

**А. А. Верхованцев, М. М. Данилов
А. Е. Калинин, В. В. Пеленко**

**ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ НАСОСЫ,
КОМПРЕССОРЫ И СИСТЕМЫ
ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ
ПРЕДПРИЯТИЙ**

Учебное пособие

**Санкт-Петербург
2024**

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
**«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»**
Высшая школа технологии и энергетики

А. А. Верхованцев, М. М. Данилов
А. Е. Калинин, В. В. Пеленко

**ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ НАСОСЫ,
КОМПРЕССОРЫ И СИСТЕМЫ
ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ
ПРЕДПРИЯТИЙ**

Учебное пособие

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург
2024

УДК 62-784.223(075)

ББК 31.76я7

Э 652

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой промышленной энергетики ЛТУ им С.М. Кирова

А. А. Куликов;

кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой промышленной теплоэнергетики Высшей школы технологии и энергетики Санкт-Петербургского государственного университета промышленных технологий и дизайна

С. Н. Смородин

Э 652 Энергетические насосы, компрессоры и системы воздухообеспечения промышленных предприятий: учебное пособие / А. А. Верхованцев, М. М. Данилов, А. Е. Калиничев, В. В. Пеленко. — СПб: ВШТЭ СПбГУПТД, 2024. — 110 с.

ISBN 978-5-91646-409-2

Учебное пособие соответствует программам и планам дисциплины «Энергетические насосы, компрессоры и системы воздухообеспечения промышленных предприятий» для студентов, обучающихся по направлениям подготовки: 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» (бакалавриат) и 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» (магистратура), профиль «Технология производства электрической и тепловой энергии».

В учебном пособии изложены: классификация энергетических насосов, компрессоров и систем воздухообеспечения промышленных предприятий. Приведены основные принципы их конструкции и работы. Даны примеры и параметры основных энергетических насосов, компрессоров и систем воздухообеспечения промышленных предприятий.

Материал, изложенный в учебном пособии, может быть использован бакалаврами направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» при изучении дисциплин: «Нагнетатели и тепловые двигатели»; «Промышленные тепловые электростанции», а также магистрами направления подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» при изучении дисциплин: «Автономные энергетические установки малой мощности при производстве тепловой и электрической энергии», «Парогазовые энергетические установки в производстве электрической и тепловой энергии» и «Энергетические установки высокой эффективности в производстве электрической и тепловой энергии».

УДК 62-784.223(075)

ББК 3176я7

ISBN 978-5-91646-409-2

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2024

© Верхованцев А. А., Данилов М. М.,
Калиничев А. Е., Пеленко В. В., 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ТЕМА 1. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ.....	6
1.1. Конструктивная схема центробежного насоса.....	6
1.2. Параллелограмм скоростей, уравнение Эйлера.....	8
1.3. Характеристики центробежных насосов	12
1.4. Подобие центробежных насосов	16
1.5. Основы эксплуатации центробежных насосов	19
1.6. Осевое усилие	26
1.7. Многоступенчатые и многопоточные насосы.....	27
ТЕМА 2. НАСОСЫ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ	29
2.1. Насосы для чистой воды.....	29
2.2. Многоступенчатые насосы.....	33
2.3. Насосы для химически активных жидкостей.....	35
2.4. Насосы для подачи смесей жидкостей и твердых частиц.....	37
2.5. Шламовые (грязевые) насосы	39
2.6. Шламовые насосы навесного типа (НШН)	40
2.7. Земляные насосы (землесосы)	40
2.8. Насосы для теплоэнергетики	41
2.9. Питательные насосы с электроприводом	41
2.10. Конденсатные насосы	43
2.11. Циркуляционные насосы.....	44
2.12. Сетевые насосы.....	45
2.13. Высота всасывания насосов и явление кавитации.....	46
ТЕМА 3. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ	56
3.1. Шестеренные насосы	56
3.2. Пластинчатые (шиберные насосы).....	62
3.3. Аксиально-поршневые насосы	68
3.4. Радиально-поршневые насосы	71
3.5. Винтовые насосы.....	74
ТЕМА 4. ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ. 83	
4.1. Системы воздухообеспечения промышленных предприятий	83
4.2. Типы воздушных компрессоров	85
4.3. Теория работы центробежных компрессоров	90
4.4. Осевые компрессоры	95
4.5. Поршневые компрессоры	102
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	108
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	110

ВВЕДЕНИЕ

Насос – гидравлическая машина, преобразующая механическую энергию приводного двигателя или мускульную энергию (в ручных насосах), в энергию потока жидкости, служащую для перемещения и создания напора жидкостей всех видов, механической смеси жидкости с твердыми и коллоидными веществами или сжиженных газов.

Насосы – это нагнетатели для перемещения жидкостей.

По способу действия насосы разделяют на 2 основных класса: динамические и объемные.

Динамический насос – машина, повышающая энергию рабочего тела путем использования работы массовых сил потока, в которой постоянно соединен вход и выход насоса.

В объемных насосах повышение энергии рабочего тела достигается силовым воздействием твердых рабочих органов, которые периодически соединяют вход и выход насоса.

По конструкции динамические насосы разделяют на лопастные и струйные, а объемные – на поршневые, роторные, шестеренные и винтовые. Классификация насосов представлена на рисунке 1.1.

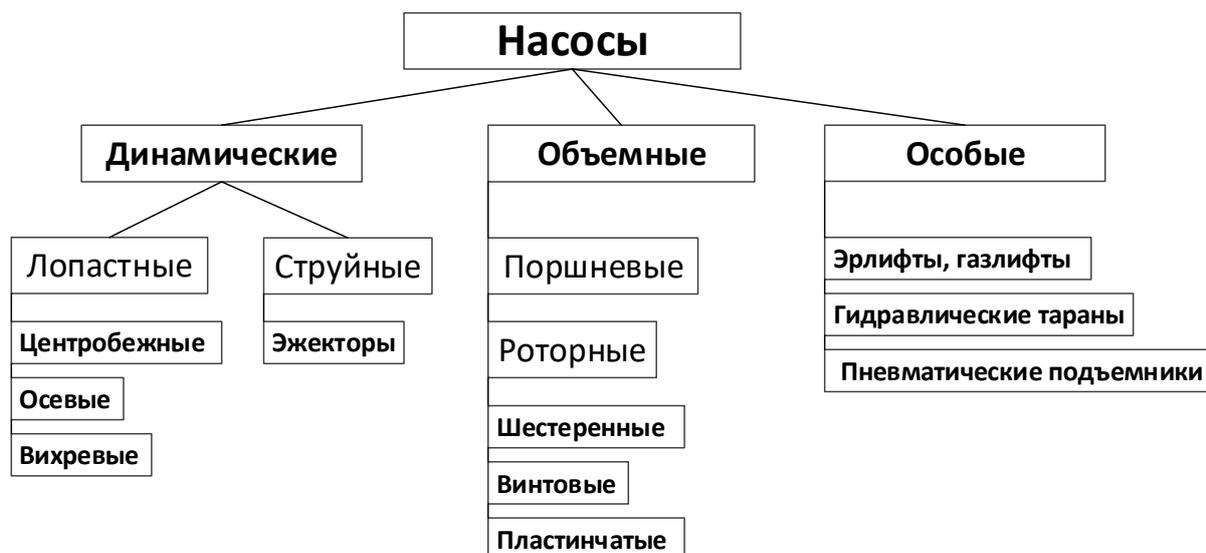


Рисунок 1.1 – Классификация насосов

Лопастные насосы – это машины, в которых основным элементом является лопасть. К этому классу относятся:

- центробежные насосы;
- осевые насосы;
- вихревые насосы;

К струйным относят эжекторы.

Объемные нагнетатели – это машины, работа которых состоит из всасывания жидкости и вытеснения ее рабочими органами. К ним относятся:

- поршневые;
- роторные;
- шестеренные;
- винтовые.

Особые нагнетатели – эрлифты, гидравлические тараны, пневматические подъемники не имеют привода и каких-либо движущихся частей.

Эрлифт – разновидность струйного насоса. Состоит из вертикальной трубы, в нижнюю часть которой, опущенной в жидкость, вводят газ под давлением. Образовавшаяся в трубе пена (смесь жидкости и пузырьков) будет подниматься благодаря разности удельных масс пены и жидкости. Теория эрлифта рассчитывает движение газожидкостной смеси в вертикальной трубе на основании дифференциального уравнения Бернулли для гомогенной сжимаемой среды.

Гидравлический таран – механическое устройство без собственного двигателя, обеспечивающее подъем воды выше уровня, на который вода поднялась бы под действием собственного давления. Устройство можно применять в местности, где нет электроснабжения и нерентабельно использовать двигатели внутреннего сгорания. Энергию для работы насос получает из потока воды. Обычно рассматривается вариант перетекания под действием силы тяжести из «питающего» резервуара (например, из запруды на реке) по трубе в какой-либо нижерасположенный сток (например, в ту же реку ниже по течению) с перепадом высоты h (разница высот между стоком и уровнем воды в питающем резервуаре). Пропуская через себя транзитом воду, насос поднимает небольшую часть протекающей воды на высоту H (разница высот между верхней точкой отводящей трубы и уровнем воды в питающем резервуаре).

Пневматический подъемник – устройство для подъема грузов при помощи сжатого воздуха. Выполняется в виде подвешенного цилиндра с поршнем и штоком, к которому подвешен крюк или другой захват. Применяется главным образом на машиностроительных заводах. Грузоподъемность пневматического подъемника до 1 тонны, высота подъема обычно 0,5 – 1 метр.

ТЕМА 1. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

1.1. Конструктивная схема центробежного насоса

Центробежный насос – один из двух типов динамических лопастных насосов, перемещение рабочего тела в котором происходит непрерывным потоком за счет взаимодействия этого потока с подвижными вращающимися лопастями ротора и неподвижными лопастями корпуса. При этом переносное движение рабочего тела происходит за счет центробежной силы и протекает в радиальном направлении, то есть перпендикулярно оси вращения ротора.

Внутри корпуса насоса, который имеет, как правило, улиткообразную спиральную форму, на валу жестко закреплено рабочее колесо. На обоих концах вала располагаются подшипники, в зависимости от типа насоса они могут быть разной конструкции. Подшипники с помощью специальных фиксаторов крепятся к корпусу насоса и обеспечивают вращение колеса. Рядом с одним из подшипников располагается полумуфта, которая обеспечивает передачу вращательного движения от приводного двигателя, который может быть электрическим, бензиновым, дизельным, паровым. Полумуфта на валу и полумуфта на валу электродвигателя соединяются с помощью специальных болтов. Обе полумуфты одинаковых диаметров и вытачиваются токарем за один подход насаженными на один вал. Делается это для достижения идеальной центровки между приводом и насосом, в противном случае будут присутствовать биение и быстрый износ подшипников и рабочего колеса.

Если корпус насоса полностью наполнен жидкостью, то при придании вращения рабочему колесу (например, при помощи электродвигателя) жидкость, которая находится в каналах рабочего колеса (между его лопастями), под действием центробежной силы будет отбрасываться от центра колеса к периферии. Это приведет к тому, что в центральной части колеса создастся разрежение, а на периферии повысится давление. При повышении давления жидкость из насоса поступает в напорный трубопровод. Вследствие этого на выходе всасывающего патрубка насоса образуется разрежение, под действием которого жидкость поступает в насос из всасывающего трубопровода. Таким образом, происходит непрерывная подача жидкости центробежным насосом из всасывающего в напорный трубопровод.

На рисунке 1.2 приведена схема динамического центробежного насоса. Рабочее колесо, снабженное изогнутыми лопатками 1, расположенное в корпусе 2, вращается двигателем. Рабочее тело (жидкость, газ), входящее в центральную полость колеса через патрубок 3, заполняет весь корпус и криволинейные каналы колеса между лопатками 1. Далее поток поступает в напорный патрубок 4.

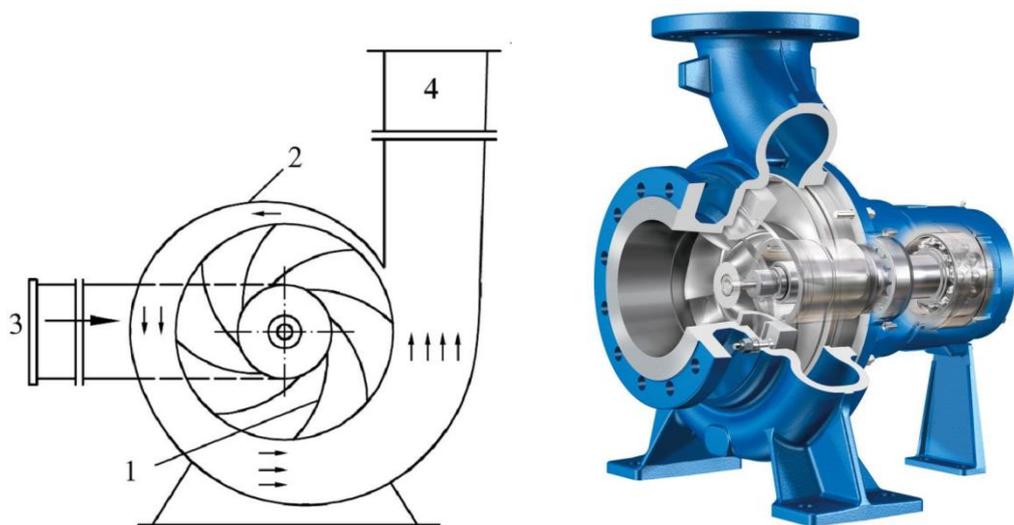


Рисунок 1.2 – Схема устройства центробежного насоса:
 1 – лопасти; 2 – кожух; 3 – всасывающий патрубок;
 4 – напорный патрубок

При вращении рабочего колеса под действием центробежных сил масса рабочего тела, находящегося в криволинейных каналах, повышает энергию потока и выбрасывается потоком в спиральный канал, охватывающий рабочее колесо. Процесс всасывания и подачи в таких нагнетателях происходит непрерывно и равномерно (при постоянстве скорости вращения рабочего колеса) (рис. 1.3).

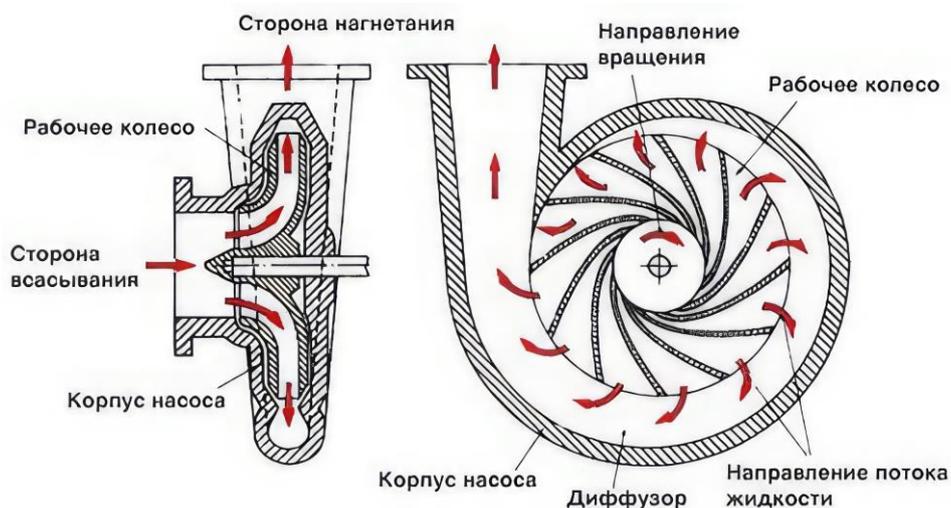


Рисунок 1.3 – Процесс всасывания и подачи в центробежном насосе

Колесо может быть открытого типа (диск, на котором установлены лопасти) и закрытого типа – лопасти размещены между передним и задним дисками. Лопасти обычно изогнуты от радиального направления в сторону, противоположную направлению вращения рабочего колеса в форме логарифмической спирали. С помощью патрубков корпус насоса соединяется с всасывающим и напорным трубопроводами.

Центробежные насосы изготавливаются не только одноступенчатыми (с одним рабочим колесом), но и многоступенчатыми (с несколькими рабочими колесами) – так называемые «секционные центробежные насосы». В секционных насосах достигается увеличение общего перепада давления, приблизительно пропорционального количеству секций насоса. При этом принцип их действия в любых конструкциях остается таким же.

1.2. Параллелограмм скоростей, уравнение Эйлера

Основным элементом центробежного насоса является рабочее колесо, конструкция которого представлена на рисунке 1.4. Оно состоит из двух фасонных дисков и нескольких, обычно кривых, лопастей 3. Диск 1 – задний, ведущий, или основной, жестко крепится на валу 6 и, как правило, составляет единое целое со ступицей 7. Диск 2 – передний, ведомый, покрывающий, соединяется с задним с помощью лопастей 3. Жидкость или газ поступает через входную полость 5, поворачивается на 90° , входит в межлопастные каналы, вращается вокруг оси 0-0 рабочего колеса, под влиянием центробежных сил перемещается к периферии колеса и выбрасывается в канал 4, как правило, спиральный.

В некоторых устройствах отвод и подвод выполняется в виде специальных направляющих лопаточных устройств. Работа центробежных сил на пути от входа в межлопастные каналы до выхода из них приводит к увеличению энергии потока.

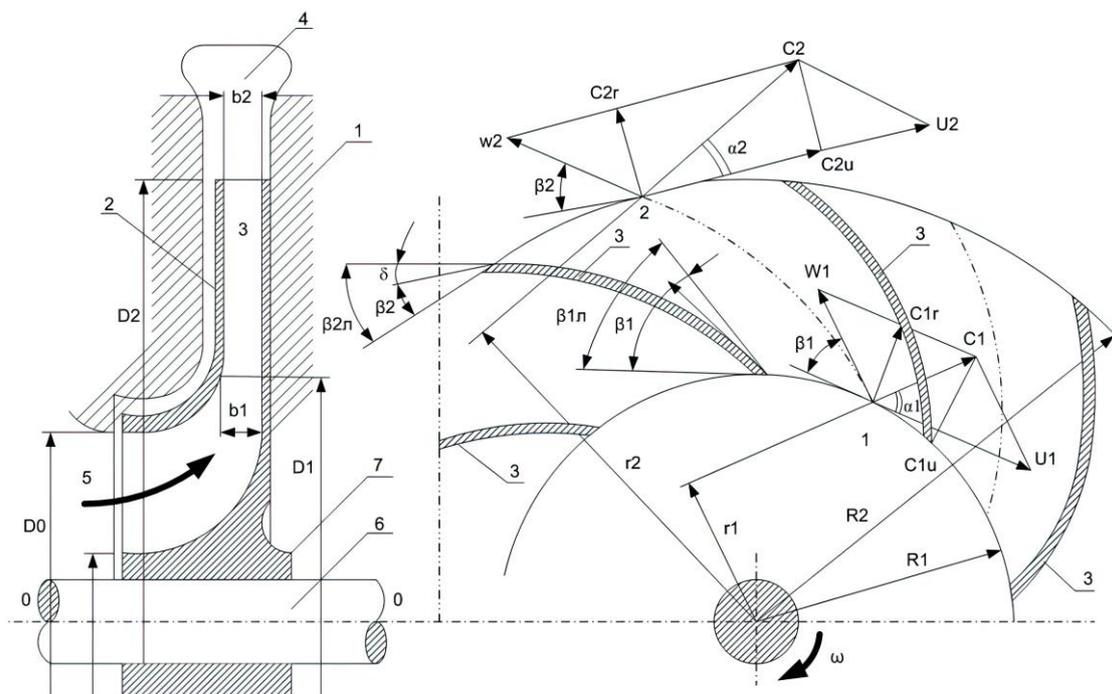


Рисунок 1.4 – Разрез колеса центробежного насоса

По форме лопастей (лопаток) различают рабочие колеса с лопатками, загнутыми назад, с радиальным выходом, и с лопатками, загнутыми вперед.

Жидкость движется вдоль лопасти с относительной скоростью w ,

одновременно вращается с окружной скоростью u .

Абсолютная скорость является геометрической суммой скоростей w и u , т. е. диагональю параллелограмма.

Все эти скорости на входе в межлопастной канал имеют индекс "1", на выходе – "2".

На рисунке 1.4 параллелограммы скоростей построены для осевой линии межлопастного канала.

Угол между векторами окружной и абсолютной скоростей обозначен α .

Угол между вектором относительной скорости и отрицательным направлением окружной скорости обозначен β .

Непосредственно на лопатке угол β_L отличается от угла β на входе на угол атаки i , на выходе – на угол отставания δ .

Угол α является режимным, т. е. изменяющимся в зависимости от режима работы насоса.

Угол β – конструктивный, неизменный для данного насоса.

Проекция абсолютной скорости на окружную обозначена c_u . Эта составляющая скорости представляет собой скорость закручивания потока.

Проекция c_r представляет собой радиальную (или меридиональную) составляющую абсолютной скорости.

В межлопаточном пространстве механическая энергия рабочего колеса, приводимая двигателем, передается потоку жидкости, в результате чего увеличивается энергия перемещаемой жидкости, а значит, и давление. Увеличение энергии (давления) происходит за счет увеличения момента количества движения.

Структура потока во вращающихся криволинейных каналах весьма сложна, поэтому для получения теоретического уравнения центробежного насоса (уравнения Эйлера) приходится вводить ряд допущений:

- поток в межлопастных каналах имеет струйчатую структуру, т. е. состоит из струек, повторяющих геометрическую форму лопастей;
- имеет место осевая симметрия потока;
- поток является плоским, т. е. отсутствует градиент скорости относительно геометрической оси машины.

Принятые допущения могут быть осуществлены только в случае, если количество рабочих лопастей бесконечно и если лопасти не имеют толщины и не уменьшают сечение межлопастных каналов. Для этих идеализированных условий параметры машины будут отличаться индексом ∞ (бесконечное число лопастей). Индекс "Т" – теоретическое.

Момент количества движения для секундной массы ($\rho \cdot Q$) на входе в колесо имеет вид:

$$M_1 = \rho \cdot Q \cdot c_1 \cdot r_1, \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot \text{м} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2} \cdot \text{м} = \text{Н} \cdot \text{м} = \text{Дж} \right], \quad (1.1)$$

где c_1 – абсолютная скорость на входе, м/с;

r_1 – радиус вектора скорости c_1 . (плечо), м.

На выходе из рабочего колеса:

$$M_2 = \rho \cdot Q \cdot c_2 \cdot r_2. \quad (1.2)$$

Приращение момента количества движения в колесе равно:

$$M_{T\infty} = M_2 - M_1 = \rho \cdot Q \cdot (c_2 \cdot r_2 - c_1 \cdot r_1)$$

Из рисунка (параллелограмм) видно, что

$$r_1 = R_1 \cdot \cos\alpha_1, \quad r_2 = R_2 \cdot \cos\alpha_2, \quad c_1 \cdot \cos\alpha_1 = c_{1u}, \quad c_2 \cdot \cos\alpha_2 = c_{2u}, \\ c_1 \cdot r_1 = R_1 \cdot \cos\alpha_1 \cdot c_1 = R_1 \cdot c_{1u}.$$

Тогда

$$M_{T\infty} = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot R_2 - c_{1u} \cdot R_1) \quad (1.3)$$

Умножив обе части равенства на угловую скорость ротора ω , получим гидравлическую мощность, переданную двигателем потоку в рабочем колесе:

$$N_{GT} = M_{T\infty} \cdot \omega = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot R_2 \cdot \omega - c_{1u} \cdot R_1 \cdot \omega) \quad (1.4)$$

Т. к. $R_2 \cdot \omega = u$ – окружная скорость, получим окончательно:

$$N_{GT\infty} = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1) \quad (1.5)$$

Т. к. мощность определяется как произведение давления на объемный расход, $N = p \cdot Q$, значит давление $p = N/Q$ и тогда теоретическое давление

$$p_{T\infty} = \rho \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1), \quad (1.6)$$

а теоретический напор

$$H_{T\infty} = \frac{c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1}{g}. \quad (1.7)$$

Таким образом, уравнениями Эйлера – основными теоретическими уравнениями центробежного насоса при бесконечном числе лопастей для несжимаемых жидкостей – являются:

- приращение момента количества движения:

$$M_{T\infty} = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot R_2 - c_{1u} \cdot R_1), \text{ Дж}; \quad (1.8)$$

- мощность:

$$N_{GT\infty} = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1), \text{ Дж/с (Вт)}; \quad (1.9)$$

- полный напор:

$$H_{T\infty} = \frac{c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1}{g}, \text{ м}; \quad (1.10)$$

- полное давление:

$$p_{T\infty} = \rho \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1); \quad (1.11)$$

- удельная работа:

$$L_{T\infty} = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1, \text{ Дж/кг}. \quad (1.12)$$

Уравнение Эйлера не отображает реальную картину движения жидкости в рабочем колесе, в то же время оно удобно для анализа влияния факторов (режимного угла α и конструктивного β) на развиваемый напор. Если учесть, что число лопаток конечно, а их толщина не равна нулю, то можно получить значение теоретического напора:

$$H_T = \mu \cdot H_{T\infty},$$

где $\mu < 1$ – поправочный коэффициент, учитывающий количество лопастей.

Этот коэффициент можно рассчитать по формуле Стодолы:¹

$$\mu = 1 - \frac{u_2}{c_{2u}} \cdot \frac{p}{z} \cdot \sin\beta_2, \quad (1.13)$$

где z – число лопастей. Ориентировочно $\mu \approx 0,8$.

Действительный напор насоса (H) меньше теоретического на величину гидравлических потерь, обусловленных сопротивлением проточной части насоса:

$$H = \eta_{\Gamma} \cdot H_T = \eta_{\Gamma} \cdot \mu \cdot H_{T\infty}, \quad (1.14)$$

где η_{Γ} – гидравлический КПД, значение которого в зависимости от формы лопастей, состояние поверхности находится в пределах 0,80–0,96.

$\mu < 1$ – поправочный коэффициент, учитывающий количество лопастей.

Полный КПД машины представляет собой отношение мощностей полезной к мощности на валу:

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{N}; \quad (1.15)$$

- полезная мощность:

$$N_{\Pi} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q; \quad (1.16)$$

- мощность на валу:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta}, \quad (1.17)$$

полный КПД – это произведение

$$\eta = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_0 \cdot \eta_M,$$

где η_{Γ} – гидравлический КПД, учитывающий потери в проточной части, и зависит от формы проточной части, чистоты обработки поверхностей лопастей и дисков и вязкости жидкости. Если общие потери напора h , то

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{h}{H_T}, \quad 0,8 < \eta_{\Gamma} < 0,96$$

η_0 – объемный КПД, обусловлен перетеканием жидкости через зазоры между рабочим колесом и корпусом машин. Утечки составляют ΔQ и зависят от величины зазора δ . Объемный КПД определяется выражением:

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q + \Delta Q} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q}, \quad 0,94 < \eta_0 < 0,98$$

η_M – механический КПД, учитывающий трение в подшипниках и трение внешних поверхностей колес. Зависит от конструкции (подшипники качения или скольжения) и эксплуатации (чистота, смазка, уплотнение–затяжка сальников, деформация вала, перегрев и т. д.).

Значение $\eta_M = 0,90$ – $0,95$.

Общий КПД насоса $\eta = 0,75$ – $0,89$. Наивысший КПД достигается при работе насоса в расчетном режиме ($Q_{\text{расч}}$, $H_{\text{расч}}$). При отходе от расчетных

¹Аурель Болеслав Стодола (англ. Aurel Stodola, 1859-1942) – словацкий ученый, педагог, инженер-конструктор. Основатель прикладной термодинамики, турбиностроения.

значений в ту или иную сторону η значительно падает.

На развиваемое давление и КПД влияет конструктивный угол выхода лопатки β_2 . Если лопатки загнуты вперед ($\beta_2 > 90^\circ$), то из параллелограмма скоростей следует, что $c_{2u} > u_2$. Если лопатки загнуты назад ($\beta_2 < 90^\circ$), то $c_{2u} < u_2$. При одинаковой окружной скорости в соответствии с уравнением Эйлера.

$$H_{T\infty} = \frac{c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1}{g}, \quad (H_{T\infty})_{\beta > 90} > (H_{T\infty})_{\beta < 90}$$

В то же время, при увеличении скорости закручивания c_{2u} , увеличиваются гидравлические потери, а значит, и снижается КПД насоса. Поэтому меньшие значения КПД относятся к лопастям, загнутым вперед, больше – к лопастям, загнутым назад, т. е. последние более экономичны.

1.3. Характеристики центробежных насосов

1.3.1. Напор

Напор центробежных насосов $H = f(Q)$ – это основная характеристика. Рассмотрим формирование напора при различных конструкциях лопаток.

Если принять, что поток входит в рабочее колесо без закручивания ($\alpha_1 = 90^\circ$), то уравнение Эйлера примет вид:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g}, \quad (1.18)$$

т. к. $c_{1u} = 0$ (нет закручивания на входе).

Из параллелограмма скоростей следует: $c_{2u} = u_2 - c_{2r} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2$

Радиальная составляющая выходной абсолютной скорости c_{2r} может быть найдена из уравнения неразрывности:

$$Q = c_{2r} \cdot F_2,$$

где F_2 – сечение выхода потока из рабочего колеса, которое для бесконечно тонких пластин равно: $F_2 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2$.

$$\text{Тогда } c_{2r} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2},$$

$$\text{а } c_{2u} = u_2 - \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Теперь выражение для теоретического напора примет вид:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2}{g} \cdot \left(u_2 - \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2 \right). \quad (1.19)$$

Окружная скорость u_2 для насоса с заданными геометрическими размерами (D_2 , b_2 , β_2) и постоянной скорости вращения колеса $n = \operatorname{const}$ (число оборотов в минуту, $[n]=1/\text{мин}$) постоянна и равна:

$$u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60},$$

тогда, раскрыв скобки вышеуказанного выражения, получим:

$$H_{T\infty} = \frac{(\pi \cdot D_2 \cdot n)^2}{3600 \cdot g} - \frac{n}{60 \cdot b_2 \cdot g} \cdot Q \cdot \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (1.20)$$

$$\frac{(\pi \cdot D_2 \cdot n)^2}{3600 \cdot g} = A = \text{const},$$

$$\frac{n}{60 \cdot b_2 \cdot g} = B = \text{const},$$

а значит, уравнение характеристики $H_{T\infty} = f(Q)$ имеет вид:

$$H_{T\infty} = A - B \cdot Q \cdot \text{ctg}\beta_2 \quad (1.21)$$

Это выражение является уравнением прямой линии, положение которой зависит от угла β_2 .

- если $\beta_2 > 90$ (лопатки загнуты вперед), то $\text{ctg}\beta_2 < 0$;
- если $\beta_2 = 90$, $\text{ctg}\beta_2 = 0$;
- если $\beta_2 < 90$ (лопатки загнуты назад), то $\text{ctg}\beta_2 > 0$.

Из рисунка 1.5 видно, что при одинаковой производительности Q_1 насосы с лопатками, загнутыми вперед, развивают напор (H_B) больший, чем насосы с лопатками, загнутыми назад (H_H), т. е. $H_B > H_H$.

Также из рисунка 1.5 следует, что для того, чтобы развивать одинаковый напор и производительность, насосы с лопатками «назад» должны иметь большее число оборотов.

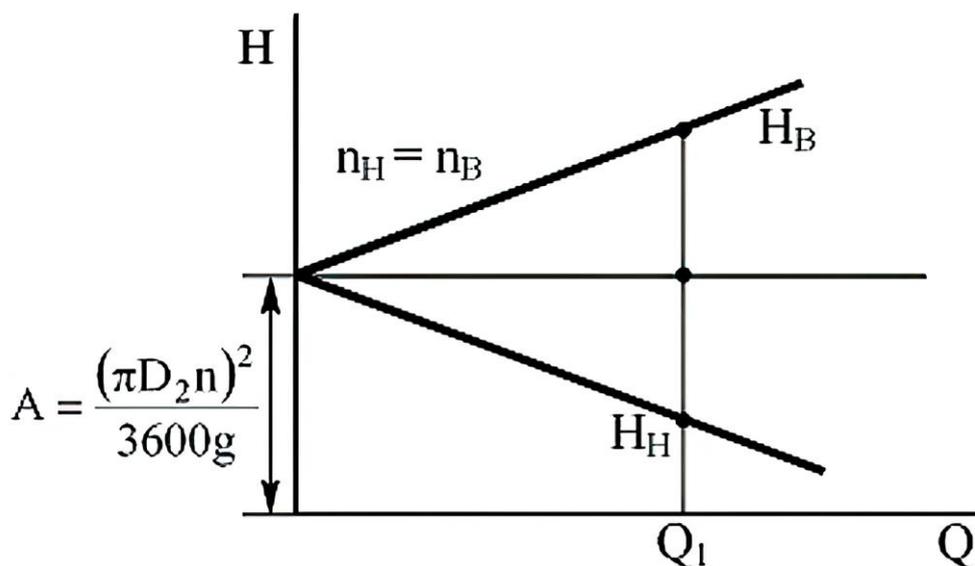


Рисунок 1.5 – Теоретические характеристики насосов при одинаковом числе оборотов рабочего колеса и разном направлении лопаток

Достижение заданных теоретического напора и подачи центробежной машины при рабочих колесах с различными углами требует различных окружных скоростей на выходе из рабочего колеса или при одинаковом диаметре колес различных частот вращения. Это ясно из теоретических характеристик, показанных на рисунке 1.6.

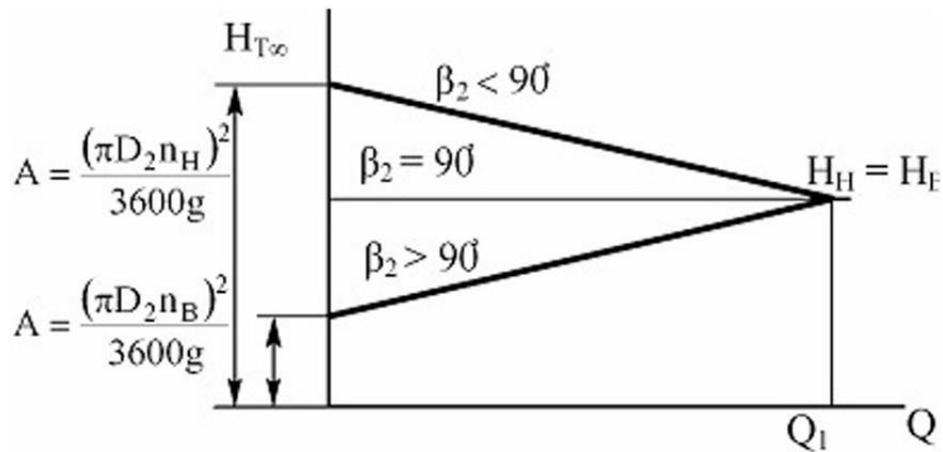


Рисунок 1.6 – Теоретические характеристики при разном числе оборотов и одинаковом напоре при заданной подаче

1.3.2. Мощность

Теоретически характеристики мощности (рис. 1.7) могут быть получены из характеристик напора:

$$N_{T\infty} = \rho \cdot g \cdot H_{T\infty} \cdot Q = \rho \cdot g \cdot Q \cdot (A - B \cdot Q) \quad (1.21)$$

Эта характеристика может быть представлена графически для различных значений β_2 при постоянных значениях ρ , n , D_2 , b_2 .

Для получения заданного теоретического напора при одинаковом диаметре рабочих колес наименьшей частотой вращения должно обладать колесо с лопастями, загнутыми вперед, а наибольшей – колесо с лопастями, загнутыми назад.

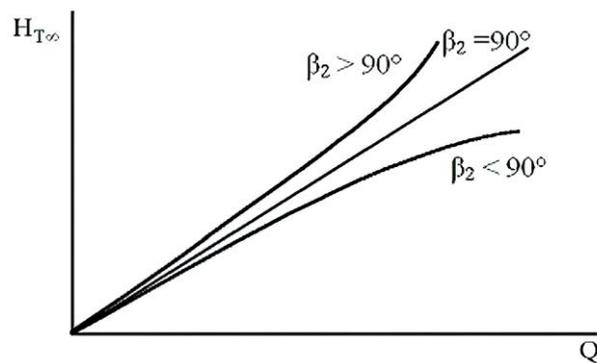


Рисунок 1.7– Теоретическая зависимость мощности от подачи при разном направлении лопаток

Теоретические характеристики не учитывают потери напора в проточной полости насоса, которые увеличиваются пропорционально квадрату увеличения подачи.

Кроме того, чем выше подача, тем больше удар жидкости о входные кромки лопастей и интенсивнее вихреобразование.

В результате действительный напор отличается от теоретического на величину потерь ΔH .

Действительные характеристики получают опытным путем с помощью регулирующего органа (дросселя) на выходном патрубке насоса. Поэтому эти характеристики называют дроссельными (рис. 1.8, 1.9).

При $Q = 0$ напор $H = H_{ХХ}$ – режим холостого хода.

