)$$

где: ω - угловая скорость вращения рабочего колеса;
 $u_{1,2}$ - окружные составляющие абсолютных скоростей рабочей жидкости на входе и на выходе из рабочего колеса соответственно;
 $R_{1,2}$ - радиусы входа и выхода жидкости из рабочего колеса, соответственно.

Считая, что закручивания потока на входе в рабочее колеса не происходит (осевой вход $u_{u1} = 0$), получим:

$$H = \frac{\omega}{g} R_2 u_2 \quad (1.9)$$

где: $u_2 = \omega \cdot R_2$.

Из треугольника скоростей (рис.2.6) определим:

$$v_{r2} = u_2 - v_{2x} \quad (1.10)$$

где: v_{r2} - меридианная составляющая скорости жидкости на выходе из рабочего колеса;

β_2 – угол установки лопасти на между относительной скоростью касательной к лопатке и отрицательным направлением переносной скорости U_2 на выходе из рабочего колеса.

Расход жидкости через рабочее колесо можно определить из уравнения неразрывности:

$$Q = v_{r2} \cdot S_2 \quad (1.11)$$

где: Q - расход на выходе из рабочего колеса;

S_2 - площадь живого сечения потока на выходе из рабочего колеса, м²:

2. Особенности конструктивного и технологического исполнения центробежных насосов типа К, КМ, Д, В и ЦНС.

2.1. Описание типов центробежных насосов.

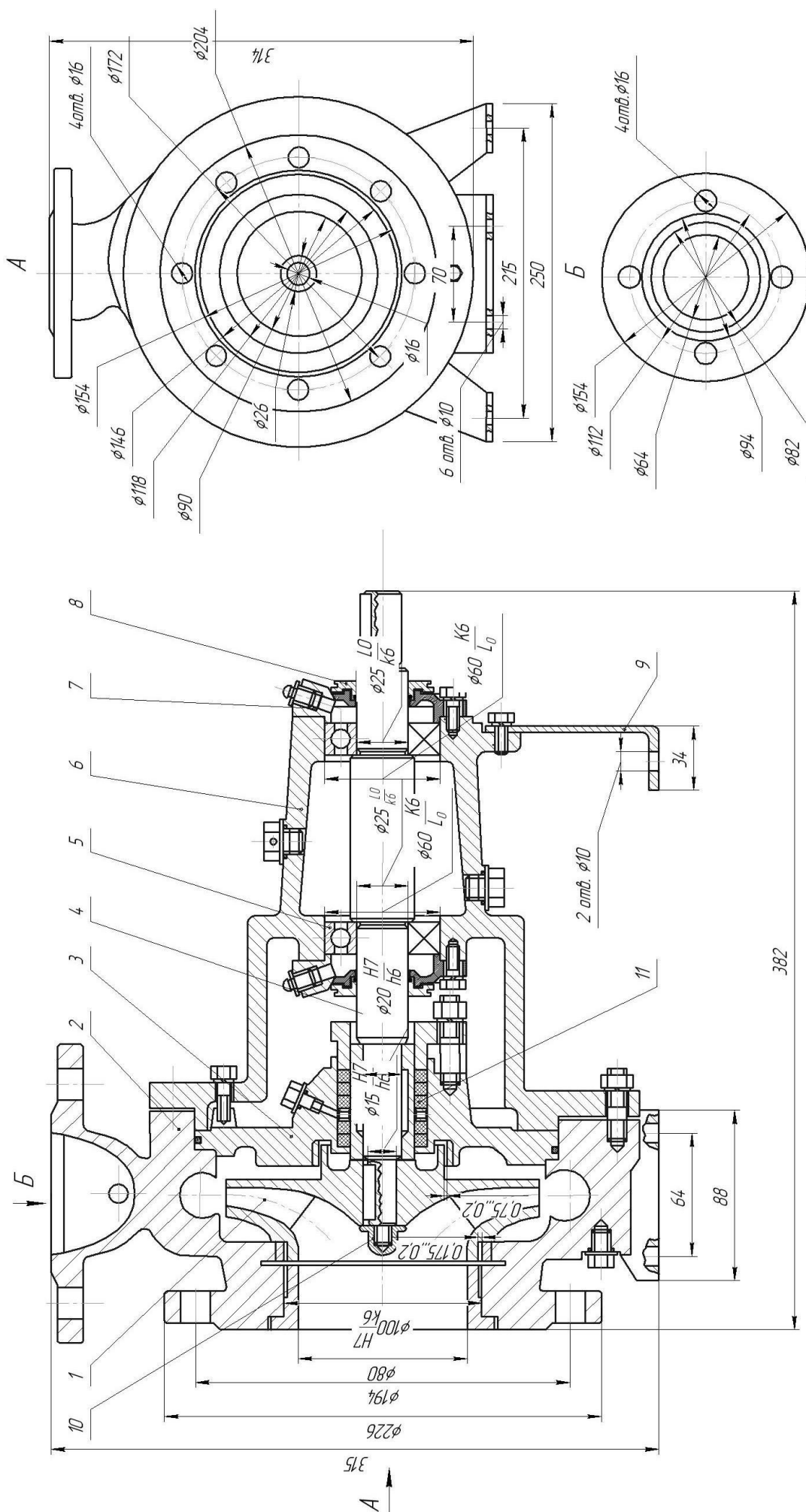
Насосы общего назначения работают в системах водоснабжения перекачивают нейтральные чистые холодные жидкости. Дополнительные сведения и характеристики насосов приведены в каталоге [10].

Насос центробежный типа К (рис.2.1) предназначен для перекачивания чистых и слегка загрязненных нейтральных жидкостей. Это горизонтальные, одноступенчатые, консольные насосы с рабочим колесом одностороннего входа.

Корпус 2 с осевым входным и радиальным напорным патрубками — чугунный. Совместно с корпусом отлиты опорные лапы. Во входном патрубке установлена втулка с разделительным ребром для предотвращения закрутки потока на входе в насос. С торца корпус закрыт крышкой 3, в которой расположено сальниковое уплотнение. К корпусу шпильками закрепится съемный опорный кронштейн 6. Для повышения жесткости конструкции в кронштейне предусмотрена стойка 9. В зависимости от частоты вращения ротора может применяться как жидкая, так и консистентная смазка через штуцер 7. В местах выхода вала из кронштейна установлены маслосбрасывающие кольца 8. Рабочее колесо 1 установлено на консольном участке вала 4 и зафиксировано гайкой-обтекателем 10.

Для разгрузки осевых усилий применены симметричные уплотнения по обе стороны рабочего колеса. В корпусе насоса для выпуска воздуха и слива воды предусмотрены отверстия, закрытые пробками. Соединение насоса с электродвигателем осуществляется упругой муфтой с проставкой. Насос и электродвигатель устанавливаются на общей фундаментной плите.

Данная модификация, с опорным кронштейном, получила распространение во многих отраслях народного хозяйства. Насосы типа К применяются в системах питьевого и хозяйственного водоснабжения, мелиоративных установках и др.



1 – рабочее колесо; 2 – корпус насоса со спиральным отводом; 3 – крышка с сальниковым уплотнением; 4 – вал; 5 – шарикоподшипник; 6 – кронштейн опорный, съемный; 7 – штуцер; 8 – маслосбрасывающие кольца; 9 – лапа; 10 – гайка-обтекатель.

Рис.2.1.1. Насос центробежный типа К

Условное обозначение насоса **K65-50-160/2** означает: К — консольный; 65 — диаметр входного патрубка, 50 — диаметр выходного патрубка; 160 — наружный диаметр рабочего колеса, мм; 2 — индекс модернизации.

Насос моноблочный типа КМ (рис.2.2) имеет такое же назначение и области применения, как насос типа К.

Насос центробежный, горизонтальный, одноступенчатый, консольный. Базовой деталью насоса является специальный электродвигатель 8, имеющий опорную стойку и удлиненный конец вала. К опорной стойке шпильками крепится корпус 2 насоса со спиральным отводом. С корпусом отлит напорный патрубок, направленный тангенциально вертикально вверх. При необходимости напорный патрубок и корпус могут быть развернуты на 90°. Крышка входная 1 с осевым входным патрубком закрывает корпус с торца.

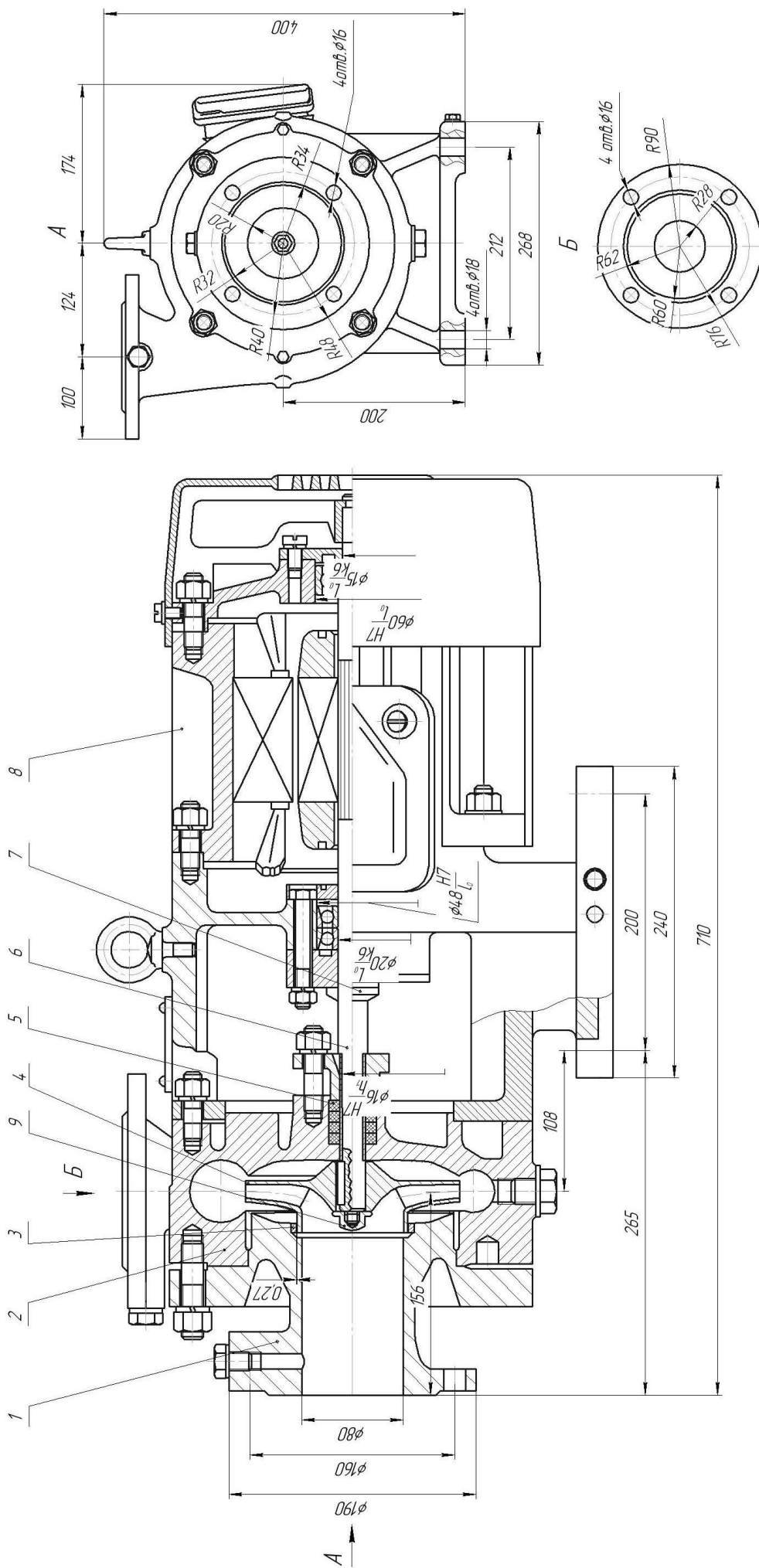
В крышке запрессовано уплотняющее кольцо 3, для рабочего колеса. Рабочее колесо 4 установлено на вал 6 на шпонке и зафиксировано специальной гайкой. Концевое уплотнение 5 — сальниковое, простейшего типа. Опорами ротора служат подшипники 7 электродвигателя. Смазка подшипников — консистентная.

Основные параметры насосов типа КМ и материалы основных деталей, такие же как, как и насосов типа К.

Габаритные и присоединительные размеры берутся из каталога [10].

Условное обозначение насоса **КМ 20/30** означает: КМ — консольный моноблочный; 20 — подача в м³/ч; 30 — напор в м.

Насос центробежный Д (рис.2.3) предназначен для перекачивания чистых и слегка загрязненных нейтральных жидкостей. Насос горизонтальный, одноступенчатый, спирального типа с рабочим колесом двустороннего входа. Некоторые типы насоса выпускаются с двумя рабочими концами вала для



1 – крышка входящая с осевым патрубком, 2 – корпус насоса со спиральным отводом, 3 – уплотняющее кольцо РК, 4 – рабочее колесо, 5 – уплотнение сальное, 6 – вал, 7 – электродвигатель.

Рис.2.2. Насос консольно-моноблочный типа КМ

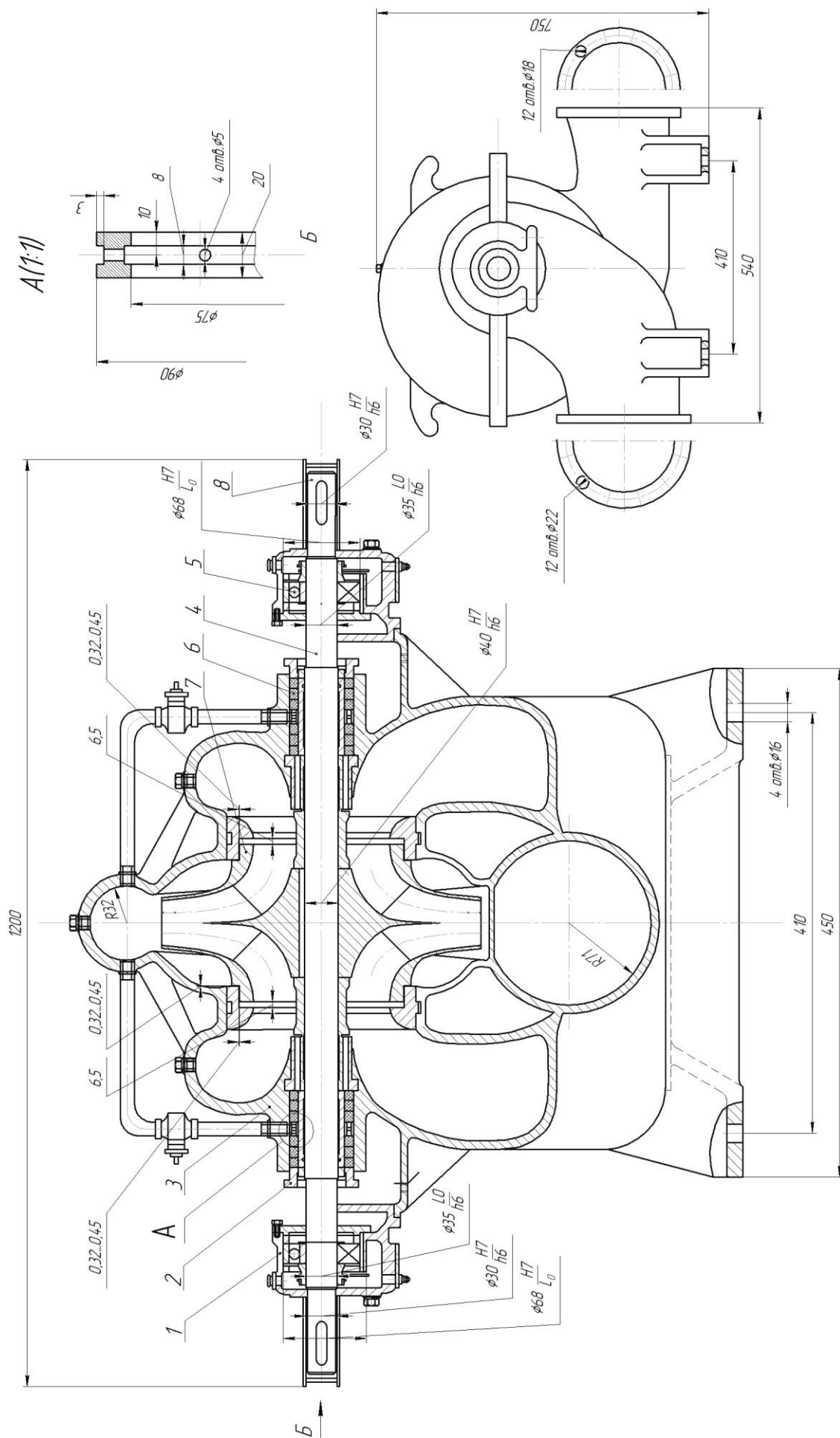
обеспечения возможности использования в условиях эксплуатации разного направления вращения двигателей.

Корпус 3 насоса с горизонтальным разъемом в плоскости, проходящей через ось ротора, состоит из двух частей — нижней части и крышки, которые соединены между собой шпильками. По плоскости разъема предусмотрена паронитовая прокладка. В корпусе отлиты каналы полуспирального подвода и спирального отвода. Входной и напорный патрубки отлиты совместно с нижней частью корпуса и направлены горизонтально в противоположные стороны, что позволяет производить осмотр внутренних полостей насоса без отсоединения трубопроводов. В корпусе выполнены отверстия для выпуска воздуха, слива воды из насоса, отбора воды для гидрозатвора сальника. К корытообразным кронштейнам корпуса шпильками подсоединяются разъемные корпуса 1 подшипников. Ротор 4 насоса представляет собой самостоятельную сборочную единицу и состоит из вала, рабочего колеса, комплекта защитных втулок и полумуфты. Рабочее колесо двустороннего входа устанавливается на вал на шпонке по подвижной посадке. Концевые уплотнения 2 насоса сальникового типа с подводом запирающей жидкости от напорной полости по специальным трубкам с запорными кранами. Опорами ротора служат радиальные подшипники качения с жидкой или консистентной смазкой. В корпусах подшипников предусмотрены камеры водяного охлаждения. Благодаря симметрии рабочего колеса осевое усилие практически уравновешено; остаточное усилие воспринимается подшипником, обоймы которого зафиксированы в осевом направлении.

Насос с электродвигателем соединяется упруго-пальцевой или другой муфтой. В зависимости от размера насос может поставляться с электродвигателем на общей или раздельной фундаментных рамах.

Насосы типа Д применяются в системах водоснабжения, мелиорации, в качестве циркуляционных и др.

Условное обозначение насоса **Д200-90** означает: Д — насос двустороннего входа; 200 — подача в м³/ч; 90 — напор в м.



1 – корпус подшипника, 2 – концевые уплотнения сальникового типа, 3 – корпус насоса с разъемом в горизонтальной плоскости, 4 – ротор насоса в сборе; 5 – шарикоподшипник; 6 – сальниковое уплотнение; 7 – колесо рабочее; 8 – вал.

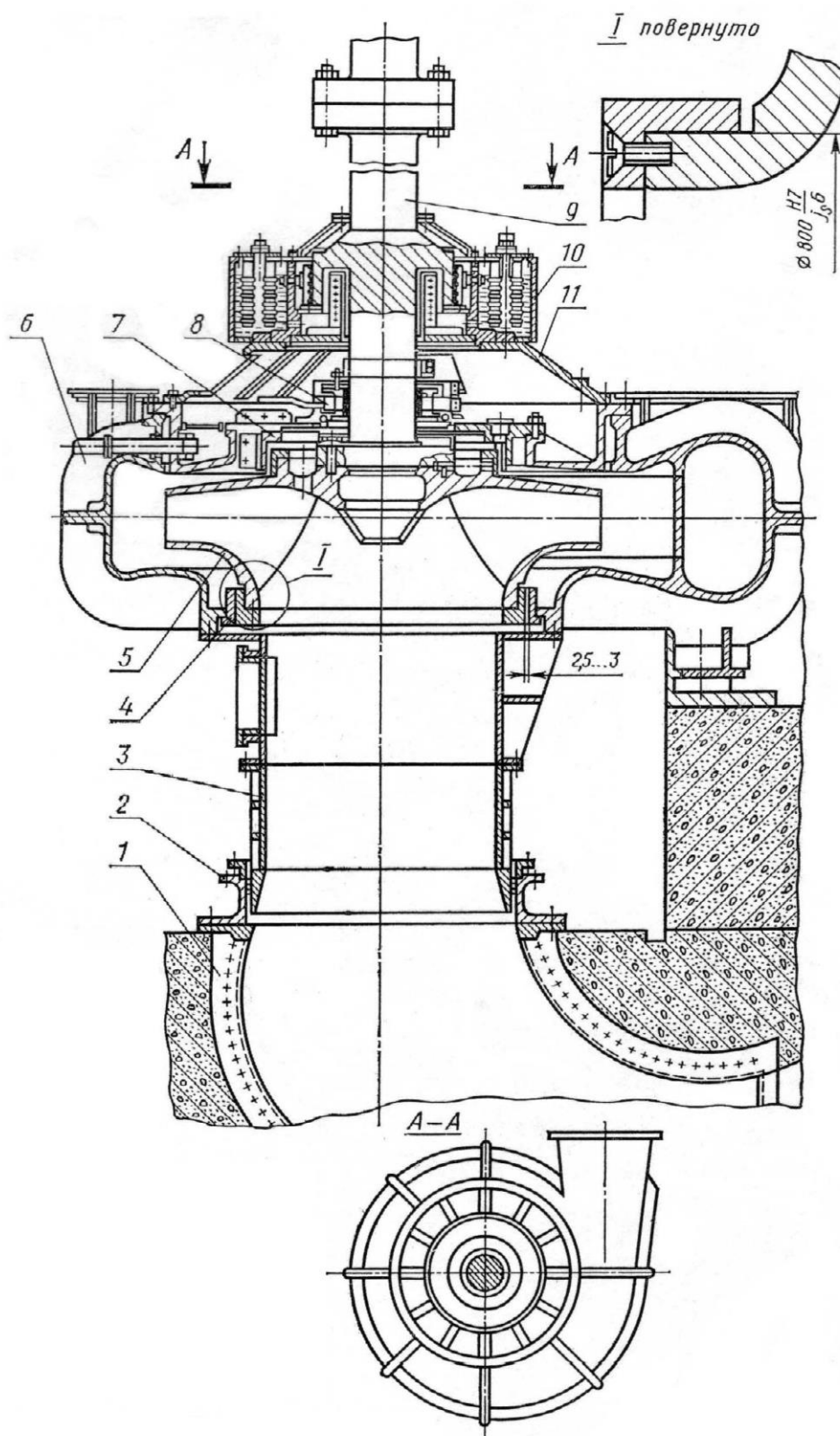
Рис.2.3. Насос центробежный двустороннего хода типа Д

Насос центробежный типа В (рис.2.4) предназначен для перекачивания чистой' холодной нейтральной воды. Насос одноступенчатый, вертикальный, консольный.