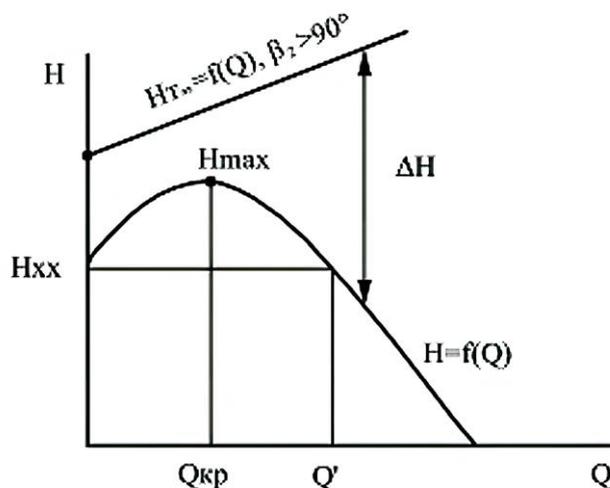


Рисунок 1.8 – Теоретическая и действительная характеристики, $\beta_2 > 90^\circ$

Характеристика $H = f(Q)$, для машин с $\beta_2 > 90^\circ$ (лопатки загнуты «вперед») имеют максимум при $Q = Q_{кр}$. Зона характеристики от $Q = 0$ до $Q = Q_{кр}$ неустойчива, т. е. в этом диапазоне подача напор и подача могут самопроизвольно изменяться (режим помпажа).

Поэтому нормально насос работает только на нисходящей ветви, т. е. при $Q > Q_{кр}$.

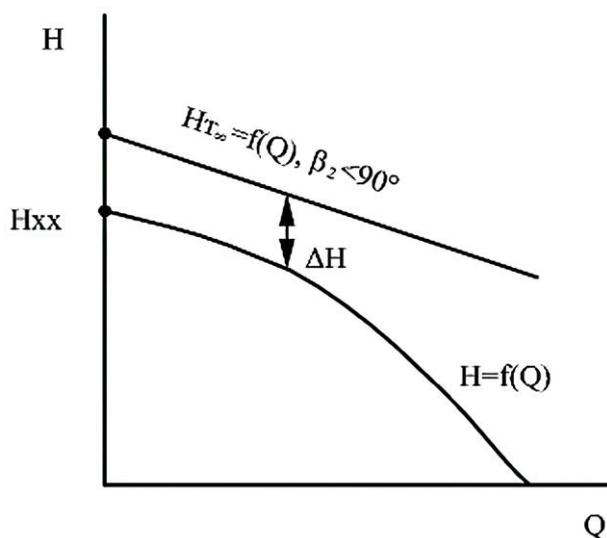


Рисунок 1.9 – Теоретическая и действительная характеристика, $\beta_2 < 90^\circ$

Основные действительные характеристики центробежных насосов приведены на рисунке 1.10.

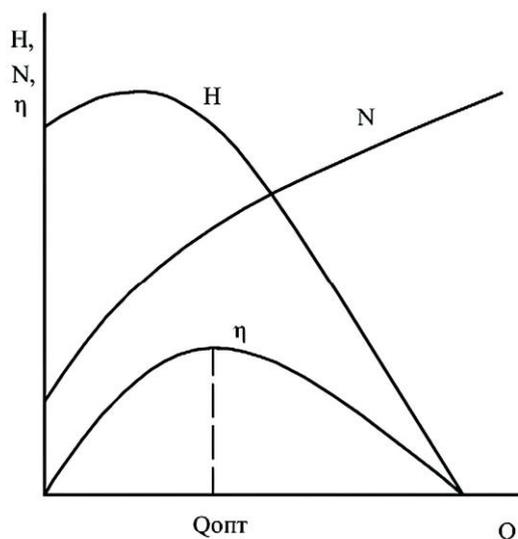


Рисунок 1.10 – Действительные характеристики центробежного насоса:
 $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$.

КПД насоса, который рассчитывается по формуле:

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{N}, \quad (1.22)$$

равен нулю при $H = 0$ или при $Q = 0$. Поэтому зависимость $\eta = f(Q)$ имеет максимум при $Q = Q_{\text{опт}}$.

Этот режим является наиболее рациональным, т. е. затрата мощности для создания напора или подачи осуществляется в машине с наибольшим энергетическим эффектом, а значит, и наиболее экономично.

Выбор насоса производится по характеристикам, которые входят в состав паспорта машины.

1.4. Подобие центробежных насосов

При проектировании центробежных насосов, а также пересчете режимов их работы широко используется метод подобия.

Геометрическое подобие характеризуется постоянным отношением сходственных геометрических величин. Для машин "а" и "б" это может быть выражено следующим образом:

$$\frac{D_{2a}}{D_{2б}} = \frac{D_{1a}}{D_{1б}} = \frac{b_{2a}}{b_{2б}} = \dots = \frac{l_{1a}}{l_{1б}} = \delta_1 = \text{const}, \quad (1.23)$$

$$b_{1a} = b_{1б} = b_1; \quad b_{2a} = b_{2б} = b_2,$$

т. к. сходственные углы равны, δ_1 – коэффициент геометрического подобия.

Кинематическое подобие состоит в подобии параллелограммов скоростей:

$$\alpha_{1a} = \alpha_{1б} = \alpha_1; \quad \beta_{2a} = \beta_{2б} = \beta_2;$$

$$\frac{u_{1a}}{u_{1б}} = \frac{u_{2a}}{u_{2б}} = \frac{c_{1a}}{c_{1б}} = \frac{c_{2a}}{c_{2б}} = \frac{w_{1a}}{w_{1б}} = \dots = \delta_c = \text{const}, \quad (1.24)$$

где δ_c – коэффициент кинематического подобия.

Динамическое подобие выражается подобием сил одинаковой природы в геометрически сходных точках, а также равенством критериев подобия:

$$\frac{p_{1a}}{p_{1б}} = \frac{p_{2a}}{p_{2б}} = \dots = \frac{p_{ia}}{p_{iб}} = \delta_p = const, \quad (1.25)$$

где δ_p – коэффициент динамического подобия;

$$Re_a = Re_б; Eu_a = Eu_б; Fr_a = Fr_б; Sh_a = Sh_б$$

$$Re = \frac{c \cdot l}{\nu} \text{ – критерий Рейнольдса;}$$

$$Eu = \frac{p}{\rho \cdot c^2} \text{ – критерий Эйлера;}$$

$$Fr = \frac{c^2}{g \cdot l} \text{ – критерий Фруда;}$$

$$Sh = \frac{l \cdot n}{c} \text{ – критерий Струхаля;}$$

l – линейный размер,

n – число оборотов в секунду.

Т. к. объемная подача равна произведению площади выхода жидкости из рабочего колеса $F_2 = \pi D_2 b_2$, радиальной составляющей абсолютной скорости на выходе $c_{2г}$ и объемного КПД η_0

$$Q = F_2 \cdot c_{2г} \cdot \eta_0 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c_{2г} \cdot \eta_0, \quad (1.26)$$

то отношение

$$\frac{Q_a}{Q_б} = \frac{D_{2a}}{D_{2б}} \cdot \frac{b_{2a}}{b_{2б}} \cdot \frac{c_{2га}}{c_{2гб}} \cdot \frac{\eta_{0a}}{\eta_{0б}}, \quad (1.27)$$

Т. к. из кинематического подобия, принимая во внимание, что окружная скорость равна произведению числа оборотов и диаметра $u_2 = n \cdot D_2$, отношение

$$\frac{c_{2га}}{c_{2гб}} = \frac{u_{2a}}{u_{2б}} = \frac{n_a \cdot D_{2a}}{n_б \cdot D_{2б}}, \quad (1.28)$$

а из геометрического подобия

$$\frac{b_{2a}}{b_{2б}} = \frac{D_{2a}}{D_{2б}}, \quad (1.29)$$

то отношение подач примет вид:

$$\frac{Q_a}{Q_б} = \frac{D_{2a}^3}{D_{2б}^3} \cdot \frac{n_a}{n_б} \cdot \frac{\eta_{0a}}{\eta_{0б}}. \quad (1.30)$$

Таким образом, объемные подачи центробежных машин, работающих в подобных режимах, относятся как кубы наружных диаметров рабочих колес и первые степени частоты вращения валов и объемных КПД. Если рассматривается данная машина, т. е. $D_{2a} = D_{2б}$, то при переменной частоте вращения

$$\frac{Q_a}{Q_б} = \frac{n_a}{n_б} \cdot \frac{\eta_{0a}}{\eta_{0б}}$$

Отношение напоров и давлений выводится на основании уравнения Эйлера для теоретического напора:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g}, \quad p_{T\infty} = f \cdot u_2 \cdot c_{2u} = H_{T\infty} \cdot \rho \cdot g. \quad (1.31)$$

Вывод с использованием кинематического подобия дает следующий результат для действительных напоров и давлений:

$$\frac{H_a}{H_b} = \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2} \cdot \frac{n_a^2}{n_b^2} \cdot \frac{\eta_{га}}{\eta_{гб}}, \quad \frac{p_a}{p_b} = \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2} \cdot \frac{n_a^2}{n_b^2} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_b} \cdot \frac{\eta_{га}}{\eta_{гб}}. \quad (1.32)$$

Таким образом, давления, создаваемые центробежными машинами в подобных режимах, относятся как квадраты наружных диаметров рабочих колес, квадраты частот вращения вала, первые степени плотностей жидкости и первые степени гидравлических КПД.

Для данной машины при переменной частоте вращения и различной плотности жидкости ($D_{2a} = D_{2b}, \rho_a \neq \rho_b$)

$$\frac{H_a}{H_b} = \frac{n_a^2}{n_b^2} \cdot \frac{\eta_{га}}{\eta_{гб}}, \quad \frac{p_a}{p_b} = \frac{n_a^2}{n_b^2} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_b} \cdot \frac{\eta_{га}}{\eta_{гб}}. \quad (1.33)$$

Т. к. мощность рассчитывается по формуле:

$$N = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta}, \quad (1.34)$$

То

$$\frac{N_a}{N_b} = \frac{D_{2a}^5}{D_{2b}^5} \cdot \frac{n_a^3}{n_b^3} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_b} \cdot \frac{\eta_b}{\eta_a}$$

Мощности центробежных машин, работающих в подобных режимах, относятся как пятые степени наружных диаметров рабочих колес, кубы частот вращения валов, первые степени плотностей, перемещаемых машинами сред, и обратно пропорциональны КПД.

Для данной машины ($D_{2a} = D_{2b}$)

$$\frac{N_a}{N_b} = \frac{n_a^3}{n_b^3} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_b} \cdot \frac{\eta_b}{\eta_a}. \quad (1.35)$$

Приведенные формулы называют формулами пропорциональности, по которым можно пересчитать характеристики данной машины ($D_2 = \text{const}$), работающей для нагнетания данной жидкости ($\rho = \text{const}$) при изменении частоты вращения ($n_a \neq n_b$).

При этом принимают КПД при работе на разных режимах одинаковым ($\eta = \text{const}$).

Для машин разных размеров ($D_2 = \text{var}$) тоже можно считать $\eta = \text{const}$, но при очень строгих расчетах следует учитывать, что КПД несколько увеличивается с увеличением размера машин. Формулы пересчета характеристик данной машины при $n = \text{var}$ имеют вид:

$$Q = Q_6 \cdot \frac{n_a}{n_6}; \quad H_a = H_6 \cdot \left(\frac{n_a}{n_6}\right)^2; \quad N_a = N_6 \cdot \left(\frac{n_a}{n_6}\right)^3. \quad (1.36)$$

Одной из величин, характеризующих подобие центробежных насосов, является коэффициент быстроходности n_s , которым называют безразмерное число, равное частоте вращения машины, геометрически подобной данной, но имеющей подачу $Q_s = 1 \text{ м}^3/\text{с}$ и напор $H_s = 0,102 \text{ м}$ (или удельная работа $l_s = gH = 1 \text{ Дж/кг}$) в режиме максимального КПД.

Вывод из уравнений подобия дает расчетную формулу:

$$n_s = n \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{(g \cdot H)^{\frac{3}{4}}},$$

где Q и H берутся при максимальном КПД.

Для всего класса подобных машин строится безразмерная характеристика в безразмерных координатах: $\bar{H} = f(\bar{Q})$, где \bar{Q} и \bar{H} – безразмерные подачи и напор. Безразмерные величины имеют вид:

Подача:

$$\bar{Q} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot u_2}; \quad (1.37)$$

Напор:

$$\bar{H} = \frac{H}{\rho \cdot u_2^2}; \quad (1.38)$$

Мощность:

$$\bar{N} = \frac{N}{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot \rho \cdot u_2^3}; \quad (1.39)$$

КПД:

$$\bar{\eta} = \eta. \quad (1.40)$$

1.5. Основы эксплуатации центробежных насосов

1.5.1. Пуск и остановка

Насосный агрегат состоит из насоса, двигателя, трубопроводной арматуры, измерительных приборов устройств для заполнения насосов жидкостью перед пуском, системы автоматического управления работы агрегата. Схема типичной компоновки насосной установки приведена на рисунке 1.11.

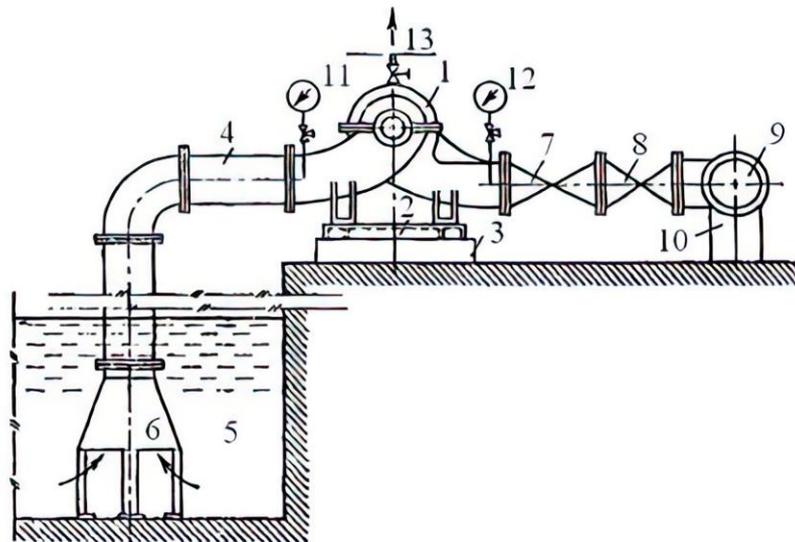


Рисунок 1.11 – Компоновка насосной установки:

- 1 – насос; 2 – монтажная рама; 3 – фундамент; 4 – всасывающий трубопровод;
 5 – приемный колодец; 6 – воронка; 7 – обратный клапан; 8 – задвижка;
 9 – напорный коллектор; 10 – тумба; 11 – вакуумметр (манометр);
 12 – манометр; 13 – краник

Перед пуском центробежные насосы должны быть заполнены жидкостью. Если уровень всасываемой жидкости расположен выше насоса, и если на всасе имеется избыточное давление, то насос заполняют путем открытия задвижки на всасывающем коллекторе, при этом воздух вытесняется через краник 13. Если насос расположен выше уровня всасывания жидкости, затопление происходит двумя способами:

- в небольших агрегатах (диаметр всаса меньше 250 мм) насос заполняют через воронку и кран в верхней точке корпуса насоса из водопровода или специального заливочного бака;
- в агрегатах больших (диаметр всаса больше 250 мм) затопление производится отсасыванием воздуха из насоса специальным вакуумным насосом.

Контроль за работой насоса осуществляется:

- вакуумметром (манометром) на всасе (11- p_1);
- манометром на выходе (12- p_2);
- расходомером в напорном трубопроводе (Q);
- вольтметром, амперметром, ваттметром (N).

Пуск насосов производится в следующей последовательности:

- включается электродвигатель, частота вращения доводится до нормальной;
- медленно открывается задвижка на напорном патрубке до достижения заданной подачи;
- открываются краны, подводящие охлаждающую воду.

Остановка:

- закрывается задвижка;
- отключается электрический двигатель;
- закрываются краны охлаждения.

Крупные современные насосные установки оборудуются автоматикой. Все действия персонала по обслуживанию насосов, пуску, остановке регламентируются специальными инструкциями.

1.5.2. Работа на сеть

Насос, работая на конкретную сеть, будет развивать параметры Q_1 и H_1 в точке пересечения характеристики $H = f(Q)$ насоса и сети $H_{\text{сеть}} = f(Q)$ (точка А). Все остальные параметры – мощность и КПД – (N_1 , η_1) – будут определяться пересечением абсциссы Q_1 (рис. 1.12) с соответствующими характеристиками насоса: $N = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$.

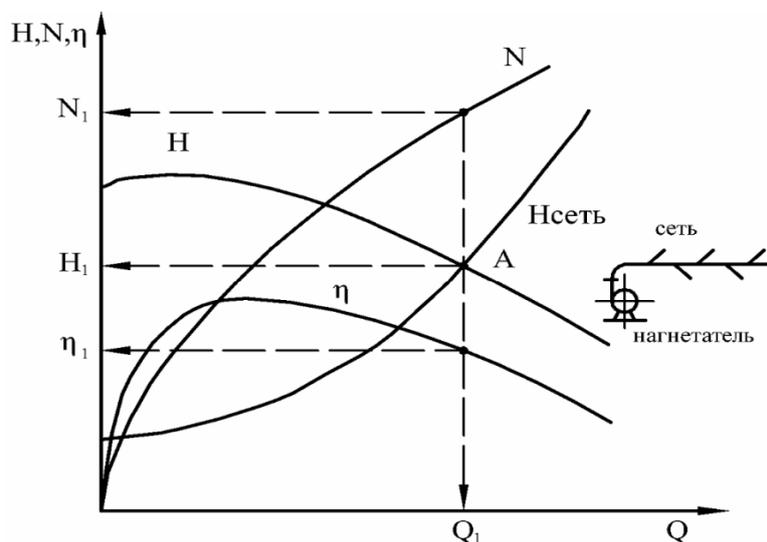


Рисунок 1.12 – Работа насоса на сеть

Последовательное или параллельное соединение двух или нескольких насосов используют для обеспечения высокой экономичности эксплуатации установок, причем учитываются следующие обстоятельства:

- в производственных условиях бывают случаи, когда тепловая нагрузка объекта или выработка электроэнергии изменяются по каким-либо причинам, например, в зависимости от времени суток или года; соответственно изменяется производительность насосов;

- при регулировании насосов для снижения производительности, как правило, снижается КПД (уход от оптимального режима);

- для обеспечения надежности работы систем устанавливают резервные насосы, причем, чем мощнее насос, тем выше его стоимость.

При последовательном включении двух насосов жидкость проходит сначала через первый, а затем через второй насос, после чего жидкость поступает в сеть.

При параллельном включении жидкость проходит отдельно через каждый насос и подается в сеть (рис. 1.13).

При последовательном включении преследуется цель увеличения производительности (подачи), при параллельном – давления (напора). Из этого не следует, что при включении, например, двух насосов параметры Q и H удваиваются. Изменение параметров определяется характеристиками спаренных насосов и сети.

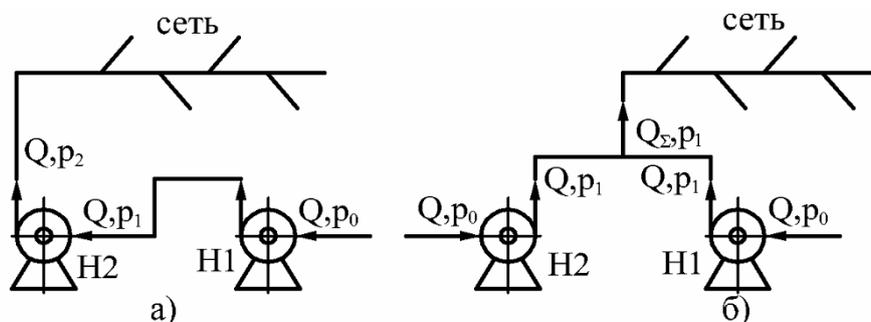


Рисунок 1.13 – Последовательное (а) и параллельное б) включение в сеть двух насосов Н1 и Н2

Суммарная характеристика двух одинаковых насосов, соединенных последовательно, $H_{\Sigma} = f(Q)$, получается путем удваивания ординат характеристики одного $H = f(Q)$ при неизменной абсциссе. Если при работе одного насоса рабочие параметры H_1, Q_1 получались точкой пересечения A_1 , то при работе двух последовательно соединенных насосов рабочие параметры $H_{1\Sigma}, Q_{1\Sigma}$ определяются точкой пересечения $A_{1\Sigma}$. Цель последовательного соединения насосов наилучшим образом достигается, если характеристика сети крутая (на рисунке 1.14 характеристика сети 1 $\Delta p_1 = k_1 \cdot Q^2$ – крутая; сети 2 $\Delta p_2 = k_2 \cdot Q^2$ – пологая: $k_1 > k_2$).

Суммарная характеристика двух одинаковых насосов, соединенных параллельно, $H_{\Sigma} = f(Q)$, получается путем удваивания абсцисс при неизменной ординате (рис. 1.15).

При работе одного насоса на сеть 2 рабочие параметры H_2, Q_2 определяются точкой пересечения A_2 , при работе двух параллельно соединенных насосов $H_{2\Sigma}, Q_{2\Sigma}$ определяются точкой пересечения $A_{2\Sigma}$.

Цель параллельного соединения насосов наилучшим образом достигается, если характеристика сети пологая.

1.5.3. Регулирование

Все способы регулирования подачи можно разделить на две группы:

- регулирование при постоянной скорости вращения рабочего колеса;
- регулирование изменением скорости вращения рабочего колеса.

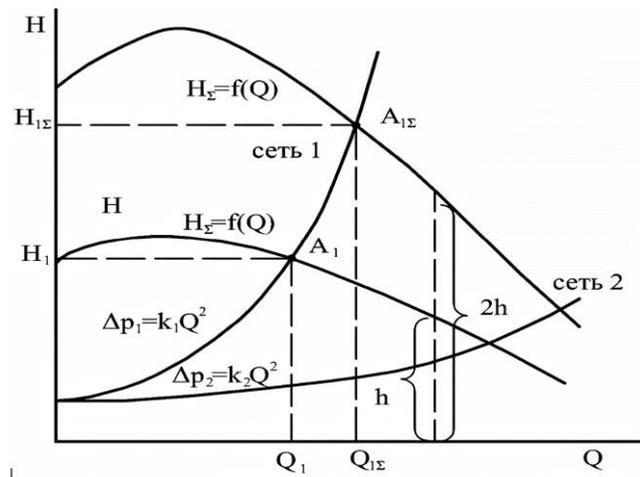


Рисунок 1.14 – Характеристика двух последовательно включенных насосов

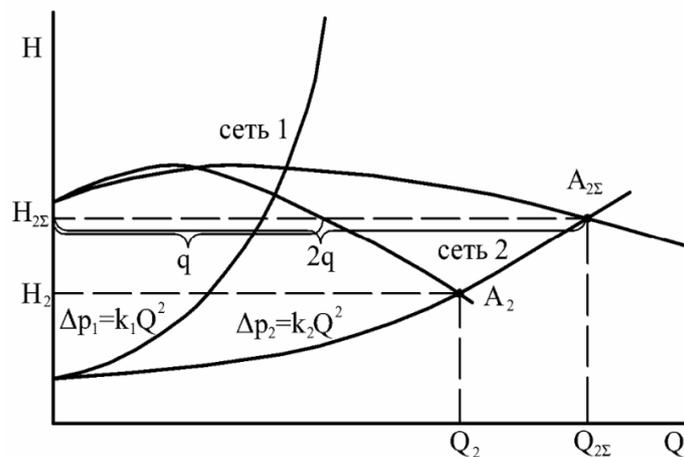


Рисунок 1.15 – Характеристика двух параллельно включенных насосов

К первой группе относятся:

- регулирование дросселем;
- регулирование направляющим аппаратом на всасывающем патрубке;
- регулирование устройствами, встроенными в рабочее колесо (изменение геометрии колеса и лопастей).

Ко второй группе относятся:

- изменение скорости вращения вала насоса без изменения скорости вращения двигателя (зубчатые, ременчатые, фрикционные редукторы; гидравлические и индукторные муфты);
- различные электрические способы изменения скорости вращения электродвигателя.

Регулирование дросселем

Регулирование дросселем – наиболее простой, но и наименее экономичный (рис. 1.16) способ регулирования подачи.

Пусть дроссельная характеристика A насоса (рис. 1.15) наиболее экономична при работе с сетью B в точке 1, при этом дроссель в сети открыт

полностью, подача Q_1 максимальна, сопротивление сети равно H_1 , КПД имеет максимальное значение.

Если подачу нужно уменьшить до Q_2 , прикрывают дроссель, при этом увеличивается общий коэффициент сопротивления сети, новая характеристика сети "В" пересекается с характеристикой насоса в точке 3 и сопротивление сети составляет H_3 . Требуемое давление при уменьшении подачи Q_2 без дросселя составляет H_2 , следовательно, разница $(H_3 - H_2)$ является потерями напора на дросселе и определяет непроизводительные затраты энергии. Непроизводительные затраты связаны также со снижением КПД, т. к. зависимость $\eta = f(Q)$ имеет максимум при подаче Q_1 . При регулировании дросселем характеристика сети «подстраивается» под характеристику насоса, что, как показано выше, неэкономично.

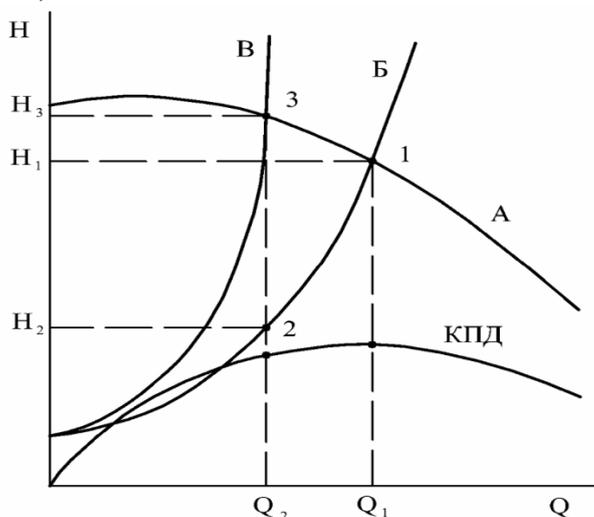


Рисунок 1.16 – Регулирование дросселем:

A – дроссельная характеристика насоса; B – характеристика сети;
 B' – характеристика сети с дросселем

Регулирование направляющим аппаратом (НА) заключается в подстраивании характеристик насоса к характеристике сети без изменения скорости вращения рабочего колеса. НА устанавливается во всасывающем патрубке в непосредственной близости от рабочего колеса и представляет собой совокупность поворотных лопаток.

При максимальной подаче угол поворота φ равен нулю, лопатки устанавливаются ребром навстречу всасывающему потоку и не вызывают каких-либо возмущений. При повороте лопаток на угол $\varphi > 0$ они вызывают закручивание и снижение развиваемого напора, так как появляется составляющая абсолютной скорости c_{1u} (см. параллелограмм скоростей), которая характеризует степень закрутки потока на входе в межлопастной канал рабочего колеса, что приводит, в соответствии с уравнением Эйлера, к снижению развиваемого напора: чем больше угол поворота лопаток НА, тем меньше напор насоса (рис. 1.17). Непроизводительные затраты энергии значительно меньше, чем при регулировании дросселем (рис. 1.16); они связаны в случае регулировки НА со снижением КПД, а также с некоторым

дросселированием всасывающего потока.

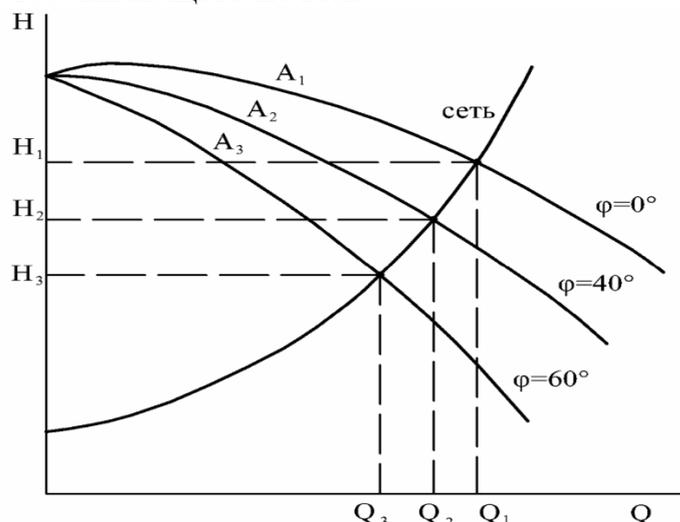


Рисунок 1.17 – Регулирование направляющим аппаратом:
 A_1, A_2, A_3 – характеристики насоса при разном положении НА

Регулирование изменения геометрии рабочего колеса и лопастей теоретически может дать наилучший результат, но очень сложно, и в насосах, применяемых в промышленной теплотехнике и теплоэнергетике, практически не встречается. Изменение числа оборотов электродвигателя может обеспечить регулирование, близкое к идеальному (рис. 1.18).

Частотное и векторное управление изменением числа оборотов электродвигателя в настоящее время находит широкое применение в различных сферах промышленности, в том числе и теплоэнергетике.

Применение системы приводов в виде редукторов, гидравлических и индукторных муфт и др. для изменения числа оборотов вала насоса при неизменном значении числа оборотов электродвигателя целесообразно после экономического анализа, так как возрастает стоимость установки и появляются дополнительные потери мощности в регулирующих устройствах.

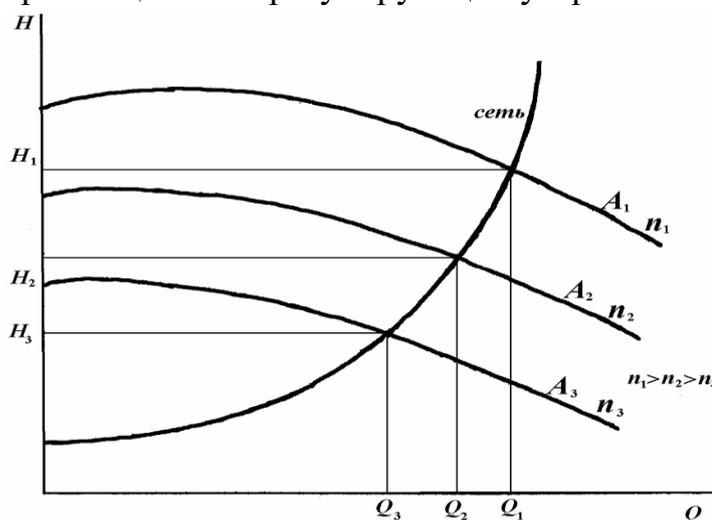


Рисунок 1.18 – Регулирование скоростью вращения вала:
 A_1, A_2, A_3 – характеристики насоса при разном числе оборотов n

1.6. Осевое усилие

На рабочее колесо с передней (обращенной к всасыванию) и задней стороны действует разное давление: в зазоре между колесом и кожухом центробежного насоса действует выходное давление p_2 , а со стороны входного отверстия диаметром D_0 давление p_1 .

В результате на рабочее колесо одной ступени действует осевая сила (рис. 1.19), направленная в сторону входного патрубка:

$$R = (p_2 - p_1) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - D_B^2), Н \quad (1.41)$$

В крупных многоступенчатых ЦН осевые силы достигают нескольких десятков тонн. Следует заметить, что фактическая осевая сила несколько меньше расчетной, если учитывать динамическое давление потока на входе, а также снижение давления p_2 к оси колеса из-за центростремительных сил.

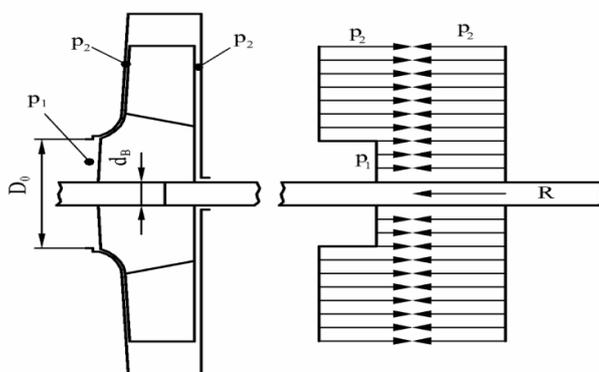


Рисунок 1.19 – Осевая сила

В одноступенчатых ЦМ малых размеров осевая сила воспринимается упорными подшипниками. В крупногабаритных и многоступенчатых ЦН принимаются специальные меры для снижения осевой силы:

- двусторонний подвод жидкости в рабочее колесо (рис. 1.20а);
- симметричное расположение рабочих колес (рис. 1.20б);
- установка разгрузочного диска (гидравлической пяты) (рис. 1.20в).

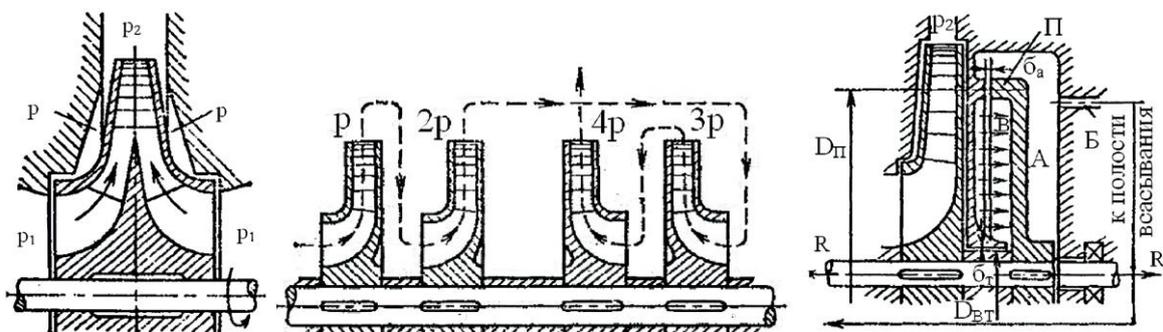


Рисунок 1.20 – Меры для снижения осевой силы:

- a* – двусторонний подвод жидкости; *б* – симметричное расположение колес;
в – установка разгрузочного диска

1.7. Многоступенчатые и многопоточные насосы

Напор, развиваемый рабочим колесом

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g}, \quad (1.42)$$

определяется окружной скоростью u_2 , которая ограничена условиями прочности колес (для литого чугуна $u_2 < 40$ м/с, для легированной стали $u_2 < 300$ м/с). Ограничением становится также и кавитация.

Для получения высокого напора применяют ступенчатые насосы, в которых несколько рабочих колес расположены на общем валу и соединены последовательно.

При последовательном включении подача не изменяется (рис. 1.20), а полный напор равен сумме напоров ступеней.

Например, 30-ступенчатый водяной насос развивает напор до 4000 м.

а) Для увеличения подачи без увеличения ширины колеса b_2 применяют многоступенчатые насосы, при этом подача суммируется, а напор остается таким же, как на одноступенчатом (рис. 1.21).

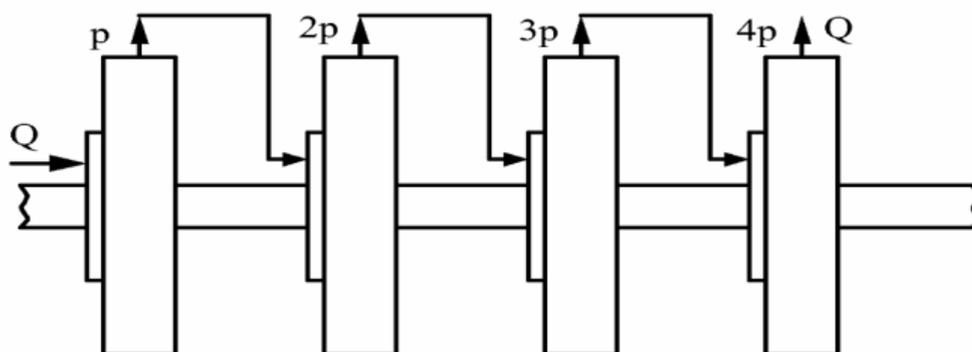


Рисунок 1.21 – Схема многоступенчатого насоса

б) В смешанном типе насоса достигается как высокий напор, так и высокая подача.

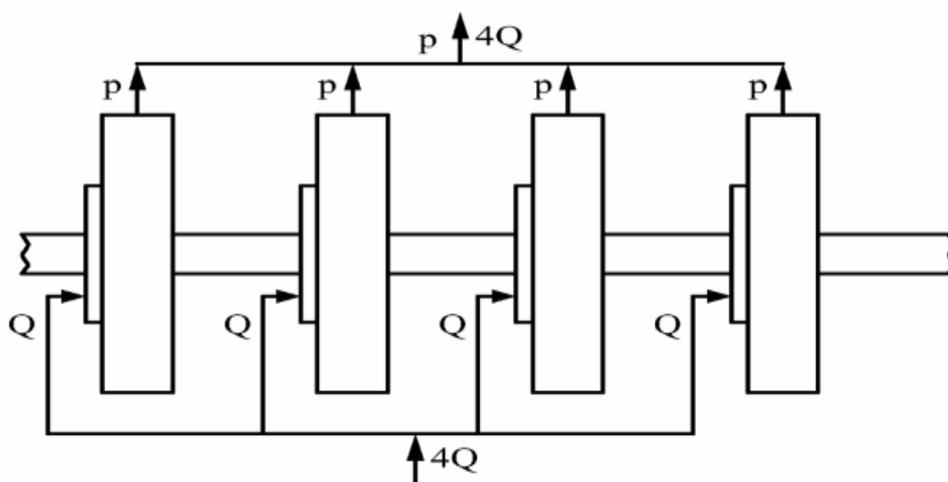


Рисунок 1.22 – Схема многопоточного насоса

Например (рис. 1.22), насос состоит из двух групп ступеней, в каждой из которых рабочие колеса расположены последовательно, чем достигается увеличение напора; группы ступеней соединены параллельно, чем достигается увеличение подачи.

Группы расположены симметрично. Количество групп должно быть четным (2, 4 и т. д.).

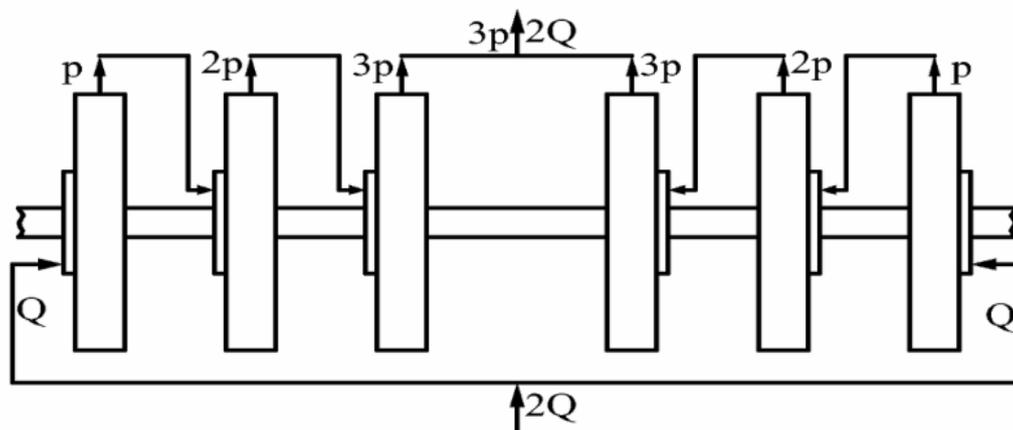


Рисунок 1.23 – Схема трехступенчатого двухпоточного насоса

в) При последовательном соединении ступеней на выходе из предыдущей ступени в последующую устанавливают направляющие аппараты, обеспечивающие радиальный вход потока в рабочее колесо последующей ступени.

Иначе поток, закрученный предыдущей ступенью, на входе в колесо будет иметь высокую скорость c_{1u} , что снижает приращение давления в соответствии с уравнением Эйлера (рис. 1.23).

ТЕМА 2. НАСОСЫ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ

2.1. Насосы для чистой воды

Применительно к теплоэнергетике все центробежные насосы могут быть разделены на следующие группы:

- 1) насосы для чистой воды, одноступенчатые и многоступенчатые;
- 2) насосы для химически активных жидкостей;
- 3) насосы для подачи смесей жидкостей и твердых частиц.

Рассмотрим характерные черты указанных групп насосов:

Одноступенчатые насосы

Простейшим типом одноступенчатого насоса является консольный насос, обозначаемый буквой К.

Консольные насосы – это вид центробежных насосов с односторонним или двусторонним подводом жидкости к рабочему колесу, расположенному на конце вала, удаленном от привода.

Агрегаты комплектуются электродвигателем, устанавливаемым, как правило, на единую платформу либо соединяемых фланцем.

Консольные насосы служат для перекачки воды, химически активных жидкостей, жидкостей, включающих примеси и твердые включения.

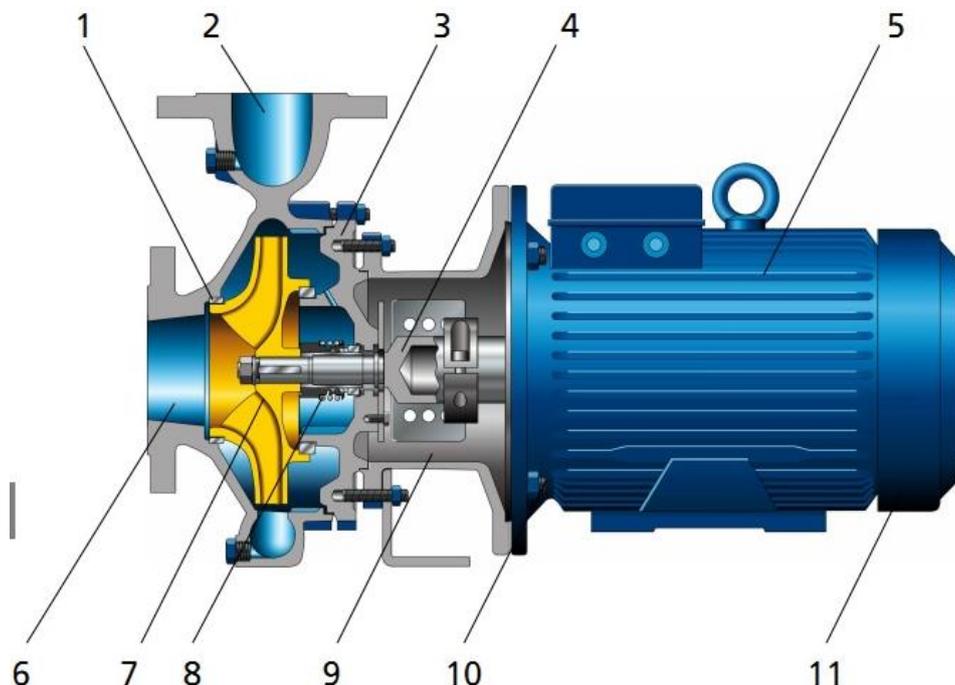


Рисунок 2.1 – Продольный разрез консольного насоса:

- 1 – дроссель; 2 – напорный патрубок; 3 – крышка; 4 – вал; 5 – двигатель;
6 – всасывающий патрубок; 7 – рабочее колесо; 8 – уплотнение;
9 – поддон привода; 10, 11 – подшипники качения

Консольный моноблочный насос является одним из семейства центробежных агрегатов, предназначенных для перекачки очищенной, технической и морской воды, различного рода жидкостей. Работает такой вид оборудования в ограниченном температурном режиме (до +150 °С).

Существуют некоторые модели, которые способны транспортировать жидкости с температурой свыше +250 °С (при индивидуальном заказе установки специальных уплотнителей).

Продольный разрез такого насоса представлен на рисунке 2.1, а внешний вид его представлен на рисунке 2.2.



Рисунок 2.2 – Внешний вид центробежного насоса типа К с напорным патрубком

Характерной особенностью такого насоса является расположение рабочего колеса на консоли вала, вращающегося в двух широко расставленных шариковых подшипниках. Корпус спиральный, с осевым подводом жидкости.

Сальник здесь имеется только на стороне подачи. Насосы этого типа рассчитаны на подачу 10–360 м³/ч.

Создаваемые ими напоры лежат в пределах 10–100 м, частота вращения 1450–2900 об/мин, диаметр рабочих колес 132–328 мм, полный КПД находится в пределах 50–84 %.

На рисунке 2.3 представлена типичная для насоса типа К характеристика при $n = 2900$ об/мин.

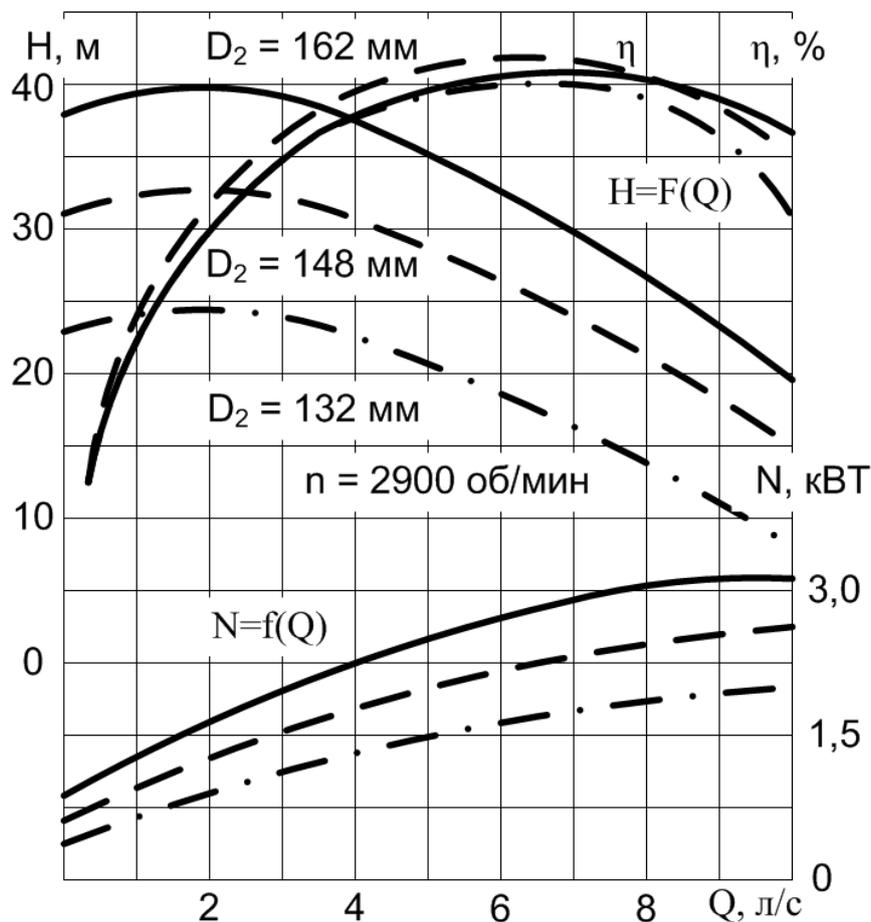


Рисунок 2.3 – Характеристика консольного насоса с диаметром всасывающего патрубка 50 мм

Для внесения большего разнообразия в рабочие параметры насосов заводы широко практикуют обрезку рабочих колес; это дает изменение параметров при сохранении конструкции и габаритов насоса.

Приведенные на рисунке 2.3 характеристики относятся к колесам трех различных диаметров, отмеченных на графике.

Насосы типа Д характеризуются двусторонним подводом жидкости к рабочему колесу, спиральной безлопаточной формой направляющих аппаратов и присоединением всасывающего и напорного патрубков к нижней половине корпуса при горизонтальной плоскости его разъема.

Продольный разрез насоса типа Д представлен на рисунке 2.4.

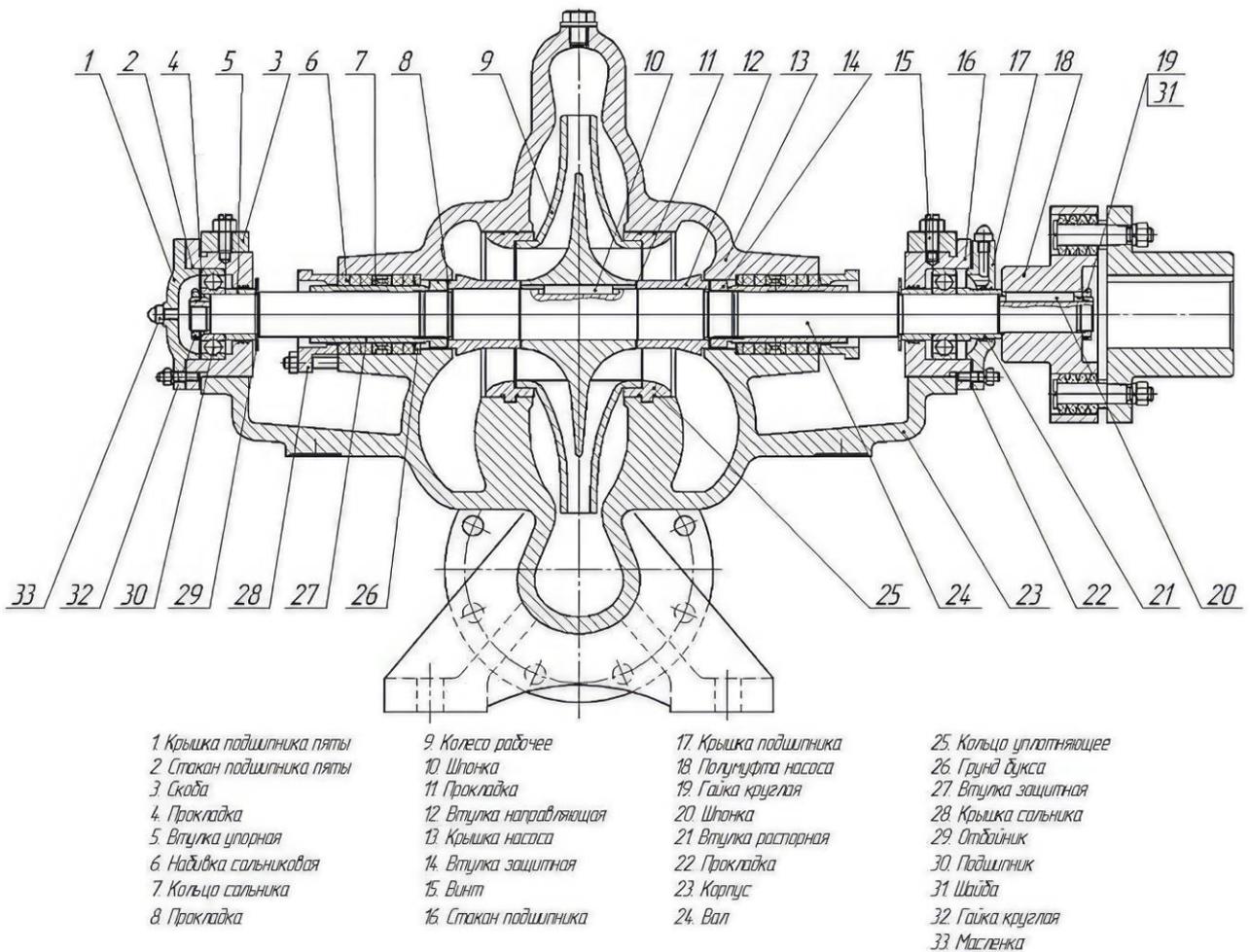


Рисунок 2.4 – Продольный разрез насоса типа Д

Центробежные насосы с рабочим колесом двустороннего входа (типа Д) являются горизонтальными одноступенчатыми с выносными подшипниками качения и разъемом корпуса, плоскость которого проходит через ось вала.

Направление вращения насосов, если смотреть со стороны привода, – против часовой стрелки, причем входной патрубков находится с левой стороны.

По особому заказу насос Д 12500-24 может быть поставлен с обратным вращением.

Применяются насосы двустороннего входа на насосных станциях городского, промышленного и сельского водоснабжения, а также в других отраслях промышленности.

Могут использоваться в качестве циркуляционных насосов на тепловых электростанциях.

Насосы типа Д не предназначены для перекачивания взрыво- и пожароопасных жидкостей, а также любых жидкостей во взрыво- и пожароопасных помещениях.

Внешний вид насоса типа Д представлен на рисунке 2.5.

Наибольшее допускаемое избыточное давление перекачиваемой жидкости на входе в насосы типа Д с подачей менее 2000 м³/ч – 0,3 МПа (3 кгс/см²), с подачей 2000 м³/ч и более – 0,2 МПа (2 кгс/см²).

Диапазон подач насосов двустороннего входа – от 70 до 14000 м³/ч (20 ÷ 3900 л/с). Диапазон напоров – от 10 до 130 м.

Насосы типа Д выпускаются с параметрами и требованиями безопасности по ГОСТ 10272-87.



Рисунок 2.5 – Внешний вид насоса типа Д

2.2. Многоступенчатые насосы

Многоступенчатые насосы – это разновидность центробежных агрегатов, в основе работы которых лежит несколько рабочих ступеней. В зависимости от размеров рабочих ступеней определяется мощность оборудования.

Также стоит отметить хорошую продолжительность службы таких аппаратов, так как основную нагрузку берет на себя только первая ступень.

На всасывающем патрубке жидкость встречается с первой ступенью, попадая в область разрежения, она затягивается в несущий поток и, обретая первичное давление, переходит ко второй ступени.

Многоступенчатые насосы представлены тремя основными группами:

- секционные насосы типа С (секционные насосы с колесами одностороннего входа);
- насосы с колесами одностороннего входа и горизонтальным разъемом корпуса;
- насосы с первым колесом двустороннего входа и остальными колесами одностороннего входа, и горизонтальным разъемом корпуса.

Многоступенчатые насосы этих типов перекрывают подачу от 5 до 1000 м³/ч при напорах от 35 до 100 м.

Специальные конструкции могут быть выполнены с основными параметрами, выходящими за указанные пределы.

В качестве примера на рисунках 2.6 и 2.7 приведен разрез четырехступенчатого насоса и приведены характеристики напора и мощности такого насоса.

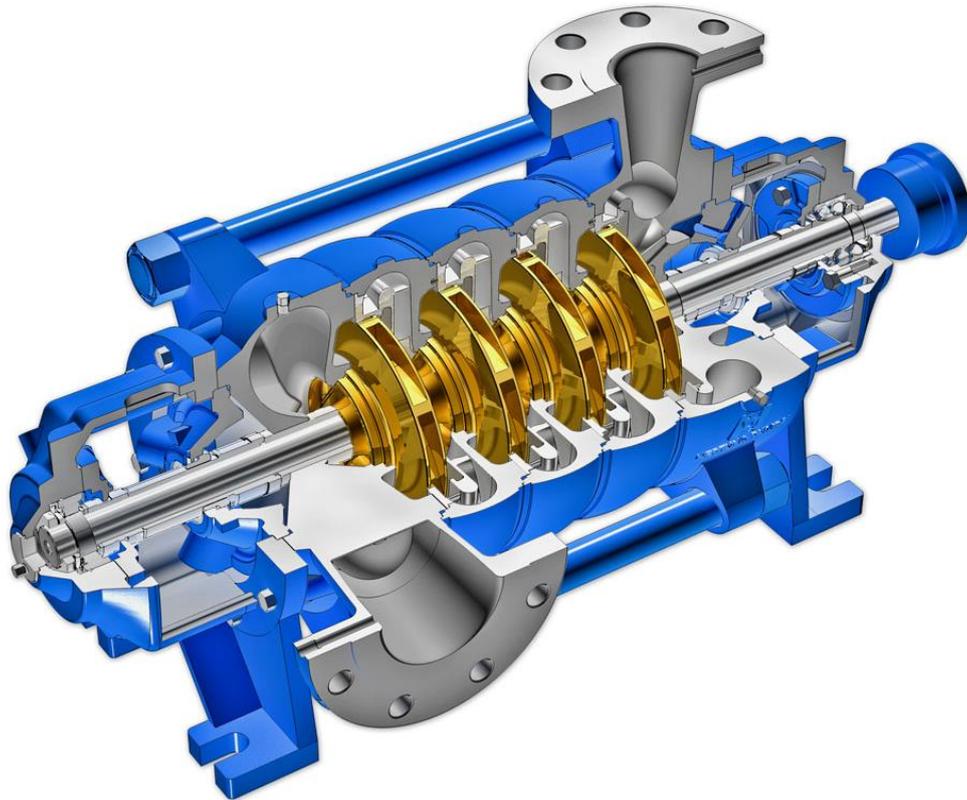


Рисунок 2.6 – Разрез четырехступенчатого насоса

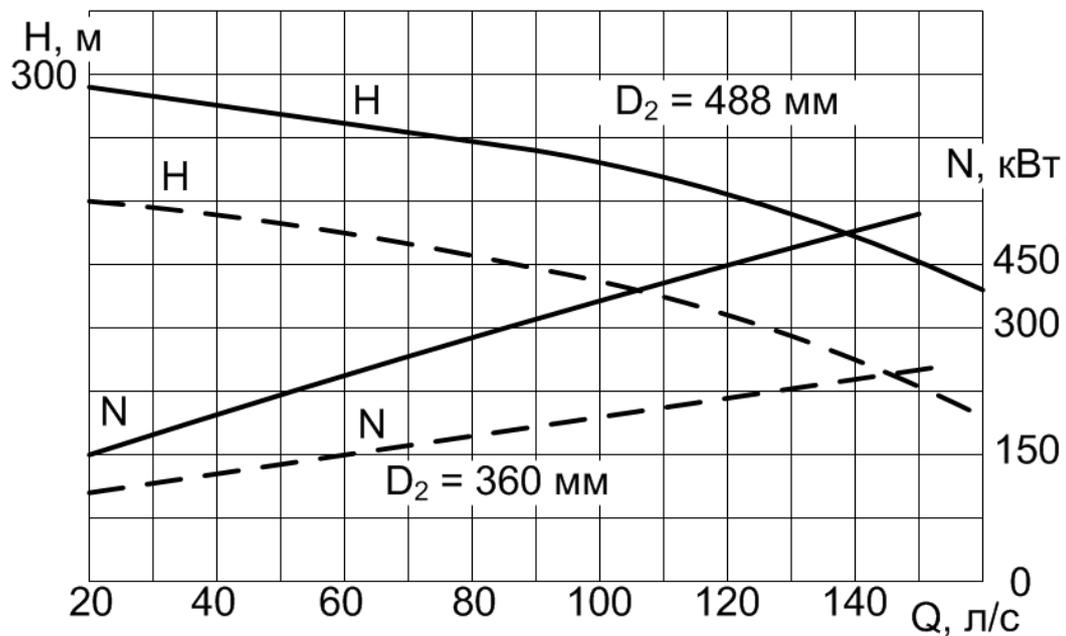


Рисунок 2.7 – Характеристики четырехступенчатого насоса марки ЭН-200х4

Так как жидкость, которая попадает на вторую ступень, уже имеет напор, вторая и следующая ступень его только добавляет.

Благодаря тому, что вода проходит несколько ступеней на выходе и получаются улучшенные показатели такого устройства. Бывают как поверхностные аппараты, так и погружные.

Многоступенчатые насосы обладают рядом преимуществ по сравнению с другими типами насосов:

- Высокая эффективность: многоступенчатые насосы имеют более высокий КПД по сравнению с одноступенчатыми насосами. Это достигается за счет того, что на каждой ступени давление жидкости повышается, что позволяет ей проходить через насос с меньшими потерями энергии.
- Большой напор: многоступенчатые насосы способны создавать большее давление благодаря наличию нескольких ступеней. Это делает их идеальными для использования в системах водоснабжения, отопления и других областях, где требуется высокий подъем жидкости.
- Низкий уровень шума: многоступенчатые насосы работают тише, чем одноступенчатые, благодаря своей конструкции. Каждая ступень отделена от другой, что снижает уровень шума, создаваемого насосом.
- Возможность перекачки вязких жидкостей: многоступенчатые насосы могут перекачивать жидкости с высокой вязкостью благодаря своей конструкции. Это делает их идеальным выбором для перекачки масел, смазок и других вязких жидкостей.
- Компактность: многоступенчатые насосы обычно меньше по размеру, чем одноступенчатые насосы с такой же производительностью. Это делает их более подходящими для использования в ограниченных пространствах.

2.3. Насосы для химически активных жидкостей

Насосы этого класса предназначены главным образом для химической промышленности. В системах водного хозяйства такие насосы применяют для перекачивания растворов различных реагентов, в первую очередь, раствора коагулянта. Применяют их и для перекачивания агрессивных по отношению к черным металлам сточных вод промышленных производств.

Особенности конструкции насосов этого класса:

- полная герметичность;
- сохранность жидкостей в первоначальном виде, без загрязнения и изменения структуры;
- безопасность для людей и окружающей среды;
- высокая производительность и точность в работе.

Типы и основные параметры центробежных насосов для химических производств указаны в ГОСТ 10168-75. Основные технические требования к таким насосам приведены в ГОСТ 15110-79Е. Согласно этим ГОСТам, насосы для химических производств изготавливаются следующих типов:

- Х, АХ, ТХ – горизонтальные, консольные на отдельной стойке; ХБ – горизонтальные, межопорные, одноступенчатые и многоступенчатые, с рабочими колесами одностороннего входа;

- ХД – горизонтальные, межопорные, с колесами двустороннего входа;
- ХИ, АХИ, ТХИ – погружные, вертикальные, с опорами вне перекачиваемой жидкости;
- ХП, АХП – погружные, с опорами в перекачиваемой жидкости.

Насосы указанных типов должны изготавливаться следующих конструктивных исполнений: М – моноблочные; Р – с повышенным (избыточным) давлением на входе; О – обогреваемые или охлаждаемые; С – самовсасывающие.

Для особо химически активных жидкостей изготавливают центробежные одноступенчатые насосы из керамических материалов и эпоксидных смол. Типы и основные параметры таких насосов регламентированы ГОСТ 22570-77.

Согласно этому ГОСТу насосы должны изготавливаться с подачей от 3 до 460 м³/ч и напором от 6 до 95 м. Наибольшее распространение имеют насосы типа Х, АХ и ГХ. Эти насосы изготавливают на унифицированных опорных стойках и подшипниках.

На рисунке 2.8 показан разрез химического насоса. Материал проточной части насоса – высококремнистый сплав. Из такого же материала выполнена и защитная втулка вала.

Ранее в обозначения насосов для химических производств входили диаметр входного патрубка и число быстротходности. В ГОСТ 10168-75 приведена таблица замены устаревших обозначений насосов.

Например, насос Х 20/31 ранее обозначался 2Х-6, а насос АХ 90/19 – 5АХ-9.

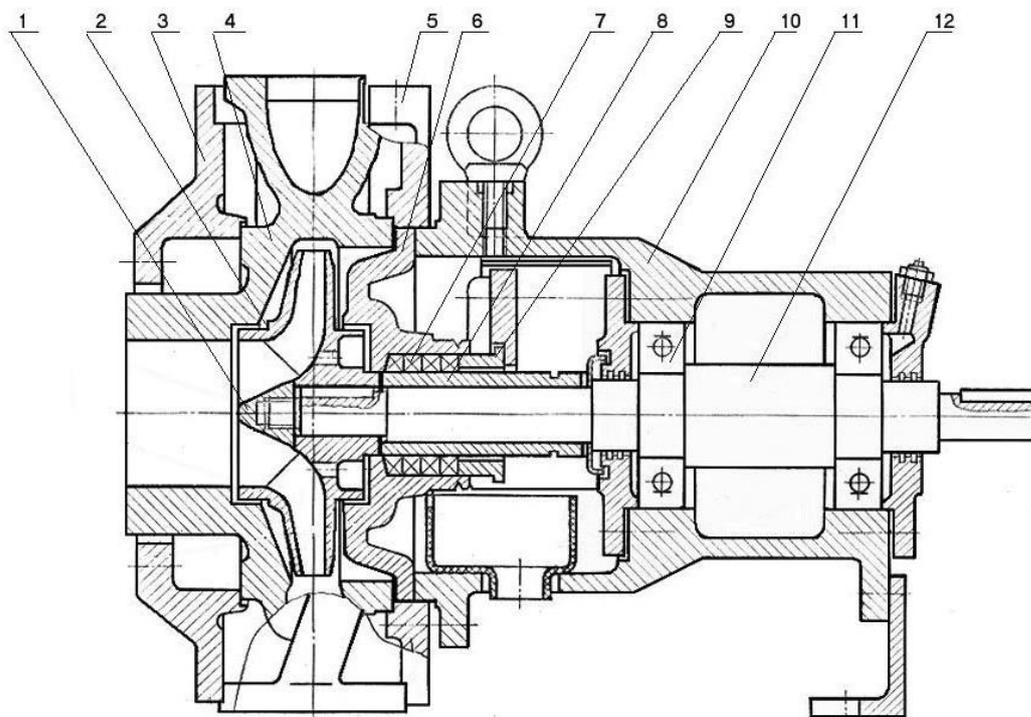


Рисунок 2.8 – Продольный разрез насоса типа Х:

- 1 – гайка рабочего колеса; 2 – рабочее колесо; 3, 5 – прижимной фланец;
 4 – корпус; 6 – крышка; 7 – набивка сальника; 8 – втулка защитная;
 9 – крышка сальника; 10 – кронштейн; 11 – подшипник; 12 – вал

По области применения химические насосы подразделяются в зависимости от типа и свойств транспортируемых жидкостей:

- ядовитые, токсичные агрессивные жидкости (растворители, щелочные составы, нефтепродукты);
- вещества, содержащие газы;
- коррозионные и вязкие смеси;
- суспензии, имеющие в своем составе твердые частички;
- волокнистые вещества;
- едкие и абразивные жидкости;
- сжиженный газ;
- взрывоопасные и легковоспламеняемые составы;
- радиоактивные смеси.

Колесо вместе с лопастями прокручивается внутри корпуса, имеющего форму цилиндра. Благодаря такой конструкции обеспечивается минимальное расстояние между лопатками и стенками. Жидкость, проходящая через входное отверстие, формирует своеобразный вихрь во время вращения рабочего колеса. Именно поэтому химический насос получил название «вихревой». Благодаря высокому КПД затраты на энергию минимальны, вещества выталкиваются мощным потоком под большим давлением.

Сливной канал химического насоса соединяет патрубок с входным отверстием, единственное, что их разделяет – перегородка. Расстояние между рабочим колесом и перегородкой составляет порядка 0,2 мм.

2.4. Насосы для подачи смесей жидкостей и твердых частиц

Насосы для подачи смесей жидкостей и твердых частиц имеют специфические условия работы. Поток жидкости, содержащей твердые частицы, проходя с большой скоростью через проточную часть, истирает внутренние поверхности насоса.

Поэтому к конструкциям и материалам таких насосов предъявляются особые требования.

В теплоэнергетике такие насосы употребляются для перекачки золосмесей и шлакосмесей в системах гидрозолоудаления, а также при производстве работ по очистке гидротехнических сооружений станций (каналов, колодцев).

Простейшим типом таких насосов является песковый насос марки ПН. Это одноступенчатый консольный насос, предназначенный для перекачивания смеси воды с рудой, гравием и песком с крупностью кусков от 2 до 15 мм в зависимости от размеров насоса. Конструкция этого насоса показана на рисунке 2.9.

Рабочее колесо, спиральный корпус и диск отлиты из чугуна, хорошо противостоящего истиранию. Остальные детали выполняются из обычного конструкционного чугуна. Максимальная высота подъема при содержании в

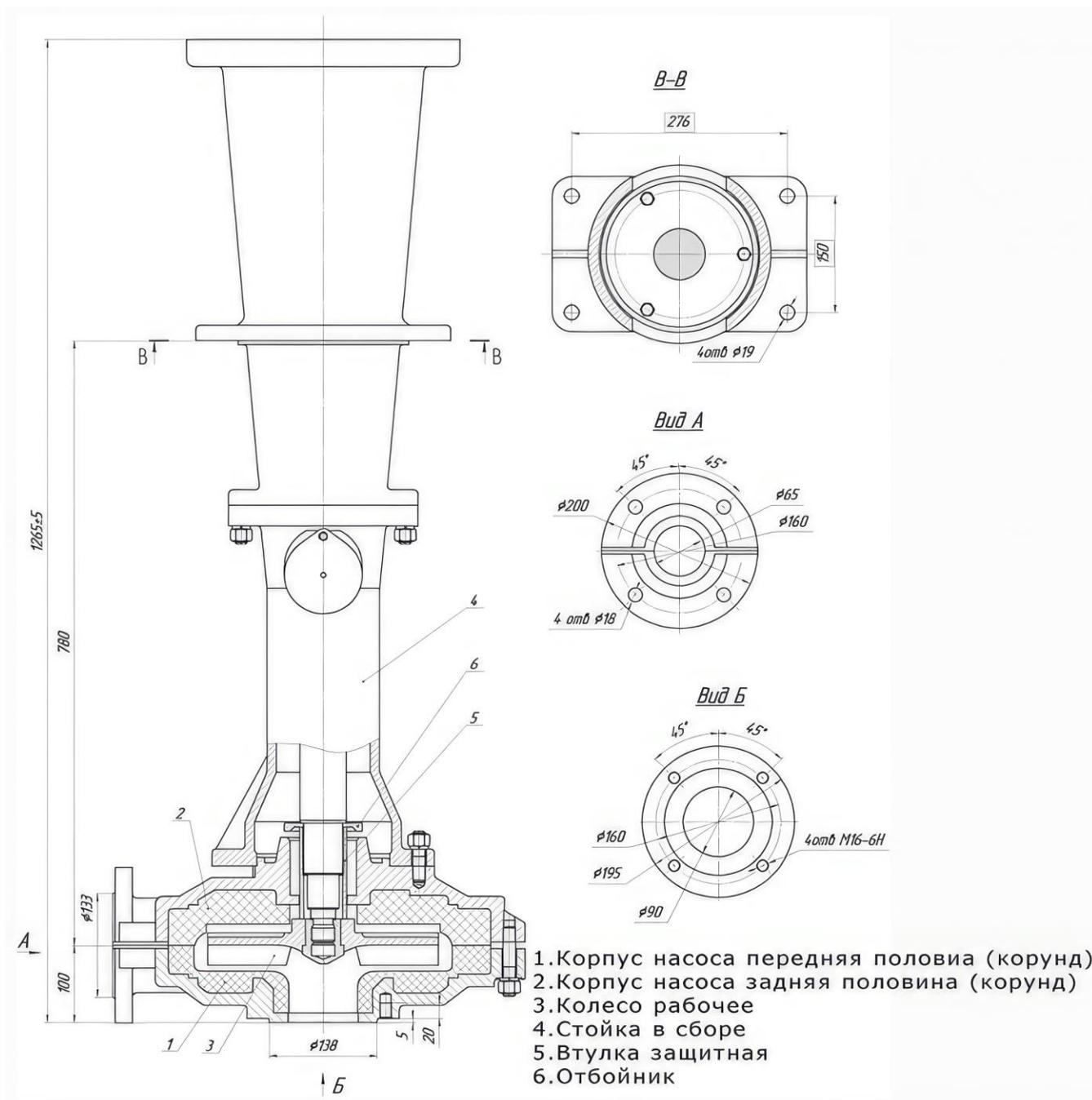


Рисунок 2.9 – Продольный разрез пескового насоса типа ПН

ней до 65 % твердых частиц крупностью 2 мм составляет до 30 м при частоте вращения до 1470 об/мин. Подача при содержании твердых частиц до 70 % доходит до 138 м³/ч.

Детали проточной части должны выполняться из износостойких металлов с покрытиями:

- резиной (при этом наносится маркировка «Р»);
- абразивноустойчивым материалом – корундом на органической связке (при этом наносится маркировка «К»).

Песковой насос предназначен для перекачивания продуктов обогащения руд, глиноземного производства, песчаных и других абразивных гидросмесей

плотностью до 1300 кг/м^3 , с $\text{pH} = 6-8$, с температурой $5-60 \text{ }^\circ\text{C}$ и с концентрацией твердых включений до 25 %.

В промышленную эксплуатацию выпускают песковые насосы НПБ для перекачивания гидросмесей плотностью 1900 кг/м^3 , с $\text{pH} = 6-12$ и с концентрацией твердых включений до 30 %.

Песковые насосы большей подачи с диаметром напорного патрубка до 200 мм могут подавать смеси с крупностью частиц до 25 мм и развивать подачу до $500 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Эти насосы характеризуются боковым подводом смеси к рабочему колесу. Их заводская марка НП.

Сами насосы изготавливаются с горизонтальным и вертикальным (В) расположением вала, они могут быть непогружные и погружные (П). Все песковые насосы могут иметь специальное исполнение (О). Поскольку насосы работают в очень тяжелых условиях, перекачивая гидросмеси с крупными частицами, их проточную часть, т. е. детали, непосредственно соприкасающиеся с перекачиваемой средой, покрывают армированной эластичной резиной.

Это конструктивное решение позволяет значительно увеличить срок службы насоса и, кроме того, изношенную облицовку корпуса легко заменить запасной, так же как и покрытое резиной рабочее колесо. Песковые насосы в гуммированном исполнении изготавливают для перекачивания гидросмесей с содержанием твердых частиц размером не более 6 мм при напоре, не превышающем 35 мм.

2.5. Шламовые (грязевые) насосы

Конструктивно сходны с песковыми, но применяются для перекачки смесей с включением более мелких фракций твердых веществ. Так, например, шламовый насос марки ШН-1 перемещает смеси с крупностью частиц всего лишь до 4 мм.

Шламовые насосы относятся к классу центробежных. Их конструкция дает возможность перемещать жидкостные смеси с большим количеством шлама, песка и прочих твердых примесей. Часто шламовые насосы путают с фекальными. Однако последние не работают со столь жесткими жидкостями. Примеси плотностью до 2500 кг/м^3 , с которыми сталкиваются шламовые насосы, требуют более надежных стенок и деталей аппарата. Поэтому помимо укрепленного корпуса и рабочего колеса в шламовые насосы устанавливается также броневая диск, защищающий остальные детали конструкции.

Шламовые насосы: виды и цели использования

Данные изделия различаются, как правило, по конструкции:

- горизонтальные (встречаются под маркировкой ГШН);
- вертикальные (ВШН);
- суспензионные (тип «С»);
- горизонтальные и вертикальные (одновременно).

По целям использования можно также выделить шламовые насосы для:

- гидросмесей абразивных – глинистых и гравийных;
- сточных вод – бытовых и промышленных;
- бурения скважин (в качестве промывочного раствора).

Важно помнить, что шламовые насосы работают с жидкостями, которые должны соответствовать следующим параметрам:

- плотность – от 1300 кг/м³ до 2500 кг/м³;
- температурный диапазон – от +5 °С до +(50-60) °С;
- содержание твердых примесей – не более 25 %;

Максимально допустимый размер твердых примесей – не более 20 миллиметров.

Шламовые насосы типа «С»

Аппараты этого класса используются, как правило, для перекачивания следующих видов веществ:

- магниево-суспензии, продуктов производства глиноземов, обогащения руд и остатков пород;
- абразивных смесей;
- сточных вод;
- промывочных растворов, используемых в бурении.

Требования к смесям для этого типа агрегатов несколько отличаются от общих. Так, например, плотность магнетитовых суспензий должна быть не более 2200 кг/м³, а максимальный размер твердых примесей – не более 1 мм. Сами же насосы допускают изготовление проточных частей из чугуна.

2.6. Шламовые насосы навесного типа (НШН)

Используются для перекачивания биологических жидкостей и смесей, а также навоза. Они могут быть изготовлены как в стационарном, так и в мобильном виде. НШН позволяют передавать биосмеси в хранилища или транспортировочные автомобили.