Корпус насоса 6 со спиральным отводом лапами опирается на закладные элементы фундамента. Напорный патрубок насоса направлен горизонтально. К нижней части корпуса насоса крепится проставка 3, в верхней части которой имеется люк для осмотра внутренних поверхностей и рабочего колеса насоса. В месте сопряжения проставки 3 с опорным кольцом 2 предусмотрено сальниковое уплотнение. К опорному кольцу 2 подсоединяется облицованное колено 1 подвода. В верхней части корпус закрыт крышкой 11, которая служит опорной частью для узлов и деталей насоса. В крышке выполнено четыре люка для замера зазоров в верхнем щелевом уплотнении 7 рабочего колеса. На крышке установлен подшипник скольжения 8 с резиновым вкладышем, который одновременно служит и концевым уплотнением вала. Протекающая через подшипник (уплотнение) жидкость собирается на крышке насоса и стекает по трубопроводу. На крышке также располагается корпус 10 радиального подшипника скольжения с самоустанавливающимися сегментами, залитыми баббитом. В масляную ванну корпуса подшипника вмонтирован теплообменник, к которому подводится охлаждающая вода. К фланцу 9 призон-болтами крепится рабочее колесо 5. Переднее уплотнение 4 рабочего колеса щелевого типа со сменным уплотняющим кольцом. Осевое усилие уравнивается с помощью разгрузочных отверстий в ведущем диске рабочего колеса. Остаточное осевое усилие и усилие от массы ротора воспринимаются упорным подшипником электродвигателя. Валы насоса и электродвигателя соединяются жесткой муфтой. Для обслуживания на корпусе насоса предусмотрен специальный помост. Детали проточной части насоса изготавливают из углеродистой стали.

Насосы типа В применяют в оросительных и мелиоративных системах, установках хозяйственного и технического водоснабжения.

Условное обозначение насоса **В 1200-6,3/63** означает: В — вертикальный; 1200 — диаметр напорного патрубка в мм; 6,3 — подача в м³/с; 63 - напор в м.



1 – колено подвода; 2 – опорное кольцо; 3 – проставка; 4 – переднее уплотнение РК щелевого типа; 5 – рабочее колесо; 6 – корпус насоса; 7 – верхнее щелевое уплотнение РК; 8 – подшипник скольжения; 9- фланец.
Рис.2.4. Насос центробежный типа В

Насос секционный многоступенчатый типа ЦНС (рис.2.5) предназначен для перекачивания чистых и слегка загрязненных нейтральных жидкостей и представляет собой обычную конструкцию с односторонним расположением рабочих колес. Крышки входная 7 и нагнетания 4, комплект секций 5 соединяются между собой стяжными шпильками 8, образуя корпус насоса. Направляющие аппараты могут быть отлиты совместно с секциями или представлять собой отдельную деталь, устанавливаемую в секцию по неподвижной посадке. Стыки корпуса уплотняются резиновыми уплотнительными кольцами. Совместно с крышками отлиты патрубки и опорные лапы. Входной патрубок направлен горизонтально, напорный — вертикально вверх. Рабочие колеса 6 установлены на вал по подвижной посадке. Осевое усилие ротора воспринимается гидравлической пятой 3. Вода разгрузки отводится в кольцевую камеру первой ступени. Концевые уплотнения 2 ротора сальникового типа. Для исключения подсасывания воздуха в камеру между сальником со стороны всасывания и дроссельной втулкой подводится запирающая вода. Опорами ротора служат самоустанавливающиеся шарикоподшипники, установленные в кронштейнах 1, которые шпильками крепятся к крышкам корпуса. Смазка подшипников консистентная. Корпуса подшипников уплотняются резиновыми манжетами. Перед подшипниками на валу установлены водосбрасывающие кольца.

С электродвигателем насосы соединяются упруго-пальцевой муфтой.

Для перекачивания агрессивных жидкостей насосы могут поставляться в коррозионно-стойком исполнении. Габаритные и присоединительные размеры насосов приведены в каталогах.

Насосы типа ЦНС преимущественно распространены в системах водоснабжения, шахтном водоотливе и др.

Насосы типа ЦНСГ предназначены для перекачивания воды с температурой до 393 К (120 °С) и используются в качестве питательных. В отличие от насосов типа ЦНС в них предусмотрено охлаждение сальников.

Условное обозначение насоса **ЦНС 30-110** означает: ЦНС — центробежный секционный насос; 30 — подача в м³/ч; 110 — напор в м.

2.2. Особенности технологического исполнения центробежных насосов

Как уже было сказано ранее, основными элементами центробежного насоса являются: рабочее колесо, вал с деталями для крепления колёс и защиты от истирания сальниками, подшипники, соединительная муфта, корпус, направляющие аппараты, сальники, всасывающий и напорный патрубки, стяжные и крепёжные болты.

Рассмотрим эти элементы с точки зрения техпроцесса их изготовления и сборки.

Рабочее колесо. Рабочее колесо представляет собой отливку не ниже II класса точности, которую условно можно разделить на коренной диск с втулкой (рис.2.5. поз.1) для посадки на вал, покрывной диск с проточками под двухщелевое уплотнение (рис.2.6. поз.2) и лопасти, расположенные между дисками. Для фиксации колеса на валу во втулке выполнен шпоночный паз.

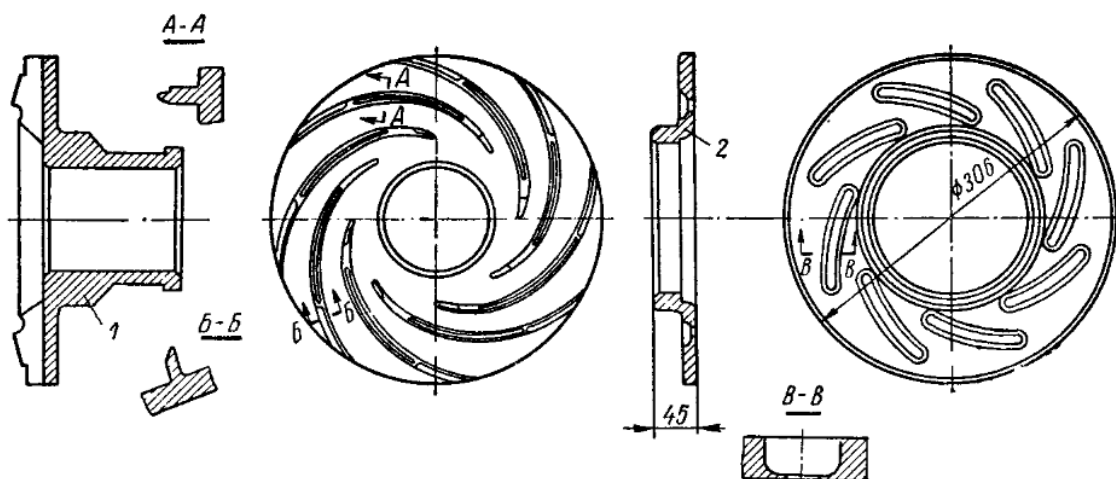


Рис.2.6. Заготовки ведущего и ведомого дисков

Для исключения перетоков по валу шпоночный паз выполнен не на всю длину ступицы. Торцы ступицы должны быть строго перпендикулярны к оси расточки ступицы. Уплотняющие пояски переднего и межступенчатого уплотнения должны быть концентричны расточке ступицы. В большинстве насосов рабочее колесо устанавливают на вал по подвижной посадке.

Рабочие колёса изготавливают из различных сортов чугуна, углеродистых и легированных сталей, сплавов цветных металлов и керамических материалов. Применение того или иного материала определяется условиями работы, размерами и частотой вращения, а также родом перекачиваемой жидкости.

Колёса малых насосов (рис.2.7, а) для чистой воды и неагрессивных жидкостей низкой температуры отливаются из серого конструкционного чугуна: СЧ15-32. Центробежные насосы для питания котлов высокого давления имеют значительные размеры и высокую частоту вращения. Они подают воду высокой температуры. Поэтому рабочие колеса этих насосов изготавливают из легированных хромом и никелем сталей: 1Х13, 2Х13. Однако, вследствие низких литейных качеств этих сталей, получение сложных тонкостенных отливок требует высокой культуры литья. Колеса из нержавеющей сталей (рис.2.7, б) могут изготавливаться и сварными (из механически обработанных паковок), но следует учитывать плохие антифрикционные свойства материала исправляемые в ряде случаев термообработкой (НВ 320-350).

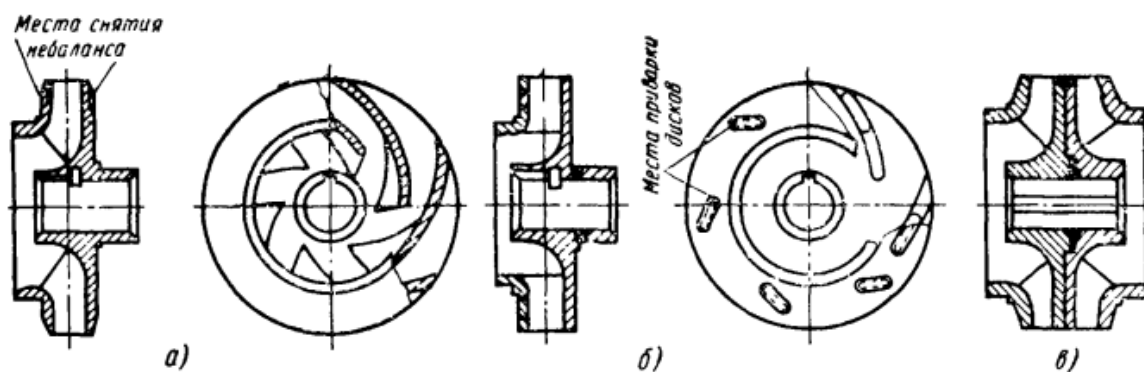


Рис.2.7. Рабочие колеса центробежных насосов

Колеса насосов для перемещения грунтошлакосмесей изготавливают отливкой из белого чугуна. Насосы для химической промышленности имеют колеса, изготовленные из специальных сплавов, керамики или пластмасс.

Колеса больших размеров имеют ступицу значительной длины: это затрудняет точную посадку их на вал. Для облегчения посадки ступицу растачивают внутри на два диаметра: посадочный и облегчающий посадку.

Рабочие колеса двустороннего входа в принципе представляют собой попарно соединенные рабочие колеса одностороннего входа с одинаковой формой проточной части (рис.2.7, в). Они могут быть цельными (литыми), либо состоящими из двух половин (сварнолитыми).

Рабочие колеса многоступенчатых насосов изготавливают с удлиненной ступицей, что дает возможность избежать применения дистанционных втулок в конструкции ротора. Ступицу можно отливать вместе с рабочим колесом либо приваривать к колесу. Для уменьшения перетоков перекачиваемой жидкости по валу шпоночный паз в ступице рабочего колеса выполняют не на всю длину.

Для уменьшения потерь на дисковое трение наружные поверхности дисков рабочего колеса должны быть тщательно обработаны. Торцы ступицы также тщательно обрабатывают для обеспечения надежного уплотнения стыка. Уплотнительные поверхности рабочего колеса подвергают поверхностной закалке.

Рабочие колеса балансируют статически на роликах или призмах либо в динамическом режиме на балансировочных станках. Дисбаланс устраняется снятием металла с наружных поверхностей дисков по периферии рабочего колеса (рис.2.7, а). В зависимости от свойств перекачиваемой жидкости и окружной скорости вращения материалами для рабочих колес могут служить углеродистые или хромистые стали, титановые сплавы, полиамидные материалы и др. При выборе материала необходимо учитывать его жидкотекучесть.

Вал. Вал насоса является весьма ответственной деталью: при высокой частоте вращения он подвергается действию больших поперечных сил. При расчете вала на прочность и жесткость учитываются следующие внешние нагрузки: передаваемый от двигателя крутящий момент, собственный вес вала и

посаженных на него деталей, поперечные силы, обусловливаемые несимметричными подводом и отводом жидкости и неточностью балансировки колес.

В качестве заготовки валов используют холодно- и горячекатаный прокат, поковки. В том и другом случаях выполняется механическая обработка. Материалом для валов служат углеродистая конструкционная и специальная легированная стали.

Наиболее распространенные материалы валов: для насосов общего назначения — сталь марок 40, 45, 40Х; для горячих насосов — легированные стали, коэффициент линейного расширения которых примерно равен коэффициенту линейного расширения других деталей ротора; для химических насосов, где рабочей средой является корродирующая жидкость — хромистые стали типа 3Х13.

Вал с посаженными на него деталями носит на звание ротора насоса. Роторы центробежных насосов балансируют, причем у мелких насосов производится статическая, а у крупных статическая и динамическая балансировки.

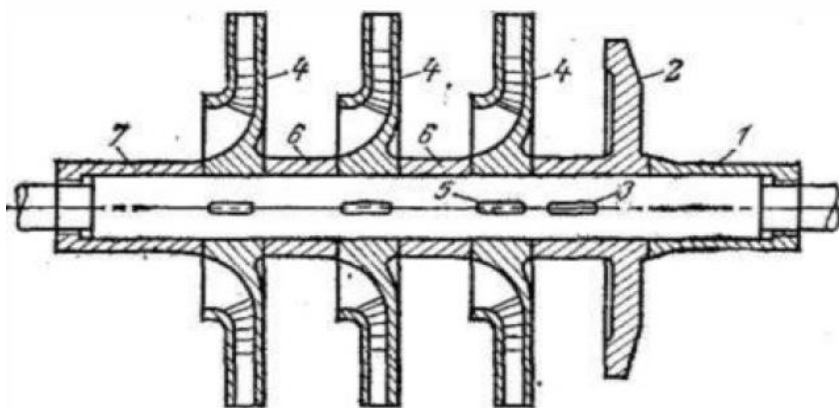


Рис.2.8. Продольный разрез ротора трехступенчатого насоса

На рис. 2.8 показан продольный разрез ротора трехступенчатого насоса с уравниванием осевой силы при помощи разгрузочного диска (гидравлической пяты). Посадка деталей на вал производится здесь следующим образом. На резьбу правого конца вала ставится цилиндрическая втулка 1,

предохраняющая вал от истирания сальниковой набивкой. В левый конец втулки 1 упирается торцовая поверхность разгрузочного диска 2, стопорящегося от поворачивания на валу закладной шпонкой 3. Непосредственно в левый конец ступицы этого диска упирается торец ступицы третьего рабочего колеса 4. Последнее крепится на валу при помощи закладной шпонки 5, рассчитанной на передачу колесу с вала мощности, равной сумме внутренней мощности колеса и мощности дискового трения.

Рабочие колеса отделяются одно от другого при помощи дистанционных втулок 6. К ступице первого рабочего колеса примыкает левая предохранительная втулка 7, плотно, затягивающая на валу при помощи втулки с резьбой 1 все посаженные на него детали. Собранный таким образом, ротор при сильной затяжке втулок образует как бы одно целое.

Обработка торцовых поверхностей всех сажаемых на вал деталей должна быть особо точной. В противном случае при затяжке втулок 1 и 7 неизбежно возникает изгиб вала, вызывающий биение ротора и вибрацию насоса при эксплуатации.

Подшипники. Для восприятия радиальных и осевых нагрузок, действующих на ротор, применяются подшипники качения или скольжения. Выбор того или иного типа подшипника обусловлен рядом факторов, из которых важнейшими являются: окружная скорость шейки вала, нагрузка и требуемый ресурс непрерывной работы насоса. Система смазки и сорт смазочного масла обуславливаются типом подшипника.

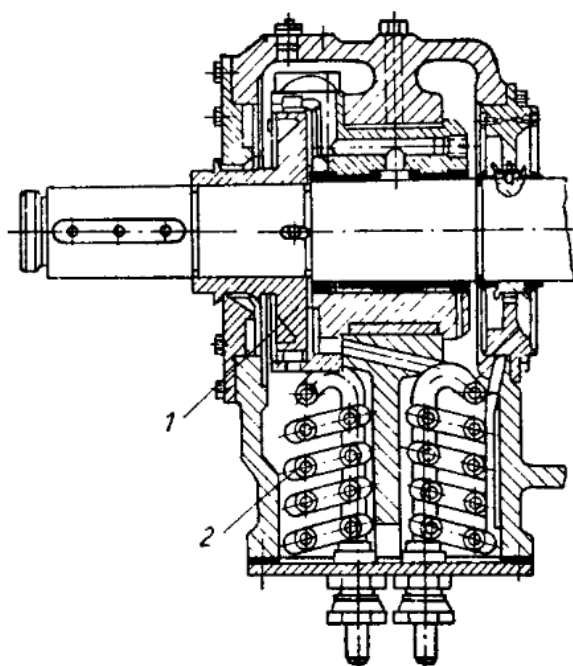
Подшипники центробежных насосов выполняются различной конструкции.

Крупные ответственные и быстроходные насосы, как правило, снабжаются подшипниками скольжения, чаще всего с баббитовой заливкой. В ряде случаев в насосах, работающих на холодной воде, применяются резиновые, текстолитовые или лигнофолевые подшипники скольжения.

В последние годы находят применение подшипники скольжения, смазка которых осуществляется перекачиваемой жидкостью, в том числе и водой.

Однако обеспечение надежной работы таких подшипников требует специальной отработки их конструкции с учетом особенностей конкретных условий работы.

Насосы малой мощности, как правило, снабжаются шариковыми подшипниками и подпятниками нормальных образцов. Смазка их обычно консистентная и реже жидким маслом из ванны в корпусе подшипника. Более крупные центробежные насосы конструируются с применением роликовых подшипников с цилиндрическими и коническими роликами.



1 — маслоподающее кольцо; 2 — змеевик маслоохладителя

Рис.2.9. Подшипник питательного насоса с автономной системой смазки

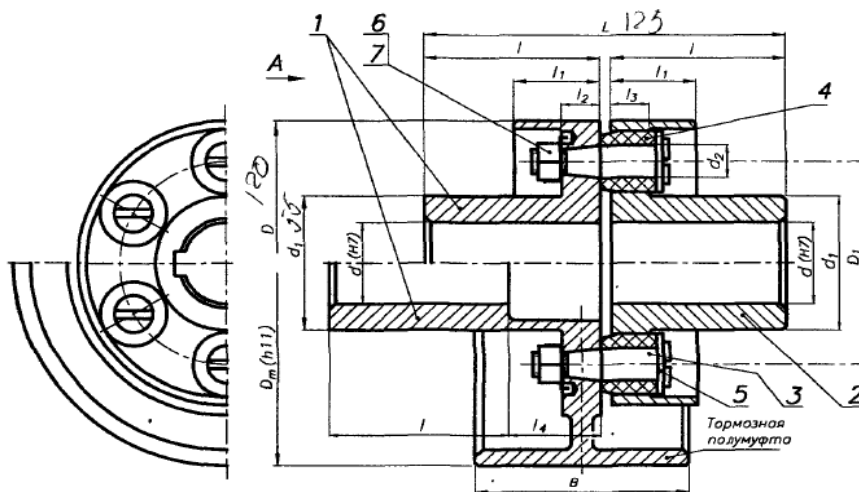
Насосы, снабженные устройством для уравнивания осевой силы в виде разгрузочного диска, в упорных подшипниках не нуждаются. В насосах с вертикальным расположением вала и разгрузочным диском необходимо применение отжимного устройства, исключающего возможность металлического контакта между разгрузочным диском и шайбой в момент запуска.

В насосах, в которых осевое давление уравнивается по принципу симметрии, необходимо устанавливать упорный подшипник. Он должен

воспринимать усилия (действующие в обоих направлениях), вызванные возможным аварийным износом уплотнений.

Крупные насосы большой подачи выполняются с подшипниками скользящего трения. В одних случаях применяется смазка с помощью колец, висящих свободно на валу и поднимающих масло на вал из ванны в корпусе подшипника: в других случаях масло подается в подшипники при помощи насоса (рис.2.9).

Муфты. Для соединения валов насосов и двигателей наиболее удобно применение эластичных муфт различных конструкций (рис.2.10), предупреждающих передачу биений и вибраций с вала насоса на вал двигателя и обратно.



1,2 – полумуфты, 3- палец, 4 – втулка упругая, 5 – шайба для пальцев, 6 – шайба стопорная с носком, 7 – гайка, 8 – кольцо пружинное.

Рис.2.10. Эластичная муфта (втулочно-пальцевая)

Эластичная муфта должна сажаться на валы насоса и двигателя с наибольшей точностью, без перетяжек и перекосов. Это требуется потому, что по наружным обработанным поверхностям муфты при монтаже производится выверка совпадения геометрических осей валов.

Уплотнения. В местах выхода вала из корпуса устанавливают концевые уплотнения, назначение которых определяется условиями работы насоса.

При наличии избыточного давления или вакуума во внутренних полостях насоса в местах прохода вала через стенки корпуса применяются особые уплотнительные устройства, иногда называемые сальниками или уплотнениями контактного трения. При отсутствии или неисправности сальников происходит выброс перемещаемой насосом жидкости наружу на напорной стороне или подсасывание наружного воздуха внутрь насоса на стороне ее всасывания.

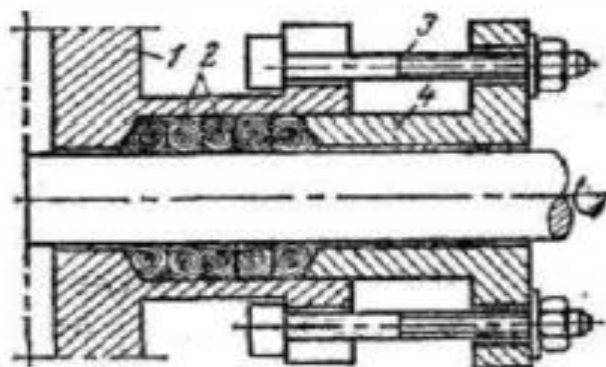


Рис.2.11. Конструкция сальника с мягкой набивкой

Простейшая конструкция сальника с мягкой набивкой дана на рис. 2.11. Имеющаяся в металле корпуса 1 цилиндрическая выточка заполняется кольцами шнура 2 из мягкого промасленного материала (хлопчатника, пеньки, асбеста). Нажатием гайки, наворачиваемых на болты 5, втулка 4 сальника плотно загоняется в выточку и раздавая мягкую набивку в стороны, уплотняет вал. Вследствие трения вала о набивку при работе насоса выделяется некоторое количество теплоты. Для отвода ее необходимо, чтобы сальник пропускал небольшое количество жидкости, удаляемой в канализацию.

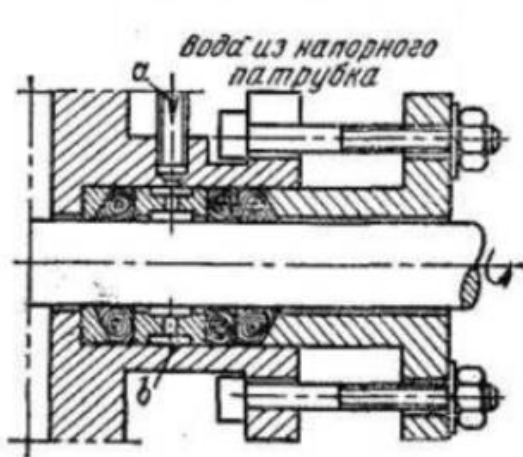


Рис.2.12. Сальник с мягкой набивкой
и водяным уплотнением

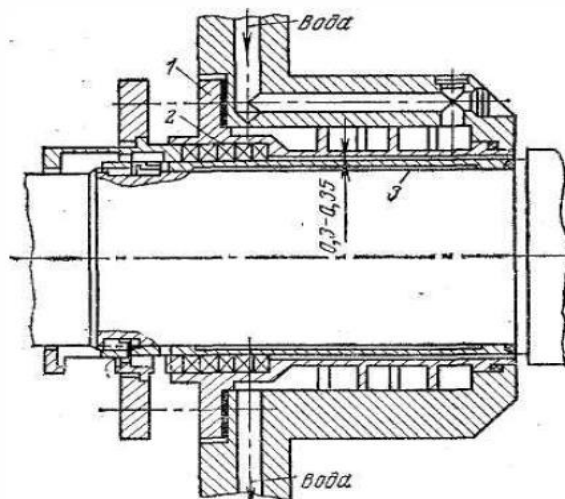


Рис.2.13. Сальниковое уплотнение вала
насоса для горячей воды

Со стороны всасывания часто применяют сальники с водяным уплотнением (рис. 2.12). В насосах, подающих горячую воду, применяют уплотнения с интенсивным водяным охлаждением. На рис. 2.13 показана конструкция такого уплотнения, применяемого в питательных насосах. В крышке насоса устанавливается тонкостенная ребристая втулка 1, уплотняемая кольцом из термостойкого пластика. Уплотняющая набивка 2 закладывается в кольцевую полость, образованную втулкой 1 и защитной втулкой 3 и зажимается стаканом 4. Вода проходит к набивке по кольцевой щели с радиальным размером 0.3 мм, где интенсивно охлаждается, соприкасаясь с холодной поверхностью втулки 1. Таким образом, втулка и вал предохранены от перегрева.

Торцовые уплотнения в настоящий момент нашли широкое применение в современном насосостроении. На рис.2.14 показаны основные типы этих уплотнений. Фигура а) этого рисунка дает представление об уплотнении из резиновых колец на давления до 10 МПа. В этом уплотнении пара трения состоит из неподвижного резинового кольца 1 и фасонного металлического кольца 2. Поддержание необходимого натяга уплотнения достигается пружиной 3 и отчасти внутренним эластичным кольцом 4.

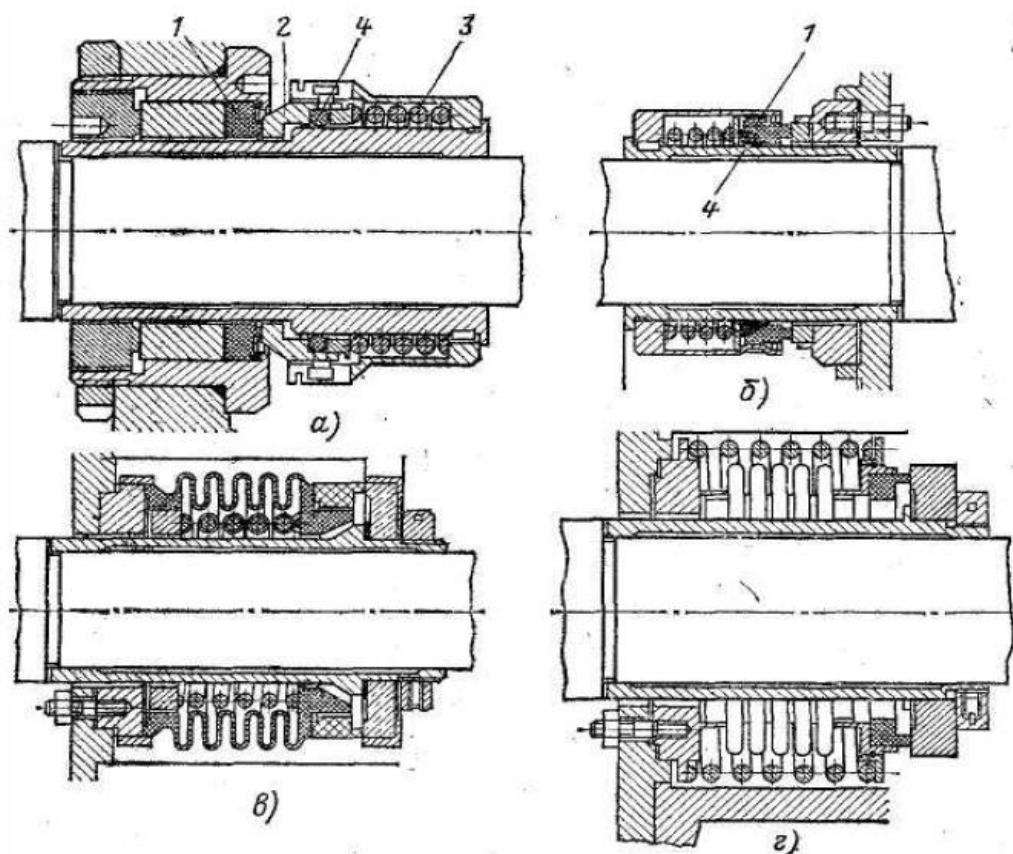


Рис.2.14. Типы торцовых уплотнений

На фигуре б) показано аналогичное уплотнение с той лишь разницей, что фторопластовое кольцо 1 пары трения и внутреннее резиновое кольцо 4 выполнены коническими. Уплотнения этого типа применяются на давления до 0,5 МПа для воды и агрессивных жидкостей.

Фигура в) представляет собой уплотнение с неподвижным фторопластовым или пропиленовым силфоном применяющимся для кислот и щелочей при давлениях до 0.3 МПа. Натяг уплотнения создается здесь одновременным действием силфона и вспомогательной пружины.

На фигуре г) дано уплотнение с металлическим силфоном на давления до 1 МПа.

Торцовые уплотнения обладают многими положительными свойствами. Они работают практически с нулевой утечкой: будучи правильно подобранными и смонтированными, они не требуют обслуживания, отличаются большой износостойкостью, малочувствительны к перекосу и биению вала.

Потеря мощности на трение в торцовых уплотнениях составляет не более 50% потерь от мощности в обычных сальниках.

Уплотнения рабочих колес. Обычно, каждая ступень насоса имеет два уплотнения: уплотнение рабочего колеса и межступенчатое. В корпусных деталях насоса устанавливают неподвижные уплотнительные кольца.

Между уплотнительными поясками рабочих колес и кольцами обрадуется цилиндрическая кольцевая щель, в которой понижается давление протекающей жидкости. Уплотнительные кольца запрессовывают или крепят винтами к корпусным деталям. Во избежание изгиба фланца уплотняющего кольца по его внешнему диаметру рекомендуется выполнять упорный бурт шириной 2—4 мм.

Щели уплотнительные кольца устанавливают без крепления винтами, то вместо фланца выполняют небольшой буртик. Кольцо устанавливают в корпусе по неподвижной посадке и фиксируют винтами от проворачивания. Аналогичным образом устанавливают кольца межступенчатых уплотнений.

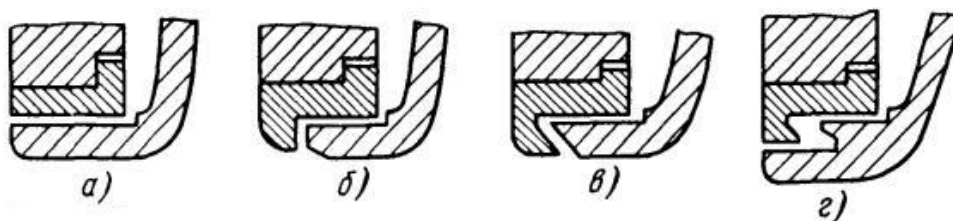


Рис.2.15. Виды уплотнений рабочих колес

Наиболее простым является однощелевое уплотнение (рис.2.15, а). В насосах высокого давления для уменьшения объемных потерь применяют уплотнения более сложных конструкций.

Однощелевое уплотнение с козырьком (рис.2.15,б) повышает коэффициент сопротивления щели и обеспечивает меньшее возмущение основного потока на входе в рабочее колесо. Более благоприятные условия для основного потока обеспечивает уплотнение с наклонным козырьком (рис.2.15,в).

Двухщелевое уплотнение с внезапным расширением щели (рис.2.15, г) примерно на 20—30% снижает протечки по сравнению с однощелевым уплотнением.

Для чугунных и стальных рабочих колес уплотнительные кольца можно изготавливать из чугуна СЧ 18-36. Для рабочих колес из стали 2Х13 уплотнительные кольца часто изготавливают из термообрабатываемой стали 3Х13. Разность твердостей сопрягаемых деталей должна быть около НВ 50.

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

Корпус насоса. Корпус насоса выполняется в виде трех основных конструктивных форм:

- **секционный;**
- **с горизонтальным разъемом;**
- **двухкорпусной.**

Секционный корпус (см. рис. 2.16) представляет собой набор секций 2, имеющих разъемы в плоскостях, перпендикулярных оси насоса, крышек входной 1 и выходной 3, соединенных между собой стяжными шпильками 4. Преобладающее распространение такие корпуса получили в многоступенчатых насосах. Каждую секцию можно рассматривать как отдельный насос, работающий при разном давлении жидкости.

Входная и выходная крышки являются базовыми деталями насоса. В крышках выполнены соответственно входной и выходной патрубки. Совместно с крышками отлиты опорные лапы, которыми насос фиксируется на фундаментной плите, и корытообразные кронштейны для подшипников. К

крышкам на шпильках подсоединяются корпуса концевых уплотнений. В выходной крышке часто располагается разгрузочное устройство.

Каждая секция представляет собой цилиндрическую, литую из чугуна или стали толстостенную оболочку, включающую разделительную диафрагму, а также прямой и обратный направляющие аппараты.

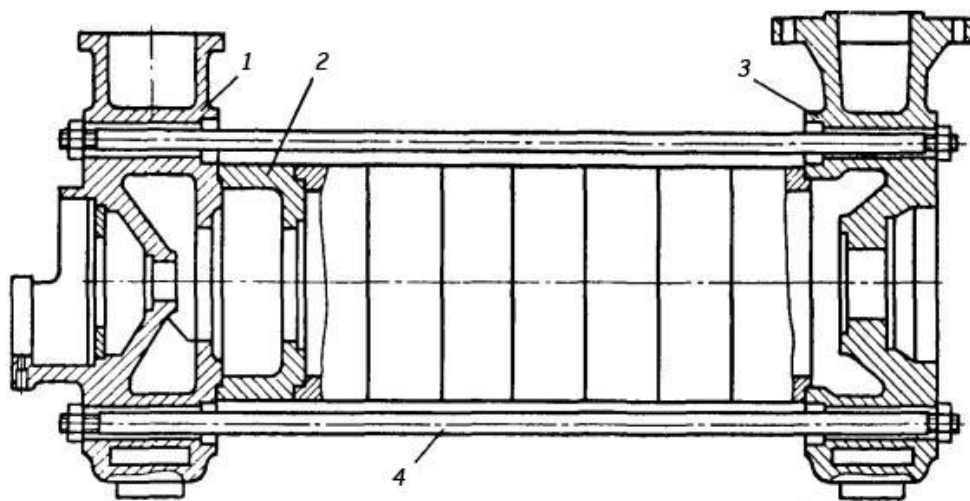


Рис.2.16. Конструкция корпуса секционного насоса

Секции между собой и с крышками центрируются на цилиндрических заточках. Стыки могут уплотняться либо за счет металлического контакта уплотняющих поясков, либо при помощи уплотнительных колец. Для повышения надежности уплотнительных стыков предусматривают комбинированное уплотнение (металлический контакт плюс резиновое кольцо).

Конструкция стыка секций должна предупреждать возможность раскрытия его при действии внутреннего давления. Для уменьшения расцентровки секций при сборке и разборке насоса их соединяют обычно по напряженной посадке. С этой же целью назначают также жесткие допуски на концентричность посадочных заточек. При уплотнении стыков секций за счет металлического контакта уплотняющие пояски должны быть обработаны строго перпендикулярно к оси насоса и иметь высокую чистоту поверхности 0,63—0,32.

Необходимое уплотняющее усилие создается стяжными шпильками. В горячеводных насосах стяжные шпильки должны также воспринимать усилия от температурных деформаций корпуса.

Изготавливают их обычно, из проката стали 40 или 45. Сильно нагруженные шпильки можно изготавливать из стали 40Х или других легированных сталей 30ХМА. Коэффициент линейного расширения материала шпильки должен быть примерно равен коэффициенту линейного расширения материала корпуса.

Крышки насоса изготовляют либо литыми, либо сварно-литыми. Материал крышек выбирают в зависимости от давления. Для давлений до 100 кгс/см² крышки надо отливать из серого чугуна, для более высоких давлений — из углеродистой или малолегированной стали. В местах уплотнений с секциями на крышках можно предусматривать наплавку нержавеющей стали электродами для предупреждения коррозионного повреждения с течением времени или эрозионного размывания при возникновении неплотности в стыке.

Секции изготовляют литыми или коваными. Материал секций — чугун или углеродистая сталь. В особо ответственных насосах секции изготавливают из поковок нержавеющей стали. Известны насосы, секции которых выполнены из пластмасс. По технологическим соображениям, все секции выполняют с одинаковой толщиной стенок.

Иногда для высоконапорных насосов применяют бандажирование секций. Собственно секцию изготавливают из высококачественного материала с относительно небольшой толщиной стенки. Поверх секции насаживают бандаж из углеродистой стали.

Для облегчения сборки и разборки насоса и снижения опасности повреждения вала на каждой секции рекомендуется выполнять опорные лапы. Внутри секции по напряженной или плотной посадке устанавливают направляющие аппараты, которые фиксируют от проворачивания штифтами или винтами.

Всасывающий и напорный патрубки составляют обычно одно целое с нижней половиной корпуса насоса или его секциями. Они почти во всех конструкциях выполнены слегка на конус (с углом до 12°).

Большим достоинством секционной конструкции корпуса является возможность создания из одинаковых секций насосов различных давлений. При этом изменяются только размеры вала, стяжных болтов и плиты.

Недостатками секционной конструкции корпуса являются сложность монтажа и малая доступность рабочих колес для осмотра. Для осмотра и ремонта колес секционного насоса необходимо удалить стяжные шпильки и последовательно снять все секции при одновременной разборке ротора.

Корпус с горизонтальным разъемом (рис.2.17) состоит из двух цельнолитых половин из чугуна или стали, из которых нижняя несет всасывающий и напорный патрубки. Последнее, впрочем, не обязательно, хотя и создает большое удобство при разборке и ремонте насоса.

Половины корпуса у многоступенчатых насосов несут в себе диафрагмы и лопасти прямых и обратных направляющих аппаратов и уплотнительных колец.

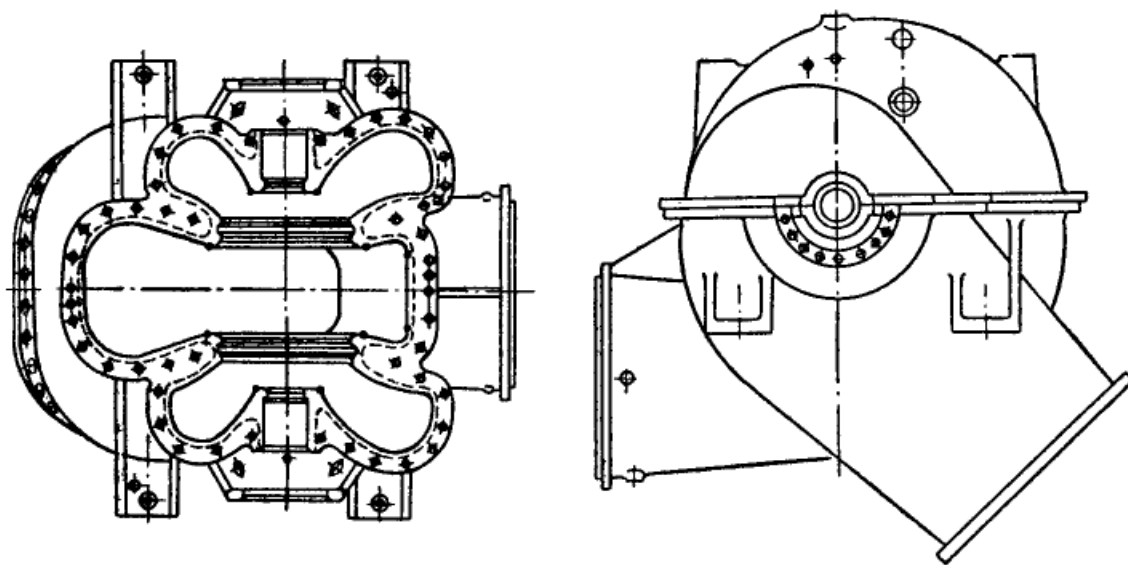


Рис.2.17. Корпус насоса с разъемом в горизонтальной плоскости

Иногда встречаются многоступенчатые насосы с корпусом, состоящим из двух половин, с безлопастными направляющими аппаратами. В таких случаях цельнолитые половины корпусов выполняются со спиральными направляющими каналами. Обе половины корпуса имеют фланцы. Примыкающие одна к другой

плоскости фланцев простроганы и хорошо шлифованы. Крепежные болты стягивают фланцы с помещенной между ними тонкой прокладкой или мастикой. Большое удобство такой конструкции корпуса состоит в том, что сняв верхнюю часть корпуса (крышку), не нарушая соединения насоса с трубопроводами, можно осмотреть все рабочие колеса ротора и изъять последний из корпуса для ремонта.

Корпус насоса с горизонтальным разъемом и снятой верхней крышкой показан на рис. 2.17.