Требования к биологическим жидкостям для НШН:

- плотность – не более 1200 кг/м³;
- температурный режим – от +5 °С до +50 °С;
- количество твердых примесей – не более 14 %, а их размер – не более 2 мм.

2.7. Земляные насосы (землесосы)

Земляные насосы служат для перекачки больших количеств фунтосмеси (пульпы) при весьма разнородном ее составе. Конструктивно они выполняются в виде консольных центробежных насосов с колесами, спиральными камерами и внутренними дисками из твердых белых чугунов.

На рисунке 2.10 представлена конструкция центробежного землесоса 12П7.

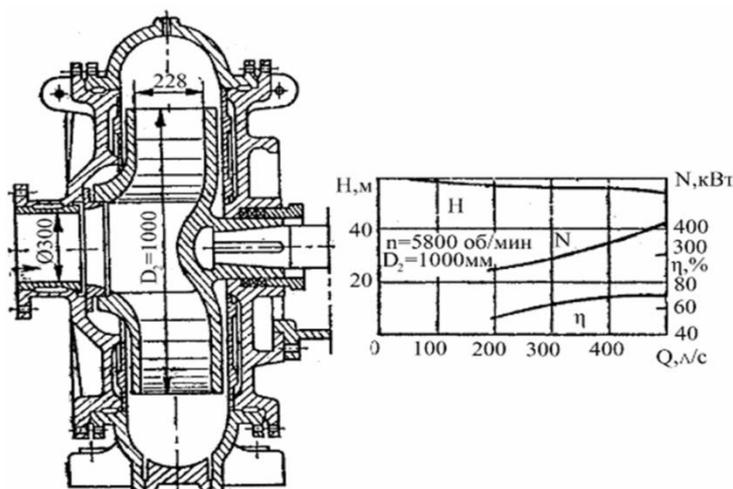


Рисунок 2.10 – Продольный разрез и характеристики землесоса 12П7

2.8. Насосы для теплоэнергетики

Насосное оборудование для теплоэнергетики состоит из групп:

- питательные насосы высокого давления подачи воды в паровой котел;
- бустерные (предвключенные) – для создания подпора во всасывающем патрубке питательных насосов;
- конденсатные – для отсасывания конденсата и конденсаторов турбин и подачи их в систему регенеративного цикла;
- сетевые – для подачи горячей воды в сеть теплоснабжения;
- прочие – дренажные, подпиточные тепловой сети, масляные системы смазки и регулирования турбоагрегатов.

2.9. Питательные насосы с электроприводом

Питательные насосы имеют обозначение ПЭ-Q-р, где:

П – питательный,

Э – электроприводной,

Q – подача насоса, м³/ч,

р – давление насоса, МПа.

Рабочие параметры электронасосов лежат в пределах: подача Q = 65–900 м³/ч; давление насоса, определяемое давлением пара, р = 3,9–29,4 МПа; мощность N = 108–6360 кВт; коэффициент полезного действия η = 65–82 %; температура воды до 438 К (265 °С); частота двигателя до 3000 об/мин.

Мощность электродвигателей по конструктивным соображениям не превышает 8000 кВт, поэтому на ТЭС находят применение питательные насосы с турбоприводом, получающим пар из промежуточных ступеней турбины энергоблока. Такие насосы имеют обозначение ПТН-Q-р-р_Т: П – питательный, Т – турбоприводной, Н – насос, Q – подача насоса в номинальном режиме, м³/ч; р – давление насоса, МПа, р_Т – давление пара на входе в приводную турбину,

МПа. Рабочие параметры паротурбонасосов лежат в пределах: подача $Q = 30+1150 \text{ м}^3/\text{ч}$; давление насоса $p = 5,3+33,2 \text{ МПа}$; давление пара $p_T = 1,45+12,7 \text{ МПа}$; скорость вращения $n = 5000+10000 \text{ об/мин}$; мощность $N = 115+12500 \text{ кВт}$.

Частота вращения вала насоса с турбоприводом, как правило, выше синхронной частоты вращения электродвигателя, поэтому во избежание кавитации часть напора, развиваемого питательным насосом, целесообразно передать предвключенному насосу, работающему на пониженной частоте вращения и устойчивому против кавитации. Питательная установка в этом случае состоит из двух насосов, соединенных последовательно.

Привод основного питательного и предвключенного (бустерного) насоса осуществляется в современных блоках большой мощности от одной паровой турбины: вал основного насоса соединяется с валом турбины непосредственной зубчатой муфтой, а вал предвключенного – через редуктор.

Питательные насосы подают воду с высокой температурой и давлением, поэтому их конструкция должна соответствовать следующим требованиям: прочность, герметичность, компенсированность тепловых деформаций, динамическая устойчивость (отсутствие автоколебаний, длительный ресурс работы).

На рисунке 2.11 представлен продольный разрез питательного насоса ПЭ-720-18,9.

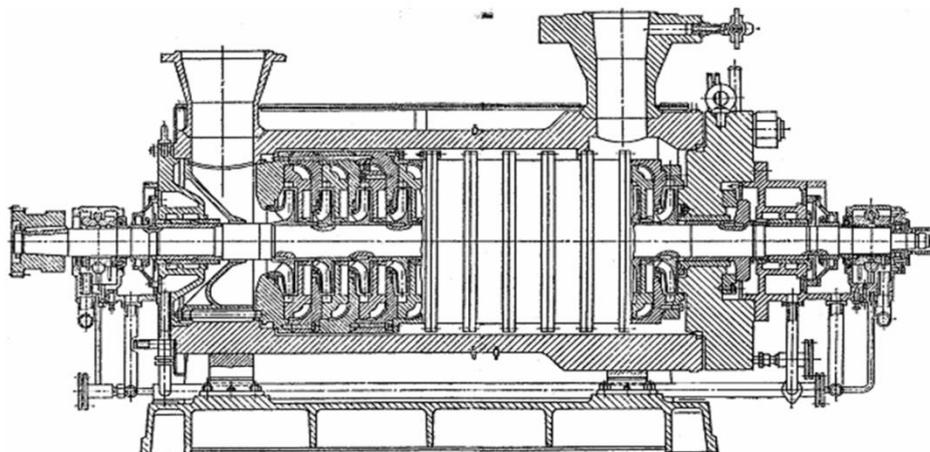


Рисунок 2.11 – Питательный двухкорпусный насос

При давлении пара более 13,7 МПа многоступенчатые секционные насосы снабжаются массивным наружным кованым корпусом, что повышает надежность. Рабочие колеса выполняются из хромистой стали. Опоры ротора – подшипники скольжения с принудительной смазкой.

Концевые уплотнения сальникового типа с подводом охлаждающей воды в корпус уплотнения.

На рисунке 2.12 приведен разрез предвключенного бустерного насоса ПД-1600-1,84 двухстороннего всасывания с параметрами: номинальная подача 1630 $\text{м}^3/\text{ч}$, создаваемый напор 180 м, температура воды до 438 К, частота

вращения 1890 об/мин, КПД 80 %.

На рисунке 2.13 показан основной питательный насос ПТН-1150-34,7-1,53 двухкорпусный, шестиступенчатый, высокоскоростной.

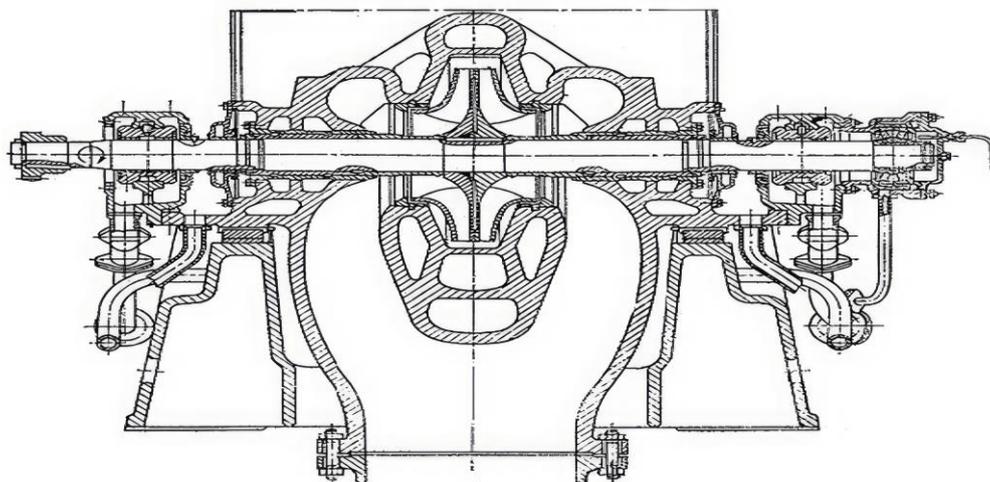


Рисунок 2.12 – Предвключенный насос ПД-1600-180

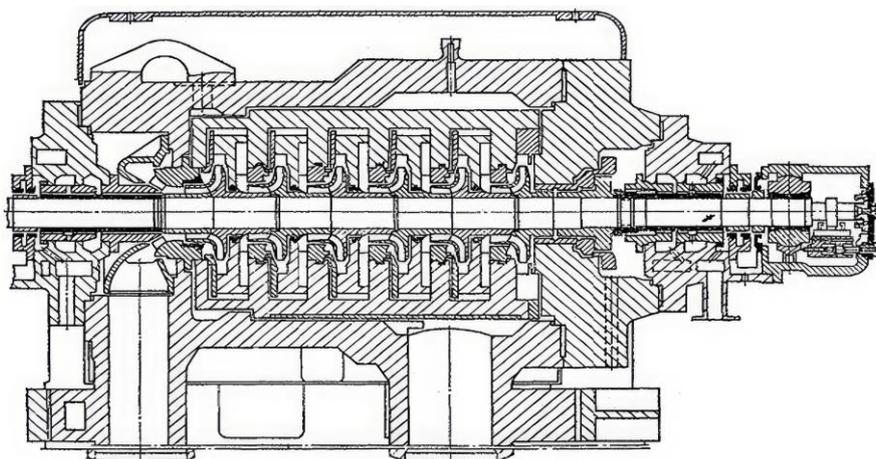


Рисунок 2.13 – Питательный турбонасос ПТН-1150-340-15

2.10. Конденсатные насосы

Подают конденсат отработанного пара из конденсаторов турбин греющего пара из теплообменников ТЭС в трубопроводную систему регенеративного типа. Обозначение конденсатных горизонтальных насосов Кс-Q-N, вертикальных КсВ-Q-N: Q – подача в м³/ч, Н – напор в м. Основные рабочие параметры горизонтальных насосов: Q = 12–1 25 м³/ч; Н = 5 –140 м; N = 3,6–77 кВт, n = 3000 и 1500 об/мин; η = 45–66 %. То же для вертикальных насосов: Q = 200–2000 м³/ч; Н = 40–180 м; N = 100–1226 кВт, n = 1000–3000 об/мин; η = 71–82 %. Рабочая температура 297-310 К. Давление на всасе 0,003–0,006. Конденсатные насосы работают в режимах нагрузки, близких к

кавитационным. Для предупреждения кавитации первое рабочее колесо выполняют с увеличенным диаметром входного сечения, устанавливают предвключенное шнековое колесо, ограничивают частоту вращения. Рабочие колеса и детали, работающие с риском питтинга, изготавливают из кавитационностойких материалов.

На рисунке 2.14 приведен разрез вертикального конденсатного насоса.

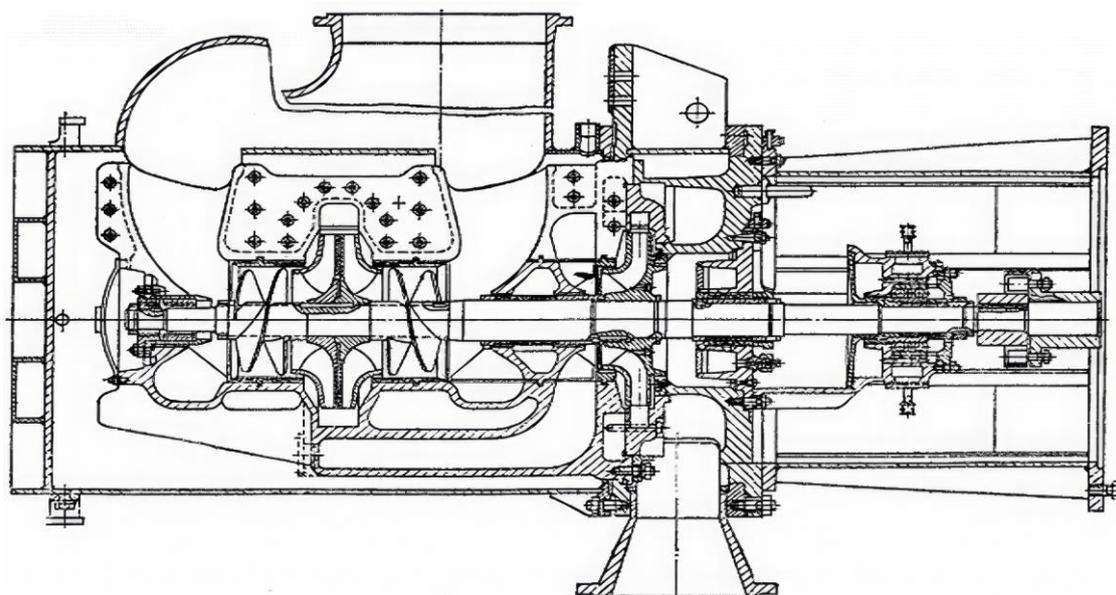


Рисунок 2.14 – Конденсатный насос КсВ-1000-95

2.11. Циркуляционные насосы

Циркуляционные насосы снабжают охлаждающей водой конденсаторы ТЭС. Они обеспечивают большую подачу и относительно низкий напор. Применяют вертикальные осевые и центробежные насосы, и горизонтальные с колесом типа Д. Параметры осевых насосов ОВ и ОПВ (осевой вертикальный и осевой вертикальный повторно-лопастной): диаметр рабочего колеса $d = 470\text{--}2600$ мм; подача $Q = 1700\text{--}16300$ м³/мин; напор $H = 4\text{--}28$ м; мощность $27\text{--}10000$ кВт; частота вращения $250\text{--}960$ об/мин; КПД $\eta = 80\text{--}88$ %; масса $M = 1800\text{--}75000$ кг.

Параметры центробежных насосов типа В (вертикальный): $Q = 5500\text{--}54000$ м³/мин; напор $H = 26\text{--}90$ м; мощность $1300\text{--}9500$ кВт; $n = 250\text{--}750$ об/мин; $\eta = 89$ %; $M = 8,5\text{--}1000$ т. Продольный разрез вертикального центробежного насоса приведен на рисунке 2.15:

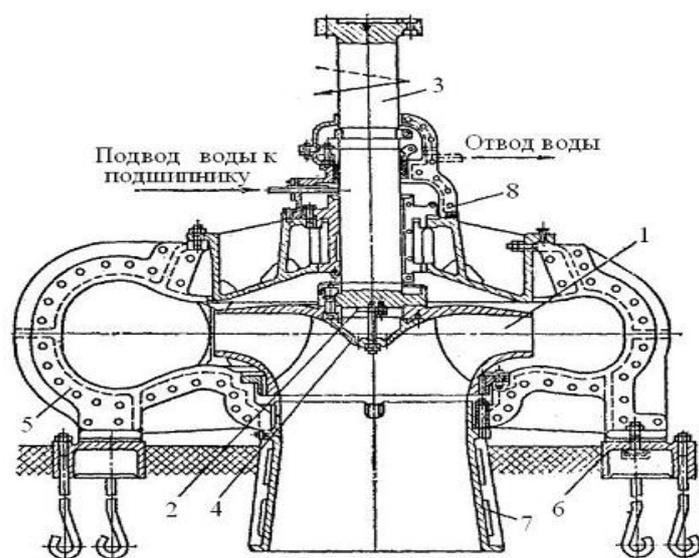


Рисунок 2.15 – Вертикальный центробежный насос типа В

Здесь 1 – рабочее колесо, основной диск которого крепится в фланцу 2 вала 3; втулка рабочего колеса имеет обтекатель, корпус 5 насоса жестко крепится к закладному кольцу 6. Снизу к фланцу корпуса присоединен всасывающий конфузор 7. Сверху корпус прикрывается крышкой с тумбой 8 подшипника и сальникового уплотнения. Насосы типа Д применяют в системах циркуляционного охлаждения; рабочие параметры: $Q = 160\text{--}12600 \text{ м}^3/\text{мин}$; напор $H = 50\text{--}180 \text{ м}$; $n = 250\text{--}960 \text{ об/мин}$.

2.12. Сетевые насосы

Служат для подачи горячей воды в теплофикационные сети коммунальных промышленных систем теплоснабжения. Обозначения: СЭ-Q-H, где С – сетевой, Э – электроприводной, Q – подача $\text{м}^3/\text{мин}$, H – напор, м. Рабочие параметры: $Q = 160\text{--}5000 \text{ м}^3/\text{мин}$; напор $H = 50\text{--}180 \text{ м}$; $n = 15000\text{--}3000 \text{ об/мин}$; $N = 30\text{--}2370 \text{ кВт}$; $\eta = 87 \%$; температура воды не выше 453 К. Продольный разрез сетевого насоса приведен на рисунке 2.16.

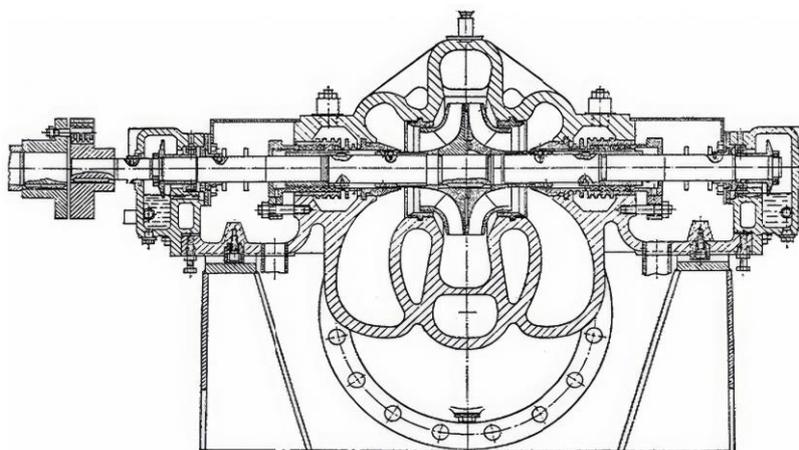


Рисунок 2.16 – Сетевой насос СЭ-500-70

2.13. Высота всасывания насосов и явление кавитации

Процесс кавитации

Остановимся схематично на физических явлениях, имеющих место в потоке при кавитации, – вскипании жидкости при падении давления в потоке P_{min} до давления насыщения $P_{п}$.

При вскипании жидкости в местах с минимумом давления образуются полости, заполненные паром и частично выделившимися из раствора газами. Возникшие пузырьки пара увлекаются потоком и попадают в область с более высоким давлением, где они вновь конденсируются. Так как кипение связано с затратой тепла на парообразование, которое должно быть получено из окружающей среды путем теплообмена, то процесс вскипания происходит с некоторым запаздыванием, т. е. минимальное давление в потоке достигает значения несколько меньшего давления парообразования $P_{п}$, и вскипание жидкости происходит из перегретого состояния.

Конденсация пузырьков пара в области повышенного давления происходит также с некоторым запаздыванием в условиях относительного переохлаждения его. В связи с отмеченными процессами вскипания и конденсации совершаются с большой скоростью.

Частицы жидкости, заполняющие полость конденсирующегося пузырька, движутся к центру со значительными скоростями. В момент завершения конденсации частицы жидкости внезапно останавливаются, и происходит местный гидравлический удар.

При этом кинетическая энергия частиц переходит в энергию упругой деформации.

Так как деформация жидкости весьма незначительна (модуль упругости для воды $E \approx 1 \cdot 10^4 \text{ кг/см}^2$), то повышение давления при этом велико. Каждый метр потерянной скорости создает повышение давления примерно на 10 кг/см^2 , а общее повышение давления достигает нескольких тысяч атмосфер.

Вслед за повышением давления возникает обратная волна давления, сопровождающаяся резким падением его и, возможно, повторным вскипанием, а затем снова конденсацией.

Описанный выше процесс вскипания и последующей конденсации в потоке жидкости, сопровождающийся гидравлическими ударами, и носит название кавитации. В насосах кавитация была обнаружена десятки лет назад как фактор, ограничивающий область их работы. Кавитация вызывает разрушение лопастных колес и других деталей, уменьшает КПД, напор и подачу насоса.

При сильном развитии кавитации насос полностью отказывает в работе – срывает. Таким образом, кавитация является фактором, сильнейшим образом влияющим на надежность работы насоса. Длительная работа насоса в области даже незначительных кавитационных явлений совершенно недопустима в силу разрушающего действия кавитации.

Кавитационное разрушение материалов

Гидравлические удары, возникающие в местах завершения кавитации, ведут к эрозионному и коррозионному разрушению металлов. Полностью достоверной картины процесса разрушения, вызываемого кавитацией, до настоящего времени не установлено. Можно представить следующую схему этого процесса. Известно, что коррозионная стойкость различных металлов и других материалов в той или иной среде обуславливается, главным образом, возникновением поверхностной защитной пленки из окислов или иных химических соединений или даже газообразных выделений, являющихся следствием электрохимических процессов коррозии. Если в результате эрозионных процессов защитная пленка непрерывно удаляется, то создаются благоприятные условия для коррозионного разрушения металла. Кавитационные разрушения, по-видимому, представляют собой результат именно такого совместного действия эрозии и коррозии.

Эрозионное действие гидравлических ударов, помимо самостоятельного значения, создает условия для развития коррозионных процессов (рис. 2.17, 2.18, 2.19).



Рисунок 2.17 – Кавитационный след гребного винта



Рисунок 2.18 – Кавитационные повреждения ЦН



Рисунок 2.19 – Повреждения, наносимые эффектом кавитации (часть насоса)

Наличие материалов, стойких против кавитационных разрушений, неизвестно; все материалы быстрее или медленнее разрушаются. Более стойкими являются материалы, которые, наряду с механической прочностью, обладают химической стойкостью, как, например, бронза. Сильно подвержены кавитационному разрушению чугун и углеродистая сталь. Наиболее кавитационно устойчива нержавеющая сталь. Применение кавитационно стойких материалов может обеспечить непродолжительную работу насоса без заметного разрушения в условиях частичной кавитации. Такая возможность представляет значительные преимущества, например, в условиях кратковременной перегрузки насоса или падения уровня в водоеме.

Влияние кавитации на характеристики насоса

Кавитация сопровождается нарушением неразрывности потока в насосе и отражается на нормальных его характеристиках. Начальная стадия кавитации, ограниченная небольшой областью (местная кавитация), не сказывается заметно на подаче и напоре насоса и проявляется характерным потрескиванием в области всасывания, обусловленным гидравлическими ударами. Местная кавитация может сопровождаться разрушением материала колеса или корпуса насоса. Кавитация более развитая приводит к уменьшению подачи, напора и КПД насоса, а затем и к полному срыву его работы. На рисунке 2.20 показано влияние кавитации на характеристики насоса; пунктиром отмечен нормальный ход характеристик без кавитации.

Рассмотрим пример всасывания насосом жидкости из резервуара (рис. 2.20).

Составим уравнение энергии для движения жидкости от уровня в резервуаре до входа в насос (уравнение Бернулли):

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} = z_A + \frac{p_A}{\rho g} + \frac{c_A^2}{2g} + h_{\text{вс}}^{\text{п}}, \quad (2.1)$$

где $h_{\text{BC}}^{\text{П}}$ – потери во всасывающем трубопроводе, м;
 p_0 – давление на поверхности воды в резервуаре, Па;
 p_A – давление на входе в насос перед межлопастными каналами, Па;
 c_A – скорость жидкости на входе в межлопастные каналы, м/с.

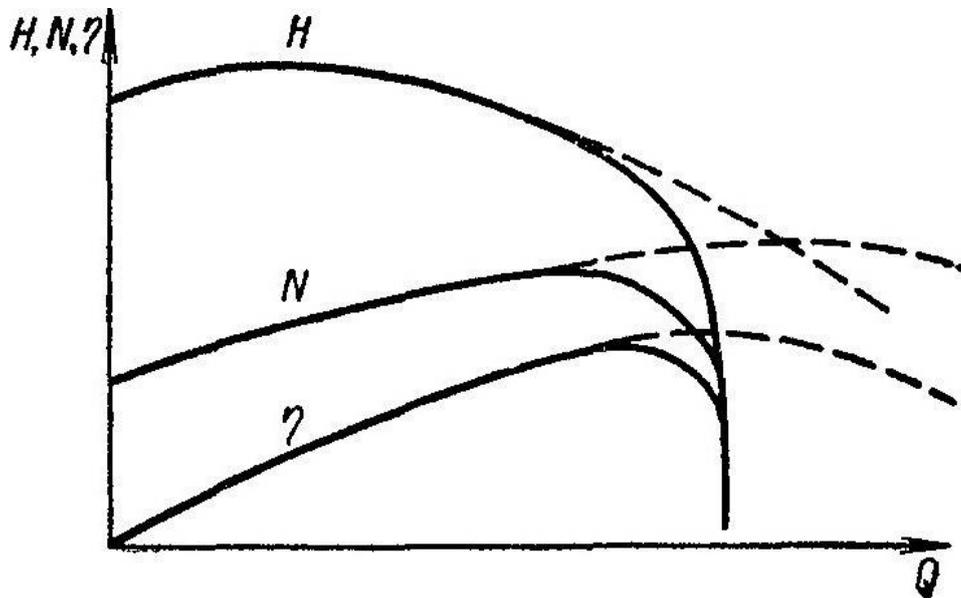


Рисунок 2.20 – Влияние кавитации на характеристики насоса

Используем понятие геометрическая высота всасывания: H_{BC}^{Γ} – разность отметок оси колеса и уровня в резервуаре, из которого жидкость забирается насосом:

$$H_{\text{BC}}^{\Gamma} = z_0 - z_A \quad (2.2)$$

Начальная скорость жидкости в резервуаре $v_0 = 0$, следовательно

$$H_{\text{BC}}^{\Gamma} = \frac{p_A}{\rho g} - \frac{p_0}{\rho g} + \frac{c_A^2}{2g} + h_{\text{BC}}^{\text{П}} \quad (2.3)$$

или

$$\frac{p_A}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} + H_{\text{BC}}^{\Gamma} - \frac{c_A^2}{2g} - h_{\text{BC}}^{\text{П}}. \quad (2.4)$$

В случае расположения поверхности всасываемой жидкости выше оси насоса разность между геометрической высотой всасывания и потерей напора во всасывающем тракте насоса называют полной высотой всасывания:

$$H_{\text{BC}} = H_{\text{BC}}^{\Gamma} - h_{\text{BC}}^{\text{П}}. \quad (2.5)$$

Максимальная геометрическая высота всасывания насосов не может быть более $p_0/\rho g$, что для воды составляет 10 м. Высота всасывания центробежных насосов обычно не превышает 6–7 м. Если по расчету получается $H_{\text{BC}}^{\Gamma} < 0$, то насос необходимо ставить ниже уровня жидкости в приемном резервуаре.

Для характеристики всасывающей способности насоса вводится параметр вакуумметрическая высота всасывания:

$$H_{\text{BC}}^{\text{ВАК}} = \frac{p_0 - p_A}{\rho g} = H_{\text{BC}}^{\Gamma} + \frac{c_A^2}{2g} + h_{\text{BC}}^{\text{П}}. \quad (2.6)$$

Следовательно, вакуумметрическая высота всасывания складывается из геометрической высоты всасывания, потерь напора во всасывающем трубопроводе и скоростного напора при входе в насос.

Эта зависимость справедлива для случая, когда уровень воды в источнике ниже оси насоса, т. е. когда насос работает с положительной высотой всасывания (рис. 2.21).

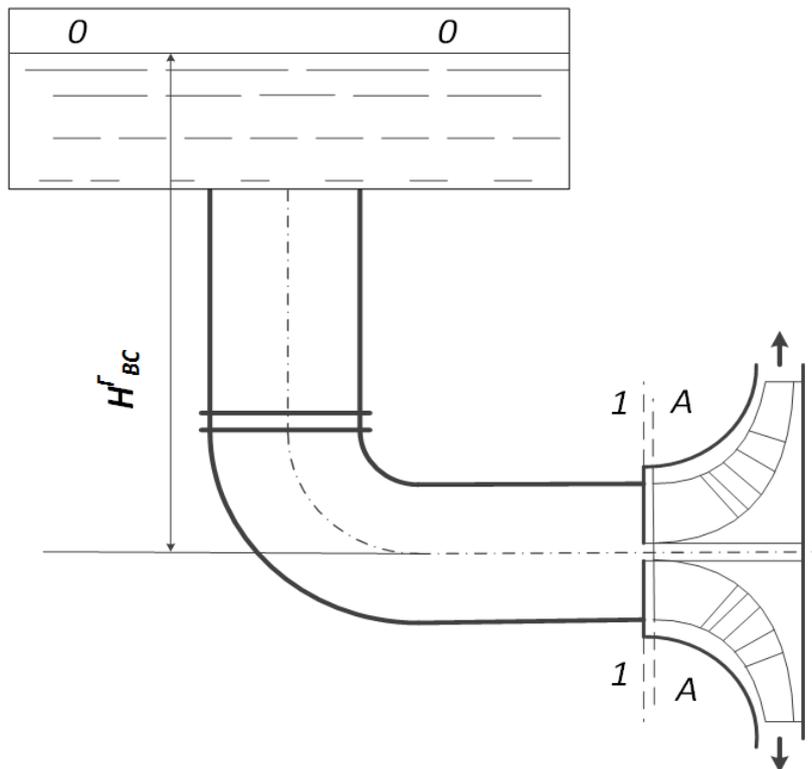


Рисунок 2.21 – Определение высоты всасывания

Когда уровень свободной поверхности расположен выше оси насоса, т. е. насос работает с отрицательной геометрической высотой всасывания, соотношения между геометрической и вакуумметрической высотой всасывания примут вид:

$$H_{\text{ВС}}^{\text{ВАК}} = \frac{c_A^2}{2g} + h_{\text{ВС}}^{\text{П}} - H_{\text{ВС}}^{\text{Г}} \quad (2.7)$$

Вакуумметрическую высоту всасывания определяют на заводах опытным путем, она приводится в каталогах при $p_0/\rho g = 10$ м вод.ст. и температуре перекачиваемой жидкости $t = 20^\circ \text{C}$.

Число кавитации

Условия входа в межлопастные каналы рабочего колеса определяются уравнением энергии относительного движения:

$$\frac{p_A}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_{\text{min}}}{\rho g} + \frac{w_X^2}{2g} + h_{\text{ВС}A-X}^{\text{П}} \quad (2.8)$$

Если пренебречь потерями $h_{\text{ВС}A-X}^{\text{П}}$, то следует

$$\frac{p_{\text{min}}}{\rho g} = \frac{p_A}{\rho g} + \frac{w_A^2}{2g} - \frac{w_X^2}{2g} = \frac{p_A}{\rho g} - \frac{w_A^2}{2g} \left(\frac{w_X^2}{w_A^2} - 1 \right) \quad (2.9)$$

Выражение

$$\frac{w_X^2}{w_A^2} - 1 = \lambda$$

называют числом кавитации. С учетом этого

$$\frac{p_{min}}{\rho g} = \frac{p_A}{\rho g} - \lambda \frac{w_A^2}{2g} \quad (2.10)$$

или

$$\frac{p_A}{\rho g} = \frac{p_{min}}{\rho g} + \lambda \frac{w_A^2}{2g} \quad (2.11)$$

Чем больше относительная скорость $w_{\text{л}}$ на вогнутой стороне рабочей лопасти близ входа в межлопастные каналы, тем меньше давление p_{min} и тем возможнее возникновение кавитации. При работе насосов в подобных режимах все скорости изменяются пропорционально, и поэтому $\lambda = \text{const}$. Согласно данным исследований, для расчетных режимов работы насосов $\lambda = 0,3 \div 0,4$.

Кавитационный запас

Из (2.3) и (2.9) следует:

$$\frac{p_0}{\rho g} + H_{\text{BC}}^{\Gamma} - \frac{c_A^2}{2g} - h_{\text{BC}}^{\Pi} = \frac{p_{min}}{\rho g} + \lambda \frac{w_A^2}{2g} \quad (2.12)$$

или

$$\frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_{min}}{\rho g} + H_{\text{BC}}^{\Gamma} - h_{\text{BC}}^{\Pi} = \frac{c_A^2}{2g} + \lambda \frac{w_A^2}{2g}, \quad (2.13)$$

или

$$\frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_{min}}{\rho g} + H_{\text{BC}} = \frac{c_A^2}{2g} + \lambda \frac{w_A^2}{2g} \quad (2.14)$$

Условие возникновения кавитации в зоне минимального давления $p_{min} = p_{\text{п}}$, где $p_{\text{п}}$ – давление насыщенного пара при температуре всасываемой жидкости.

Полная высота всасывания, при которой в зоне минимального давления возникает кавитация, называется критической высотой всасывания $H_{\text{BCКР}}$.

Уравнение (2.14) для случая возникновения кавитации можно записать так:

$$\frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_{\text{п}}}{\rho g} + H_{\text{BCКР}} = \frac{c_A^2}{2g} + \lambda \frac{w_A^2}{2g}. \quad (2.15)$$

Если пренебречь незначительным изменением температуры на пути от уровня воды в резервуаре до входа в межлопастные каналы рабочего колеса насоса, то величину

$$\frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_{\text{п}}}{\rho g} = H_{\text{КАВ}} \quad (2.16)$$

следует рассматривать как кавитационный запас энергии на верхнем уровне в резервуаре. Поэтому последнее уравнение представляется так:

$$H_{\text{КАВ}} + H_{\text{BCКР}} = \frac{c_A^2}{2g} + \lambda \frac{w_A^2}{2g}. \quad (2.17)$$

В стандарте ГОСТ 6134-2007 используется термин “надкавитационный напор на входе NPSH (кавитационный запас)”.

NPSH – это базовая плоскость:

– для многоступенчатых насосов – горизонтальная плоскость, проходящая через центр окружности, которую описывают наиболее удаленные точки входных кромок лопаток рабочего колеса первой ступени.

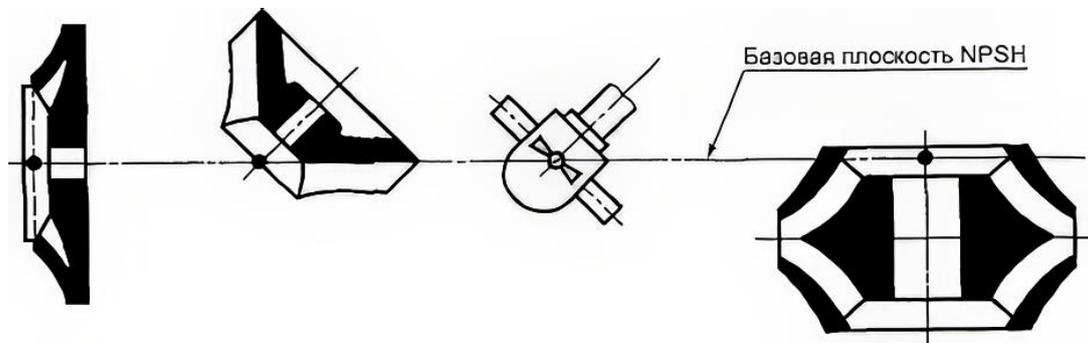


Рисунок 2.22 – Базовая плоскость NPSH

– для насосов двухстороннего входа, с вертикальной или наклоненной осью – плоскость, проходящая через наиболее высокий центр окружности.

Производитель (изготовитель) может определить положение этой плоскости более точно по отношению к характерным точкам насоса в соответствии с рисунком 2.22.

Кавитационный коэффициент быстроходности

Для двух подобных режимов насоса, отмечаемых индексами 1 и 2, имеют место соотношения

$$\frac{c_1}{c_2} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{u_1}{u_2} = \frac{n_1 D_1}{n_2 D_2} \text{ и } \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1 D_{11}^3}{n_2 D_{12}^3}. \quad (2.18)$$

Поэтому из (2.18) следует:

$$\frac{(H_{\text{КАВ}} + H_{\text{ВСКР}})_1}{(H_{\text{КАВ}} + H_{\text{ВСКР}})_2} = \frac{(nD_1)_1^2}{(nD_1)_2^2}, \quad (2.19)$$

или в общем виде

$$\frac{H_{\text{КАВ}} + H_{\text{ВСКР}}}{(nD_1)^2} = h = \text{const}. \quad (2.20)$$

Кроме того,

$$\frac{Q}{nD_1^3} = q = \text{const}. \quad (2.21)$$

Исключив из двух последних равенств (2.24) и (2.25) D_1 , получим после алгебраических преобразований:

$$\frac{n\sqrt{Q}}{\left(\frac{H_{\text{КАВ}} + H_{\text{ВСКР}}}{10}\right)^{3/4}} = \sqrt{10 \frac{q^3}{h^3}} = C. \quad (2.22)$$

Величину C , структурно сходную с коэффициентом быстроходности, называют кавитационным коэффициентом быстроходности С.С. Руднева (введен в 30-х годах 20 века). Значения коэффициента C для начальной стадии кавитации лежат в пределах 900÷1500.

Противокавитационный запас напора

Формула (2.22) дает возможность определения критической высоты всасывания насоса по заданному коэффициенту C

$$H_{\text{ВСКР}} = 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3} - H_{\text{КАВ}}. \quad (2.23)$$

Геометрическая критическая высота всасывания

$$H_{\text{ВСКР}}^{\Gamma} = H_{\text{ВСКР}} + h_{\text{ВС}}^{\Pi}; \quad (2.24)$$

$$H_{\text{ВСКР}}^{\Gamma} = 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3} - H_{\text{КАВ}} + h_{\text{ВС}}^{\Pi}. \quad (2.25)$$

Если полагать $p_0 = p_{\Pi}$, то $H_{\text{КАВ}} = 0$ и

$$H_{\text{ВСКР}}^{\Gamma} = 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3} + h_{\text{ВС}}^{\Pi}. \quad (2.26)$$

Работа насоса при $H_{\text{ВСКР}}^{\Gamma}$ недопустима, потому что насос находится в начальной стадии кавитации. Нормальная эксплуатация насоса обеспечивается только при допустимой высоте всасывания:

$$H_{\text{ВСДОП}}^{\Gamma} > H_{\text{ВСКР}}^{\Gamma}$$

В случае расположения уровня всасываемой жидкости ниже оси насоса

$$H_{\text{ВСДОП}}^{\Gamma} < H_{\text{ВСКР}}^{\Gamma}$$

Противокавитационный запас напора рекомендуется принимать равным около 25 % $H_{\text{ВСКР}}^{\Gamma}$, и поэтому в рассматриваемом случае

$$H_{\text{ВСДОП}}^{\Gamma} \approx 1,25 \left(10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3} - H_{\text{КАВ}} + h_{\text{ВС}}^{\Pi} \right). \quad (2.27)$$

Срывные характеристики насоса

Для опытного определения минимального – критического значения – избыточного напора всасывания $H_{\text{ВС КР}}^{\text{ИЗБ}}$, возможного при работе насоса, производят специальные кавитационные испытания и по ним строят срывные характеристики. Схема таких испытаний дана на рисунке 2.23.

Насос с помощью задвижки 1 на нагнетательном трубопроводе устанавливается на определенный режим, фиксируемый расходомером 2 и манометрами: p_H – на нагнетании, p_B – на всасывании. Число оборотов с помощью двигателя поддерживается постоянным. Установленный режим соответствует определенным значениям Q , H , n , N и η , имеем:

$$H_{\text{ВС}}^{\text{ИЗБ}} = \frac{p_0 - p_{\Pi}}{\rho g} - H_{\text{ВС}}^{\Gamma} - h_{\text{ВС}}^{\Pi}. \quad (2.28)$$

Уменьшение давления p_0 на свободную поверхность жидкости (при прочих неизменных величинах) ведет к уменьшению $H_{\text{ВС}}^{\text{ИЗБ}}$. Так как система замкнута, то это приводит лишь к общему падению давления во всей системе без нарушения режима работы насоса. В определенных границах изменения $H_{\text{ВС}}^{\text{ИЗБ}}$ значения Q , H и η остаются неизменными (рис. 2.23).

При некотором значении $H_{BC}^{ИЗБ}$ появляется шум, характеризующий наступление местной кавитации; значения Q и H еще не претерпевают заметных изменений.

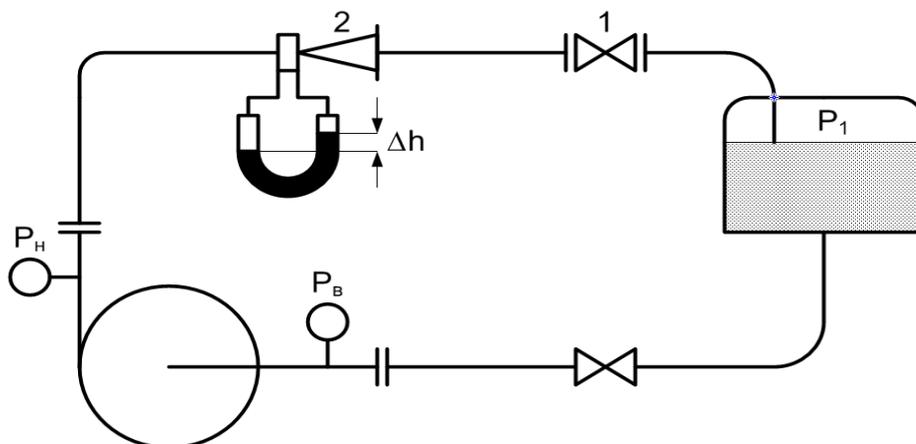


Рисунок 2.23 – Схема испытаний для построения срывных характеристик

Кривая η в точке $H_{BC}^{ИЗБ}$ иногда дает даже некоторое повышение. Это явление может быть объяснено тем, что местная кавитация возникает в точке максимума относительной скорости при обтекании входных элементов лопастей.

В условиях бескавитационного режима в точке максимума скорости может иметь место вихревой отрыв потока от поверхности лопасти при переходе скорости в давление в области, лежащей за этой точкой.

Такой вихревой отрыв ведет к снижению КПД насоса.

При местной кавитации, вследствие нарушения неразрывности в точке с максимумом скорости, поток обтекает лопатку без общего вихревого отрыва, что ведет к уменьшению потерь.

При дальнейшем понижении $H_{BC}^{ИЗБ}$ значения Q , H и η начинают постепенно падать; кавитационный шум усиливается и в конечном счете происходит полный срыв работы насоса. При полном кавитационном срыве шум становится менее резким.

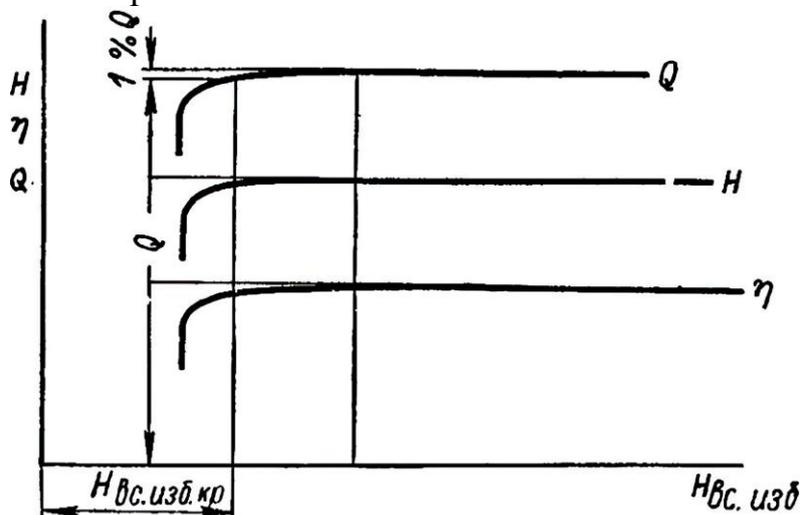


Рисунок 2.24 – Срывные характеристики насоса

Точно установить момент начала воздействия кавитации на Q , $H_{и\eta}$ трудно, поэтому условно, в зависимости от точности наблюдений, принимают за $H_{ВС}^{ИЗБ}$ K_P то значение, при котором подача насоса падает на 1 % от своего первоначального значения.

Срывные характеристики не дают возможности определить место возникновения кавитации. Полученные результаты испытания определяют лишь общие кавитационные качества насоса. Отработка конструкции может осуществляться лишь постановкой испытаний серии колес, запроектированных на основе какой-либо теоретической гипотезы.

В лабораторных условиях возможно экспериментальное исследование закона распределения давления на поверхности лопасти вращающейся модели колеса.

Установив экспериментальное место возникновения минимума давления, легче произвести корректировку поверхности лопасти с целью выравнивания закона распределения давления и, следовательно, улучшения кавитационных качеств колеса.

Исследование распределения давления по поверхности лопасти технически значительно проще осуществимо в потоке воздуха, чем в потоке воды.

Весьма наглядны также кавитационные испытания, особенно осевых насосов, проводимые в прозрачной камере, что позволяет выполнять стробоскопические наблюдения, импульсное фотографирование и скоростную киносъемку.

ТЕМА 3. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ

3.1. Шестеренные насосы

3.1.1. Введение

Основными агрегатами, определяющими надежность и ресурс гидравлических систем, являются насосы – преобразователи механической энергии в гидравлическую. Требования, предъявляемые к насосам, сводятся к обеспечению заданной производительности и давления при минимальном весе и габаритах, максимального КПД, минимальной трудоемкости изготовления, простоты обслуживания, надежности работы, большого ресурса.

В наибольшей мере таким требованиям удовлетворяют шестеренные насосы, имеющие явные преимущества по сравнению с другими типами насосов по своей простоте, весовым характеристикам, дешевизне и надежности.

Шестеренные насосы, благодаря относительной простоте конструкции, надежности и долговечности работы, небольшим габаритным размерам и массе, минимальной трудоемкости изготовления, легкости реверсирования, удобству обслуживания, широко используются в химических, нефтехимических, нефтеперерабатывающих производствах, в системах теплоэнергетики и других сферах.

По принципу действия шестеренные насосы относятся к группе объемных роторно-вращательных насосов с перемещением перекачиваемой жидкости в плоскости, перпендикулярной оси вращения рабочих органов, выполненных в виде шестерен.

Эти насосы выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацепления.

Наиболее распространенным является насос первого типа (с внешним зацеплением зубчатых колес), который, как правило, состоит из пары зацепляющихся цилиндрических шестерен, помещенных в плотно охватывающий их корпус, имеющий каналы в местах входа в зацепление шестерен и выхода из него, через которые осуществляется, соответственно, подвод (всасывание) и отвод (нагнетание) перекачиваемой жидкости. При вращении шестерен жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится из камеры всасывания в камеру нагнетания.

Основными задачами шестеренчатых насосов являются:

- перенос жидкостей;
- дозировка;
- перекачка химических реагентов; работа в гидравлической системе.

Комплектация и индексация шестеренных насосов

Шестеренный насос состоит из основных элементов, приведенных в экспликации к рисунку 3.1.

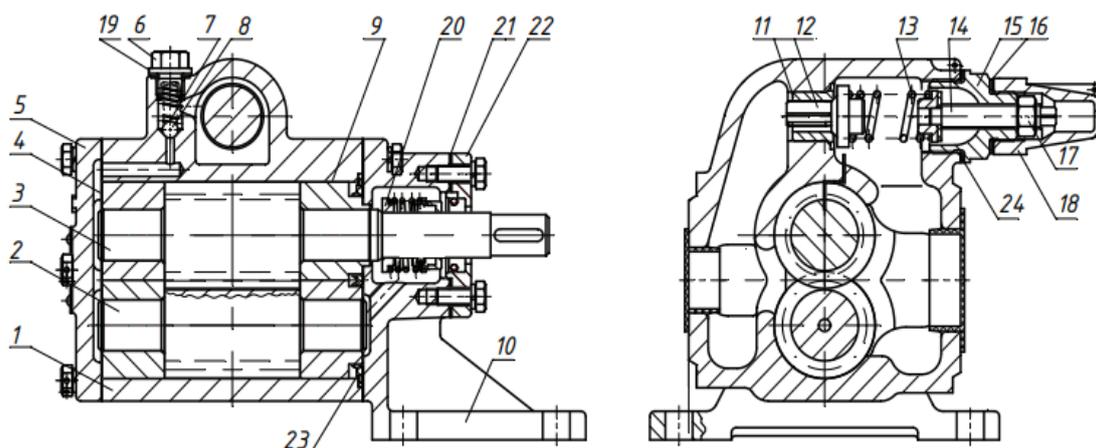


Рисунок 3.1 – Комплектация шестеренного насоса внешнего зацепления:
 1 – корпус; 2 – вал с шестерней; 3 – вал с ведущей шестерней; 4 – прокладка;
 5 – задняя крышка; 6 – пробка шарикового клапана; 7 – пружина шарикового
 клапана; 8 – шарик; 9 – втулка; 10 – стойка опорная; 11 – седло клапана;
 12 – клапан предохранительный; 13 – пружина клапана; 14 – винт
 регулировочный; 15 – крышка клапана; 16 – прокладка; 17 – гайка
 фиксирующая; 18 – колпачек клапана; 19 – уплотнение пробки;
 20 – уплотнение торцевое; 21 – прокладка крышки уплотнения; 22 – крышка
 торцевого уплотнения; 23 – манжета; 24 – уплотнение крышки клапана

3.1.2. Принцип действия, конструктивные схемы и основные параметры шестеренного насоса

Принцип действия шестеренных насосов с шестернями внешнего и внутреннего зацепления понятен из рисунков 3.2. Такой насос, схема которого приведена на рисунке 3.3, состоит из пары зацепляющихся цилиндрических шестерен, помещенных в плотно охватывающий их корпус. В корпусе выполнены каналы в местах входа в зацепление шестерен и выхода из него, через которые осуществляется подвод (всасывание) и отвод (нагнетание) жидкости. При вращении шестерен жидкость, заключенная во впадинах зубьев переносится из камеры "d" всасывания в камеру "с" нагнетания.

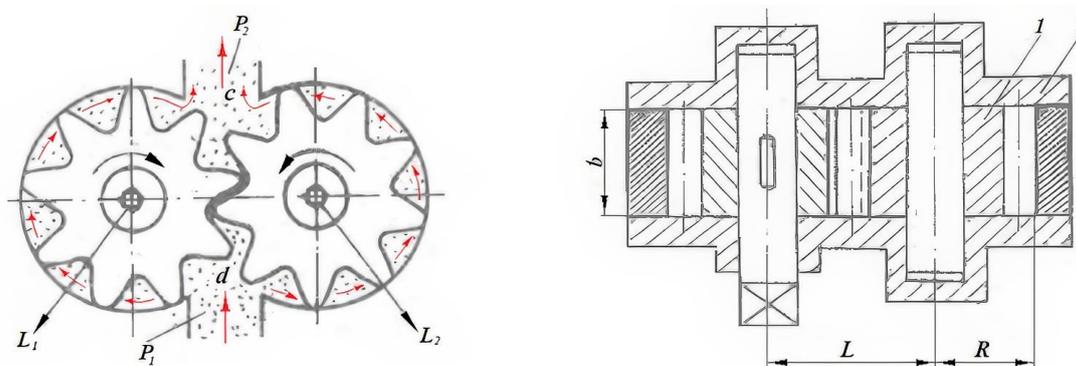


Рисунок 3.2 – Устройство и схема работы шестеренного насоса с внешним зацеплением

Процесс нагнетания жидкости осуществляется за счет последовательного ее вытеснения из межзубовой впадины одной шестерни зубом другой.

1. В рабочей камере в результате вращения и расхождения снизу соприкасающихся шестерёнок образуется расширение объёма жидкости и возникает вакуум (область объёма «d» на рис. 3.2).

2. Из-за образовавшейся разницы давления разреженное пространство «d» заполняется рабочей жидкой средой, поступающей из источника через заборный клапан.

3. Из заполненного объема камеры жидкость переходит в пространство между зубцами и внутренней поверхностью корпуса. Зубцы при вращении шестерёнок увлекают жидкость во вторую камеру (область объёма «с»).

4. В процессе совместного вращения шестерёнок, при схождении зубцов во второй камере «с» пространство объёма «с» сжимается, в результате чего жидкость выталкивается в выходной патрубок.

5. Далее цикл повторяется до тех пор, пока на ведущую шестерёнку продолжается подача крутящего момента от привода.

Схемы работы шестеренных насосов представлена на рисунке 3.3.

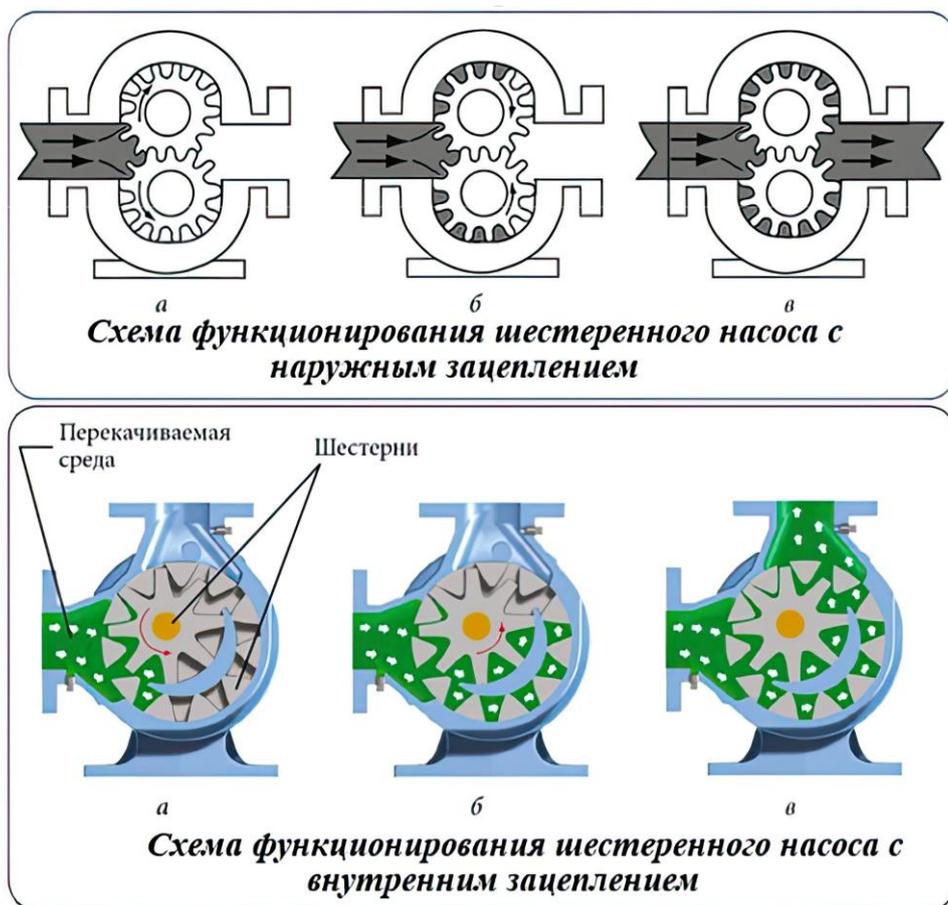


Рисунок 3.3 – Схемы работы шестеренных насосов:
a – начало процесса всасывания; *б* – заполнение рабочей камеры жидкой средой; *в* – начало процесса нагнетания жидкой среды

По конструктивным схемам шестеренные насосы классифицируются:

- насосы с внешним зацеплением шестерен, имеющие наибольшее распространение;
- насосы с внутренним зацеплением шестерен, отличающиеся компактностью и малыми габаритами;
- насосы с косозубыми и шевронными шестернями, обеспечивающие снижение пульсаций рабочей среды;
- насосы со ступенчатыми шестернями (составленными из двух смещенных половинок, полученных путем разрезания шестерни плоскостью, перпендикулярной оси вала), соответствующими меньшей амплитуде пульсаций рабочей среды;
- насосы с тремя и более шестернями, применяемые с целью увеличения подачи;
- одноступенчатые и многоступенчатые по числу ступеней давления;
- однопоточные и многопоточные по количеству параллельных потоков жидкости в насосе.

Возможны комбинации конструктивных схем, например, двухпоточный одноступенчатый насос с шестернями наружного зацепления.

3.1.3. Расчет параметров шестеренного насоса

Основными параметрами шестеренного насоса являются:

- рабочий объем (объем, вытесняемый шестернями за один оборот), q ;
- подача (производительность), Q ;
- давление нагнетания (перепад давления), Δp ;
- вакуумметрическая высота всасывания, H ;
- крутящий момент, M ;
- мощность, N ;
- объемный КПД (коэффициента подачи насоса), η_o ;
- гидравлический КПД, η_g ;
- механический КПД, η_m ;
- гидромеханический КПД, η_{gm} ;
- полный КПД, η ;
- частота вращения ротора, n .

Коэффициент (полный) полезного действия η характеризует совершенство конструкции и экономичность эксплуатации насоса. Различают: объемный КПД η_o , который учитывает наличие утечек жидкости через зазоры, уплотнения и т. п.; гидравлический КПД η_g , который учитывает потери напора при движении жидкости через насос; механический КПД η_m , характеризующий потери мощности на механическое трение в насосе (подшипники, уплотнения и др.). Значение η зависит от конструкции и степени износа насоса.

Полный КПД насоса определяется по соотношению:

$$\eta = \eta_o * \eta_g * \eta_m \quad (3.1)$$

Гидромеханический КПД при этом составит:

$$\eta_{gm} = \eta_g * \eta_m \quad (3.2)$$

Расчет рабочего объема насоса

Рабочий объем насоса «q» определяется (рис. 3.3) по соотношению:

$$q = 2\pi * b * m * d_n. \quad (3.3)$$

Иногда для расчета рабочего объема насоса используют выражение:

$$q = 2\pi * (z+1) * b * m^2, \quad (3.4)$$

где m – модуль зубчатого зацепления;

b – длина зуба (ширина венца зубчатого колеса);

d_n – диаметр начальной окружности зубчатого колеса;

z – количество зубьев зубчатого колеса.

Расчет подачи шестеренного насоса (рис. 3.4)

Теоретическая величина подачи (расхода) шестеренного насоса определяется произведением объема жидкости, размещаемой в пространстве между зубьями шестерни, на угловую скорость ее вращения:

$$Q_T = q * n, \quad (3.5)$$

q – рабочий объем насоса (объем перекачиваемой за один оборот), см³;

n – частота вращения приводного вала насоса, об/с.

Таким образом теоретическая подача составит величину:

$$Q_T = 2\pi * d_n * m * b * n. \quad (3.6)$$

Учитывая зависимость:

$$d_n = m * z, \quad (3.7)$$

окончательно получим:

$$Q_T = 2\pi * z * m^2 * n * b. \quad (3.8)$$

Действительная (эффективная) величина подачи шестеренного насоса определяется с учетом объемного коэффициента полезного действия (коэффициента подачи насоса) η_o , по соотношению:

$$Q = 2\pi * z * m^2 * n * b * \eta_o. \quad (3.9)$$

Крутящий момент на приводном валу, Н*м:

$$M = q * \Delta p / 2\pi * \eta_{гм}, \quad (3.10)$$

где Δp – перепад давления на насосе, МПа;

$\eta_{гм}$ – гидромеханический КПД насоса.

Потребляемая насосом мощность, кВт:

$$N = Q * \Delta p / 60\eta, \quad (3.11)$$

где η – полный КПД насоса.

Достоинства и недостатки шестеренных насосов

Достоинства шестеренных насосов состоят в отсутствии эффекта действия на конструкцию инерционных сил движущихся деталей. Они допускают относительно высокие частоты вращения, а также кратковременные перегрузки по давлению, величину и длительность которых определяют в основном размеры подшипников роторов. Максимальные частоты вращения составляют обычно 2500 и 4000 об/мин, для насосов небольших подач допускаются более высокие частоты вращения (до 18000 об/мин). Максимальное давление, развиваемое этими насосами, обычно не превосходит

21 МПа, хотя созданы насосы, пригодные для работы при давлении 34 МПа и даже выше.

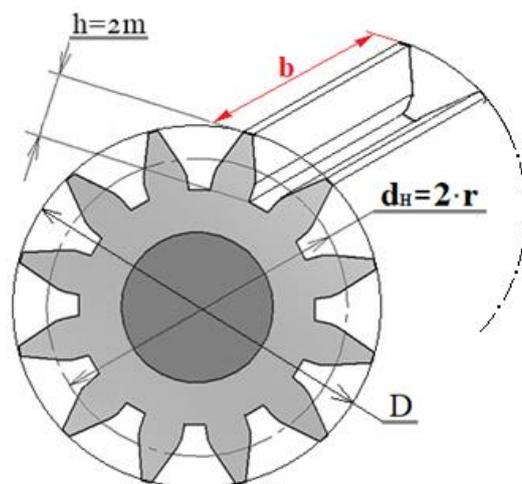


Рисунок 3.4 – Схема к расчету подачи шестеренного насоса

Подача насосов, предназначенных, как правило, для перекачивания жидкостей с хорошими смазывающими способностями и с широким диапазоном вязкостей, доходит до 60 м³/ч. Объемный КПД составляет 0,7–0,94, а механический – 0,75–0,9. Обладают ресурсом до 5000 часов.

Основными преимуществами шестеренчатых насосов являются:

- дешевизна;
- простота и компактность конструкции;
- высокий КПД (порядка 90 %);
- легкие требования к чистоте жидкости (работают с частицами до 100 мкм);
- широкий диапазон вязкости жидкостей;
- малые габариты и масса;
- отсутствие необходимости смазки движущихся частей насоса.

Недостатки можно отметить следующие:

- высокая чувствительность к увеличению зазоров между шестернями и корпусом и понижение КПД при росте температуры рабочей жидкости;
- увеличение торцового зазора на 0,1 мм вызывает понижение КПД на 20 %.

Для увеличения подачи в некоторых конструкциях шестеренных насосов с одной ведущей шестерней устанавливают несколько ведомых:

- подача пульсирующего потока в систему, что приводит к колебаниям давления, росту шума и неравномерной работе исполнительных органов;
- не регулируемые, т. е. имеют постоянную подачу, которую нельзя регулировать. Чтобы обеспечить регулирование, привод насоса подключают к двигателю с переменной частотой вращения.

Основным недостатком шестеренных насосов является непостоянство производительности при неизменной частоте вращения ротора, поэтому они снабжаются устройствами перепуска части жидкости обратно в бак или в магистраль перед насосом.

3.2. Пластинчатые (шиберные насосы)

3.2.1. Введение

Пластинчатый насос (шиберная, коловратная гидромашина) – роторная объемная гидромашина (рис. 3.5), вытеснителями в которой являются две и более пластин (шиберов). Такие агрегаты активно используются в промышленной сфере для перекачки чистых сред с показателями вязкости малой и средней величины, при небольшом давлении.

Напомним, что насос – гидравлическая машина, предназначенная для преобразования механической энергии (вращения вала) в энергию потока жидкости (давление и расход). Гидромотор – гидравлическая машина, предназначенная для преобразования энергии потока жидкости в механическую – вращения вала.

Пластинчатые насосы используются для работы со средами критически низкой вязкости, к которым относятся всевозможные растворители и спирты, сжиженный газ и другие материалы. Отсутствие прямого контакта с металлическими элементами насоса обеспечивают низкую степень износа комплектующих в работе с химически агрессивными жидкостями.

Пластинчатые насосы способны перекачивать среду в широком диапазоне температур. В зависимости от конструкции основного рабочего элемента, а также типа насосного оборудования возможна перекачка при температуре от $-32\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+260\text{ }^{\circ}\text{C}$. Пластинчатые насосы отличаются компактностью, высоким КПД (до 85 %). При этом агрегат осуществляет работу при сравнительно невысоких показателях дифференциального давления.

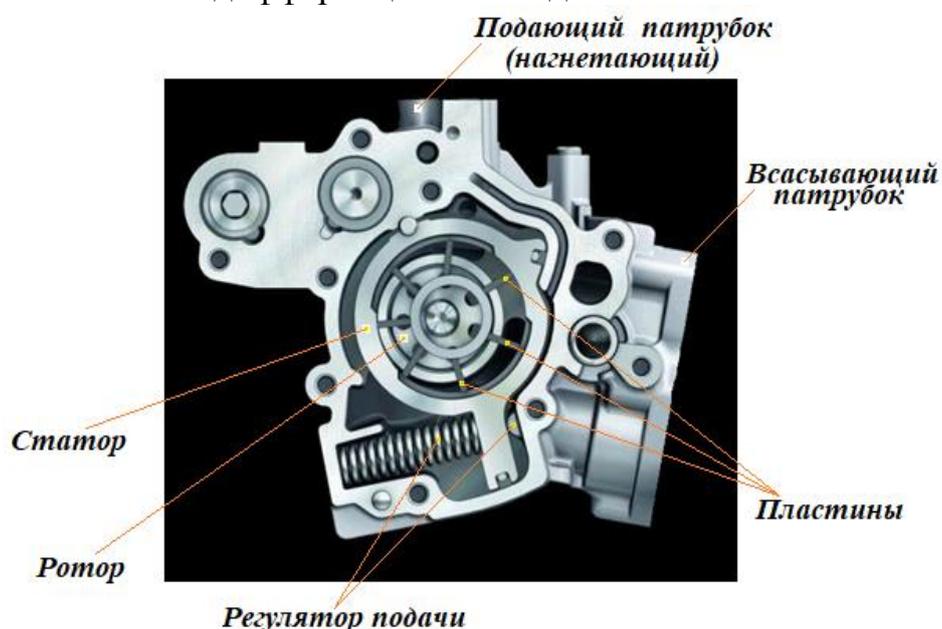


Рисунок 3.5 – Фото пластинчатого (шиберного) насоса в разрезе

Шиберные насосы были разработаны для перекачки таких сред, которые загустевают в случае изменения температурного режима. Способность техники поддерживать постоянную температуру за счет наличия в корпусе особой

изолирующей рубашки позволяет обеспечить жидкости постоянные показатели вязкости. В рубашке происходит постоянная циркуляция теплоносителя, не позволяющего температуре внутри рабочей камеры снижаться.

Оборудование пластинчатого типа за счет специфической конструкции обеспечивает эффективную перекачку рабочей жидкости разного типа. В том числе сред, содержащих нерастворимые примеси, разного размера абразивы, а также смолянистые и клеевые смеси. Пластинчатый насос характеризуется значительной мощностью всасывания. Направление перекачки можно легко изменить, поскольку оборудование с одинаковым усилием функционирует в обе стороны.

Особенности конструкции пластинчатых насосов

Ключевым рабочим органом шибера насоса считается ротор, оснащенный специфическими каналами, внутри которых находятся пластины (отсюда следует и название насоса – пластинчатый). Ротор рабочего органа соединяется с валом, подключенным к двигателю. Помимо пластин и ротора в конструкции оборудования присутствуют:

- уплотнительная система для вала электродвигателя;
- патрубок нагнетания;
- патрубок всасывания (находится с внешней стороны рабочей камеры);
- в регулируемых конструкциях предусмотрен регулятор подачи.

В конструкции регулируемых насосов имеется возможность изменения рабочего объема. Поэтому подачу насосов этого типа можно регулировать объемным способом. На рисунке 3.5 показан пружинный регулятор подачи пластинчатого насоса.

Принцип работы пластинчатого насоса

Ротор внутри рабочей камеры (статора) шибера насоса располагается не по ее центру, а ближе к его стенке (эксцентрично). Это обеспечивает возможность образования полости, имеющей форму полумесяца.

В процессе запуска оборудования и начала вращения ротора внутрь рабочей камеры всасывается перекачиваемая среда. Вращение ротора приводит к образованию внутри центробежной силы, которая способствует движению пластин по каналам от центра к стенкам корпуса. Пластины образуют карманы (область «В» на рис. 3.6), внутри которых находится перекачиваемая среда. Она постепенно движется внутри карманов по внутренней поверхности корпуса рабочей камеры от патрубков всасывания к патрубку подачи (нагнетания).

Последующее вращение ротора приводит к возвращению пластин в первоначальное положение. Этот процесс приводит к непрерывному нагнетанию жидкости, которая под небольшим напором подается из рабочей камеры через выходной патрубок далее по системе. В пластинчатых насосах перекачивание жидкости осуществляется за счет изменения объема камер, образуемых поверхностями ротора, статора и подвижных пластин (область «В» на рис. 3.6, b).

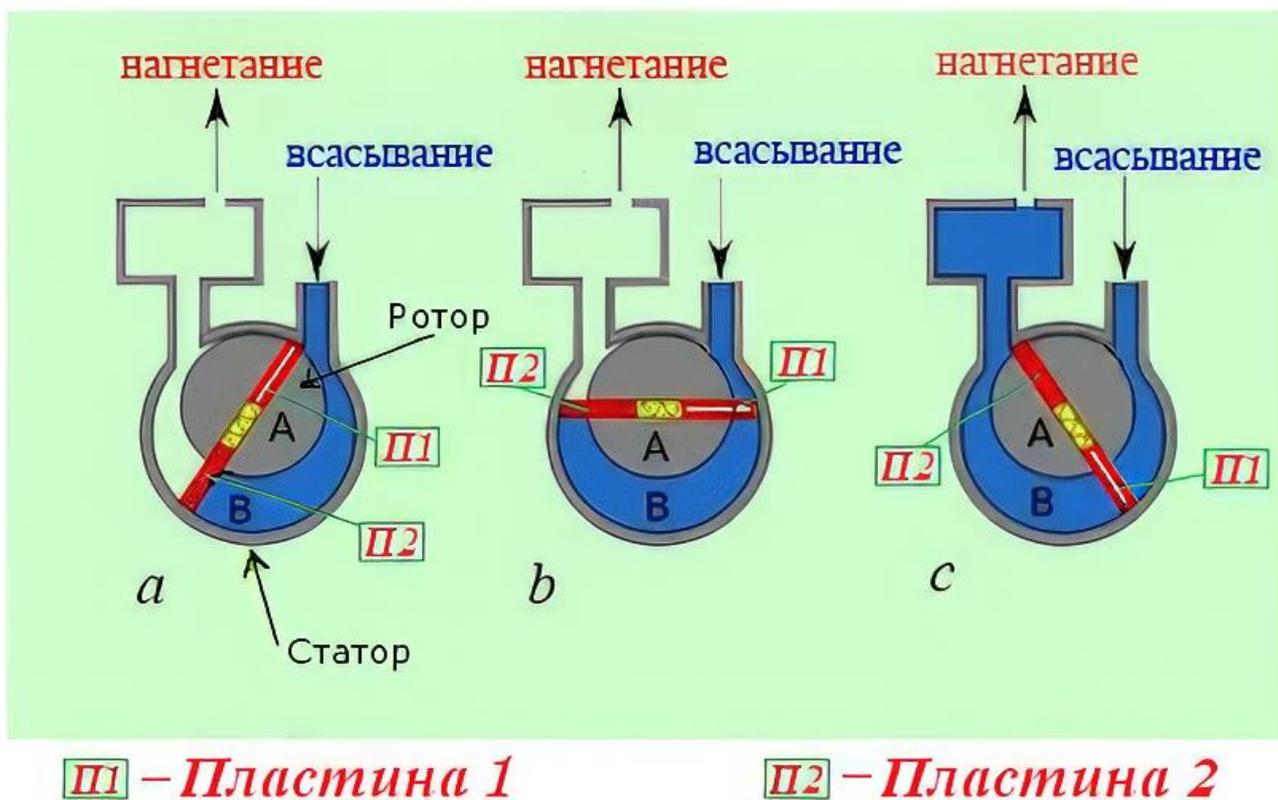


Рисунок 3.6 – Схема работы пластинчатого насоса

Основные виды и типы пластинчатых (шиберных) насосов

Насосное оборудование шиберного типа различают в зависимости от конструктивных особенностей, а также по принципу действия.

Разделение по принципу действия (по количеству циклов изменения объема рабочей камеры) предполагает выделение моделей:

- Однократного действия. Особенность техники этого типа заключается в том, что этапы всасывания перекачиваемой среды и ее нагнетания через выходной патрубок происходит только один раз в течение полного оборота ротора.

В пластинчатых насосах однократного действия нагрузки неравномерны, сила давления действует на ротор только со стороны полости нагнетания.

По этой причине насосы однократного действия предназначены для работы на давлении до 12 МПа.

- Двукратного действия. Это оборудование позволяет совершить всасывание и нагнетание среды дважды в течение одного полного оборота ротора за счет конструктивного исполнения (рис. 3.7) диаметрально расположенных двух патрубков всасывания и двух патрубков нагнетания (подачи).

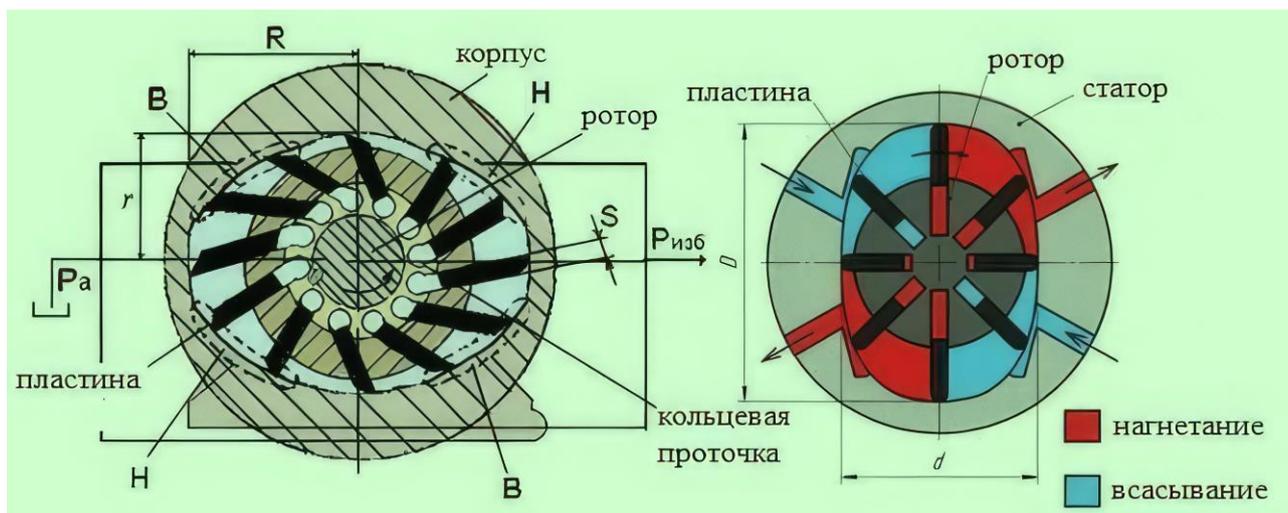


Рисунок 3.7 – Принцип работы шиберного насоса двукратного действия

В насосах двойного действия устанавливается четное число пластин (не менее 8). В пластинчатых насосах однократного действия нагрузки неравномерны, сила давления действует на ротор только со стороны полости нагнетания. Эта проблема устранена в насосах двойного действия, где действие сил давления на ротор уравновешено.