В насосах со спиральным отводом потока от колеса каналы проточной части часто выполняются непосредственно в отливке корпуса. Это позволяет придать им форму, наиболее благоприятную в гидродинамическом отношении. Одновременно максимально упрощается механическая обработка корпуса. Однако требования к точности размеров отливки и к качеству (шероховатости) поверхности каналов проточной части должны быть высоки.

Кроме рассмотренных двух основных корпусов, в энергетике, нефтеперерабатывающей и химической отраслях промышленности применяют **двухкорпусные насосы**.

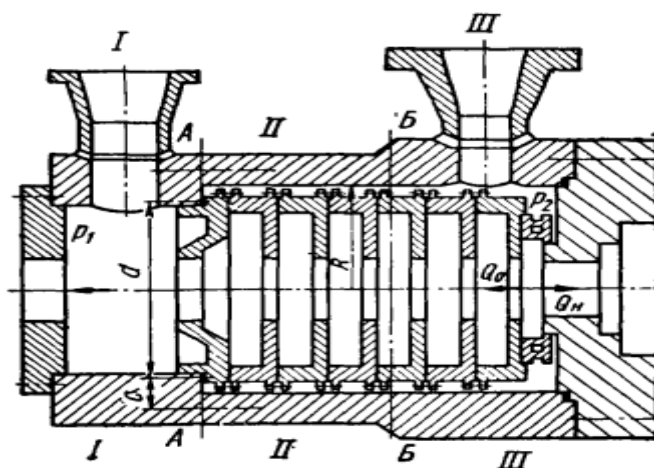


Рис.2.18. Конструкция двухкорпусного насоса

Такие насосы представляют собой секционную конструкцию или конструкцию с разъемом в меридиональной плоскости, заключенную в толстостенную, кованную из стали оболочку.

В насосах с двойным корпусом (рис.2.18) внутренняя плотность обеспечивается гидравлическим давлением нагнетания, развиваемого насосом, которое сжимает плоскости стыков внутреннего корпуса (независимо от типа конструкции). Благодаря этому крепеж внутреннего корпуса выполняет только сборочные функции. Плотность наружного стыка между внешним корпусом и напорной крышкой обеспечивается созданием удельного давления на уплотняемой поверхности, превышающего в 2,5—3 раза наибольшее рабочее давление, развиваемое насосом.

Применение таких конструкций обусловлено особыми требованиями в отношении надежности и безопасности эксплуатации.

Направляющие аппараты. Направляющий аппарат служит в качестве отвода в насосах секционного типа. Он представляет собой единую деталь, в которой выполнены спиральные каналы, диффузоры, переводные и обратные подводные каналы (элемент подвода).

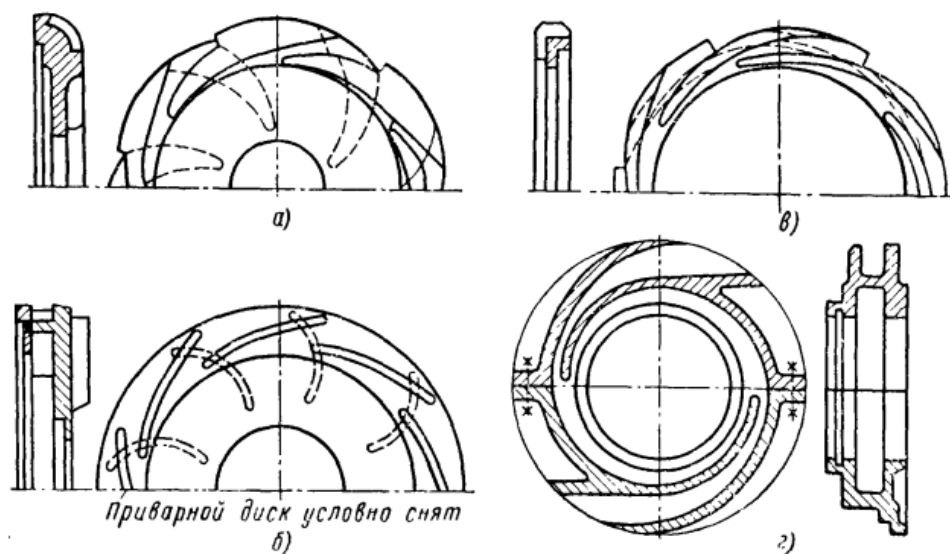


Рис.2.19. Виды направляющих аппаратов

Наиболее распространены направляющие аппараты четырех основных типов. К первому типу относятся направляющие аппараты, у которых диффузорные отводящие каналы соединены переводными каналами с обратными подводными каналами (рис.2.19, а).

Направляющий аппарат второго типа представляет собой деталь, в которой обратные подводящие каналы разъединены с каналами отвода безлопаточным кольцевым пространством (рис.2.19, б).

К третьему типу относятся направляющие аппараты, представляющие собой деталь, в которой выполнены только каналы диффузорных отводов. Обратные подводящие каналы расположены в другой сопрягаемой детали (рис.2.19, в).

В некоторых конструкциях, чаще всего при неразборном роторе, приходится применять разъемные направляющие аппараты (рис.2.19, г). Обе половинки при сборке соединяют шпильками или болтами.

В высоконапорных насосах низкой быстроходности потери в отводах достигают 30% общих потерь в ступени. Для снижения их необходимо обеспечить высокую чистоту поверхности и точность геометрических размеров диффузорных каналов.

Материал направляющих аппаратов выбирают из соображений прочности, литейных качеств, коррозионной и эрозийной стойкости. Для холодной нейтральной воды при средних скоростях потока применяют чугунное или стальное литье, для горячей воды или при высоких скоростях потока отвод отливают из нержавеющей стали 2Х13. Для некоторых насосов направляющие аппараты прессуются из пластмасс.

В некоторых конструкциях поток переходит из ступени или одной группы ступеней в другую не по каналам в корпусе насоса, а по специальным переводным трубам, располагаемым вне корпуса насоса.

Гидравлическая пята. Гидропята (рис.2.20) наиболее часто применяется для уравнивания осевого усилия в системе многоступенчатых насосов.

Между вращающимся разгрузочным диском 3 и неподвижной подушкой пяты 2 при работе насоса образуется торцевой зазор, в котором происходит дросселирование жидкости. Часть полного напора срабатывается в кольцевой цилиндрической щели, которая образуется между двумя втулками гидропята: неподвижной 5 и вращающейся 6. Разгрузочный диск и вращающаяся втулка фиксируется на валу общей шпонкой. Круглой гайкой через втулку сальника 4

диск и вращающаяся втулка прижимаются к уступу вала. Между торцами ступицы рабочего колеса последней ступени и вращающейся втулки предусмотрен зазор для компенсации температурных расширений деталей ротора. Для предотвращения протекания жидкости по валу имеется двустороннее уплотнение резиновыми кольцами 7.

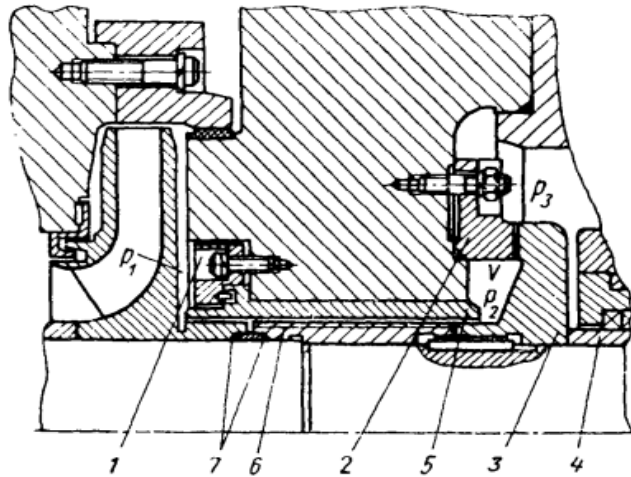


Рис. 2.20. Гидравлическая пята

Неподвижная втулка по цилиндрической расточке устанавливается в выходной крышке и фиксируется накладным фланцем 1. Переток жидкости по посадочной поверхности предупреждается резиновым уплотнительным кольцом. Подушка пяты 2 центрируется на крышке и фиксируется шпильками.

Во избежание перекоса подушка опирается на крышку двумя кольцевыми буртиками, выполненными по внешнему и внутреннему диаметрам.

Детали узлов гидравлической разгрузки изготавливают из высококачественных материалов, обладающих высокой эрозийной стойкостью. Хорошо зарекомендовали себя хромистые термообработанные стали: разгрузочный диск из стали 2Х13, подушка пяты — из стали 3Х13. Твердость этих деталей должна отличаться не менее чем на HB 50.

Гидравлическая пята является автоматическим уравнивающим устройством, которое одновременно выполняет роль уплотнения.

Фундаментные плиты. Фундаментные плиты предназначены для установки и крепления к ним насоса и двигателя, а в некоторых случаях только

для крепления насоса. Плита представляет собой отливку коробчатой формы (рис.2.21) из серого чугуна. Нижняя часть плиты заливается бетоном на месте монтажа насосного агрегата. На верхней стенке плиты выполнены площадки с резьбовыми отверстиями для крепления оборудования. В стенке выполнены овальные отверстия для заливки бетона. По краям плиты выполнена канавка для сбора утечек из насоса. В плите имеется четыре прилива с отверстиями под фундаментные болты.

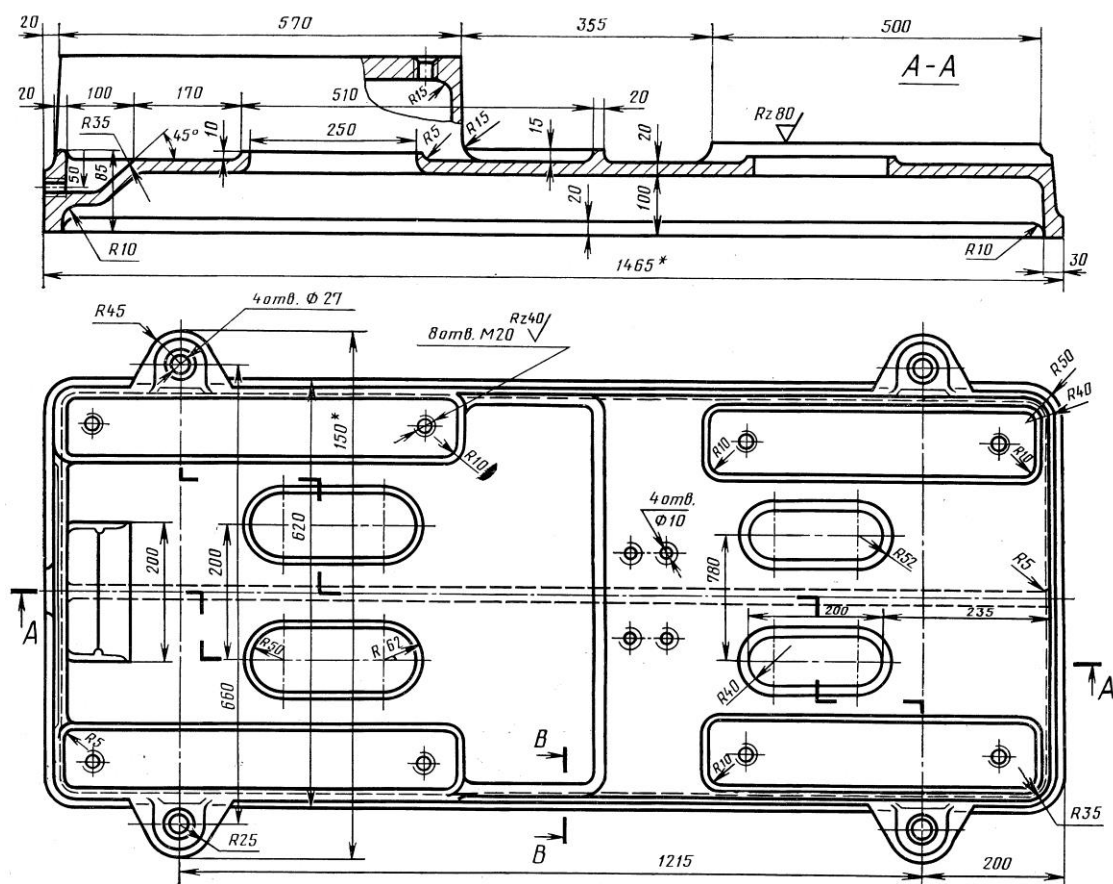


Рис. 2.21. Плита насосного агрегата

При мелкосерийном производстве фундаментные плиты могут быть сварными из гнутых профилей. Применение фундаментных плит создает большие удобства при монтаже и выверке насосов и двигателей. Однако в крупных насосах общие фундаментные плиты под насос и двигатель иногда не ставят.

3. Техническое задание на курсовой проект (работу)

3.1 Техническое задание (ТЗ) является основанием для выполнения курсового проекта.

3.2 Правила оформления ТЗ на курсовой проект (работу) должны соответствовать учебному пособию [2] раздел 5 и требованиям настоящего УП.

3.3 При разработке ТЗ по расчету и проектированию центробежного насоса (ЦН) предлагаются пять вариантов:

- ЦН консольного типа «К»;
- ЦН консольно-моноблочного типа «КМ»;
- ЦН одноступенчатый с двухсторонним подводом жидкости типа «Д»;
- ЦН вертикальный типа «В»;
- ЦН секционный многоступенчатый типа «ЦНС».

3.4 ТЗ должно содержать исходные данные для проектирования и исследования ЦН в соответствии с таблицами А1, А2, А3, А4, А5 и рисунками А1-А5 приложения А.

3.5 Расчет ЦН приведен в п.5 настоящего УП.

3.6 Для оценки влияния параметров рабочего колеса насоса на его конструкцию, студентам предлагаются исследовательские задачи (приложение Г):

- влияния угла атаки на форму лопасти рабочего колеса ЦН $\Phi_d=f(\Delta\beta)$;
- влияния угла атаки на число лопастей рабочего колеса ЦН $z=f(\Delta\beta)$;
- влияния величины осевой скорости на входе в рабочее колесо ЦН на угол охвата лопасти $\varphi=f(V_0)$;
- влияния числа лопастей на форму лопасти $\Phi_l=f(z)$.

Задания исследовательского характера могут корректироваться преподавателем.

3.7 Выполнение задания исследовательского характера включает проведение 4-8 вариантов расчетов, для выполнения которых студенту необходимо составить свою программу в среде Mathcad или Pascal.

3.8 В ТЗ следует привести содержание пояснительной записки и указать перечень графического материала

4. Содержание пояснительной записки

4.1 Пояснительная записка курсового проекта (работы) должна быть оформлена в соответствии с учебным пособием [2] и с учетом требований к содержанию настоящего УП.

4.2 Пояснительная записка должна содержать следующие разделы:

- введение;
- назначение, область применения и выбор прототипа проектируемого насоса;
- расчетная часть:
 - а) ручной расчет параметров канала, профиля лопасти рабочего колеса и спирального отвода;
 - б) расчет системы уравнивания осевой силы разгрузочным диском (в случае многоступенчатого ЦН);
 - в) задание на проведение исследования, результаты и их анализ;
 - г) описание конструкции насоса с обоснованием выбора материалов основных деталей;
 - д) расчет бетонного основания и способа крепления ЦН;
- заключение;
- список использованных источников;
- ведомость курсового проекта (работы);
- приложения.

4.3. Графическая часть курсового проекта (работы)

Графическая часть проекта (работы) содержит 3 листа формата А1 по ГОСТ 2.301 и включает:

- чертеж общего вида (ВО) (разрез) насоса с размещением и способом крепления насосного агрегата – 2 листа ф. А1;

- рабочие чертежи рабочего колеса ЦН – 1 лист ф. А2 (КП, КР) и вала ЦН или гидропята – 1 лист ф. А2 (КП).

Требования к оформлению графических документов приведены в разделе 9 учебного пособия [2].

4. Расчет и проектирование центробежного насоса

Центробежные насосы являются наиболее распространенными среди лопастных динамических насосов. При относительной простоте устройства рабочих органов и элементов конструкции движение жидкости в них отличается чрезвычайной сложностью. В динамических насосах превращение энергии происходит за счет действия на жидкость сил инерции, вязкостного трения, Кориолиса и вихревого обмена, в результате чего происходит увеличение момента количества движения жидкости от входа к выходу рабочего колеса.

Насос, соединенный с приводным двигателем, средства для контроля работы насоса и его регулирования (микропроцессорная техника и компьютерные технологии) в совокупности представляют насосный агрегат.

4.1. Структура САПР центробежного насоса

С целью решения конструкторских и исследовательских задач проектирования ЦН и повышения эффективности этих работ, разработана учебная система автоматизированного расчета и проектирования (САПР) ЦН, в основе которой использована методика расчета [7,8]. Программа САПР ЦН реализована в среде Mathcad v.13 и предназначена для расчета гаммы центробежных насосов малой и нормальной быстроходности с коэффициентом быстроходности $n_s < 140$. Структура программы имеет блоки для решения ряда задач конструкторского и исследовательского характера.

Структурная схема САПР ЦН представлена на рисунке 4.1.

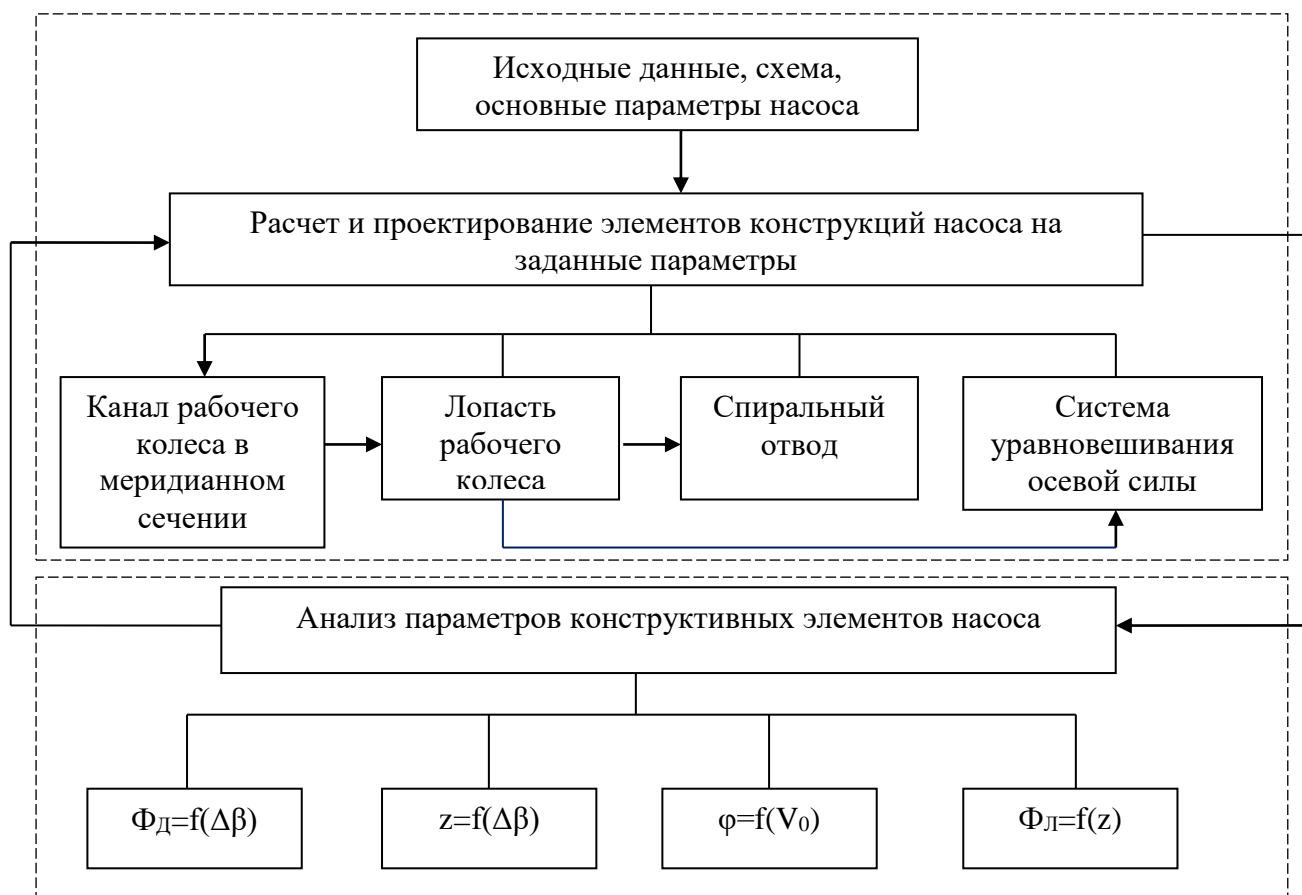


Рис.4.1. Структурная схема САПР центробежного насоса

Таблица 4.1. Список идентификаторов

Обозначение	Идентификатор	Физическая величина и обозначение ее единицы
1	2	3
ρ	RO	Плотность перекачиваемой жидкости, кг/м ³
η_M	EK	Механический КПД насоса
Q_H	QN	Подача насоса, м ³ /ч
H_H	HN	Напор насоса, м
ω	SV	Скорость вращения, 1/с
Q	Q	Подача ступени, м ³ /с
H	H	Напор ступени, м
k_n	KP	Число потоков
i	IS	Число ступеней
d_B	DVAL	Диаметр вала насоса, мм
d_{BT}	DVT	Диаметр втулки, мм
N	N	Потребляемая насосом мощность, кВт
n_s	NS	Коэффициент быстроходности колеса насоса
Q_K	QK	Расход жидкости через колесо, м ³ /с
S	S	Толщина лопастей, мм
$[\tau]$	TAU	Допустимое напряжение кручение вала, МПа
η_{Γ}	GK	Гидравлический КПД колеса
η_o	OK	Объемный КПД колеса
$\Delta\beta$	DELTA	Угол атаки, рад.
k_{11}	K11	Ориентировочное значение коэффициента стеснения на входе
k_{21}	K21	Ориентировочное значение коэффициента стеснения на выходе
k_1	K1	Коэффициент $k_1=0,06 - 0,08$
k_2	K2	Коэффициент $k_2=0,8 - 1,0$
k_3	K3	Коэффициент $k_3=1,0 - 1,4$
k_4	K4	Коэффициент $k_4=0,55 - 0,65$
D_0	DO	Диаметр входа в колесо, мм
V_0	VO	Осевая скорость на входе, м/с
r_1	R1	Радиус входа в колесо, м

1	2	3
b_1	B1	Ширина рабочего колеса на входе, мм
U_1	U1	Окружная скорость на входе в колесо, м/с
H_T	HT	Теоретический напор, м
V_{u2}	VU2	Коэффициент скорости закручивания
U'_2	U21	Окружная скорость на выходе из колеса в первом приближении, м/с
r'_2	R21	Радиус выхода в первом приближении, мм
U_{22}	U22	Окружная скорость на выходе из колеса, м/с
β_{10}	BET10	Угол между скоростями W_1 и U_1 , рад
β_1	BET1	Угол установки наклона лопасти на входе, рад
β_{20}	BET20	Угол между скоростями W_2 и U_2 , рад
V_{m1}	VM1	Меридианная скорость на входе в колесо, м/с
V_{m2}	VM21	Меридианная скорость за колесом, м/с
Z	Z	Число лопастей
r_2	R2	Радиус выхода из колеса, мм
P	P	Поправка на конечное число лопастей
$H_{T\infty}$	HTB	Теоретический напор колеса при бесконечном числе лопастей, м
k_{12}	K12	Коэффициент стеснения входного сечения
k_{22}	K22	Коэффициент стеснения выходного сечения
W_1	W1	Относительная скорость на входе, м/с
W_2	W2	Относительная скорость на выходе, м/с
β	BET	Угол наклона лопасти, рад
β_2	B2	Ширина колеса на выходе, мм
r_j	R(J)	Значение радиуса на j – ой точки профиля лопасти, мм
b_j	B(J)	Ширина колеса на j – й точке, мм
φ_j	F1(J)	Центральный угол j – й точки профиля лопасти, рад

4.2. Расчет основных параметров центробежного насоса

Ниже приведен предварительный расчет конструкции центробежного насоса с двухсторонним подводом рабочей жидкости в программной среде Mathcad v.13, позволяющий освоить методику и получить исходные данные для проектирования.