В зависимости от конструктивных особенностей:

1. По возможности регулирования насоса:

- регулируемые;
- нерегулируемые насосы.

2. По конструкции рабочего органа выделяют насосы:

- классические пластинчатые;
- с гибким ротором (из эластомерных материалов);
- с подвесными лопастями;
- с внешними пластинами;
- агрегаты роликового типа.

Материалы, используемые в производстве шиберных насосов

Корпус шиберного насоса, а также основные элементы его проточной части изготавливаются из серого или ковкого чугуна, а также стальных сплавов углеродистого или нержавеющей типа. Толкатель и ротор в пластинчатом насосе может быть произведен из:

- полиэфирэфиркетона;
- углеграфита;
- NBR (акрилонитрил-бутадиен-каучук);
- EPDM (этилен-пропилендиеновый мономерный каучук).

Модель оборудования подбирается с учетом требований к его температурной, абразивной и коррозионной стойкости.

Уплотнение вала насосного оборудования может иметь картриджное или торцевое исполнение. Возможно также оснащение вала магнитной муфтой.

Преимущества и специфика эксплуатации шиберных насосов

Пластинчатые насосы позволяют осуществлять транспортировку сред с критически низкими показателями вязкости. При этом гарантируют обеспечение хорошего напора перекачки.

Пластины, изготавливаемые из углеграфита, отличаются высокой степенью износа, что исключает необходимость частого обслуживания и ремонта техники.

При помощи шиберных насосов можно проводить перекачку растворителей.

В случае кратковременных случаев «сухого» хода оборудование не выходит из строя.

Шиберный насос позволяет создать отличный вакуум для всасывания среды в больших объемах.

Сравнительно низкая пульсация подачи.

Достаточно низкий уровень шума.

Возможность регулирования рабочего объема насоса за счет изменения эксцентриситета.

При этом необходимо отметить, что техника не подходит для работы на высоком давлении и нуждается в серьезном обслуживании в случае выхода из строя. Последнее обусловлено большим количеством комплектующих частей в конструкции пластинчатого насоса.

К недостаткам относится возможность залипания пластин при низких температурах и вероятность их заклинивания при слишком высоких температурах.

Основные сферы применения оборудования

Шиберные насосы позволяют решать целый спектр специфических специальных задач:

- перекачивать аэротопливо;
- транспортировать различные аэрозоли;
- работать со смазочными материалами и топливом разных типов;
- осуществлять перекачку спиртов и растворителей;
- транспортировать аммиак, а также сжиженный нефтяной газ;
- для транспортировки фреона в холодильном оборудовании.

Техника нашла свое применение в газовой и нефтяной отраслях промышленности, в химической промышленности и энергетике, в авиастроении, судостроении и судоходстве, в машиностроительной сфере.

Расчет рабочего объема и подачи пластинчатого насоса одинарного действия

Рабочий объем насоса (V) зависит от радиусов ротора r , статора R и эксцентриситета e .

Эти величины связаны зависимостью (рис. 3.8):

$$e = R - r - a, \quad (3.12)$$

где a – минимальный зазор между ротором и статором.

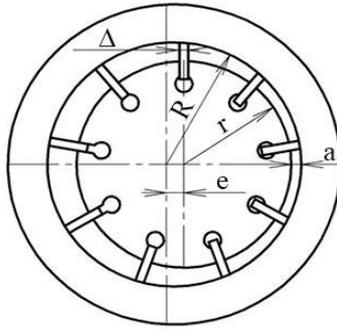


Рисунок 3.8 – Расчетная схема рабочего объема пластинчатого насоса

Максимальный рабочий объем пластинчатого насоса одинарного действия можно определить по формуле:

$$V = 2e \cdot b \cdot (2\pi \cdot R_{cp} - \Delta \cdot z). \quad (3.13)$$

$$R_{cp} = e + r + a, \quad (3.14)$$

где Δ – толщина пластин;

z – количество пластин;

b – ширина статора (пластин).

Если полости под пластинами при их выдвигении соединяются с линией всасывания, а при задвигении – с линией нагнетания, то рабочий объем такого насоса можно определить по формуле:

$$V_o = 4\pi \cdot k \cdot e \cdot b \cdot R_{cp}. \quad (3.15)$$

Для точного определения объема рабочей камеры необходимо учесть закон перемещения пластин в роторе во время его вращения. Уточненная формула для определения рабочего объема однократного пластинчатого насоса выглядит следующим образом:

$$V = 2e \cdot b \cdot (k \cdot 2\pi \cdot R_{cp} - \Delta \cdot z). \quad (3.16)$$

Значение корректирующего коэффициента k зависит от количества пластин в насосе, что отражается в таблице 1.

Таблица 1 – Зависимость коэффициента k от количества пластин в насосе

z	3	5	7	9	11
k	0,827	0,936	0,968	0,980	0,986

Подача пластинчатого насоса

Подача объемного насоса « Q » – это произведение его рабочего объема « V » на частоту вращения « n » вала приводного двигателя.

$$Q = V \cdot n. \quad (3.17)$$

$$Q = 2e \cdot b \cdot (k \cdot 2\pi \cdot R_{cp} - \Delta \cdot z) \cdot n. \quad (3.18)$$

В нерегулируемых насосах отсутствует возможность изменения рабочего объема.

Подачу таких насосов можно регулировать путем изменения частоты вращения « n » вала приводного двигателя или использовать дроссельное регулирование гидропривода.

3.3. Аксиально-поршневые насосы

Аксиально-поршневой насос – гидравлическое устройство (объемный насос), в котором механическая энергия преобразуется в энергию движущейся жидкости посредством работы нескольких поршней, расположенных по кругу в блоке параллельных (аксиальных) вращающихся цилиндров вокруг оси симметрии этого блока. Это устройство эффективно работает как в строительной-дорожной технике, сельскохозяйственных и горнодобывающих машинах, так и в металлургическом производстве, судостроении и в энергетике.

К базовой комплектации гидравлического аксиально-поршневого насоса относят следующие части (рис. 3.9):

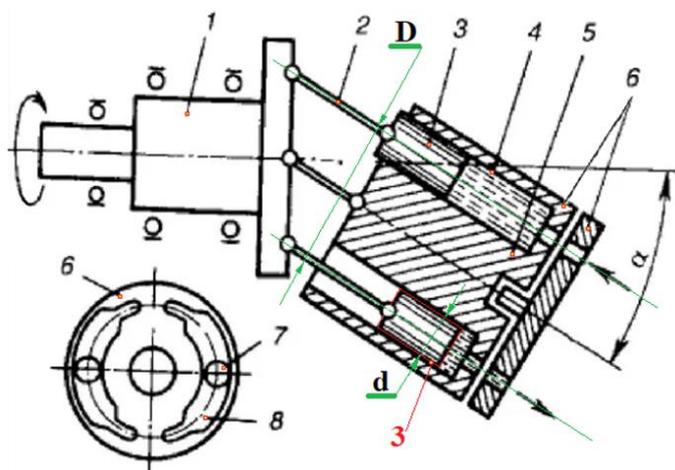


Рисунок 3.9 – Схема аксиально-поршневого насоса:

- 1 – приводной вал; 2 – шток; 3 – поршень; 4 – цилиндр; 5 – вращающийся цилиндрический блок; 6 – неподвижный распределительный диск;
- 7 – отверстия цилиндра; 8 – дуговые окна

Аксиально-поршневой насос имеет несколько поршней (обычно нечетное число), расположенных по кругу внутри корпуса, который обычно называют блоком цилиндров, ротором или цилиндром. Этот блок цилиндров приводится во вращение вокруг своей оси симметрии встроенным валом, который более или менее выровнен с насосными поршнями (обычно параллельно, но не обязательно).

Высокая производительность таких насосов обеспечивается высокой герметичностью цилиндров. Обычно аксиально-поршневые насосы имеют

небольшие размеры и, как следствие, небольшой вес. Это делает регулировку агрегата несложной и не затратной.

Принцип действия аксиально-поршневого насоса

Главный блок аксиально-поршневого насоса имеет цилиндрическую форму, в нем располагается система поршней и шатунов, соединяющих коленчатый вал и деталь возвратно-поступательного действия. Работа такого насоса построена на вращательных движениях ведущего вала, который передает импульс цилиндрическому блоку.

При этом поршни начинают создавать возвратно-поступательные движения в сторону главной оси.

В ходе перемещения поршней происходит увеличение или уменьшение объема рабочих камер, что и позволяет устройству всасывать и выталкивать перекачиваемую жидкость.

Рабочие камеры таких агрегатов соединены с всасывающими и нагнетательными патрубками, через которые и осуществляется забор и отдача перекачиваемой среды.

Виды аксиально-поршневых насосов

В зависимости от того, по какой схеме выполнен плунжерный насос аксиального типа, эти устройства бывают двух видов: агрегаты с наклонной шайбой (диском) и аксиально-поршневые насосы с наклонным цилиндрическим блоком (рис. 3.10, а и 3.10, б).

В конструкции первых насосы с наклонной шайбой – коленчатый вал объединяют с цилиндрическим блоком, закрепляя его подшипниками. В этом случае поршневая система насоса опирается прямо на шайбу. Регулировка подобного устройства происходит путем изменения угла наклона диска. Увеличение этого угла позволяет поршням интенсифицировать движение жидкости при вращательных движениях.

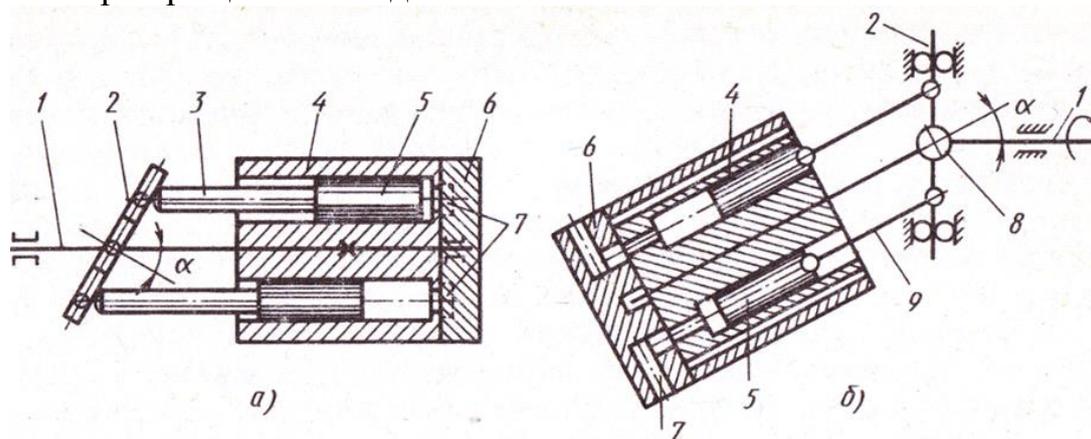


Рисунок 3.10 – Принципиальные схемы аксиально-поршневых насосов:

- а) с наклонным диском; б) с наклонным блоком цилиндров: 1 – ведущий вал;
- 2 – диск; 3 – шток; 4 – блок цилиндров; 5 – поршень;
- 6 – гидрораспределитель; 7 – пазы; 8 – шарнир; 9 – шатун

Во втором случае (аксиально-поршневые насосы с наклонным цилиндрическим блоком) возвратно-поступательные движения поршней

происходят с наклоном самого блока цилиндра. Особенностью такого насоса является опора цилиндрического блока на вторую ось и его расположение под углом к основному валу. В центре конструкции размещаются параллельные расточки, внутри которых стоят поршни. Последние соединяются с основным валом при помощи шатунов. Регулировка осуществляется изменением угла наклона самого блока.

Необходимо отметить, что конструкция аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком позволяет менять размерность поршневого хода. Это помогает изменять показатели рабочего объема в камерах.

Достоинства аксиально-поршневых насосов:

- высокая мощность и производительность при компактных размерах и весе;
- хорошие показатели энергоемкости (отношение выходной мощности к единице массы в диапазоне 1,5–5 кВт/кг);
- небольшой момент инерции благодаря небольшому весу;
- возможно работа как в режиме насоса, так и в обратном направлении, с функциями гидромотора;
- простота регулирования частоты вращения выходного вала в диапазоне от 600 до 4000 оборотов в минуту;
- высокий показатель рабочего давления, достигающем до 35–40 мПа;
- возможность изменения объема рабочей камеры простыми средствами;
- высокая герметичность благодаря небольшим зазорам поршней;
- возможность регулирования потока рабочей среды;
- быстроходность (частота вращения вала при специальном исполнении может достигать 25000 об/мин);
- высокий показатель КПД в диапазоне 90–95 %.

Недостатки аксиально-поршневых насосов:

- дороговизна;
- эксплуатация должна проходить согласно инструкции, так как такие гидромашины довольно ненадежны, и можно столкнуться с неэффективностью их работы;
- затруднен ремонт по причине сложной конструкции насоса;
- неравномерность расхода из-за большой пульсации жидкости в системе;
- повышенная шумность работы;
- необходимость использования фильтров с микронными ячейками из-за критичной зависимости от загрязнений.

Теоретическая производительность аксиально-поршневого насоса:

$$Q = \pi \cdot (d^2/4) \cdot z \cdot n \cdot D \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где d – диаметр поршня;

D – диаметр блока, на котором расположены оси цилиндров s ;

z – число поршней в блоке;

n – частота вращения блока;

α – угол наклона диска.

3.4. Радиально-поршневые насосы

Радиально-поршневой насос – это объемный насос, в конструкции которого ось ведущего вала перпендикулярна осям движения рабочих поршней или угол между ними составляет величину не меньше 45° . Механизмы, угол которых меньше 45° , относят к аксиальному типу.

Радиально-поршневые насосы применяют в гидравлических системах с большим давлением.

Наиболее часто они применяются в установках с давлением до 32 МПа, бывают и агрегаты, работающие на большем давлении, которое достигает значений в 100 МПа. Развиваемая мощность достигает до 3 мегаватт. Агрегаты радиально-поршневого типа ограничены в частоте вращения вала 1500–3000 об/мин. Это обусловлено большой инерционностью вращающихся частей.

Устройство радиально-поршневого насоса

Можно выделить два вида конструкции таких гидравлических систем:

- Гидронасос с эксцентричным ротором. На рисунке 3.11 под буквой а);
- Гидронасос с эксцентричным валом. На рисунке 3.11 под буквой б).

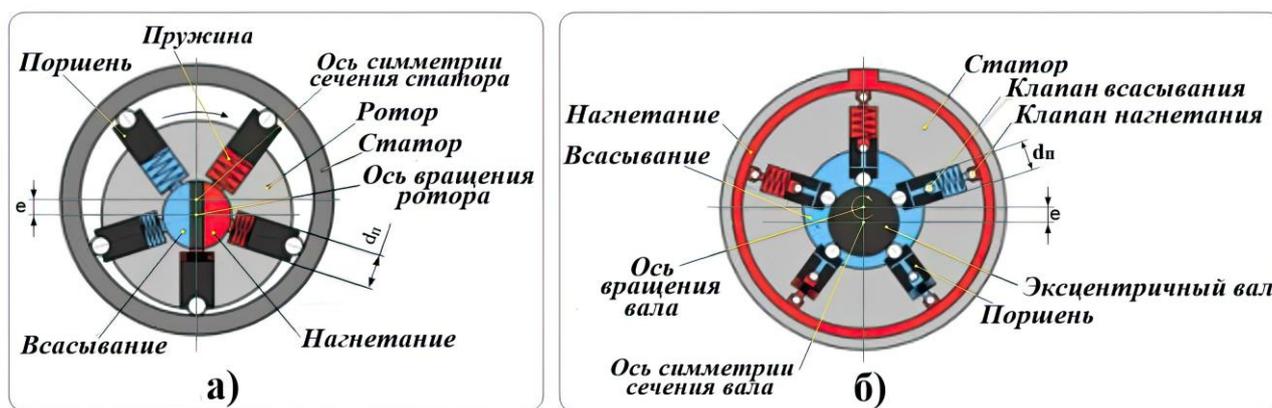


Рисунок 3.11 – Схемы радиально-поршневых насосов

Устройство с эксцентричным ротором (рис. 3.11,а)

Главной частью является ротор со встроенными в него поршнями. Поршней может быть много и располагаться они могут в несколько рядов. Ротор вращается в корпусе (статоре). Ось ротора установлена со смещением центра относительно оси статора на величину «е», как показано на рисунке 3.11,а. Системы забора и нагнетания расположены в центре и отделяются друг от друга специальной перегородкой.

Устройство с эксцентричным валом (рис. 3.11,б)

В данном устройстве гидравлической системы поршни располагаются в статоре насоса. Ось статора и ось вращения эксцентричного вала совпадают, но ось симметрии поперечного сечения эксцентрикового вала смещена по отношению к оси симметрии статора на расстояние «е», как показано на рисунке 3.11,б.

Такие гидравлические установки имеют клапанное распределение. При сжатии объема рабочей камеры клапан всасывания закрывается и открывается клапан нагнетания.

При расширении объема рабочей камеры закрывается клапан нагнетания и открывается клапан всасывания.

На рисунке 3.12 представлена более детально схема устройства радиально-поршневого насоса с эксцентричным ротором, а также условные обозначения и фотография разреза.

Принцип работы радиально-поршневого насоса

Ротор вращается в статоре (корпусе) вместе с поршнями, поршни скользят по корпусу, плотно прижимаясь к нему за счет пружин. В результате вращения ротора, поршни совершают возвратно-поступательные движения. Поршни, двигаясь по кругу, переключаются между двумя фазами:

- Фаза всасывания

Поршень совершает выдвижение, рабочая камера увеличивается, клапан нагнетания закрывается и открывается клапан всасывания, он соединен с отверстием забора жидкости. Поршень движется по кругу до максимальной точки его выдвижения.

- Фаза нагнетания

Поршень переключается на отверстие нагнетания и начинает вдвигаться, клапан всасывания закрывается и открывается клапан нагнетания, рабочая камера уменьшается, в результате чего создается давление и жидкость вытесняется из насоса. Поршень находится в данной фазе до максимальной точки сжатия рабочей камеры, а затем переключается на фазу всасывания.

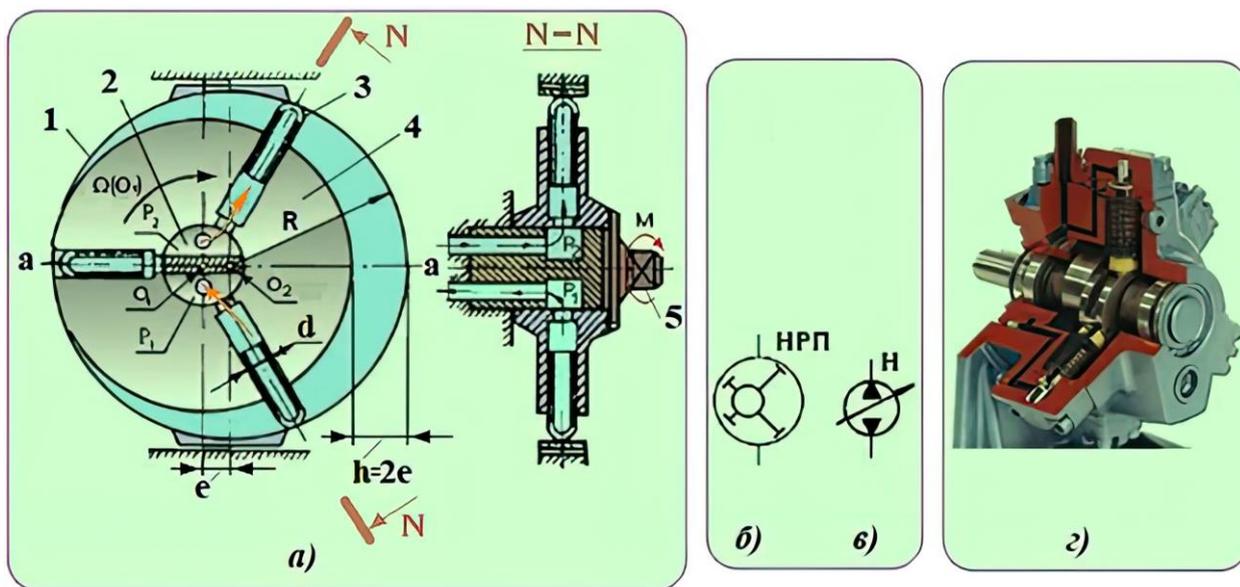


Рисунок 3.12 – Устройство радиально-поршневого насоса
 а) с эксцентричным ротором; б, в) условные обозначения;
 г) фотография разреза

Радиально-поршневой насос может быть двух и более кратного действия. Это означает, что один плунжер совершает несколько рабочих ходов за одно вращение ротора. Такой эффект достигается за счет специального изменения поверхности статора.

Расчет производительности радиально-поршневого насоса

Расчет производительности радиально-поршневого насоса осуществляется по одной из нижеприведенных формул:

$$Q = L * S * n * z,$$

$$Q = 2e * S * n * z,$$

$$Q = \pi * (d^2) * e * n * z / 2,$$

где Q – производительность насоса;

e – эксцентриситет, смещение относительно оси вращения вала;

L – ход плунжера в цилиндре, в стандартной ситуации $L=2*e$;

S – площадь плунжера;

z – количество плунжеров в блоке;

n – частота вращения блока;

d – диаметр поршня.

Достоинства радиально-поршневых насосов

- Возможность длительной работы и высокий КПД при большом давлении.
- Многорядные насосы (оси рабочих органов которых расположены в нескольких параллельных плоскостях) отличаются повышенной надежностью и долгим сроком службы – до 40000 часов.
- Возможность реализации регулирования рабочего объема.
- Высокая точность управления, они обеспечивают точный контроль расхода и давления жидкости;
- Пониженный уровень шума и вибрации.
- Универсальность и адаптируемость. Радиально-поршневые насосы могут работать с широким спектром жидкостей, включая гидравлические масла, воду, химические вещества.

Недостатки радиально-поршневых насосов

- Пульсация подачи.
- Пульсация давления.
- Необходимость в тонкой фильтрации рабочей жидкости.
- Сложность конструкции и высокая стоимость.
- Большие габариты в радиальном направлении.
- Высокая инерционность вращающихся частей.
- Высокая удельная масса (на единицу мощности) по сравнению с аксиально-поршневыми насосами.

3.5. Винтовые насосы

Винтовой (шнековый) насос – гидравлическая машина, в которой приращение энергии перекачиваемой жидкости осуществляется в результате воздействия на нее рабочих органов, выполненных в виде одного или нескольких роторов с винтовой нарезкой различного профиля.

По принципу действия винтовые насосы относятся к объемным (или насосам вытеснения), а по способу сообщения энергии жидкости – к ротационным (роторно-зубчатым).

Винтовой насос – это агрегат, предназначенный для перекачивания растворов и жидкостей *повышенной вязкости*.

Шнековый насос, героторный насос, эксцентриковый насос, червячный, насос, одновинтовой насос – это альтернативные названия винтового насоса.

Винтовые насосы условно делятся на одновинтовые и многвинтовые. Многвинтовой насос – это такой насос, в котором основной ведущий винт (ротор) имеет спиральное зацепление с одним или несколькими ведомыми винтами. При вращении ведущего винта ведомые винты также начинают вращаться. Многвинтовые насосы обладают большим коэффициентом полезного действия и возможностью создания более высокого давления на выходе.

Принцип работы

Рабочим органом винтового насоса является винтовая пара (рис. 3.13) состоящая из: металлического винта (N-заходной внешней спирали) и резиновой обоймы (N+1-заходной внутренней спирали). При этом по линии смыкания винта и обоймы возникают герметично замкнутые полости, которые при вращении винта продвигаются в сторону нагнетания. Количество шагов винтовой (шнековой) пары определяет потенциальное давление, которое винтовой насос может развить, а объем замкнутых полостей и скорость вращения винта – производительность агрегата.

Конструкция

Классическая конструкция одновинтового насоса представляет собой агрегат (рис. 3.13), состоящий из следующих основных компонентов:

1. Ротор – винт (шnek), представляет собой внешнюю N-заходную спираль с поперечным сечением, центр которого смещен на величину эксцентриситета от оси вращения. Как правило, ротор изготавливается из металлических сплавов с упрочняющим покрытием или без него.

2. Статор (обойма), снабженный эластомерной гильзой и спиралевидным каналом. Статор (обойма) – внутренняя N+1-заходная спираль, выполненная из эластомера, неразъемно соединенного с металлической гильзой.

3. Тяга (соединительный стержень) – передает крутящий момент от приводного вала к ротору.

4. Шарнирный узел – компенсирует эксцентриситет ротора.

5. Входной патрубок.

6. Выходной патрубок.

7. Камера.

8. Уплотнение приводного вала (уплотнительный узел) – обеспечивает герметичность камеры винтового (одновинтового) насоса.

9. Подшипниковая стойка – является соединительным узлом между приводом и камерой винтового (одновинтового) насоса.

10. Эластичная муфта – компенсирующий элемент между приводом и подшипниковой стойкой.

11. Привод.

12. Приводной вал ротора.

13. Монтажная плита.

Статорная спираль всегда оборудована одним заходом больше. Вдоль контактной линии между статором и ротором расположены защищенные от проникновения воды участки, разделяющие рабочую полость насоса на несколько частей. Благодаря особенному расположению ротора в статоре, эти участки поочередно открываются и закрываются. Регулировка объемов откачиваемой жидкости осуществляется посредством изменения количества оборотов ротора. Для этого следует использовать частотный привод.

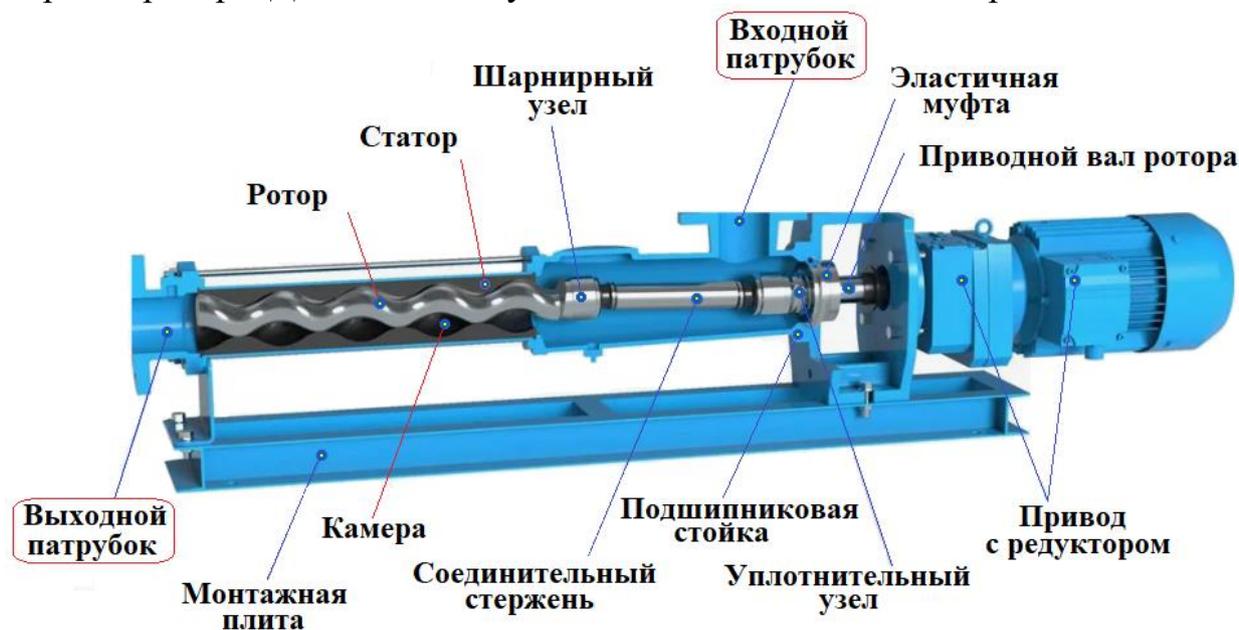


Рисунок 3.13 – Конструкция одновинтового насоса

Достоинства винтовых насосов:

- винтовые насосы относятся к объемному типу и каждому обороту винта соответствует заданный объем перекачиваемой среды, таким образом, производительность винтовых насосов поддается точной регулировке в широком диапазоне;
- потенциальное давление на выходе винтового насоса задается исключительно геометрией винтовой пары и крутящим моментом привода,

таким образом, при регулировке производительности винтового насоса давление остается неизменным;

- винтовой насос является самовсасывающим и не требует предварительного заполнения рабочей средой;
- наличие замкнутых полостей в винтовой паре определяют способность винтового насоса перекачивать вязкие (до 10000 сПз) среды и среды с мягкими и твердыми включениями, не подвергая эти включения разрушению. Размер допустимых включений задается геометрией винтовой пары и может достигать $d = 50$ (мм);
- способность винтовых насосов к самовсасыванию дает возможность перекачивать среды со значительной газовой составляющей, либо среды с газовыми пробками, при этом насос не чувствителен к кавитации и гидравлическим ударам;
- перекачиваемый продукт не подвергается ударному воздействию, вследствие чего не разрушается его структура (режим течения близок к ламинарному);
- конструкция винтовых насосов допускает применение широкого спектра дополнительных опций и специальных модификаций, таких как загрузочная горловина, шнековый питатель, обогрев проточной части, регулировка производительности преобразователем частоты, либо вариатором, гидропривод, пневмопривод и пр.;
- насос может использоваться как в горизонтальном, так и в вертикальном положении;
- винтовые насосы могут работать в реверсе;
- винтовые насосы имеют высокий КПД (50–70 %) в сравнении с другими типами насосного оборудования.

Недостатки винтовых насосов:

- массогабаритные характеристики винтовых (шнековых) насосов, как правило, отличаются в большую сторону от других типов насосного оборудования;
- винтовые (шнековые) насосы чувствительны к «сухому ходу»;
- высокая стоимость винтовых (шнековых) насосов;
- нерегулируемость рабочего объема;
- установка и обслуживание винтовых насосов требует специальных знаний и навыков.

Основные типы винтовых насосов

На сегодняшний день выделяют несколько типов винтовых насосов, которые имеют свое независимое развитие с точки зрения выполнения поставленных задач, а соответственно, особенностей проектирования, производства, инсталляции и сервисного обслуживания.

Горизонтальные винтовые насосы

К данному типу относятся винтовые насосы общепромышленного назначения в классической горизонтальной компоновке. Данный тип винтовых

насосов наиболее распространен и применим для широкого спектра задач по подаче вязких, неоднородных, мультифазных сред и сред с различными включениями. В зависимости от габарита винтовой пары, производительность таких агрегатов, как правило, находится в пределах $P =$ от 0,1 до 500 ($\text{м}^3/\text{ч}$), а дифференциальное давление $Q =$ до 48 (бар). Данный тип винтовых насосов отличается простотой инсталляции и обслуживания, надежностью и широким набором дополнительных опций.

Вертикальные винтовые насосы

Винтовые насосы в вертикальной компоновке относятся к полупогружному типу насосных агрегатов. Данный тип винтовых насосов достаточно эффективен в работе с вязкими средами и средами с осадком в загубленных емкостях, искусственных и естественных озерах. В общепромышленном исполнении длина погружной части может достигать 10 метров, при этом данный параметр ограничен конструкционными особенностями агрегата. Как и у горизонтальных винтовых насосов, в зависимости от габарита применяемой винтовой пары, производительность насоса находится в пределах $Q =$ от 0,1 до 500 ($\text{м}^3/\text{ч}$), а дифференциальное давление $P =$ до 48 (бар).

Дозировочные винтовые насосы

Отличительной особенностью винтовых насосов является возможность регулировки производительности агрегата путем изменения частоты вращения ротора, при этом давление на выходе насоса остается неизменным. Данный принцип позволяет успешно использовать винтовые насосы в качестве дозаторов, погрешность работы которых не превышает 0,1 %. Как правило, стандартные дозировочные винтовые насосы имеют производительность $Q =$ от 2 до 150 (литр/ч), а дифференциальное давлением $P =$ до 6 (бар).

Строительные винтовые насосы

Шнековые насосы данного вида – это отдельный тип винтовых насосов, которые нашли свое широкое применение в строительной отрасли для напорной подачи таких сред, как бетон, стяжка, наливной пол, штукатурный раствор, краска и пр. Основным преимуществом шнековых насосов, применяемых в строительной отрасли, является их исключительная способность к напорной подаче неоднородных и абразивных сред с твердыми включениями. Применение шнековых насосов в строительной отрасли отличается огромным разнообразием агрегатов, отличающиеся как по конструкции, так и по назначению. При этом на фоне этого разнообразия стоит отдельно выделить особый тип строительного насосного оборудования – штукатурные станции, которые являются наиболее популярным вариантом применения шнекового насоса.

Бочковые винтовые насосы

Бочковые винтовые насосы предназначены для разгрузки стандартной тары, такой как бочки, еврокубы, емкости, танки и пр. Несмотря на свою схожесть с вертикальными винтовыми насосами, бочковые насосы относятся к отдельному типу винтовых насосов в силу выполняемых задач и

конструкционных особенностей. Бочковые винтовые насосы, в основном, являются серийными универсальными агрегатами массового производства и потребления, и, соответственно, данные агрегаты должны быть просты в применении и обслуживании, выполнять широкий спектр задач, отличаться повышенной надежностью и неприхотливостью. В основном на рынке присутствуют бочковые винтовые насосы с производительностью Q до 3 ($\text{м}^3/\text{ч}$) и давлением на выходе P до 4 (бар), при этом данный агрегат должен быть способен перекачивать среды с вязкостью не менее $N = 5000$ (сПз).

Области применения винтовых насосов

В силу своих уникальных характеристик винтовые (шнековые) насосы нашли широкое применение практически во всех отраслях промышленности для подачи вязких, абразивных, мультифазных сред, сред с различными включениями, в том числе сред со значительной газовой составляющей:

- Нефтегазовая промышленность: нефть и нефтепродукты, мазут, буровой раствор и пр.;
- Горнодобывающая промышленность: буровой раствор, промышленная взрывчатка, шлам и пр.;
- Теплоэнергетика;
- Металлургическая промышленность;
- Химическая промышленность;
- Водоочистка и водоподготовка;
- Целлюлозно-бумажная промышленность;
- Пищевая промышленность;
- Фармацевтическая и косметическая промышленность;
- Строительная отрасль.

Расчет производительности винтовых насосов

Одновинтовые насосы

Одновинтовые насосы, которые изобретены в 1937 году французским инженером Рене Муано (Мойно), по конструкции и принципу действия отличаются от других винтовых насосов. Рабочими органами одновинтового насоса является неподвижная обойма, внутренняя полость которой является двухзаходной винтовой поверхностью, и планетарный однозаходный винт, который вращается в обойме. Внутреннюю поверхность обоймы покрывают слоем резины, благодаря чему обеспечивается посадка винтового ротора с некоторым натягом ($0,3 \div 0,5$ мм). Это повышает герметичность и, соответственно, объемный КПД насоса.

Рабочий объем одновинтового насоса с диаметром ротора D определяется разницей объемов паза обоймы $V_{\text{п}}$ и винтового ротора $V_{\text{в}}$ в пределах шага винта T :

$$q = V_{\text{п}} - V_{\text{в}} = 4 \cdot e \cdot D \cdot T.$$

Средняя идеальная подача одновинтового насоса равняется:

$$Q = 4 \cdot e \cdot D \cdot T \cdot n.$$

Эффективная (реальная) подача одновинтового насоса определяется с учетом объемного коэффициента полезного действия η_v :

$$Q = 4 \cdot e \cdot D \cdot T \cdot n \cdot \eta_v,$$

где Q – производительность винтового насоса, м³/с; e – эксцентриситет, м; D – диаметр винта ротора, м; T – шаг винтовой поверхности статора, м; n – частота вращения ротора, сек⁻¹; η_v – объемный коэффициент полезного действия.

Учитывая, что площадь сечения, по которой в обойме перемещается жидкость, является постоянной, потому и скорость перемещения жидкости также постоянна. Таким образом, обеспечивается плавный поток жидкости, без пульсаций на выходе из насоса.

Одновинтовые насосы могут перекачивать жидкости любой вязкости (масло, мазут и др.), а также жидкости, которые содержат абразивные частицы. Поэтому одновинтовые насосы часто используются в угольной промышленности для очистки зумпфов и водосборников при загрязненности откачиваемой жидкости до 10–15 %. Надежный контакт между эластичной резиной обоймы и винтом обеспечивает создание во всасывающей линии значительного вакуума, что позволяет засасывать воду из глубины до 8,5 м. Одновинтовые насосы могут работать и в случае подсоса воздуха, причем при любых его соотношениях с водой во всасывающей патрубке. Это свойство положительно для проходческих винтовых насосов, поскольку при проходке стволов шахт часто придется откачивать воду из мелких приямков, когда подсос воздуха неизбежен. При подсосе воздуха подача насоса уменьшается.

Двухвинтовые насосы

Двухвинтовые насосы отличаются универсальностью применения. Конструкция двухвинтового насоса позволяет:

- при наличии синхронизирующих шестерен и выносных подшипников обеспечить отсутствие силового контакта между винтами, а, следовательно, перекачивать жидкости, не обладающие смазывающей способностью, и жидкости с механическими примесями;
- иметь высокую частоту вращения при хорошей всасывающей и самовсасывающей способности;
- применять для изготовления рабочих органов и деталей проточной части материалы высокой коррозионной стойкости.

Параметры двухвинтовых насосов:

- подача от 0,07 до 330 л/с (от 0,25 до 1200 м³/ч);
- Давление нагнетания до 2,5–10 МПа;
- Кинематическая вязкость жидкости от 1 до 6*10⁴ мм²/с;
- Температура жидкости до 400 °С.

Для упрощения изготовления винты двухвинтовых насосов обычно выполняют с прямоугольной резьбой (рис. 3.14), но это приводит к ухудшению их герметичности и снижению объемного КПД. Исходя из этого двухвинтовые насосы с прямоугольной резьбой применяются при давлениях, как правило, до 10 МПа. Расчетную производительность двухвинтового насоса определяют по формуле:

$$Q = F \cdot t \cdot n,$$

где F – площадь поперечного сечения канавок винтов; t – шаг нарезки винта в см; n – число оборотов в минуту.

Значение F с достаточной точностью может быть определено как:

$$F = \pi \cdot (D_H^2 - D_B^2) / 4,$$

где D_H и D_B – диаметры внешний и впадин винта соответственно.

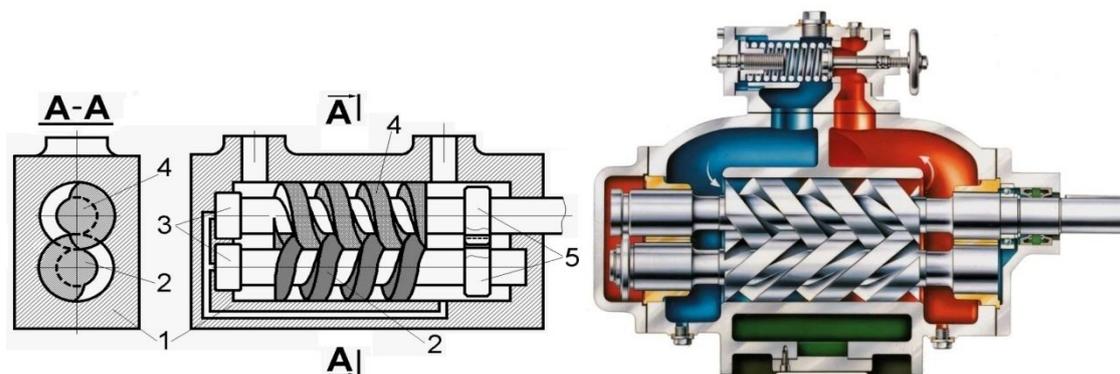


Рисунок 3.14 – Схема двухвинтового насоса:

1, 2 – ведомый винт; 3 – опорные подшипники; 4 – ведущий винт;
5 – приводная зубчатая пара

Средняя идеальная подача двухвинтового насоса определяется по следующей зависимости:

$$Q = \pi \cdot (D_H^2 - D_B^2) \cdot t \cdot n / 4$$

Для компенсации осевых сил, возникающих в результате действия крутящего момента, применяют гидравлическую разгрузку: подвод рабочей жидкости через каналы «а» и «б» к соответствующим торцам (рис. 3.15) или сдвоенные винты (рис. 3.16), одна половина которых имеет правую и вторая – левую нарезки. Связь ведущего винта с ведомым обычно осуществляется с помощью шестеренной пары «ш» (рис. 3.16).

Использование в некоторых конструкциях двухвинтовых насосов сдвоенных винтов (рис. 3.15), одна половина которых имеют правую, а вторая – левую нарезки, позволяет уравновесить осевые силы и разгрузить винты от их действия без использования дополнительных устройств.



Рисунок 3.15 – Насос со сдвоенными винтами

Трехвинтовые насосы

Наиболее распространены трехвинтовые насосы (рис. 3.16). Насос состоит из трех винтовых роторов, средний из которых является ведущим, а два боковых – ведомыми, служащими в качестве уплотнителей ведущего винта. Передаточное отношение между ведущим и ведомыми роторами равно единице. При вращении винтов их нарезки, взаимно замыкаясь, отсекают во впадинах некоторый объем жидкости и перемещают его вдоль оси вращения. Поскольку нарезки винтов, выполняющие в этих насосах роль поршней, движутся непрерывно в одном направлении, пульсация подачи в насосе практически отсутствует. Для компенсации осевых сил применяют гидравлическую разгрузку, осуществляемую с помощью давления жидкости, подводимой в камеры со стороны торцов «а» и «б» осей винтов.

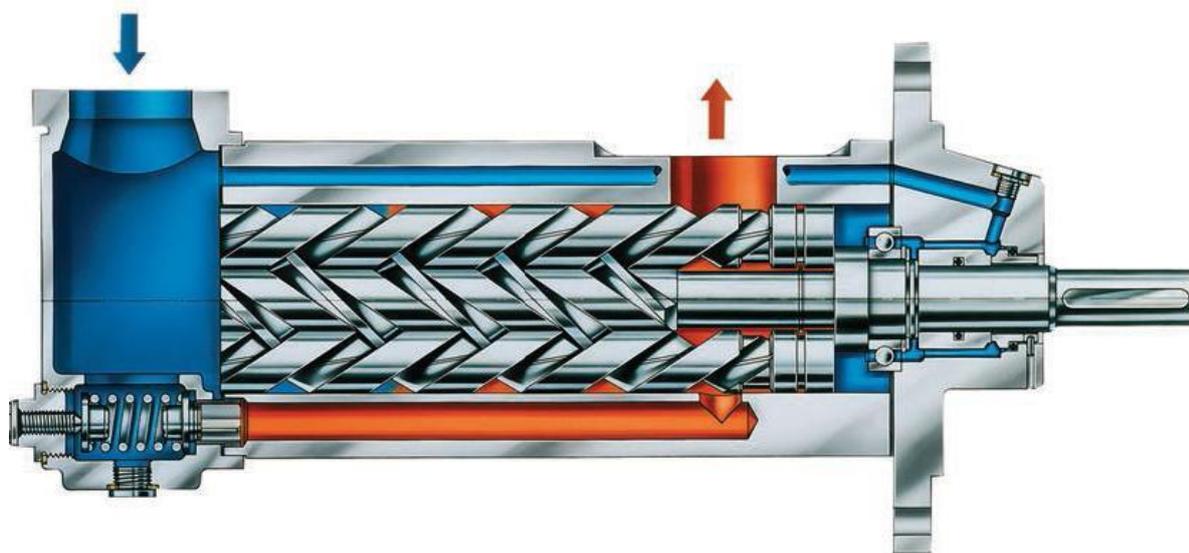


Рисунок 3.16 – Схема трехвинтового насоса

Эти насосы имеют высокий КПД (0,8–0,85) в широком диапазоне нагрузок. Их выполняют на давлении до 200 кг/см².

При вращении винтов жидкость, заполняющая впадины винтов, перемещается поступательно на величину одного шага за один оборот ведущего винта, т. е. за один оборот перемещается объем жидкости, заключенный во впадинах нарезок винтов в пределах одного шага.

В соответствии с этим расчетная производительность трехвинтового насоса за один оборот ведущего винта равна объему каналов, по которым жидкость движется вдоль винтов в пределах одного шага.

$$q=(F-f)*t.$$

Расчетная производительность (подача) при числе оборотов n в единицу времени:

$$Q=(F-f)*t*n,$$

где F и f – соответственно площади поперечного сечения расточек (колодцев) корпуса под винты диаметром D и d сечения винтов (заштрихованные сечения).

Для определения Q можно пользоваться эмпирическим выражением:

$$Q = n \cdot d^3 / 14,5.$$

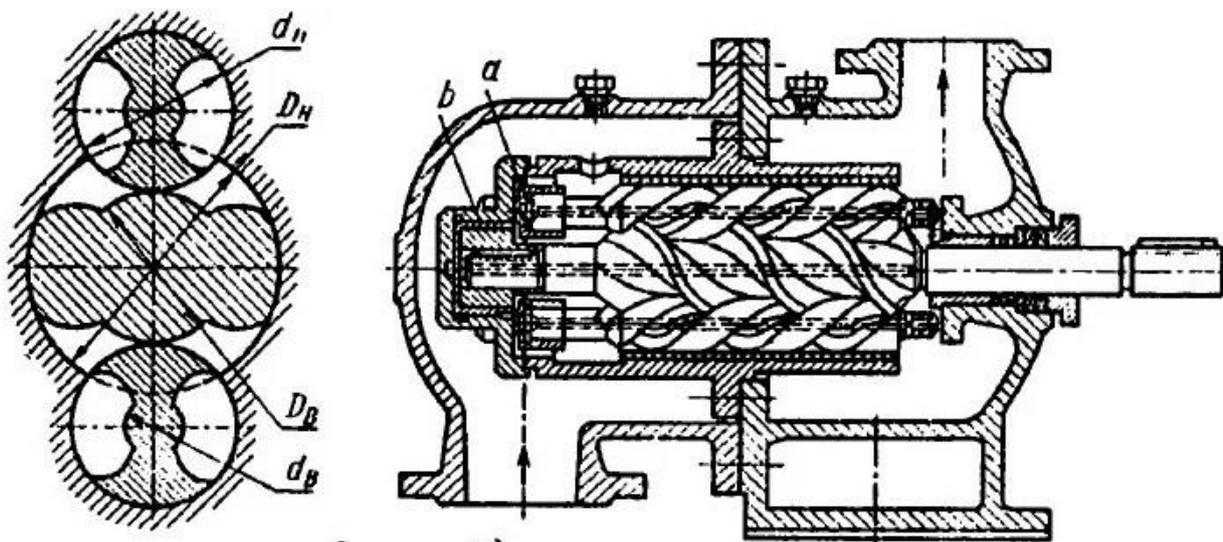


Рисунок 3.17 – Работа трехвинтового насоса

Условие герметичности требует постоянного перекрытия между камерами всасывания и нагнетания. Для этого минимальная длина винтов должна быть:

$$L = 1,25t.$$

При этой длине обеспечивается перекрытие канала (впадины) винта. Для получения более высоких давлений предусматривают несколько перекрытий, в соответствии с чем длина винта должна быть увеличена; в практике она достигает для $p = 200 \text{ кг/см}^2$ значения $L = (6 \div 8) \cdot t$.

ТЕМА 4. ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

4.1. Системы воздухоснабжения промышленных предприятий

Системы воздухоснабжения промышленных предприятий предназначены для централизованного снабжения промышленных потребителей сжатым воздухом требуемых параметров в соответствии с расходом и графиком.

Состав типовой системы воздухоснабжения (рис. 4.1, рис. 4.2 и рис. 4.3).



Рисунок 4.1 – Компрессорные и воздуходувные станции



Рисунок 4.2 – Трубопроводный и баллонный транспорт



Рисунок 4.3 – Ресиверы и распределители самого предприятия

Очистка сжатого воздуха

Для правильной работы потребителей важна чистота воздуха. Из компрессора воздух идет влажным и грязным. Такой воздух плохо влияет на работу инструмента, увеличивает риск поломки, ускоряет износ и загрязнение. Чтобы избежать подобных проблем, воздух после компрессора нужно подготовить перед попаданием к потребителю.

Предварительную очистку воздуха производит сам компрессор, но этого недостаточно. В случае с масляными компрессорами воздух загрязняется конденсатом, отработанным маслом и ржавчиной в самом баке.

Для удаления из сжатого воздуха конденсата, пыли, масла, ржавчины и других загрязнений используется фильтр. Фильтр ставится как можно ближе к инструменту и как можно дальше от компрессора. Так он удержит максимум мусора и влаги.

Также рекомендуется охладить воздух перед попаданием в фильтр. Для этого длина шланга от компрессора до фильтра должна быть хотя бы в 5–10

метров. Желательно использовать спиральный шланг. Так воздух успеет охладиться и сконденсироваться до попадания в фильтр.

Нормативный документ, о котором следует сказать в первую очередь, – это ГОСТ 17433-80 (СТ СЭВ 1704-79), утвержденный Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам еще 30 декабря 1980 года.

В нем установлены классы загрязненности по составу и содержанию посторонних примесей в сжатом воздухе, предназначенном для питания пневматических устройств и систем, работающих при давлении до 2,5 МПа.

Всего их пятнадцать – с нулевого по четырнадцатый. Классы определяются в зависимости от содержания посторонних примесей трех категорий: твердые частицы, вода и масло (двое последних в жидком состоянии).

А для твердых частиц – еще и по максимальному размеру. Присутствие кислот и щелочей допускается только в виде следов.

Еще один документ – международный стандарт AFNOR NF ISO 8573-1-2010 Compressedair – Part 1: contaminants and purityclasses или в целом идентичный ему «ГОСТ Р ИСО 8573-1-2016. Сжатый воздух. Часть 1. Загрязнения и классы чистоты». В нем установлена отдельная классификация по каждому из трех показателей: размеру или содержанию твердых частиц (восемь классов), содержанию влаги (десять классов) и содержанию масла (пять классов). Классификация по загрязнению газами не предусмотрена.

Наиболее чистый сжатый воздух (нулевой и реже первый и второй классы) требуется при изготовлении и упаковке лекарственных препаратов, продуктов питания и напитков.

Очень чистый воздух (0-3 классы загрязненности) необходим для воздушной смазки подшипников и направляющих станков, продувки деталей, в производстве электронной техники и приборостроении, а также для распыления красок при выполнении ответственных работ. Для пневмоинструментов, пневмодвигателей, пневмоцилиндров и пневмораспределителей в большинстве случаев удовлетворительным окажется сжатый воздух 5-10 классов загрязненности.

У разных потребителей отличаются требования к чистоте воздуха. В устройствах, где воздух используется для запуска привода, не обязательно добиваться максимальной очистки. Достаточно обезопасить механизм от вредоносных воздействий.

У пневмоинструментов, где воздух нужен для распыления вещества, требования к чистоте более жесткие. Для этого существуют фильтры различных типов.

Схема трехсекционной воздушной турбокомпрессорной установки представлена на рисунке 4.4.

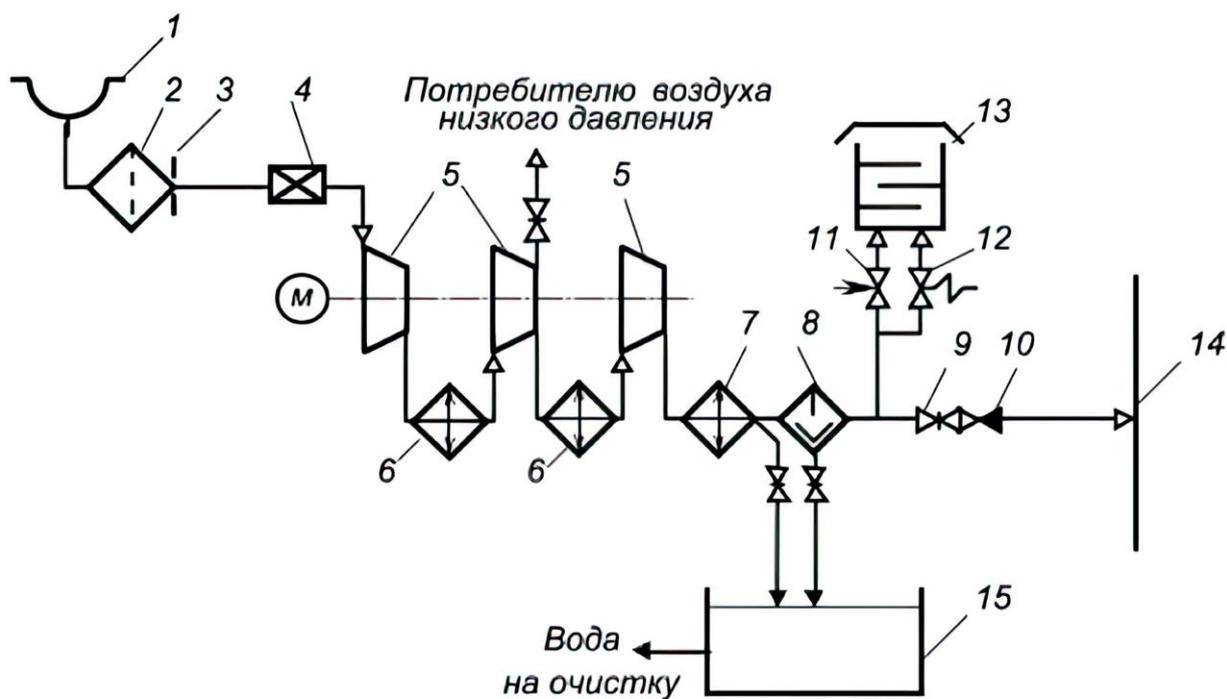


Рисунок 4.4 – Схема трехсекционной воздушной турбокомпрессорной установки:

- 1 – воздухозаборное устройство; 2 – фильтр (фильтр-камера); 3 – расходомер; 4 – дроссельная заслонка на всасывании; 5 – компрессор; 6 – промежуточные охладители воздуха; 7 – концевой (конечный) охладитель воздуха; 8 – влагоотделитель; 9 – обратный клапан; 10 – запорная задвижка; 11 – пусковой клапан; 12 – автоматический противопомпажный клапан; 13 – глушитель шума; 14 – магистральный воздухопровод; 15 – продувочный бак

4.2. Типы воздушных компрессоров

Как правило, в настоящее время воздуходобывание промышленных предприятий обеспечивается тремя типами компрессоров:

Динамические компрессоры

Центробежные компрессоры К250-61-5, ЦТК275/9, К350-62-1 и К500-61-5 предназначены для сжатия и перемещения атмосферного воздуха (выработки силового воздуха) давлением до 9 кгс/см² в диапазоне производительности 145–550 м³/мин.

По конструктивным признакам данные компрессоры одновальные, шестиступенчатые (рис. 4.5).

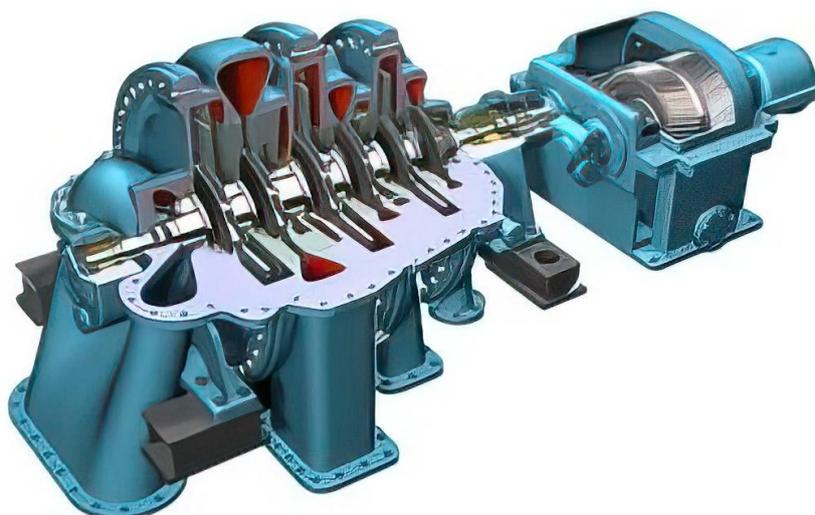


Рисунок 4.5 – Общий вид центробежного компрессора K250-61

По назначению компрессоры являются общепромышленными и могут использоваться на компрессорных станциях крупных и средних предприятий, принадлежащих практически ко всем отраслям экономики.

Компрессор K250 по праву считается одним из самых надежных компрессоров своего класса в мире. Срок его безотказной эксплуатации превышает установленные производителем сроки и в ряде случаев превышает 40 лет!

В комплектность поставки компрессоров входят: сам компрессор, редуктор, промежуточные и концевой воздухоохладители, комплект патрубков для присоединения компрессора с промежуточными воздухоохладителями, смазочная система, дроссельная заслонка, обратный и противопомпажный клапаны, электродвигатель и система автоматического управления.

Центробежные компрессоры

Центробежный компрессор представляет собой динамический компрессор радиального типа. В отличие от компрессоров, работающих по принципу вытеснения, центробежные компрессоры работают при постоянном давлении. Прямое назначение таких установок – это сжатие газа в достаточном объеме, при этом одновременно увеличивается давление и температура сжимаемой среды.

Воздух засасывается в центр вращающегося рабочего колеса с радиальными лопастями и прижимается к центру центробежной силой. Это радиальное движение воздуха приводит к повышению давления и генерированию кинетической энергии. Перед тем, как воздух направляется в центр рабочего колеса, кинетическая энергия также преобразуется в давление, проходя через диффузор и спираль.

Схема многоступенчатого однопоточного центробежного компрессора представлена на рисунке 4.6.

На каждой ступени компрессора давление воздуха повышается. В зависимости от требуемого давления число ступеней сжатия в центробежном

компрессоре может варьироваться для достижения более высокого давления. Такое многоступенчатое сжатие часто используется в нефтегазовой и перерабатывающей промышленности. В установках очистки сточных вод, напротив, используются одноступенчатые установки низкого давления для достижения желаемого перепада давления.

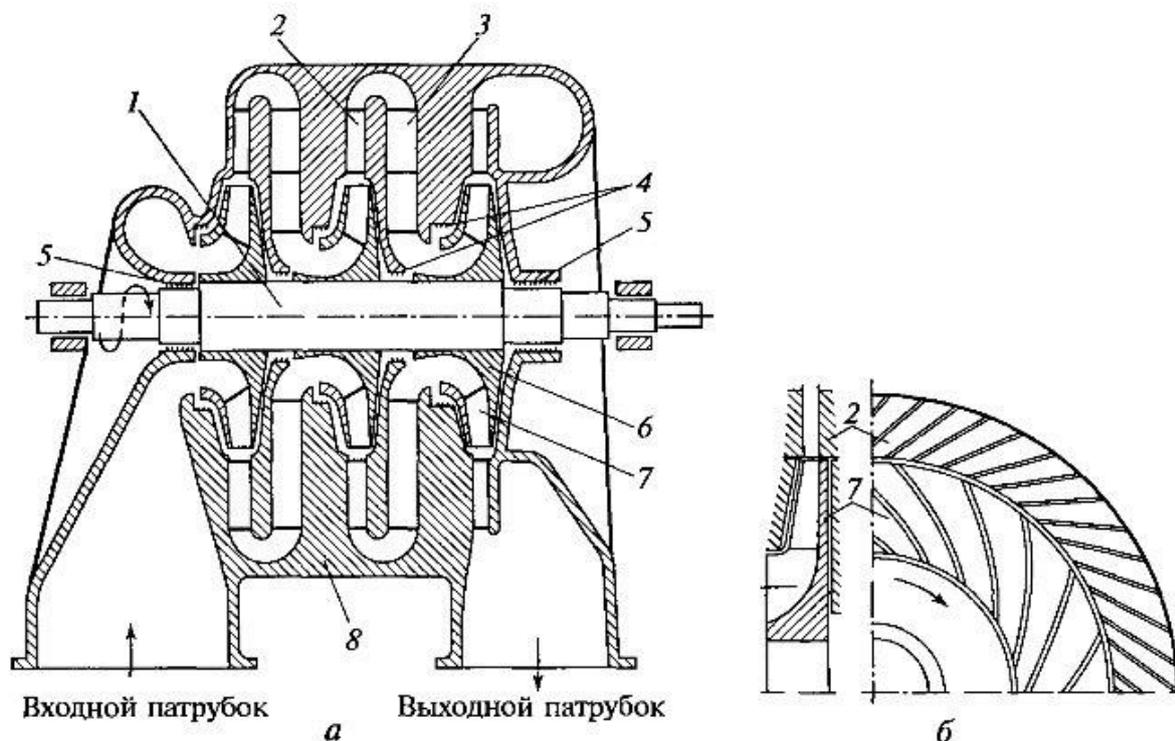


Рисунок 4.6 – Схема многоступенчатого однопоточного центробежного компрессора:

а – продольный разрез; б – разрезы рабочего колеса и лопаточного диффузора:

1 – вал; 2 – диффузор; 3 – лопатки; 4, 5 – уплотнения;

6 – рабочее колесо; 7 – рабочие лопатки; 8 – корпус компрессора

В современных моделях центробежных воздушных компрессоров для привода рабочих колес используются сверхскоростные электродвигатели. Благодаря этому достигается компактность компрессора, так как отсутствует редуктор и соответствующая система смазки. Таким образом, такой компрессор подходит для применения там, где необходим стопроцентный безмасляный сжатый воздух.

Одним из наиболее важных факторов для центробежного компрессора является эффективность компрессора при полной нагрузке. Однако потребление воздуха на заводе всегда колеблется, поэтому система контроля мощности необходима для обеспечения стабильной работы компрессора. Это достигается с помощью направляющих лопаток, которые устанавливаются перед входом в первую ступень сжатия. Это необходимо для подачи воздуха с постоянным давлением нагнетания в соответствии с требованиями расхода воздуха.

Преимущества центробежных компрессоров:

- низкий вес, легкость проектирования и производства;
- подходит для непрерывной подачи сжатого воздуха, например, в систему охлаждения;
- безмасляный воздух на выходе из компрессора;
- меньшее количество трущихся деталей;
- высокая скорость потока;
- относительно энергоэффективен;
- широкий диапазон скоростей вращения рабочих колес;
- центробежные компрессоры надежны и недороги в обслуживании;
- для установки центробежного компрессора не требуется специальный фундамент.

К основным достоинствам центробежных компрессоров относятся:

- высокая производительность;
- надежность при интенсивной эксплуатации в течение длительного времени;
- выработка незагрязненного маслом газа;
- равномерное нагнетание газа, отсутствие скачков давления и его провалов;
- способность работать без вибраций, что позволяет избежать обустройства сложных фундаментов при установке;
- низкая стоимость технического обслуживания и низкие эксплуатационные расходы.

Среди недостатков этого оборудования выделяют:

- сложности при сжатии газов с низкой плотностью, для работы с легкими газами требуются компрессоры с несколькими ступенями сжатия;
- более низкий КПД по сравнению с поршневыми компрессорами.

В целом, высокий уровень технико-экономических показателей центробежного компрессорного оборудования обеспечивает его широкое применение в промышленных отраслях с большим потреблением сжатого воздуха или других газов. Большинство центробежных компрессоров используется на химических, газоперерабатывающих и нефтеперерабатывающих предприятиях, а также в энергетике, металлургии, горнодобывающей отрасли.

Компрессор с числом ступеней вплоть до шести и давлением до 25 бар – не редкость. Скорость вращения значительно выше, чем у других типов компрессоров, и обычно составляет 15000–100000 об/мин. Это значит, что вал компрессора вращается на подшипниках скольжения, а не качения. Подшипники качения используются в одноступенчатых компрессорах с низкой степенью повышения давления.

Устройство и принцип работы

В центробежных компрессорах при помощи вращательного движения лопаток рабочих колес ротора, механическая работа вращающегося ротора преобразуется в кинетическую энергию частиц газа. При дальнейшем прохождении потока газа через диффузор кинетическая энергия газовых частиц

преобразовывается во внутреннюю энергию. Происходит динамическое сжатие газообразной среды. По сравнению с оборудованием других типов, конструктивное устройство центробежных компрессоров выглядит существенно проще (рис. 4.7). К сложным изделиям можно отнести рабочие колеса с лопатками, имеющими изогнутый профиль. Изготовление компрессоров с таким видом рабочих колес обходится существенно дороже.

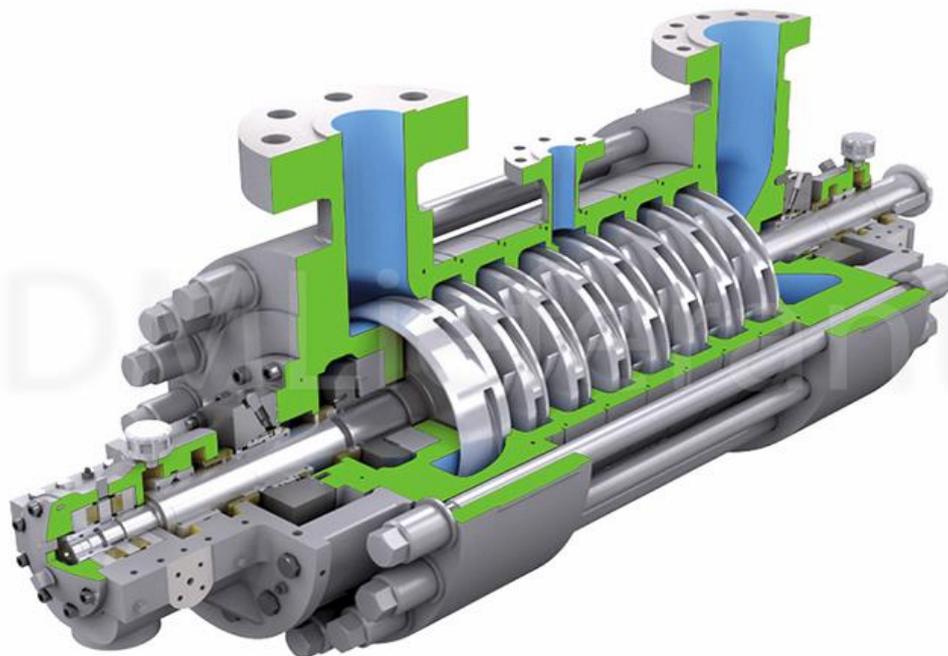


Рисунок 4.7 – Конструктивное устройство многоступенчатого осевого компрессора

В качестве привода центробежных компрессоров используют электрические и дизельные двигатели, газовые и паровые турбины.

В основном минимальная объемная производительность центробежного компрессора определяется потоком, протекающим через последнюю ступень. Практический предел в 160 л/с на выходе разделенной по горизонтали машины определен эмпирическим способом. Каждый центробежный компрессор должен иметь выполненное подходящим способом уплотнение для уменьшения утечки вдоль вала в тех местах, где он проходит через корпус компрессора.

В наши дни используются многие виды уплотнений, самые совершенные из которых можно обнаружить в компрессорах с высокой скоростью вращения, предназначенных для высоких давлений. Наиболее распространены уплотнения четырех типов: лабиринтные, кольцевые (обычно графитные, которые работают без смазки, но используются также уплотняющие жидкости), механические и гидростатические.

Параметры центробежных компрессоров представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Параметры центробежных компрессоров

Тип машины	Производительность, м ³ /мин	Конечное давление, кгс/см ²	Потребляемая мощность, кВт	Частота вращения, 1/мин	Мощность двигателя, кВт
К250-61-5	145225	9,0	1000-1445	10935	1600
ЦТК 275/9	165275	9,0	1135-1535	11172	1600
К350-62-1	230-275	7,35	1600-2000	8600	2500
К500-61-5	300-550	9,0	2400-3000	7625	3150

Поток рабочего вещества можно представить, как бесконечно большое количество элементарных струек. Так как такая струйка будет иметь бесконечно малое сечение, то все параметры потока в нем можно считать одинаковыми. Такой поток называется одномерным.

4.3. Теория работы центробежных компрессоров

Уравнение одномерного движения рабочего вещества

Течение потока может быть нестационарным или стационарным, то есть параметры потока в одном сечении могут со временем меняться или быть постоянными во времени.

Рассмотрим одномерное стационарное движение рабочего вещества в межлопаточном канале рабочего колеса, где все параметры вещества меняются только по длине струек. Межлопаточный канал криволинейный и имеет переменное сечение.

Выберем бесконечно малый элемент струйки *A-B*, через который за время *t* протекает масса *M* рабочего вещества (рис. 4.8). В сечении *A* площадь, давление и скорость потока равны *F*, *p*, *c*. В расположенном на расстоянии *ds* сечении *B* эти же параметры равны *F + dF*, *p + dp*, *c + dc*. Давление на боковой поверхности элемента ввиду малости расстояния *ds* определяется как среднеарифметическое между сечениями *A* и *B*:

$$\frac{p+p+dp}{2} = \frac{2p+dp}{2} = p + \frac{dp}{2} \quad (4.1)$$

На рабочее вещество в элементе *A-B* действует внешняя сила *dP* от подвода энергии извне, направление которой совпадает с направлением потока (для компрессорных турбомашин), а также сила сопротивления *dP_r*, всегда направленная против движения.

Согласно теореме об изменении количества движения, импульс всех сил, действующих на поток, равен изменению количества движения массы вещества, то есть $\sum_i dP_i \cdot t = Mdc$. Разделив обе части уравнения на время *t*, получим, $\sum_i dP_i = Gdc + dP_r$.

После сокращений и перестановок можно записать:

$$dP = Fdp + Gdc + dP_r.$$

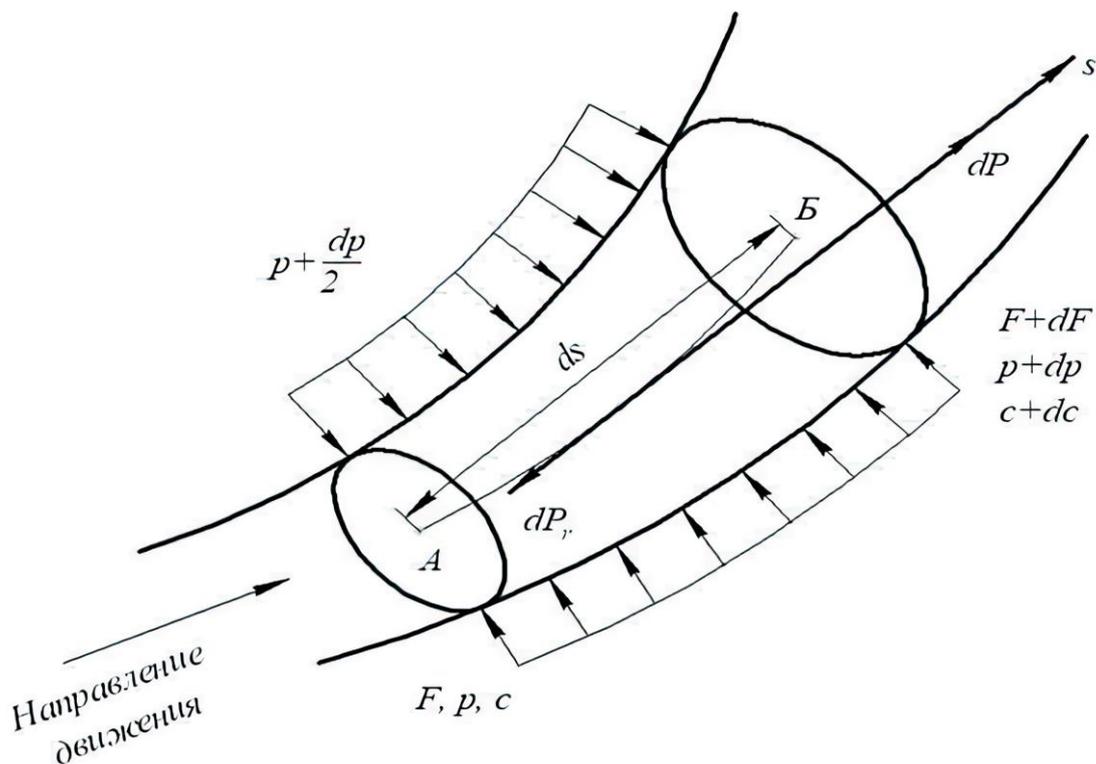


Рисунок 4.8 – Элемент струйки в неподвижном канале

Учитывая, что $G = \rho cF$, и разделив обе части уравнения на ρF , получим:

$$\frac{dP}{\rho F} = \frac{dp}{\rho} + cdc - \frac{dP_r}{\rho F},$$

где

$$\frac{dP_r}{\rho F} = l - \text{приращение удельной работы.}$$

Тогда $dl = vdp + cdc + dl_r$ – уравнение Бернулли.

Без подвода энергии извне: $vdp + cdc + dl_r = 0$, а если отсутствуют и потери на трение, то $vdp + cdc = 0$, то есть с уменьшением скорости потока его давление увеличивается (часть кинетической энергии переходит в потенциальную).

В рабочем колесе турбокомпрессора каналы, по которым движется рабочее вещество, вращаются с постоянной скоростью ω .

Одномерное стационарное движение во вращающемся канале (относительное движение) можно получить, если внешнюю силу dP заменить центробежной силой dP_c (действует по радиусу) и кориолисовой силой $dP_{\text{Кор}}$, которая направлена перпендикулярно к оси s (рис. 4.9).

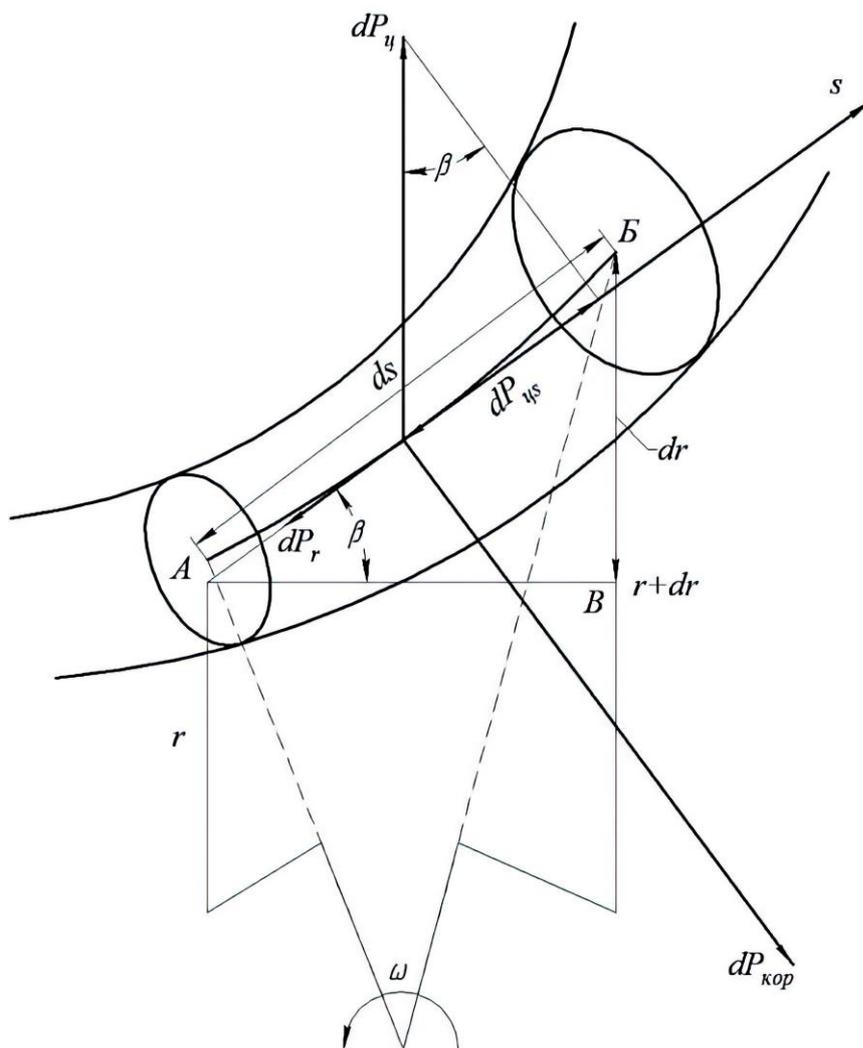


Рисунок 4.9 – Элемент струйки во вращающемся канале

Скорость в неподвижном канале (относительную скорость) обозначим w , а абсолютная скорость s будет определяться сложением векторов относительной скорости w и окружной скорости u .