4.2.1. Выбор схемы и определение параметров рабочего колеса насоса и профиля лопасти.

4.2.1.1. Произведём выбор схемы насоса, ориентируясь на существующие отработанные конструкции центробежных насосов. Для проектируемого насоса выбираем схему, т. е. устанавливаем число потоков $K_n=2$ и число ступеней $i=1$ (Табл. 4.2).

Таблица 4.2. Исходные данные

Параметры	Значения	Коэффициенты		
		Наименование	Рекомендуемый	Выбранный
Число потоков (1-2)	$k_n=2$			
Количество ступеней, 1-п	$i=1$	K_3	1-1,4	1,1
Подача насоса, м ³ /ч	$Q_H=450$	K_2	0,8-1	0,8
Напор насоса, м	$H_H=35$	K_1	0,06-0,08	0,06
Частота вращения рабочего колеса, об/мин	$n=1450$	K_4	0,55-0,65	0,55
Ускорение свободного падения, м/с ²	$g=9,8$	Коэффициент стеснения на входе k_{11}	1,1...1,5	1,1
Толщина лопасти, м чугун (3-4), сталь (3-5)	$s=4$	Коэффициент скорости закручивания V_{u2}	0,5	0,5
Плотность воды, кг/м ³	$\rho=1000$	Коэффициент стеснения на выходе k_{21}	1,05...1,2	1,1
Число участков изменения интервалов величин r, W, V_m (8-10)	$j=8$	Механический КПД, η_m	0,96	0,96

Расчет центробежного насоса ведется по заданным значениям подачи Q , напора H и числа оборотов n на основании принятой схемы.

4.2.1.2 Рассчитываем подачу ступени насоса

$$Q = \frac{Q_H}{K_n \cdot 3600}, \quad (4.1)$$

где Q_H – подача насоса, м³/с;
 k_n – число потоков.

$$Q=0,063 \text{ м}^3/\text{с}.$$

4.2.1.3.Рассчитываем напор ступени:

$$H = \frac{H_n}{i}, \quad (4.2)$$

где H_n – напор колеса, м;
 i – число ступеней.

$$H = 35 \text{ м.}$$

4.2.1.4.Рассчитаем угловую скорость вращения рабочего колеса:

$$\omega = \pi \frac{n}{30}, \quad (4.3)$$

где $\pi=3,14$;
 N – частота вращения рабочего колеса насоса, с^{-1} (об/мин).

$$\omega=151,844 \text{ с}^{-1}.$$

4.2.1.5.Рассчитываем коэффициент быстроходности проектируемого колеса:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}}, \quad (4.4)$$

Так как $n_s = 91,95 < 140$, продолжаем расчет далее. Если $n_s > 140$, производим корректировку задания по параметрам H и Q .

4.2.1.6.Рассчитываем объёмный КПД колеса:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-0,666}}, \quad (4.5)$$

$$\eta_o = 0.968.$$

4.2.1.7.Рассчитываем гидравлический КПД колеса:

$$\eta_g = 1 - \frac{0,42}{(\log(D_{1pr}) - 0,172)^2}, \quad (4.6)$$

где D_{1pr} – приведенный диаметр РК (4.7)

$$D_{1pr} = 4500 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}},$$

$$D_{1pr}=157.779 \text{ мм,}$$

$$\eta_g=0,898.$$

4.2.1.8. Рассчитываем общий КПД колеса:

$$\eta := \eta_o \cdot \eta_g \cdot \eta_m, \quad (4.8)$$

где $\eta_m = 0,96$ – принятое ориентированное значение механического КПД.

$$\eta = 0,834.$$

4.2.1.9. Рассчитываем расход жидкости через колесо:

$$Q_k = \frac{Q}{\eta_o}, \quad (4.9)$$

$$Q_k = 0,065 \text{ м}^3/\text{с}$$

4.2.1.10. Рассчитываем мощность, потребляемую насосом:

$$N = \rho \cdot g \cdot Q_n \frac{H_n}{1000 \cdot \eta \cdot 3600}, \quad (4.10)$$

где $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды;
 $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

$$N = 51,47 \text{ кВт.}$$

4.2.1.11. Рассчитываем максимальную мощность, потребляемую насосом:

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N, \quad (4.11)$$

$$N_{\max} = 56,617 \text{ кВт.}$$

4.2.1.12. Рассчитываем крутящий момент на валу насоса:

$$M_{\max} = \frac{N_{\max} \cdot 10^3}{\omega}, \quad (4.12)$$

$$M_{\max} = 372,864 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

4.2.1.13. Рассчитываем диаметр вала:

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{M_{\max} \cdot 1000}{0,2 \cdot \tau}}, \quad (4.13)$$

где $\tau = 15\text{-}30 \text{ МПа}$ – допустимое напряжение на кручение, принимаем $\tau = 30 \text{ МПа}$.

$$d_v = 39,61 \text{ мм.}$$

Округляем полученную величину диаметра вала до ближайшего, кратного 5, и принимаем: $d_v = 0,040 \text{ м}$.

4.2.1.14.Диаметра втулки рассчитываем по ниже приведённой формуле:

$$d_{vt} = 1,2 \cdot d_v, \quad (4.14)$$

$$d_{vt}=0.048 \text{ м.}$$

Округляем полученную величину диаметра втулки до ближайшего целого значения: $d_{vt}=0.048 \text{ м}$, тогда:

$$r_{vt} = \frac{d_{vt}}{2}, \quad (4.15)$$

$$r_{vt}:= 0.024 \text{ м.}$$

4.2.1.15.Определяем размер входа в рабочее колесо. В первом приближении осевую скорость определяем по формуле С.С. Руднева:

$$V_{01} = k_1 \cdot \sqrt[3]{Q \cdot n^2}, \quad (4.16)$$

$$V_{01}=3,05 \text{ м/с.}$$

4.2.1.16. Рассчитаем диаметр входа в рабочее колесо:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_{01}} + d_{vt}^2}, \quad (4.17)$$

$$D_0=0,168 \text{ м,}$$

Принимаем диаметр входа в рабочее колесо $D_0=0,168 \text{ м}$. Тогда:

$$r_0 = D_0 \cdot 0,5, \quad (4.18)$$

$$r_0=0,84 \text{ м.}$$

Для принятых значений диаметров входа и втулки рабочего колеса уточняем величину осевой скорости на входе в рабочее колесо по следующей формуле:

$$V_0 = \frac{4Q_k}{\pi(D_0^2 - d_{vt}^2)}, \quad (4.19)$$

$$V_0=3,17 \text{ м/с}$$

4.2.1.17. Рассчитаем радиус средней входной кромки лопасти:

$$r_1=D_0 \cdot 0,5, \quad (4.20)$$

$$r_1=0,076 \text{ м.}$$

Округлив полученную величину до целого числа, принимаем конечное значение $r_1 =0,076 \text{ м}$.

Ширину втулки рекомендуется находить из соотношения $l_{vt}=(0.8-1) \cdot r_0$ принимаем:

$$l_{vt}=(0.8-1) \cdot r_0, \quad (4.21)$$

$$l_{vt}=0,067 \text{ м.}$$

4.2.1.18. Рассчитаем ширину рабочего колеса на входе:

$$b_1 = \frac{Q_k}{2\pi \cdot r_1 \cdot V_{m1}}, \quad (4.22)$$

где $V_{m1}=V_0$ - меридианная скорость потока на входе в колесо без учёта стеснения жидкости лопаткой колеса.

$$b_1 = 0,043 \text{ м.}$$

4.2.1.19. Рассчитаем окружную скорость на входе:

$$u_1 = \pi \cdot r_1 \cdot \frac{n}{30}, \quad (4.23)$$

$$u_1 = 11,479 \text{ м/с.}$$

4.2.1.20. Рассчитаем меридианную скорость потока на входных кромках лопастей:

$$V_{m1} = V_{m1} \cdot k_{11}, \quad (4.24)$$

где $k_{11}=1,15$ – ориентировочное значение коэффициента стеснения.

$$V_{m1} = 3,49 \text{ м/с.}$$

4.2.1.21. Рассчитаем угол безударного входа:

$$\beta_{10} = \arctg \cdot \left(\frac{V_{m1}}{u_1} \right) \cdot \frac{360}{2\pi}, \quad (4.25)$$

$$\beta_{10} = 16,911^\circ$$

Для уменьшения гидравлических потерь и улучшения кавитационных свойств колеса при расчете центробежных насосов принимаем угол атаки $\Delta\beta = (3^\circ - 8^\circ)$. Назначаем угол атаки $\Delta\beta = 7,089$ град., тогда угол наклона лопасти на входе в колесо.

$$\beta_1 = \beta_{10} + \Delta\beta. \quad (4.26)$$

$$\beta_1 = 24^\circ.$$

4.2.1.22. Рассчитаем теоретический напор колеса:

$$H_t = \frac{H}{\eta_g}, \quad (4.27)$$

где H – напор ступени;
 η_g – гидравлический КПД колеса.

$$H_t = 38.989 \text{ м}$$

4.2.1.23. Рассчитаем окружную скорость на выходе из колеса в первом приближении:

$$u_{21} = \sqrt{\frac{g \cdot H_t}{V_{u2}}}, \quad (4.28)$$

где $V_{u2} = 0,5$ – коэффициент скорости закручивания.

$$u_{21} = 27,657 \text{ м/с}.$$

4.2.1.24. Рассчитаем радиус выхода из колеса:

$$r_2 = \frac{u_{21}}{\omega}, \quad (4.29)$$

$$r_2 = 0,182 \text{ м}.$$

где ω – угловая скорость вращения рабочего колеса.

4.2.1.25. Рассчитаем меридианную скорость на выходе из колеса без учёта коэффициента стеснения.

При расчете ЦН рекомендуется принимать отношение относительных скоростей:

$$\frac{W_1}{W_2} = k_3, \quad (4.30)$$

$$V_{m2} = k_2 \cdot V_{m1}, \quad (4.31)$$

где $k_2 = 0.8-1.0$ и $k_3 = 1.0-1.4$.

$$V_{m2} = 2,538 \text{ м/с}.$$

Задавшись, ориентировочно, коэффициентом стеснения выходного сечения колеса k_{21} определяем угол установки лопасти β_2 на выходе из рабочего колеса:

$$\sin\left(\beta_1 \cdot \frac{2\pi}{360}\right) = 0,407, \quad (4.32)$$

$$\beta_2 = \arcsin\left(\sin\left(\beta_1 \cdot \frac{2\pi}{360}\right) \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot \frac{k_{21}}{k_{11}}\right) \cdot \frac{360}{2\pi}, \quad (4.33)$$

$$\beta_2 = 20,973.$$

Принимаем угол установки лопасти на выходе из РК $\beta_2 := 21$

4.2.1.26. Рассчитаем число лопастей рабочего колеса:

$$z = 6,5 \cdot \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \cdot \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \cdot \frac{2\pi}{360}\right), \quad (4.34)$$

$$z = 6,014.$$

Принимаем число лопастей $z = 6$.

Найдем поправочный коэффициент Р и его влияние на конечное число лопастей рабочего колеса $z:=6$, по формуле:

$$P = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}, \quad (4.35)$$

где $\psi = k_4 + 0,6 \sin\left(\beta_2 \cdot \frac{2\pi}{360}\right)$ - дополнительный коэффициент, (4.36)

$$\psi = 0,765$$

$$P = 0,308$$

4.2.1.27. Рассчитаем теоретический напор при бесконечном числе лопастей:

$$H_{t\infty} = (1 + P) \cdot H_t, \quad (4.37)$$

$$H_{t\infty} = 50.997 \text{ м.}$$

4.2.1.28. Рассчитаем меридианную скорость на выходе из колеса с учётом коэффициента стеснения:

$$V_{m2}^* = V_{m2} \cdot k_{21}, \quad (4.38)$$

$$V_{m2}^* = 2,792 \text{ м/с.}$$

4.2.1.29. Рассчитаем окружную скорость на выходе из колеса во втором приближении используя уравнение Л.Эйлера:

$$H_{m\infty} = \left(\frac{1}{g}\right) \cdot U_2 \cdot V_{u2\infty} = \left(\frac{U_2}{g}\right) \cdot \left(U_2 - \frac{V_{m2}}{\tan\beta_2}\right). \quad (4.39)$$

Находим окружную скорость на выходе из колеса:

$$u_2 = \frac{V_{m2}}{2 \tan\left(\beta_2 \cdot \frac{2\pi}{360}\right)} + \sqrt{\left(\frac{V_{m2}}{2 \tan\left(\beta_2 \cdot \frac{2\pi}{360}\right)}\right)^2 + g \cdot H_{t\infty}}. \quad (4.40)$$

$$u_2 = 26,303 \text{ м/с.}$$

4.2.1.30. Рассчитаем радиус рабочего колеса на выходе:

$$r_2 = \frac{u_2}{\omega}. \quad (4.41)$$

$$r_2 = 0,173 \text{ м.}$$

4.2.1.31. Рассчитаем ширину рабочего колеса на выходе:

$$b_2 = \frac{Q_k}{2\pi r_2 \cdot V_{m2}}. \quad (4.42)$$

$$b_2 = 0,02338 \text{ м}$$

Зададимся толщиной лопасти S (малые колеса из чугуна $S=3-4$ мм, стальные колеса $S=4-6$ мм, гл.6) и определяем значения коэффициентов стеснения.

Приняв $S=4$ мм, имеем:

$$k_{12} = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s}{2\pi r_1 \cdot \sin\left(\beta_1 \cdot \frac{2\pi}{360}\right)}}. \quad (4.43)$$

$$k_{12} = 1,142.$$

$$k_{22} = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s}{2\pi r_2 \cdot \sin\left(\beta_2 \cdot \frac{2\pi}{360}\right)}}. \quad (4.44)$$

$$k_{22} = 1,066.$$

$$\left(\frac{k_{21}}{k_{22}} - 1\right) \cdot 100 = 3.224\% < 5\%. \quad (4.45)$$

$$\left(\frac{u_{21}}{u_2} - 1\right) \cdot 100 = 4.241\% < 5\%. \quad (4.46)$$

$$\left(1 - \frac{k_{11}}{k_{12}}\right) \cdot 100 = 3.664\% < 5\%. \quad (4.47)$$

Если во втором приближении U_2 , k_{12} , k_{22} отличаются от ранее принятых значений более чем на 5%, то делается третье и последующее приближение. После этого окончательно принимаем значения r_1 , U_{22} , r_2 , k_{12} , k_{22} и z .

4.2.1.32. Рассчитаем относительную скорость на входе в колесо:

$$W_1 = V_{m1} \cdot \frac{k_{12}}{\sin\left(\beta_1 \cdot \frac{2\pi}{360}\right)}, \quad (4.48)$$

$$W_1 = 8,890 \text{ м / с.}$$

4.2.1.33. Рассчитаем относительную скорость на входе в колесо:

$$W_2 = V_{m2} \cdot \frac{k_{22}}{\sin\left(\beta_2 \cdot \frac{2\pi}{360}\right)}, \quad (4.49)$$

$$W_2 = 7.557 \text{ м / с,}$$

4.2.2. Расчет канала рабочего колеса в меридианном сечении

Для профилирования канала рабочего колеса задаёмся законом изменения меридианной скорости вдоль радиуса $V_m = f(r)$. Известна меридианная скорость на входе в колесо V_{m1} и на выходе из колеса V_{m2} . Принимаем линейный закон изменения меридианной скорости от V_{m1} до V_{m2} . Для расчета профиля лопасти необходимо знать величину относительной скорости $W = f(r)$. Задаем также линейным законом изменения относительной скорости от W_1 до W_2 . Интервал радиусов рабочего колеса от r_1 до r_2 . Разбиваем на $j=8$ равных частей и для каждого радиуса определяем значение меридианной и относительной скоростей. Графики зависимости относительной и меридианной скоростей даны на рис. 4.2.

$$\Delta r = \frac{r_2 - r_1}{j}, \quad \Delta r = 0.012 \quad (4.51)$$

$$\Delta V = \frac{V_{m1} - V_{m2}}{j}, \quad \Delta V = 0,079 \text{ м} \quad (4.52)$$

$r_{10} = r_1,$	$r_{10} = 0,076 \text{ м.}$	$V_{m10} = V_{m1},$	$V_{m10} = 3,173 \text{ м/с.}$
$r_{11} = \Delta r + r_1,$	$r_{11} = 0,088 \text{ м.}$	$V_{m11} = V_{m1} - \Delta V,$	$V_{m11} = 3,094 \text{ м/с.}$
$r_{12} = \Delta r + r_2,$	$r_{12} = 0,1 \text{ м.}$	$V_{m12} = V_{m11} - \Delta V,$	$V_{m12} = 3,014 \text{ м/с.}$
$r_{13} = \Delta r + r_3,$	$r_{13} = 0,112 \text{ м.}$	$V_{m13} = V_{m12} - \Delta V,$	$V_{m13} = 2,935 \text{ м/с.}$
$r_{14} = \Delta r + r_4,$	$r_{14} = 0,124 \text{ м.}$	$V_{m14} = V_{m13} - \Delta V,$	$V_{m14} = 2,856 \text{ м/с.}$
$r_{15} = \Delta r + r_5,$	$r_{15} = 0,137 \text{ м.}$	$V_{m15} = V_{m14} - \Delta V,$	$V_{m15} = 2,776 \text{ м/с.}$
$r_{16} = \Delta r + r_6,$	$r_{16} = 0,149 \text{ м.}$	$V_{m16} = V_{m15} - \Delta V,$	$V_{m16} = 2,697 \text{ м/с.}$
$r_{17} = \Delta r + r_7,$	$r_{17} = 0,161 \text{ м.}$	$V_{m17} = V_{m16} - \Delta V,$	$V_{m17} = 2,618 \text{ м/с.}$
$r_{18} = \Delta r + r_8,$	$r_{18} = 0,173 \text{ м.}$	$V_{m18} = V_{m17} - \Delta V,$	$V_{m18} = 2,538 \text{ м/с.}$

Далее определяем относительную скорость:

$$\Delta W = \frac{W_1 - W_2}{j} \quad (4.53)$$

Определим значения ширины канала рабочего колеса:

$$b_j = \frac{Q}{2\pi \cdot r_j \cdot V_{mj}} \quad (4.54)$$

$b_{10} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{10} \cdot V_{m10}},$	$b_{10} = 0,041м.$	$W_{10} = W_1$	$W_{10} = 8,89м / с.$
$b_{11} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{11} \cdot V_{m11}},$	$b_{11} = 0,037м.$	$W_{11} = W_1 - \Delta W;$	$W_{11} = 8,738м / с.$
$b_{12} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{12} \cdot V_{m12}},$	$b_{12} = 0,033м.$	$W_{12} = W_{11} - \Delta W;$	$W_{12} = 8,57м / с.$
$b_{13} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{13} \cdot V_{m13}},$	$b_{30} = 0,03м.$	$W_{13} = W_{12} - \Delta W;$	$W_{13} = 8,401м / с.$
$b_{14} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{14} \cdot V_{m14}},$	$b_{14} = 0,028м.$	$W_{14} = W_{13} - \Delta W;$	$W_{14} = 8,232м / с.$
$b_{15} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{15} \cdot V_{m15}},$	$b_{15} = 0,026м.$	$W_{15} = W_{14} - \Delta W;$	$W_{15} = 8,063м / с.$
$b_{16} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{16} \cdot V_{m16}},$	$b_{16} = 0,025м.$	$W_{16} = W_{15} - \Delta W;$	$W_{16} = 7,895м / с.$
$b_{17} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{17} \cdot V_{m17}},$	$b_{17} = 0,024м.$	$W_{17} = W_{16} - \Delta W;$	$W_{17} = 7,726м / с.$
$b_{18} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{18} \cdot V_{m18}},$	$b_{18} = 0,023м.$	$W_{18} = W_{17} - \Delta W;$	$W_{18} = 7,557м / с.$

Рассчитав зависимость $b=f(r)$, по полученным данным спроектируем канал РК. Меридианное сечение канала рабочего колеса показано на рис.4.2.

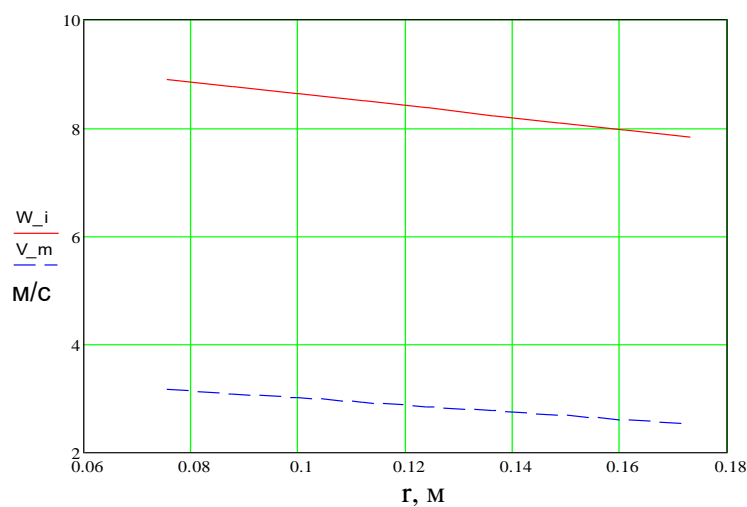


Рис.4.2. Графики зависимости относительной скорости W_i (---) и меридианной скорости V_m (- -) от радиуса r

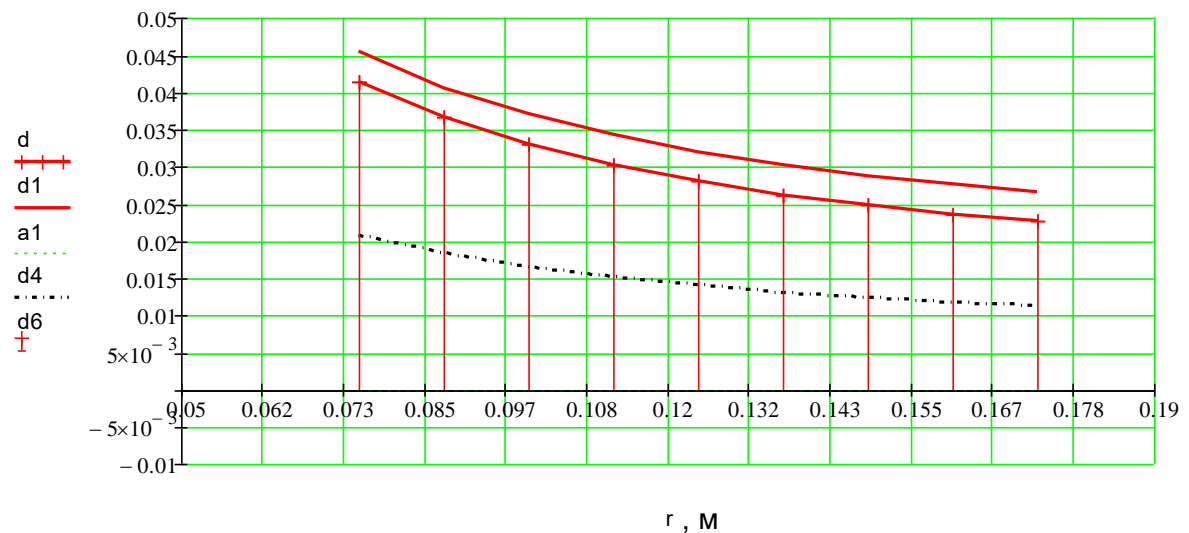


Рис.4.3. Профилирование канала рабочего колеса

4.2.3. Расчет лопасти рабочего колеса

Профилирование лопасти должно быть осуществлено так, чтобы создать, возможно, более благоприятные условия для безотрывного обтекания контура лопасти потоком, что соответствует минимуму гидравлических потерь. С этой целью принимают плавный, без минимумов и максимумов, закон изменения скоростей $V_m = f(r)$ и $W = f(r)$, приведенные на рисунке 4.2

4.2.3.1. Определяем угол наклона лопасти:

$$\beta_j = \arcsin \left(\frac{V_{mj}}{W_j} + \frac{S \cdot Z}{2 \cdot \pi \cdot r_j} \right), \quad (4.55)$$

$$\beta_{110} = \arcsin \left(\frac{V_{m10}}{W_{10}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{10}} \right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{110} = 24,044^\circ.$$

$$\beta_{11} = \arcsin \left(\frac{V_{m11}}{W_{11}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{11}} \right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{11} = 23,338^\circ.$$

$$\beta_{12} = \arcsin \left(\frac{V_{m12}}{W_{12}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{12}} \right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{11} = 23,338^\circ.$$

$$\beta_{13} = \arcsin \left(\frac{V_{m13}}{W_{13}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{13}} \right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{13} = 22,287^0.$$

$$\beta_{14} = \arcsin \left(\frac{V_{m14}}{W_{14}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{14}} \right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{14} = 21,838^0.$$

$$\beta_{15} = \arcsin \left(\frac{V_{m15}}{W_{15}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{15}} \right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{15} = 21,42^0.$$

$$\beta_{16} = \arcsin \left(\frac{V_{m16}}{W_{16}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{16}} \right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{16} = 21,023^0.$$

$$\beta_{17} = \arcsin \left(\frac{V_{m17}}{W_{17}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{17}} \right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{17} = 20,639^0.$$

$$\beta_{18} = \arcsin \left(\frac{V_{m18}}{W_{18}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{18}} \right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{18} = 20,264^0.$$

4.2.3.2. Определим угол контура средней линии лопасти. Дифференциальное уравнение средней линии контура лопасти в плане имеет вид:

$$d\varphi = \frac{dr}{r \cdot \operatorname{tg} \beta}. \quad (4.56)$$

Полагая $\varphi_1=0$ при $r_1=r$, после интегрирования получаем:

$$\varphi = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot \operatorname{tg} \beta_j} = \frac{(j-1) \cdot \Delta r}{r_j \cdot \operatorname{tg} \beta_j}, \quad (4.57)$$

$$\phi_{10} = \frac{(1-1) \cdot \Delta r}{r_{10} \cdot \operatorname{tg} \beta_{110}}, \quad \varphi_{10} = 0^{\circ}.$$

$$\phi_{11} = \frac{(2-1) \cdot \Delta r}{r_{11} \cdot \operatorname{tg} \beta_{11}}, \quad \varphi_{11} = 18,457^{\circ}.$$

$$\phi_{12} = \frac{(3-1) \cdot \Delta r}{r_{12} \cdot \operatorname{tg} \beta_{12}}, \quad \varphi_{12} = 33,298^{\circ}.$$

$$\phi_{13} = \frac{(4-1) \cdot \Delta r}{r_{13} \cdot \operatorname{tg} \beta_{13}}, \quad \varphi_{13} = 45,62^{\circ}.$$

$$\phi_{14} = \frac{(5-1) \cdot \Delta r}{r_{14} \cdot \operatorname{tg} \beta_{14}}, \quad \varphi_{14} = 56,095^{\circ}.$$

$$\phi_{15} = \frac{(6-1) \cdot \Delta r}{r_{15} \cdot \operatorname{tg} \beta_{15}}, \quad \varphi_{15} = 65,23^{\circ}.$$

$$\phi_{16} = \frac{(7-1) \cdot \Delta r}{r_{16} \cdot \operatorname{tg} \beta_{16}}, \quad \varphi_{16} = 73,349^{\circ}.$$

$$\phi_{17} = \frac{(8-1) \cdot \Delta r}{r_{17} \cdot \operatorname{tg} \beta_{17}}, \quad \varphi_{17} = 80,699^{\circ}.$$

$$\phi_{18} = \frac{(9-1) \cdot \Delta r}{r_{18} \cdot \operatorname{tg} \beta_{18}}, \quad \varphi_{18} = 87,462^{\circ}.$$

По результатам расчета зависимости $\varphi = f(r)$ строим среднюю линию лопасти по точкам. Откладываем в каждой точке средней линии толщину лопасти S .

Профилирование контура лопасти рабочего колеса приведено на рис.4.4. В соответствии с числом лопастей z , находятся шаги по окружности радиусов R_1 и R_2 , t_1 и t_2 .

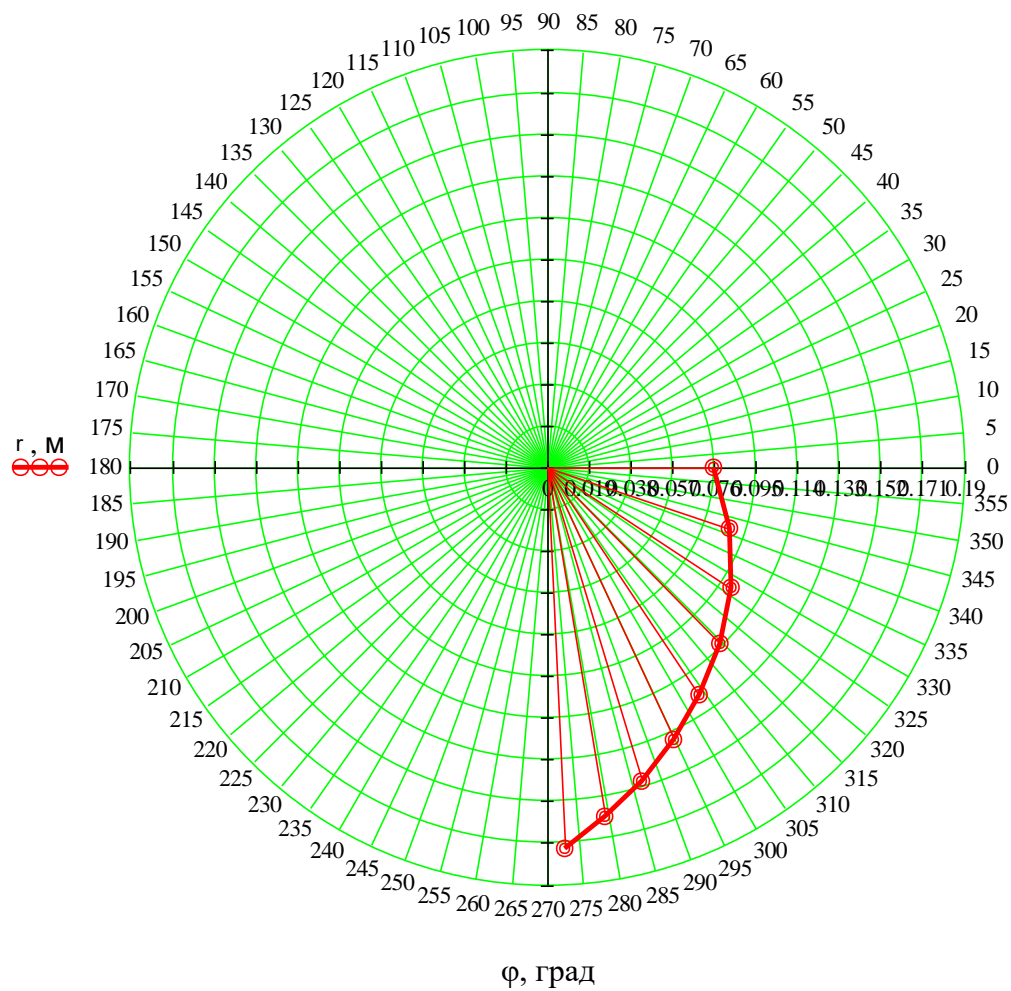


Рис.4.4. Профилирование лопасти рабочего колеса

В связи с тем, что значения V_m , W , β в функции от r задаются в виде таблицы, интегрирование проводим в численной форме.

$$C_j = \frac{1}{r_j \cdot \operatorname{tg} \beta_j}, \quad (4.58)$$

$$C_{10} = \frac{1}{r_{10} \cdot \operatorname{tg} \beta_{110}}, \quad C_{10} = 0,03.$$

$$C_{11} = \frac{1}{r_{11} \cdot \operatorname{tg} \beta_{11}}, \quad C_{11} = 0,026.$$

$$C_{12} = \frac{1}{r_{12} \cdot \operatorname{tg} \beta_{12}}, \quad C_{12} = 0,024.$$

$$C_{13} = \frac{1}{r_{13} \cdot \operatorname{tg} \beta_{13}}, \quad C_{13} = 0,022.$$

$$C_{14} = \frac{1}{r_{14} \cdot \operatorname{tg} \beta_{14}}, \quad C_{14} = 0,02.$$

$$C_{15} = \frac{1}{r_{15} \cdot \operatorname{tg} \beta_{15}}, \quad C_{15} = 0,019.$$

$$C_{16} = \frac{1}{r_{16} \cdot \operatorname{tg} \beta_{16}}, \quad C_{16} = 0,017.$$

$$C_{17} = \frac{1}{r_{17} \cdot \operatorname{tg} \beta_{17}}, \quad C_{17} = 0,016.$$

$$C_{18} = \frac{1}{r_{18} \cdot \operatorname{tg} \beta_{18}}, \quad C_{18} = 0,015.$$

Примим обозначение подынтегральной функции как $C(r) = \frac{1}{r \cdot \operatorname{tg} \beta}$, тогда:

$$\Delta \varphi_j = \frac{C_{j-1} + C_j}{2} \cdot \Delta r, \quad (4.59)$$

где $\Delta \varphi$ - приращение центрального угла;

C_{j-1} - значение подынтегральной функции в начале участка;

C_j - значение подынтегральной функции в конце участка;

Δr - приращение радиуса.

$$\Delta\varphi_1=0,$$

$$\Delta\varphi_1=\frac{C_{10}+C_{11}}{2}\cdot\Delta r, \quad \Delta\varphi_{11}=3,262\times10^{-4}.$$

$$\Delta\varphi_{12}=\frac{C_{11}+C_{12}}{2}\cdot\Delta r, \quad \Delta\varphi_{12}=3,064\times10^{-4}.$$

$$\Delta\varphi_{13}=\frac{C_{12}+C_{13}}{2}\cdot\Delta r, \quad \Delta\varphi_{13}=2,78\times10^{-4}.$$

$$\Delta\varphi_{14}=\frac{C_{13}+C_{14}}{2}\cdot\Delta r, \quad \Delta\varphi_{11}=3,262\times10^{-4}.$$

$$\Delta\varphi_{15}=\frac{C_{14}+C_{15}}{2}\cdot\Delta r, \quad \Delta\varphi_{15}=2,262\times10^{-4}.$$

$$\Delta\varphi_{16}=\frac{C_{15}+C_{16}}{2}\cdot\Delta r, \quad \Delta\varphi_{11}=2,205\times10^{-4}.$$

$$\Delta\varphi_{17}=\frac{C_{16}+C_{17}}{2}\cdot\Delta r, \quad \Delta\varphi_{11}=2,073\times10^{-4}.$$

$$\Delta\varphi_{18}=\frac{C_{17}+C_{18}}{2}\cdot\Delta r, \quad \Delta\varphi_{18}=1,96\times10^{-4}.$$

4.2.4. Расчет спирального отвода с круговым сечением

Форма канала спирального отвода играет существенную роль и должна выполняться подобно конструкциям насосов, показавших высокие значения КПД. Коэффициент быстроходности проектируемого насоса не должен значительно отличаться от прототипа.

Для расчета размеров спирального отвода в первом приближении спирального отвода удобно применять его с круглым сечением. Радиус круглого сечения спиральной камеры ρ_s , расположенного под углом φ_s от начала спирали (языка), равен:

$$r_3 = 1.04 \cdot r_2, \quad (4.60)$$

$$r_3 = 0.18 \text{ м.}$$

4.2.4.1. Рассчитаем радиус круглого сечения спиральной камеры следующим образом: Значения радиуса находим для нескольких значений угла φ_s , через каждые 30° .

$$\rho_s = \frac{\varphi_s}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_s \cdot r_3}{k}}, \quad (4.61)$$

$$k = \frac{720 \cdot \pi \cdot g}{\omega} \cdot \frac{H_n}{Q_n} \cdot 3600 \quad (4.62)$$

$$k = 4.092 \times 10^4$$

где k – коэффициент; Q_n – действительная подача колеса или расход в устье спирали;
 $\omega = 2\pi n$ – угловая скорость вращения;
 φ – текущий угол;
 H_n – теоретический напор.

$$\rho_{s11} = \frac{\varphi_{21}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{21} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s11} = 0.$$

$$\rho_{s12} = \frac{\varphi_{22}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{22} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s12} = 0,017 \text{ м.}$$

$$\rho_{s13} = \frac{\varphi_{23}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{23} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s13} = 0,024 \text{ м.}$$

$$\rho_{s14} = \frac{\varphi_{24}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{24} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s14} = 0,03 \text{ м.}$$

$$\rho_{s15} = \frac{\varphi_{25}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{25} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s15} = 0,035 \text{ м.}$$

$$\rho_{s16} = \frac{\varphi_{26}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{26} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s16} = 0,04 \text{ м.}$$

$$\rho_{s17} = \frac{\varphi_{27}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{27} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s17} = 0,044 \text{ м.}$$

$$\rho_{s18} = \frac{\varphi_{28}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{28} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s18} = 0,048 \text{ м.}$$

$$\rho_{s19} = \frac{\varphi_{29}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{29} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s19} = 0,052 \text{ м.}$$

$$\rho_{s20} = \frac{\varphi_{30}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{30} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s20} = 0,055 \text{ м.}$$

$$\rho_{s21} = \frac{\varphi_{31}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{31} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s21} = 0,059 \text{ м.}$$

$$\rho_{s22} = \frac{\varphi_{32}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{32} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s22} = 0,062 \text{ м.}$$

$$\rho_{s32} = \frac{\varphi_{32}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{32} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s23} = 0,056 \text{ м.}$$

Выберем r_{2pr} в интервале 3-5% от r_2 для построения спирального отвода $r_{2pr} = 3$.

$$b_3 = b_2 + 0,05 \cdot 2 \cdot r_2, \quad b_3 = 0,041 \text{ м.} \quad (4.63)$$

По результатам вычислений производим построение контура спирального отвода (рис. 6.5).

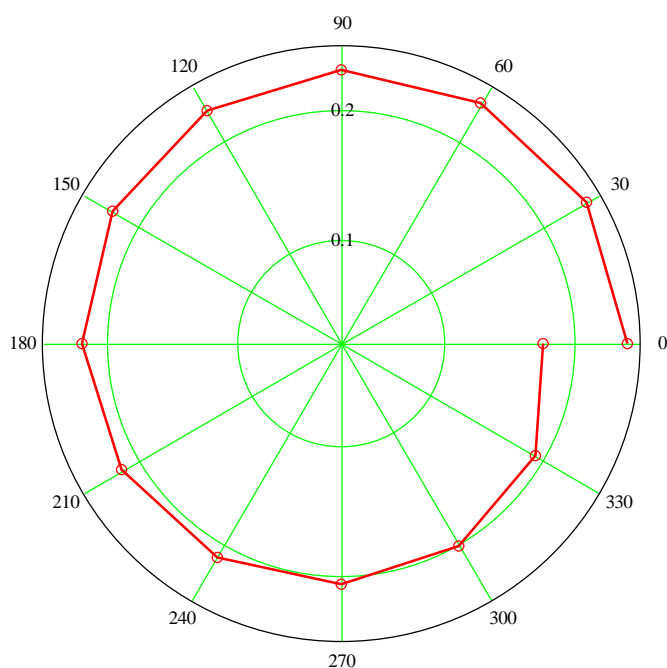


Рис. 4.5. Построение спирального отвода

Результаты расчета, приведенные в табл.2, позволяют перейти к профилированию канала, лопасти рабочего колеса и его спирального отвода (табл.4.3).

Таблица 4.3

Результаты расчета основных параметров лопастного насоса

№ п/п	Наименование	Значение	№ п/п	Наименование	Значение
1	d_v – диаметр вала	0,04 м	6	r_2 – радиус РК на выходе	0,173 м
2	D_o – диаметр входа в РК	0,168 м	7	b – ширина РК на выходе	0,233 м
3	r_1 – радиус средней кромки лопасти	0,076 м	8	r_3 – радиус кругового сечения спир. отвода	0,18 м
4	l_{vt} – длина втулки	0,67 м	9	b_3 – ширина спирального отвода	0,041
5	z – количество лопастей	6	10		

4.3. Расчет системы уравнивания осевой силы разгрузочным диском [5].

Таблица 4.4
Исходные данные

№ п/п	Наименование характеристики	Обозначение	Размерность
1	Плотность рабочей жидкости	$\rho = 1000$	кг/м ³
2	Ускорение свободного падения	$g=9,8$	м/с ²
3	Количество ступеней	$i=2$	
4	Коэффициент сопротивления	$\lambda=0,05$	
5	Радиус уравниваемого диска	$R_g=0,079$	м
6	Относительная скорость на входе	$W_1=7,925$	м/с
7	Относительная скорость на выходе	$W_2=7,3914$	м/с
8	Окружная скорость на входе	$u_1=24,027$	м/с
9	Окружная скорость на выходе	$u_2=10,629$	м/с
10	Радиус втулки	$r_{vt}=0,015$	м
11	Давление на входе в рабочее колесо	$P_1=70000$	Па
12	Диаметр входа в рабочее колесо	$D_0=0,08$	м
13	Расход жидкости через рабочее колесо	$Q_k=0,01$	м ³ /с
14	Напор насоса	$H_H=55$	м
15	Радиус выхода из рабочего колеса	$r_2=0,079$	м
16	Осевая скорость на входе в рабочее колесо	$V_0=2,862$	м/с
17	Скорость вращения рабочего колеса	$\omega=304$	1/с

На рабочее колесо центробежного насоса действуют две осевые силы:

- осевая сила, вызванная разностью давлений, действующих на наружную поверхность колеса со стороны всасывания и со стороны коренного диска, направленная в сторону всасывания;
- осевая сила, вызванная поворотом потока от осевого до радиального направлений, направленная в сторону коренного диска.

Результирующая сила равна векторной сумме этих двух сил и направлена в сторону всасывания.

4.3.1. Определение величины осевой силы по формуле

$$F_k = \rho \cdot g \cdot \pi \cdot (R_y^2 - r_{bm}^2) \cdot [H_p - \frac{U_2^2}{8 \cdot g} \cdot (1 - \frac{R_y^2 + r_{bm}^2}{r_2^2})] - Q_k \cdot \rho \cdot V_0, \quad (4.64)$$

где $R_y = 0,525 \cdot D_Q$ - радиус уплотнения на входе, м;

$$R_y = 0,042 \text{ м.}$$

4.3.2. Статический напор колеса рассчитываем по формуле

$$H_p = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 \cdot g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2 \cdot g}, \quad (4.65)$$

$$H_p = 24.081 \text{ м.}$$

$$F_k = \rho \cdot g \cdot \pi \cdot (R_y^2 - r_{bm}^2) \cdot [H_p - \frac{U_2^2}{8 \cdot g} \cdot (1 - \frac{R_y^2 + r_{bm}^2}{r_2^2})] - Q_k \cdot \rho \cdot V_0,$$

$$F_k = 1.058 \cdot 10^3 \text{ м.}$$

Уравновешивание осевой силы специальным разгрузочным диском (гидропяттой) широко применяется у многоступенчатых секционных центробежных насосов. Разгрузочный диск обеспечивает полное равновесие ротора насоса на всех режимах работы.

Расчет системы уравновешивания осевой силы разгрузочным диском, схема которой представлена на рис.6.6, заключается в выборе размеров диска, определении перепада давления на диске, расчете расхода жидкости Q_p через систему разгрузки и нахождении размеров b_y и l_y уплотняющей щели во втулке диска.

4.3.3. Определение силы действующей на диск по формуле:

где $R_g < r_2$ - радиус диска, задается конструктивно;

где $\varphi=0,18-0,25$; $r_e=0,625-R_q$ - задается конструктивно.

$$r_e = 0,049\mathcal{M}.$$

$$\psi = 0,654.$$

4.3.4. Определение перепада давления на диске по формуле

$$\Delta P_{45} = P_4 - P_5;$$

$$\Delta P_{45} = \frac{i \cdot F_k}{\psi \cdot \pi \cdot (R_g^2 - r_{bm}^2)} \quad (4.68)$$

$$\Delta P_{45} = 1,713 \times 10^5 \text{ Па}.$$

Задавшись конструктивно шириной $b = (0,0010 - 0,0012) \cdot R_g$, определим расход жидкости через разгрузку по следующей формуле:

$$Q_p = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{P_4 - P_5}{\rho}} \quad (4.69)$$

где $f = 2 \cdot \pi \cdot r_e \cdot b$ - площадь щели между диском и корпусом, м^2 ;

$$b = 0,0012 \cdot R_g,$$

$$b = 9,48 \times 10^{-5} \text{ м}.$$

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{(0,04 \div 0,06) \cdot (R_g - r_e) \cdot r_e}{2 \cdot b \cdot R_g} + \frac{r_e^2}{R_g^2} + 0,5}},$$

$$\mu = 0,323.$$

$$Q_p = \mu_y \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2(P_3 - P_4)}{\rho}},$$

$$Q_p = 1,756 \times 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с}.$$

4.3.5. Определение давление за последним колесом насоса

$$P_2 = P_1 + \rho \cdot [H_H \cdot (i-1)/i + H_p] \quad (4.70)$$

где $P_1 = 50000-98100$ Па - давление перед первым колесом.

$$P_2 = 5,76 \times 10^5 \text{ Па.}$$

4.3.6. Определение перепад давления от выхода из колеса последней ступени до втулки:

$$\Delta P_{23} = 0,125 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_2^2 - r_{bm}^2) \quad (4.71)$$

$$\Delta P_{23} = 6,95 \times 10^4 \text{ Па.}$$

Подставляем полученные зависимости в тождественное уравнение и определяем перепад давления в уплотнении втулки диска:

$$\Delta P_{34} = P_1 + \rho \cdot \left(\frac{H_H \cdot (i-1)}{i} + H_p \right) - 0,125 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_2^2 - r_{bm}^2) - \left(\frac{i \cdot F_k}{f \cdot \pi \cdot (R_g^2 - r_{bm}^2)} \right) - P_5$$

$$\Delta P_{34} = -2,313 \times 10^5 \text{ Па.}$$

Следовательно, через кольцевую щель уплотнения втулки шириной b_y и длиной l_y при перепаде давления P_3-P_4 должно протекать количество жидкости:

$$Q_p = \mu_y \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2(P_3 - P_4)}{\rho}},$$

где $\mu_y = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda \cdot l_y}{2 \cdot b_y \rho} + 1,5}}$ – коэффициент расхода уплотнения,

$$\mu_y = 0,04-0,06.$$

Принимаем: $b_y := 0,0015 \cdot D_0$ $f_0 = 2\pi \cdot r_{vt} \cdot b_y$, тогда

$$b_y = 1,2 \times 10^{-4} \text{ м,} \quad f_0 = 1,131 \times 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Приняв величину $b_y=0,0015D_0$, находим необходимую длину уплотнения l_y .
Длина трубопровода, соединяющего разгрузочное устройство со входом насоса, определяется габаритами насоса.

$$l_y = \frac{2b_y}{\lambda} \cdot \left[\left(\frac{f_0^2}{Q_p^2} \right) \cdot \left(\frac{2 \cdot (\Delta P_{34})}{\rho} \right) - 1,5 \right] \quad (4.72)$$

$$l_y = 0,016 \text{ м.}$$

Диаметр трубопровода, при известной длине его сечения, находится по расходу жидкости Q_p при перепаде давления ΔP_{51} по формуле:

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q_p}{\pi \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P_{51}}{\rho}}}}, \quad (4.73)$$

$$\Delta P_{51} = P_5 - P_1,$$

$$\Delta P_{51} = 6,3 \times 10^5 \text{ Па.}$$

$$d = 2,621 \times 10^{-3} \text{ м, принимаем } d=3 \text{ мм}$$

На основании выполненного выше расчета, проектирование гидропаты производится по параметрам, приведенным в табл.3.

Таблица 4.5

Результаты расчета уравнивания осевой силы

№	Наименование	Значение	№	Наименование	Значение
1	F_k – осевая сила	$1,058 \times 10^3$ Н	6	f – площадь щели между диском и корпусом	$2,941 \times 10^{-5}$ м^2
2	R_y – радиус уплотнения на входе	0,042 м	7	Q_p – расход жидкости для уравнивания системы разгрузки	$1,756 \times 10^{-4}$
3	F_g – сила действующая на диск	$1,018 \times 10^3$ Н	8	b_y – ширина канала	0,0012 м
4	ψ - коэф. стеснения	0,654	9	l_y – длина канала	0,016 м
5	r_e – радиус камеры	0,049 м	10	d – диаметр сечения трубопровода	0,261 м

4.4. Проектирование центробежного насоса

4.4.1 Проектирование канала и рабочего колеса в меридианном сечении

При проектировании, полученные в результате расчета данные, могут корректироваться в соответствии с выбранным прототипом центробежного насоса, имеющего аналогичные параметры (Q_n, H_n, n_s, N).

По конструктивным соображениям назначается профиль коренного диска. Для колес малой быстроходности обычно профиль коренного диска состоит из плоского диска, сопрягаемого по радиусу со втулкой (рис.4.7). На каждом радиусе r_j описывается окружность диаметром, равным так, чтобы она была касательной к профилю коренного диска.

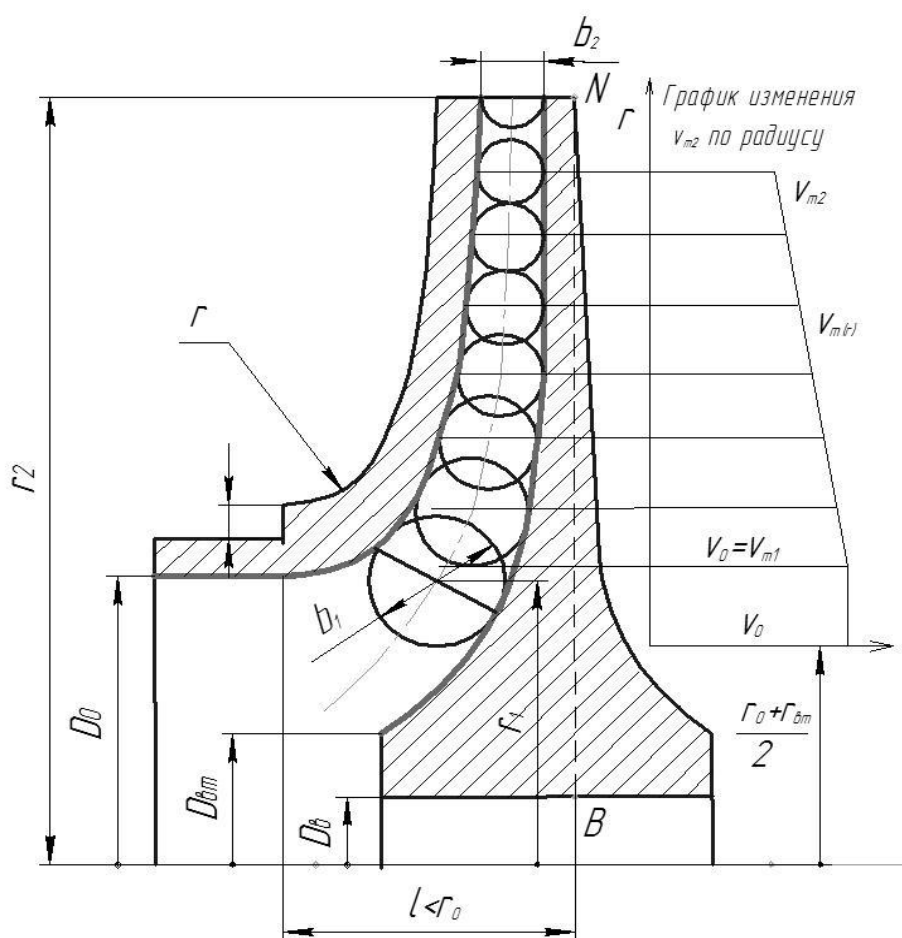


Рис.4.7. Профилирование канала и рабочего колеса в меридианном сечении ($K_n=1$).

Профиль покрывного диска получаем проводя касательную ко всем окружностям. Покрывной диск сопрягается с диаметром входа D_0 радиусу. Сечение колеса с двухсторонним подводом жидкости получается за счет симметричного расположения такого же канала с другой стороны коренного диска (Рис.4.8).

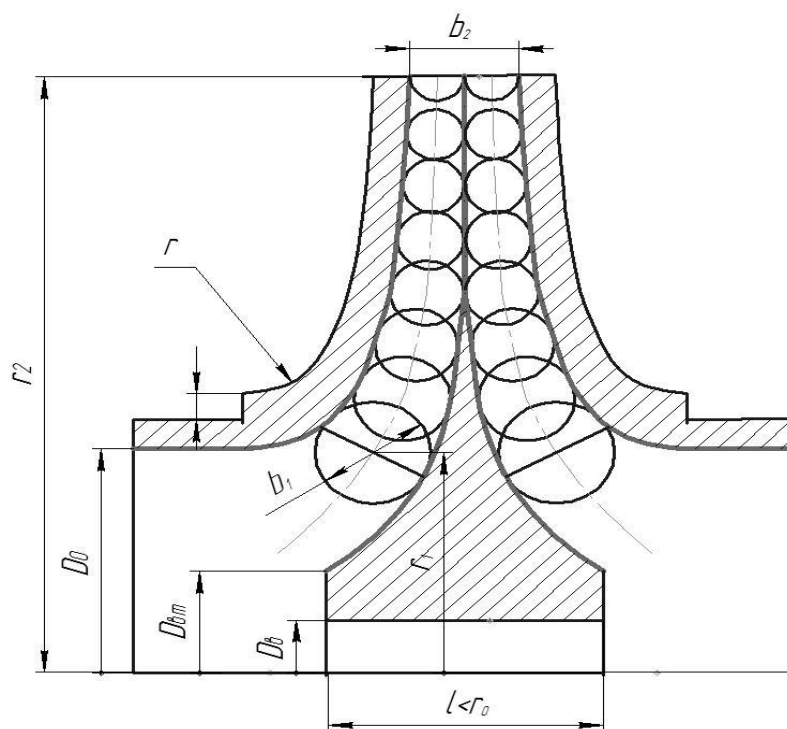


Рис.4.8. Профилирование канала и РК в меридианном сечении ($K_n=2$).

Далее проектирование РК производится с учетом расчетных значений толщин стенок, диаметра вала (d_v), длины втулки ($l_{вт}$), и конструкции заднего и переднего уплотнений (Рис. 7.2).

4.4.2 Профилирование лопасти и рабочего колеса

Графическое профилирование контура лопасти производится по ниже приведенной методике. Сначала вычерчивается в масштабе поперечное сечение контура РК. Делится промежуток между входным r_1 и выходным r_2 радиусами на j частей и проводится окружность радиусами $r_{i+1}=r_i+\Delta r$. На контур поперечного сечения колеса наносят радиальные лучи под углами ϕ_i , определяющие приращение $\Delta\phi_i$ центрального угла. При этом, каждый луч проводят до пересечения с соответствующей ему окружностью (см. рисунок 7.3).

В результате получают «основу» профиля лопасти, его среднюю линию. Далее, из точек на средней линии, как из центров, проводят окружности диаметром, равным толщине S_i лопасти на данном радиусе. Огибающая окружностей и будет контуром лопасти в плане. Далее на окружностях r_1 и r_2 согласно числу лопастей РК z , откладываются шаги, соответственно t_1 и t_2 , на каждом из которых вычерчивается лопасть (профилирование контура лопасти приведено на рис. 4.9).

Расчет шагов t_1 и t_2 осуществляем по формуле:

$$i = 2r_i \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (7)$$

где $\alpha = \frac{360^\circ}{z}$ - угол между двумя соседними лопастями;

$i=1,2$ - для окружностей r_1 и r_2 соответственно;

z - число лопастей.

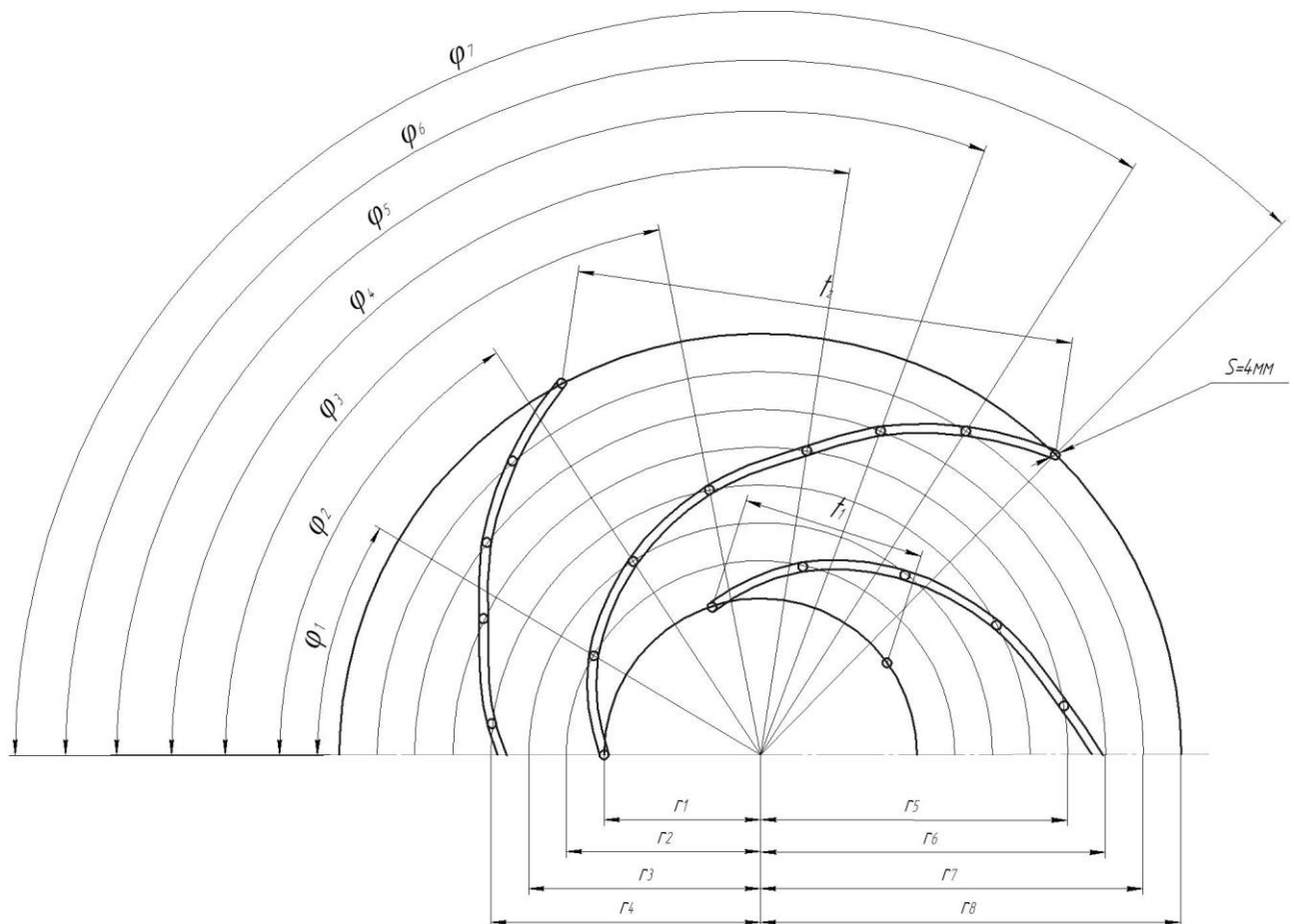


Рис.4.9. Профилирование контура лопасти и РК

Рабочие колеса с коэффициентом быстроходности $n_s > 100$ выполняют с лопастями двойной кривизны. При этом входную кромку лопастей таких колес располагают в области поворота потока из осевого направления в радиальное.

В практике насосостроения широко применяется упрощенный метод расчета лопастей двойной кривизны, основанный на предположении о равномерном распределении скорости в живых сечениях потока.

Методика профилирования лопастей двойной кривизны приводятся в научно-технической и учебной литературе [1, 3, 5].

4.4.3. Проектирование спирального отвода

Каналы для отвода потока должны, во-первых, обеспечивать осесимметричный поток жидкости при выходе из рабочего колеса и тем самым создавать условия для стабилизации относительного движения в области колеса и, во-вторых, преобразовывать кинетическую энергию потока, выходящего из колеса, в потенциальную с минимальными потерями.

Отводящие каналы выполняют в виде спиральных или лопаточных отводов. Принципиального различия в функциях этих двух отводов нет. Различие заключается в конструктивном и технологическом исполнении.

Спиральный отвод имеет совершенную с точки зрения гидравлики обтекаемую форму, однако его каналы затруднительны для механической обработки, и, как правило, конфигурация, размеры и шероховатость внутренней поверхности обеспечиваются непосредственно в отливке.

Спиральный отвод состоит из спирального канала - 2 и диффузора - 3 (рис.7.4). Спиральный канал собирает жидкость, выходящую из рабочего колеса, и подводит ее к диффузору. При этом обеспечивается осевая симметрия потока за рабочим колесом насоса.

Поперечное сечение - 1 спирального отвода - 2, может иметь различную форму. Оно может быть круглым, очерченным по дуге круга и двум прямым, касательным к дуге и образующим в пересечении угол $\alpha=35...45^\circ$ и в виде сектора с закругленными углами.

Построение спирального отвода начинается с выбора количества сечений n спиральной камеры, то есть окружность насосного колеса делится на n частей. Угол между лучами выходящими из центра колеса равен $\phi=3600/n$ (на рис. 7.4 их 12 и угол $\phi=300$ в соответствии с данными в расчетной части).

После расчета радиусов круговых сечений спиральной камеры r_{si} , откладываем на лучах сечений точки 1,2,3... и проводим через них кривую, образующую – контур спирального отвода (рис.4.10).

Спиральный отвод заканчивается диффузором, который соединяет спиральный канал с отводящим трубопроводом или переводным каналом насоса. В диффузоре скорость жидкости уменьшается от величины V_c последнего сечения спирального канала до значения скорости в трубопроводе или переводном канале.

Чтобы исключить отрыв потока от стенок диффузора, угол конусности его принимают в пределах $8... 10^\circ$. Если сечение диффузора отлично от круглого, то изменение площади поперечного сечения по длине принимают таким же, как для диффузора круглого сечения с прямолинейной осью.

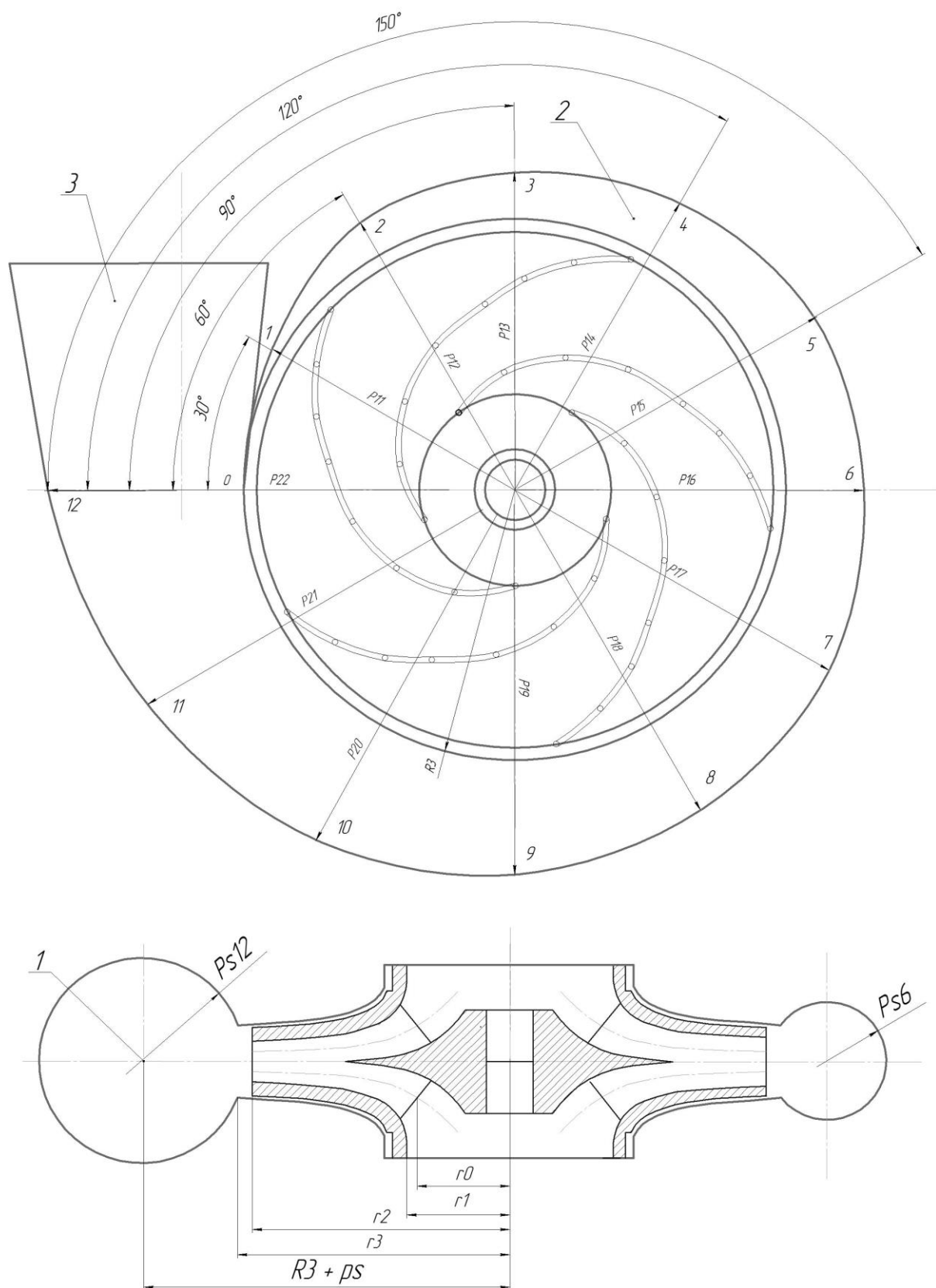


Рис.4.10. Профилирование спирального отвода

5. Расчет бетонного основания насосного агрегата

Конструкция насосного агрегата представляет собой совокупность элементов:

- центробежный насос;
- электродвигатель;
- защитный кожух (в случае консольного насоса);
- фундаментная плита;
- бетонное основание.

Насосный агрегат, смонтированный на фундаментной плите - для ЦН консольного типа, либо без нее в случае - ЦН консольно-моноблочного типа устанавливается на бетонное основание (рис.5) и крепится специальными рым – болтами. Расчет массы и размеров бетонного основания производится по ниже приведенной методике.

Расчет массы бетонного основания осуществляется в следующей последовательности:

$$G_{\phi} = (3 \div 5) \cdot G_{н.а.}, \quad (5.1)$$

где G_{ϕ} - масса фундамента, кг;

$G_{н.а.}$ - масса насосного агрегата (кг), принимается равной массе принятого прототипа [10] или рассчитывается приближенно самостоятельно.

Взаимосвязь массово-геометрических параметров и механических характеристик бетонного основания определяется выражением:

$$G_{\phi} = \gamma \cdot W \cdot a \cdot b \cdot c, \quad (5.2)$$

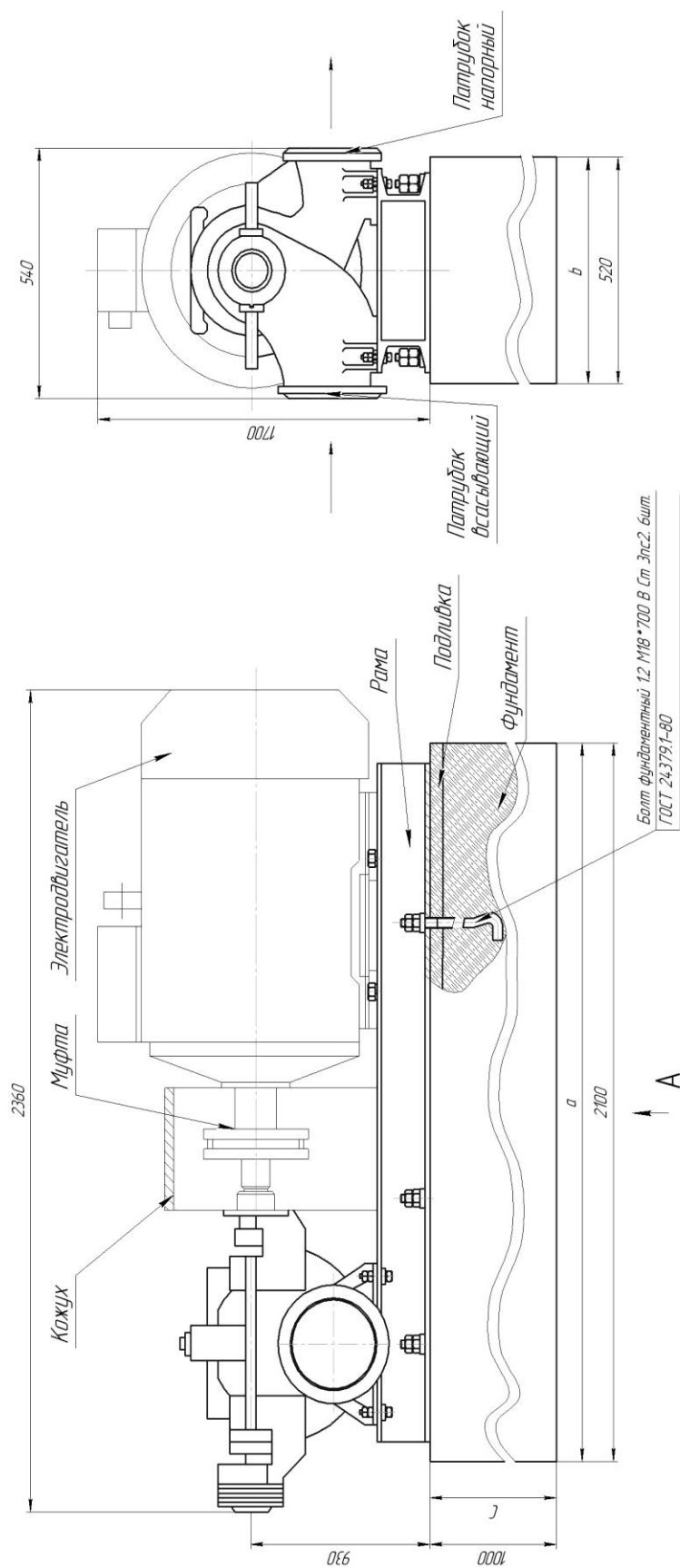
где G_{ϕ} – масса фундамента, кг;

$\gamma = 25 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$ - удельный вес бетона;

W – объем бетонного фундамента;

a, b – соответственно длина, ширина (выбирается на 50-100 мм больше размеров плиты насосной установки), а высота фундамента - c рассчитывается по формуле:

$$c = \frac{G}{a \cdot b \cdot \gamma}, \quad (5.3)$$



А (1:4) Рама

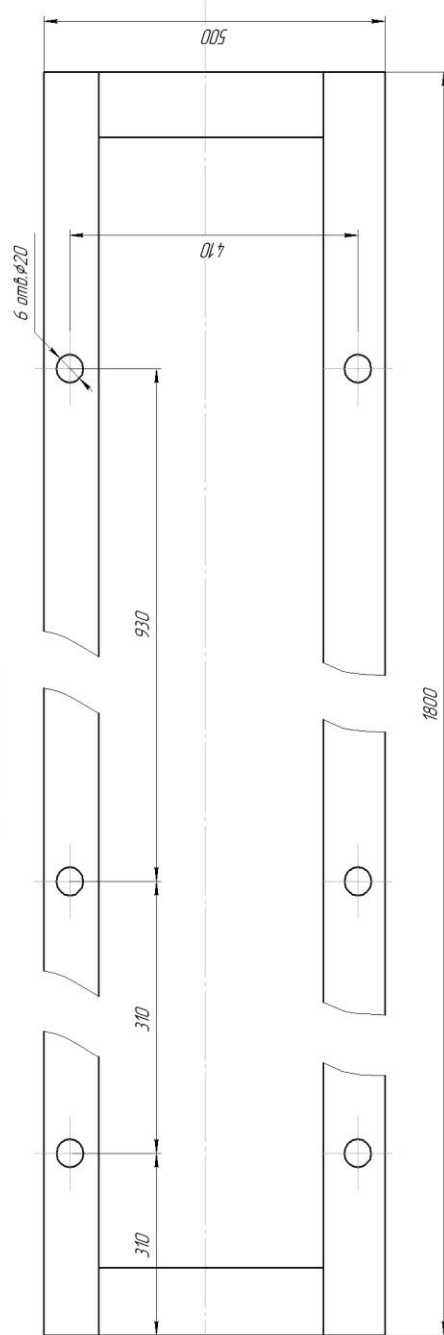


Рис.5. Агрегат насосный (насос типа Д).

6. Варианты заданий и исходные данные для проектирования центробежного насоса.

Таблица 6.1.
Насосы консольные типа К

Номер задания	Основные технические данные				Номер исследовательской задачи
	Подача, $m^3 / ч$	Напор, м ст.жид	Частота вращения, об/мин	Род перекачиваемой жидкости	
1	8	19	2900	Вода и другие химически нейтральные жидкости до 105° С	1
2	8	15			2
3	8	12			3
4	20	18			4
5	20	10			5
6	45	19,5			1
7	45	30			2
8	45	40			3
9	45	55			4
10	90	14			5
11	90	20			1
12	90	27			2
13	90	35			3
14	90	43			4
15	90	55			5
16	90	75			1
17	90	85			2
18	160	14,5	1450		3
19	160	20			4
20	160	27			5
21	160	30			1
22	190	14			2
23	190	18			3
24	290	24			4
25	290	30			5

Таблица 6.2
Насосы консольно-моноблочные типа КМ

Номер задания	Основные технические данные				Номер исследовательской задачи
	Подача, $\text{м}^3/\text{ч}$	Напор, м ст.жид	Частота вращения, об/мин	Род перекачиваемой жидкости	
26	8	15	2900	Вода и другие химически нейтральные жидкости до 105° С	1
27	8	12			2
28	20	14			3
29	20	10			4
30	20	25			5
31	20	19			1
32	45	19,5			2
33	45	40			3
34	90	14			4
35	90	27			5
36	90	43			1
37	160	14,5	1450		2

Таблица 6.3
Насосы одноступенчатые с двусторонним подводом жидкости типа Д

Номер заданий	Основные технические данные				Номер исследовательской задачи
	Подача , $м^3/ч$	Напор, м ст.жид	Частота вращения, об/мин	Род перекачиваемой жидкости	
38	500	36	960	Чистая вода до 100° С	3
39	90	22	1450		4
40	126	26			5
41	200	36			1
42	216	33			2
43	300	50		Агрессивные жидкости вязкостью до 30 сСт	3
44	360	54			4
45	630	90			5
46	400	46		Чистая вода до 100° С	1
47	450	35			2

Таблица 6.4
Насосы центробежные типа В

Номер задания	Основные технические данные				Номер исследовательской задачи
	Подача, $м^3 / ч$	Напор, м ст.жид	Частота вращения, об/мин	Род перекачиваемой жидкости	
48	$5,76 \cdot 10^3$	100	750	Вода и другие химически нейтральные жидкости	3
49	$9 \cdot 10^3$	100	600		4
50	$14,4 \cdot 10^3$	100	500		5
51	$22,7 \cdot 10^3$	100	375		1

Таблица 6.5
Насосы многоступенчатые

Номер задания	Основные технические данные				Номер исследовательской задачи
	Подача, $м^3 / ч$	Напор, м ст.жид	Частота вращения, об/мин	Род перекачиваемой жидкости	
52	150	240	2970	Вода + 0,5% кислотность H_2SO_4	2
53	150	315	2960		3
54	150	390	2960		4
55	180	170	1475		5

Таблица 6.6
Рекомендованные значения числа лопаток рабочего колеса

n_{sk}	50...60	60...180	180...350	350...600
Z	9...8	8...6	6	6...5

Таблица 6.7
Рекомендованные значения толщин лопаток для рабочих колес из стали

D₂, мм	δ₁, мм	δ₂, мм	δ_{max}, мм
100	1,0...1,5	3,0	4,0
200	1,0...1,5	3,5...4,0	4,0...5,0
300	1,5...2,5	4,0...5,0	6,0...7,0
500	3,0...4,0	5,0...6,0	7,0...8,0
800	4,0...5,0	8,0...10,0	10,0...14,0

Таблица 6.8

Рекомендованные значения углов наклона лопаток на выходе рабочего колеса

n_{sk}	$\beta_{л2}$
50...100	$35^0...25^0$
100...200	$27^0...23^0$
250...400	$22^0...18^0$

Таблица 6.9

Рекомендованные значения коэффициента запаса К

N, кВт	До 1,0	1...2	2...5	5...50	Более 50
К	1,30...1,40	1,40...1,20	1,20...1,15	1,15...1,10	1,10...1,05

Типовые задания исследовательского характера

Исходные данные для задач исследовательского характера соответствуют параметрам проектируемого насоса.

№1

Исследование влияния угла атаки ($\Delta\beta$) на форму лопасти:

$$\Phi_{л} = f(\Delta\beta),$$

где $\Delta\beta=3....15^\circ$, шаг $\Delta\beta=3^\circ$.

№2

Исследование влияния величины осевой скорости (v_0) на входе в рабочее колесо(РК) насоса на угол охвата лопасти (φ):

$$\varphi = f(v_0),$$

где $v_{01}=0,5...2$ м/с, шаг $v_0=0,5$ м/с;

$v_{02}=3.....8$ м/с, шаг $v_0=1$ м/с.

№3

Исследование влияния угла атаки ($\Delta\beta$) на число лопастей (z) рабочего колеса:

$$z=f(\Delta\beta),$$

где $\Delta\beta=3....18^\circ$, шаг $\Delta\beta=3^\circ$.

№4

Исследование влияния числа лопастей (z) на форму лопастей:

$$\Phi_{л} = f(z),$$

где $z=3...15$, шаг $z=4$.

Литература

1. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машиностроение, 1966.
2. Сидоренко В.С., Рыбак А.Т., Фридрих Р.А., Абрамова В.Н. Курсовое и дипломное проектирование гидрофицированной техники: Учеб. пособие: Издательский центр ДГТУ, -2005г. – 98 с.
3. Н.В. Гусин, Лопастные насосы. Ч1, Учебное пособие. Пермь.:ПГУ, 1996.
4. Стесин С.П., Яковенко Е.А. Лопастные гидромашины и гидродинамические передачи.М.:Машиностроение, 1990, 236 с.
5. Крутиков В.С. Расчет на ЭВМ центробежного насоса. Методические указания и дипломному проектированию. Новочеркасск, Издат.центр ЮРГТУ, 1998, 27 с.
6. Спиридонов Е.К., Прохасько Л.С. Расчет и проектирование лопастных насосов. Учебное пособие к курсовому проекту.-Челябинск: ЮУГУ, 2003
7. Шейпак А,А., Гидравлика и гидропневмопривод. Ч.2, Учебное пособие. М.:Изд-во МГИУ,2005.
8. Электрооборудование и системы управления насосами и насосными установками. Часть 2:Электронасосные агрегаты центробежные- М.: Информэлектро,2003.
9. Гидравлическое оборудование. Часть 1: «Каталог» – М.: «Каталог», 2001-194с.
- 10.Насосное современное оборудование, его отечественные и зарубежные, образцы продукции. Том 1 и 2: «Каталог 01-06»- М.:Инпромкаталог,2007.
- 11.Гидравлическое оборудование. «Каталог» - М.:ИКФ, 2001.
- 12.Стесин С.П. Гидравлика, Гидромашины и гидропневмопривод. Учебное пособие. М.: Изд. центр АКАДЕМИЯ, 2005.
- 13.Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Гидравлические и пневматические системы. Под редакцией проф. Ю.А. Беленкова. Учебник. М.: Изд. центр АКАДЕМИЯ, 2008.
- 14.Малюшенко В.В. Динамические насосы. Атлас. М.: Машиностроение, 1984, 84 с.

Содержание

Введение.....	3
1. Основные сведения о центробежных насосах.....	4
1.1 Устройство и принцип действия центробежных насосов.....	4
1.2 Классификация насосов.....	8
1.3 Основы теоретического анализа конструкции насосов.....	12
2. Особенности конструктивного и технологического исполнения центробежных насосов типа К, КМ, Д, В и ЦНС	
2.1. Описание типов центробежных насосов.....	
2.2. Особенности технологического исполнения центробежных насосов.....	
3. Техническое задание на курсовой проект (работу).....	16
4. Расчет и проектирование центробежного насоса.....	18
4.1 Структура САПР центробежного насоса.....	18
4.2 Расчет основных параметров центробежного насоса.....	20
4.2.1. Выбор схемы и определение параметров рабочего колеса насоса и профиля лопасти.....	
4.2.2. Расчет канала рабочего колеса в меридианном сечении.....	
4.2.3. Расчет лопасти рабочего колеса.....	
4.2.4. Расчет спирального отвода с круговыми сечениями.....	
4.3 Расчет системы уравновешивания осевой силы разгрузочным диском.....	40
4.3.1. Определение величины осевой силы.....	
4.3.2. Определение статического напора колеса.....	
4.3.3. Определение силы, действующей на диски.....	
4.3.4. Определение перепада давления на диске.....	
4.3.5. Определение давления за последним колесом насоса.....	
4.3.6. Определение перепада давления от выхода из колеса последней ступени.....	
4.4. Проектирование центробежного насоса.....	46

4.4.1. Проектирование канала и рабочего колеса в меридианном сечении.....	46
4.2.4. Профилирование лопасти и рабочего колеса.....	47
4.4.3. Проектирование спирального отвода.....	49
5. Расчет бетонного основания насосного агрегата.....	51
6. Варианты заданий и справочные данные для проектирования центробежного насоса.....	53
Литература.....	78