Вектор окружной скорости направлен перпендикулярно к радиусу колеса в сторону вращения, а вектор относительной скорости направлен по касательной к средней линии канала (или к поверхности изогнутой лопатки) в сторону движения потока.

Угол между вектором относительной скорости w и направлением, противоположным направлению вектора окружной скорости u , называется углом потока в относительном движении β (рис. 4.10.).

Из треугольника ABB (рис. 4.9) $\sin\beta = dr/ds = dP_{\text{цс}} / dP_{\text{ц}}$.

Проекция кориолисовой силы на ось s равна нулю; проекция центробежной силы на ось s : $P_{\text{цс}} = dP_{\text{ц}} \sin\beta = dP_{\text{ц}} dr/ds$.

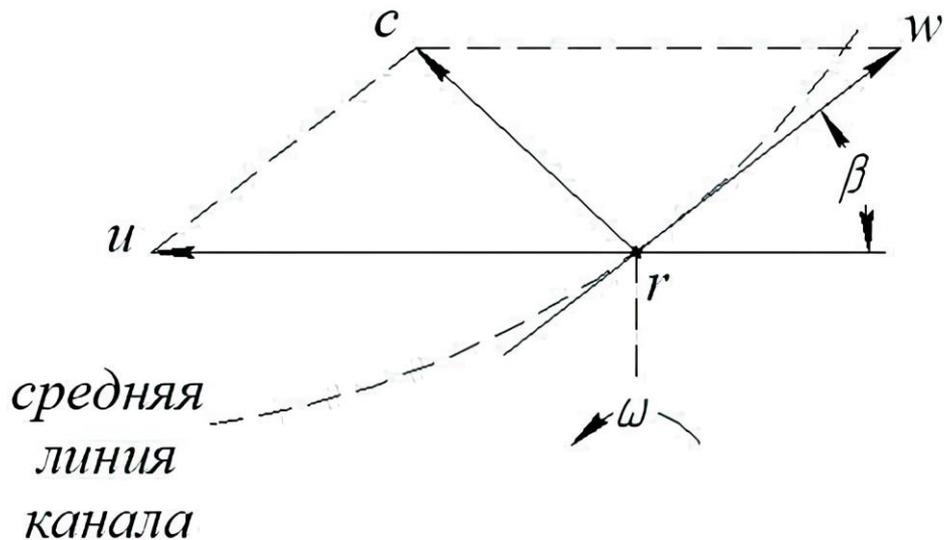


Рисунок 4.10 – Угол потока в относительном движении

Повторим ранее записанное уравнение для внешней силы:

$$dP = Fdp + Gdc + dP_r.$$

Заменяя dP на $dP_{цс}$, а dc на dw , получим:

$$dP_{цс} dr/ds = Fdp + Gdw + dP_r.$$

Учитывая, что центробежная сила $dP_{цс} = Mr\omega^2 = Vpr\omega^2 = Fds\rho r\omega^2$,

а расход $G = \rho cF$ или $G = \rho wF$, и разделив последнее уравнение на ρF , получим:

$$\frac{Fds\rho r\omega^2 dr}{\rho Fds} = \frac{dp}{\rho} + wdw + \frac{dP_r}{\rho F} \quad (4.2)$$

После сокращений получим уравнение Бернулли в относительном движении:

$$\omega^2 \cdot r dr = vdp + wdw + dl_r \quad (4.3)$$

Уравнение расхода:

В общем случае расход рабочего вещества $G = \rho cF$

Для центробежного компрессора

На произвольном диаметре D межлопаточный канал имеет ширину b (рис. 4.11).

Площадь проходного сечения F составляет сумма длин $A-B$ каждого канала, умноженная на ширину b .

Если не учитывать толщину лопатки, то сумма длин $A-B$ составила бы длину окружности диаметром D , то есть πD .

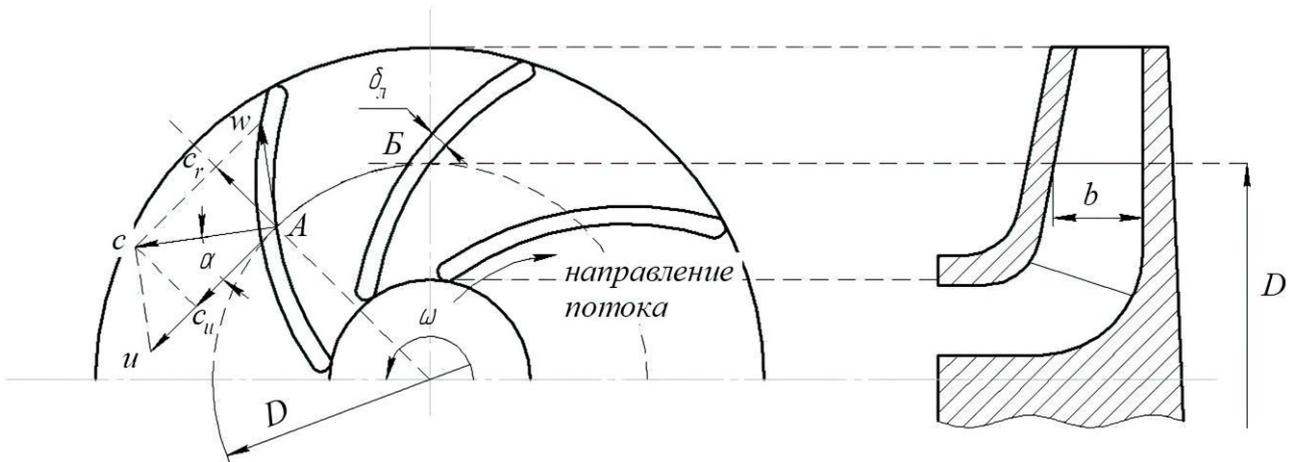


Рисунок 4.11 – Движение рабочего вещества в межлопаточном канале центробежного компрессора.

По нормали к дуге окружности $A-B$ направлена радиальная составляющая скорости c , то есть скорость c_r .

Направление этой скорости совпадает с направлением потока, поэтому скорость c_r должна учитываться при определении расхода.

Угол между скоростью c и ее проекцией на направление окружной скорости c_u обозначим α .

Тогда $\sin\alpha = c_r/c$ или $c_r = c \sin\alpha$.

Теперь можно записать уравнение расхода для центробежного компрессора:

$$G = \rho c_r \pi D b \tau.$$

В этом уравнении τ – коэффициент стеснения потока лопатками. Коэффициент τ можно представить, как отношение площади свободного для прохода сечения (между лопатками) к площади полного сечения (без лопаток):

$$\tau = \frac{F_{св}}{F_{пол}} = \frac{F_{пол} - F_l}{F_{пол}} = 1 - \frac{F_l}{F_{пол}} = 1 - \frac{F_l}{\pi D b}$$

Площадь F_l , занимаемая лопатками, должна быть перпендикулярна направлению скорости c_r , то есть нужно учитывать (с небольшой погрешностью) толщину лопатки $\delta_{лТ}$ (рис. 4.12).

Угол β_l – угол наклона средней линии лопатки.

$$\sin\beta_l = \delta_l / \delta_{лТ}; \delta_{лТ} = \delta_l / \sin\beta_l,$$

тогда

$$F_l = \delta_{лТ} z b / \sin\beta_l,$$

где z – число лопаток.

Уравнение определения коэффициента стеснения потока лопатками:

$$\tau = 1 - \frac{\delta_l z}{\pi D \sin\beta_l} \quad (4.4)$$

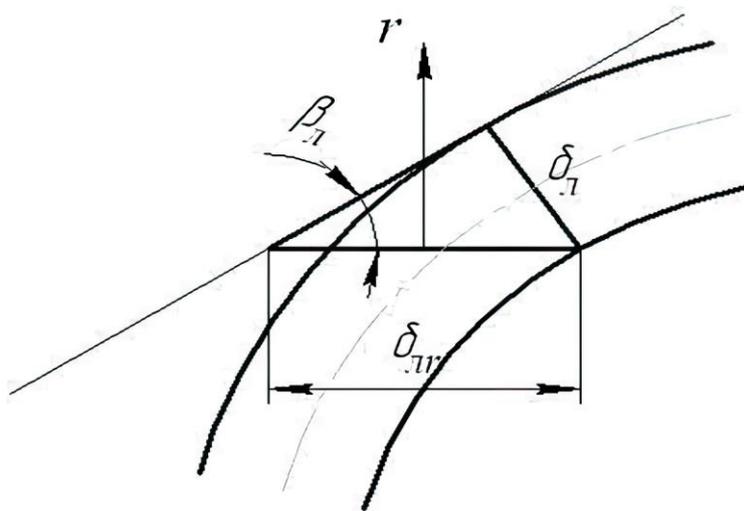


Рисунок 4.12 – Угол наклона средней линии лопатки

4.4. Осевые компрессоры

В осевых компрессорах осевой поток воздуха или газа проходит вдоль вала компрессора через ряд вращающихся рабочих и неподвижных импеллеров. При этом скорость движения воздуха постепенно возрастает, в то время как неподвижные направляющие лопатки преобразуют кинетическую энергию в давление. Минимальная объемная производительность такого компрессора составляет примерно $15 \text{ м}^3/\text{с}$. В компрессоре обычно устанавливается балансирный барабан для уравнивания осевой нагрузки. Осевые компрессоры вообще меньше, чем эквивалентные центробежные компрессоры, и обычно работают со скоростью большей на 25 %. Они используются для получения большой объемной производительности при относительно небольшом давлении. За исключением газотурбинных установок, степень повышения давления редко превышает 6. Обычная производительность таких компрессоров составляет $65 \text{ м}^3/\text{с}$, а эффективное давление может достигать $14 \text{ кгс}/\text{см}^2$.

Работу компрессора характеризуют следующие основные параметры:

- расход воздуха G , кг/с, определяется количеством воздуха, прошедшим через компрессор за одну секунду;
- степень повышения воздуха в компрессоре:

$$\pi_k = \frac{p_2}{p_1}, \quad (4.5)$$

где p_2 – давление заторможенного потока воздуха на выходе из компрессора;

p_1 – давление заторможенного потока на входе в компрессор;

- адиабатный КПД ($\eta_{ад}$) – для различных типов компрессоров определяется при заводских испытаниях, как отношение полезной адиабатической работы, затраченной на сжатие и проталкивание воздуха в компрессоре, к полной подведенной к компрессору работе.

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{L_{\text{ад}}}{L_e}, \quad (4.6)$$

где $L_{\text{ад}}$ – полезная адиабатическая работа, затраченная на сжатие и проталкивание воздуха в компрессоре;

L_e – полная подведенная к компрессору работа.

Адиабатный КПД на расчетном режиме для отдельных ступеней осевых компрессоров составляет 0,89–0,92, многоступенчатых компрессоров 0,85–0,81.

Изменение параметров состояния воздуха в ступени осевого компрессора

Ступенью компрессора называется сочетание рабочего колеса и неподвижного направляющего аппарата.

Диаметр ступени компрессора определяется потребным расходом воздуха, его плотностью и осевой скоростью. Осевая скорость воздуха сохраняется по всем ступеням постоянной или несколько уменьшается к последним ступеням. Поскольку плотность воздуха на входе в первую ступень минимальная, то наибольшую площадь проточной части имеет первая ступень, далее площадь уменьшается к последним ступеням. Площадь проточной части ограничена ее наружным и внутренним диаметрами.

Воздух, проходя по тракту осевого компрессора, участвует в сложном движении. Это в первую очередь абсолютное движение массы воздуха по тракту (скорость c), также движение относительно лопаток (скорость w) и движение, придаваемое массам воздуха вращающимся рабочим колесом (скорость вращения рабочего колеса u).

По аналогии с паровыми турбинами, у которых СА конфузورного типа и предназначены для перевода потенциальной энергии пара в виде давления и температуры в кинетическую энергию скорости, которая на рабочих лопатках преобразуется в механическую энергию вращения ротора. В осевых компрессорах происходит обратное преобразование энергии, т. е. механическая энергия вращения ротора за счет диффузорного сечения лопаток приводит к уменьшению скорости потока воздуха ($w_2 < w_1$) и увеличению давления ($p_2 > p_1$) и температуры ($T_2 > T_1$). Эти изменения представлены на рисунке 4.8 и рисунке 4.9.

Диффузор превращает кинетическую энергию потока газа в энергию давления. Так как угол раскрытия диффузора небольшой (14–18°), то степень повышения давления в нем невелика (1,1–1,15). С увеличением угла раскрытия вышеуказанных переделов резко падает КПД диффузора из-за интенсивного отрыва пограничных слоев. Поэтому для получения высоких степеней повышения давления необходимо применить многоступенчатое сжатие, т. е. последовательное соединение нескольких диффузоров. При этом газ, поступающий в каждый диффузор, должен обладать большим запасом кинетической энергии.

Таким образом, для получения высоких степеней повышения давления, кроме последовательного включения диффузоров, необходима также установка

перед каждым диффузором устройства, в котором механическая энергия преобразовалась бы в кинетическую.

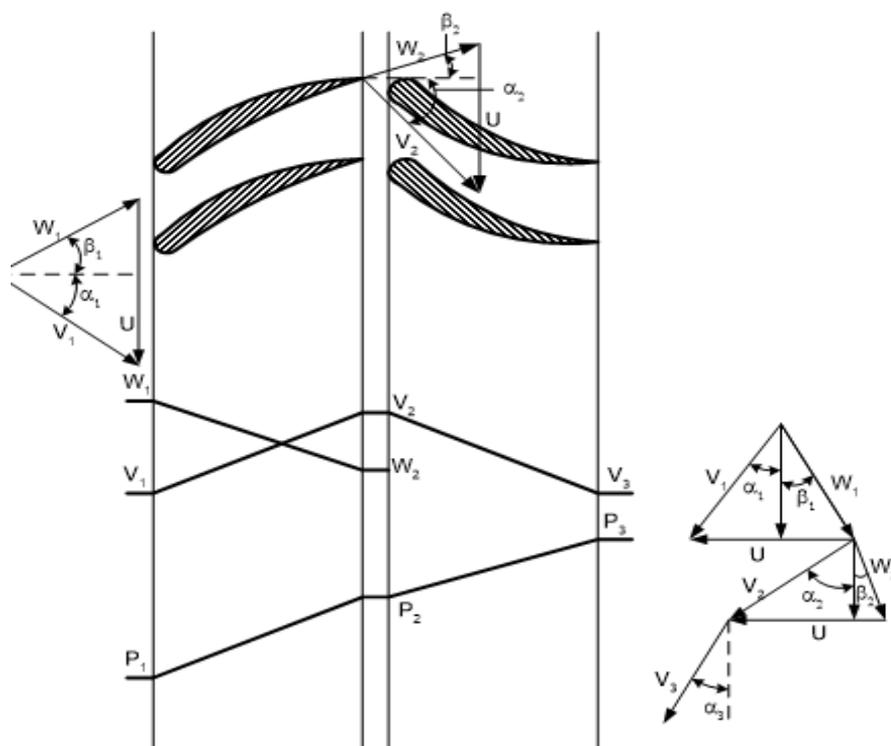


Рисунок 4.13 – Изменение параметров воздуха на рабочих и сопловых лопатках

Таким устройством может быть вращаемый внешним источником диск с закрепленными на нем лопатками (рабочее колесо). Движущиеся лопатки разгоняют газ до высокой скорости, и запасенная газом кинетическая энергия преобразуется в энергию давления в диффузорных неподвижных каналах лопаток.

Многоступенчатый осевой компрессор включает:

- рабочие колеса (РК), закрепленные на одном валу;
- неподвижные лопатки – промежуточный направляющий аппарат (ПНА);
- за последней ступенью компрессора устанавливается спрямляющий аппарат (СА);

Лопаточная решетка рабочего колеса часто выполняется диффузорной. Это позволяет увеличить степень повышения давления в ступени (рис. 4.13).

НА (направляющий аппарат) разворачивает поток, формируя нужный угол его вхождения в следующую ступень.

Давление повышается в рабочем колесе за счет динамического воздействия рабочих лопаток на воздушные массы и падения скорости от W_1 до W_2 . В (НА) за счет падения скорости от C_2 до $C_{\text{вых}}$.

После выхода из ступени воздушный поток имеет абсолютную скорость, близкую к той, которая была до вхождения и, соответственно, повышенное давление (примерно на 25–30 %).

Степень повышения давления воздуха в ступени и компрессоре

Это важнейший параметр, характеризующий компрессор. Степенью повышения давления воздуха в ступени называется отношение давления на выходе из ступени (выход из СА) P_2 к давлению на входе в ступень (вход в РК) P_1 :

$$\pi_{ст} = \frac{P_2}{P_1} \quad (4.7)$$

У современных ОК $\pi_{ст} = 1,3 - 1,6$.

Степенью повышения давления воздуха в компрессоре называется отношение давления на выходе из последней ступени компрессора P_k к давлению на входе в первую ступень P_1 :

$$\pi_k = \frac{P_k}{P_1} \quad (4.8)$$

Нетрудно показать, что степень повышения давления воздуха в компрессоре равна произведению степеней повышения давления воздуха в ступенях:

$$\pi_k = \pi_1 \cdot \pi_2 \cdots \pi_i \quad (4.9)$$

Из этого следует, что напорность компрессора зависит от числа ступеней. У современных ОК число ступеней (i) от 7 до 19, а $\pi_k = 5-23$.

Формула для анализа зависимостей π_k от различных факторов.

$$\frac{K}{K-1} R T_1 \left(\pi_{ст}^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) = \frac{\eta_{ст} \Delta c_u \cdot u}{g} \quad (4.10)$$

Учитывая, что для воздуха $\frac{K}{K-1} R = 102,5$, где $\frac{K}{K-1} = 3,5$,
получим:

$$\pi_{ст} = \left(\frac{\eta_{ст} \cdot \Delta c_u \cdot u}{102,5 \cdot T_1 \cdot g} + 1 \right)^{3,5} \quad (4.11)$$

Из полученного уравнения видно, что степень повышения давления воздуха в ступени компрессора $\pi_{ст}$ (напорность ступени) тем больше, чем больше окружная скорость рабочего колеса или число $u = \frac{\pi D n}{60}$, где n – частота вращения ротора, Δc_u – закрутка воздуха в РК и $\eta_{ст}$ – КПД ступени. Из уравнения (4.11) видна зависимость степени повышения давления от температуры воздуха на входе в ступень (T_1).

Повысить напорность можно за счет увеличения окружной скорости u . Однако увеличение окружной скорости u , с одной стороны, ограничивается условиями прочности ротора, а, с другой стороны, максимальной величиной относительной скорости w_{1max} , при которой число $M \leq 0,2$. В связи с этим у современных ОК окружная скорость на внешнем диаметре равна $u = 300-370$ м/с.

Срывные режимы работы осевого компрессора. Помпаж

Воздух при прохождении компрессора участвует, как уже указывалось выше, в сложном движении. Изменение величины скоростей c и u этого движения, зависящих, соответственно, от расхода воздуха и частоты вращения, определяет углы обтекания лопаток.

При превышении этими углами критических значений происходит срыв и турбулизация потока воздуха. Например, как видно из треугольника скоростей, это может произойти при уменьшении расхода воздуха через двигатель.

В этом случае уменьшается величина скорости потока и растет угол атаки (рис. 4.14).

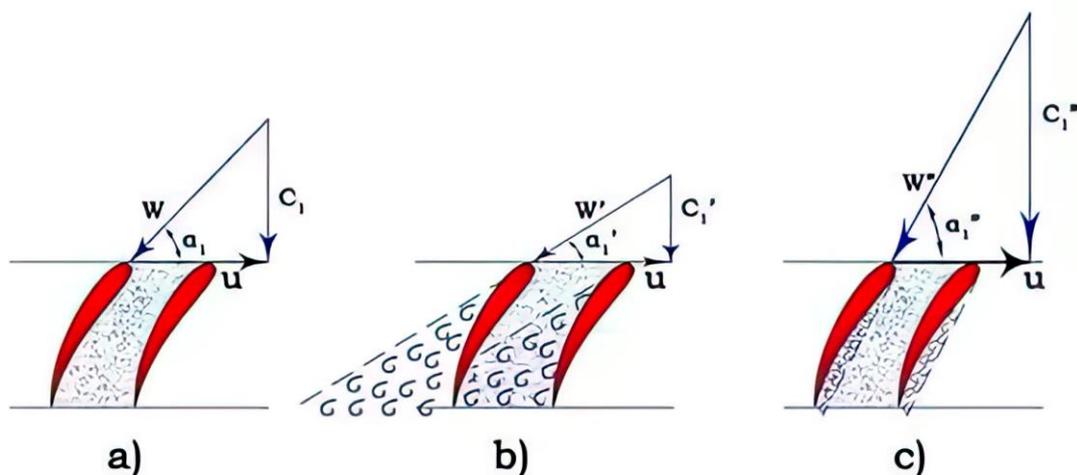


Рисунок 4.14 – Обтекание лопаток осевого компрессора:

- а) расчетный режим; б) уменьшенная подача;
в) увеличенная подача

То есть, в межлопаточном пространстве появляется турбулентная зона. Она сразу нарушает работу ступени, так как в определенном смысле запирает (или дросселирует) ее, соответственно уменьшая напор и КПД.

Срывные турбулентные зоны образуются не на всех лопатках сразу из-за имеющихся в реальных условиях некоторых различий в их геометрии и асимметрии потока.

Но такая зона в свою очередь может вызвать срыв в соседней ступени (например, дросселируя впереди стоящую) и таким образом увеличить область срыва вплоть до распространения ее по всему тракту.

Характеристики ОК (рис. 4.14) показывают, что турбулентная зона может возникать только при малых (режим запуска, останова) подачах компрессора.

Причем, вихревые зоны могут формироваться как на спинках, так и на корытцах лопаток в зависимости от величины расхода и, соответственно, углов атаки лопаток. Иной раз этот процесс может происходить достаточно быстро, за сотые доли секунды.

Локальных срывных зон может быть несколько, и они могут занимать разное положение по высоте лопаток, по периметру ступени и быть довольно развитыми по величине. Существует такое явление, как вращающийся срыв.

Это область срыва, вращающаяся вокруг оси рабочего колеса в сторону его вращения, но с меньшей окружной скоростью.

В зависимости от условий и режима работы двигателя срывные зоны могут распространяться на несколько ступеней и существовать, не нарушая устойчивой работы компрессора в целом.

При этом, однако, они очень опасны, потому что вызывают вибрацию лопаток вплоть до возможности их поломки, и поэтому абсолютно недопустимы.

При распространении зон вращающегося срыва на весь компрессор происходит глобальная потеря устойчивости его работы. Падает напорность ступеней (особенно в области малых расходов воздуха), появляются колебания давления за компрессором, расхода воздуха, частоты вращения, возможен некоторый рост температуры газа за турбиной. Двигатель теряет эффективность, растет вибрация и опасность разрушения лопаток компрессора.

В эксплуатации наблюдается еще один неустойчивый режим работы компрессора, именуемый достаточно известным словом помпаж. Это название, впрочем, не придумано специально для ОК. Оно относится к лопаточным компрессорам и насосам вообще и суть его для всех этих агрегатов одинакова.

Для ОК помпаж является как бы следующей ступенью после формирования глобального срыва компрессора.

Сам процесс заключается в следующем. После быстрого формирования глобального срыва компрессора и резкого падения его напорности, газ из тракта за компрессором, сохранивший высокое полное давление, начинает прорываться обратно, не встречая существенного противодействия.

То есть по сути дела имеет место явление, получившее в гидравлике название «гидроудар».

При определении характеристик компрессора на стенде или при их расчете можно получить почти все возможные устойчивые режимы работы компрессора.

Но при работе компрессора в системе той или иной схемы реализуется лишь часть этих возможных режимов, занимающая некоторую область в поле характеристики компрессора – область рабочих режимов (рис. 4.15). Значения $n_{пр.р}$ и соответствующие какому-либо конкретному рабочему режиму $G_{в.пр.}$ изображаются на характеристике компрессора рабочей точкой. Важное значение в теории ОК имеют рабочие точки, соответствующие установившимся режимам работы, т. е. постоянным во времени значениям частоты вращения.

Для большинства схем ОК каждому значению приведенной частоты вращения на установившихся режимах соответствует только одна рабочая точка. Соединив такие рабочие точки, относящиеся к различным значениям $n_{пр.р}$, получим рабочую линию (линию рабочих режимов). Таким образом, рабочая линия представляет собой совокупность всех установившихся режимов работы компрессора.

Форма и расположение рабочей линии в поле характеристики компрессора зависят от его расчетных параметров.

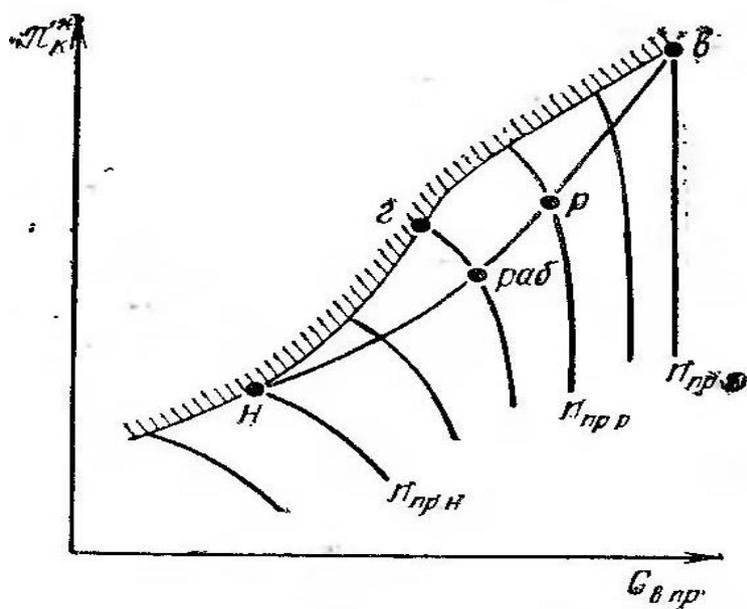


Рисунок 4.15 – Рабочая линия на характеристике ОК

Для примера на рисунке 4.15 показано типичное расположение рабочей линии на характеристике нерегулируемого компрессора с высокой расчетной степенью повышения давления. Как видно, в этом случае рабочая линия пересекает границу устойчивой работы компрессора в двух точках **Н** и **В**. Первая из них лежит в области значений $n_{пр.н}$, меньших расчетного, и поэтому соответствующее ей нарушение устойчивой работы компрессора называется «нижним срывом». Неустойчивая работа компрессора в системе двигателя, соответствующая точке **В** $n_{пр.в}$, называется «верхним срывом».

Удаленность рабочей точки от границы устойчивой работы предоставляет собой запас устойчивости, который имеется в данной рабочей точке (при данном значении $n_{пр}$) по отношению к возможному смещению ее положения или положения границы устойчивости, при котором устойчивая работа компрессора еще не будет нарушена.

Важной характеристикой компрессора является граница помпажа (на рис. 4.15 заштрихованная линия).

Граница режимов, при которых имеют место некие минимальные (в отношении возникновения помпажа) расход воздуха и относительная приведенная частота вращения, называется границей помпажа. Часто вместо нее на характеристике компрессора указывают границу его устойчивой работы, соответствующую предпомпажным режимам. Расчетным путем определяются запасы газодинамической устойчивости компрессора.

При пуске частота вращения компрессора изменяется от нуля до номинальной, поэтому важно предусмотреть такой расход воздуха через компрессор, чтобы не допустить его повреждения из-за неизбежного срыва потока при работе на пониженной частоте вращения. Для решения этой задачи при пониженной частоте вращения открыты антипомпажные клапаны, которые обеспечивают перепуск воздуха из одной или нескольких ступеней

компрессора. Эти действия ослабляют интенсивность срыва потока и исключают вероятность повреждения проточной части компрессора (рис. 4.16).

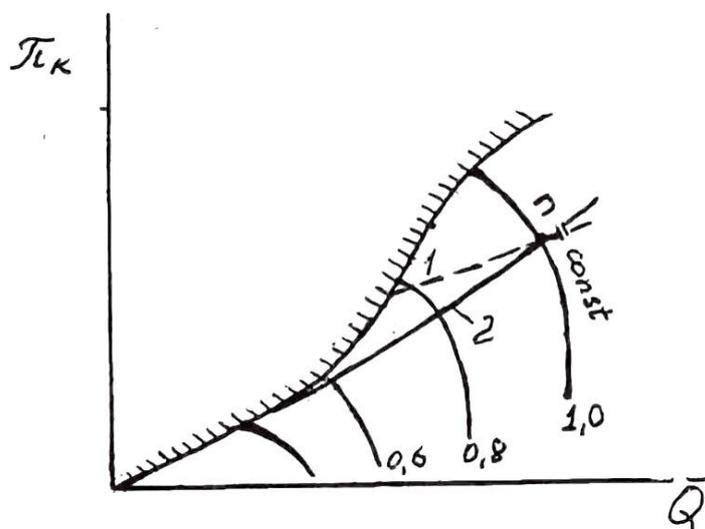


Рисунок 4.16 – Увеличение запаса устойчивости ОК

4.5. Поршневые компрессоры

Поршневые компрессоры были изобретены первыми и являются самыми распространенными из всех компрессоров. Поршневые компрессоры очень разнообразны: одинарного или двойного действия, со смазкой или бессмазочные, с разным числом цилиндров и самых различных конфигураций. За исключением самых малых компрессоров с вертикальными цилиндрами, для небольших компрессоров наиболее часто применяется V-образное расположение цилиндров. В крупных компрессорах двойного действия наибольшими преимуществами обладает L-образная конфигурация с вертикальным цилиндром низкого давления и горизонтальным цилиндром высокого давления. Поэтому такая конструкция наиболее распространена.

Поршневой компрессор обладает высоким коэффициентом полезного действия и его применение *наиболее целесообразно* при давлении более 1 МПа и *при малой подаче*.

Принцип работы поршневого компрессора похож на действие поршневого насоса. Отличием является то, что поршень насоса выталкивает жидкость в течение всего нагнетательного хода, а компрессор поршневой выталкивает воздух или газ лишь после того, как давление в цилиндре превысит давление в нагнетательной линии.

Принцип действия поршневого компрессора основан на совместной работе: цилиндра; поршня; клапана нагнетания; клапана всасывания; шатуна; коленчатого вала и описан ниже.

На производство сжатого воздуха затрачивается 5 % общего расхода электроэнергии на металлургических заводах и до 25–30 % на машиностроительных предприятиях и в горнодобывающей промышленности.

При использовании электрического привода компрессоров удельный расход энергии на производство 1000 м^3 сжатого воздуха составляет от 80 до 140 кВт·ч (в зависимости от давления сжатого воздуха, типа компрессорных машин, условий охлаждения и т. д.). При паровом приводе компрессоров расход топлива на 1000 м^3 сжатого воздуха – 17–20 кг.

Теоретическая и действительная индикаторная диаграмма поршневого компрессора

Возвратно поступательное движение поршня в сочетании с работой клапанной группы обеспечивает протекание следующих рабочих процессов: всасывания, сжатия и нагнетания. Совокупность этих процессов составляет рабочий цикл компрессора, повторяющийся при каждом обороте коленчатого вала. Рабочий цикл компрессора не является термодинамическим круговым циклом, так как процессы всасывания и нагнетания проходят с переменной массой рабочего вещества, и только процесс сжатия может быть описан уравнениями термодинамики постоянной массы.

Рабочие процессы компрессора удобно рассматривать в так называемой индикаторной диаграмме, показывающей зависимость давления сжимаемой среды от переменной величины ее объема в цилиндре или, что то же самое, от хода поршня. Индикаторная диаграмма теоретического процесса 1-2-3-4 показана на рисунке 4.17.

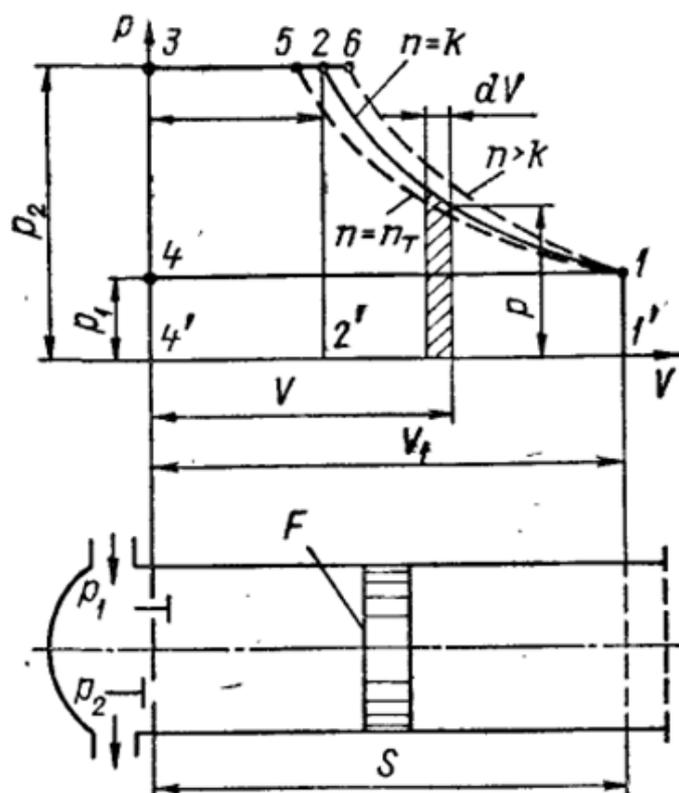


Рисунок 4.17 – Индикаторная диаграмма теоретического объемного компрессора

По вышеуказанным причинам индикаторная диаграмма не является термодинамической диаграммой.

При движении поршня слева направо происходит процесс всасывания 4-1 при полностью открытом всасывающем клапане. В точке 1, соответствующей правому мертвому положению поршня, всасывающий клапан закрывается, и при обратном движении поршня происходит процесс сжатия пара 1-2. В точке 2 открывается нагнетательный клапан и осуществляется процесс нагнетания 2-3, в конце которого нагнетательный клапан закрывается.

При анализе рабочих процессов условились считать работу, подводимую к сжимаемой среде, положительной, а возвращаемую ею – отрицательной. С учетом этого работу компрессора L_k , затрачиваемую на сжатие $V(\text{м}^3)$ пара от давления p_1 до давления p_2 , можно представить, как алгебраическую сумму трех работ: всасывания L_B , сжатия $L_{сж}$ и нагнетания L_H :

$$L_H = -L_B + L_{сж} + L_H. \quad (4.12)$$

Из выражения (4.12) следует два важных вывода:

- 1) работа компрессора в общем случае не равна работе сжатия;
- 2) работа компрессора при прочих равных условиях определяется характером термодинамического процесса сжатия.

Работу в механическом процессе всасывания 4-1 можно представить, как произведение силы $p_1 F$ (F – площадь поршня) на соответствующий ход поршня S , то есть $L_B = p_1 FS$. Из рисунка 4.17 видно, что произведение FS – есть объем цилиндра V_1 , поэтому

$$L_B = p_1 * V_1. \quad (4.13)$$

Аналогично для работы нагнетания можно написать:

$$L_H = p_2 * V_2. \quad (4.14)$$

Для определения работы сжатия в процессе 1-2 выделим элементарный процесс и запишем для него работу как произведение $-pdV$ (рис. 4.17). Знак минус обусловлен тем, что в процессе 1-2 объем сжимаемого пара уменьшается. Работа сжатия равна сумме работ элементарных процессов:

$$L_{сж} = \int_1^2 -pdV = \int_2^1 pdV. \quad (4.15)$$

Работа компрессора:

$$L_H = -p_1 V_1 + \int_2^1 pdV + p_2 V_2. \quad (4.16)$$

Обратим внимание на тот факт, что работа каждого из трех процессов в V - p -диаграмме эквивалентна площади под соответствующим процессом, то есть работа компрессора пропорциональна сумме площадей 2-3-4'-2' и 1-2-2'-1' за вычетом площади 1-4-4'-1'. В результате работа компрессора в масштабе диаграммы V - p выражается площадью 1-2-3-4, поэтому можно записать:

$$L_H = \int_1^2 V dp. \quad (4.17)$$

Работа сжатия (4.15) и работа компрессора (4.17) получены для G (кг) пара или для V (м^3) пара при давлении p_1 . Для 1 кг пара будем иметь:

$$l_H = \int_1^2 v dp; \quad (4.18)$$

$$l_{сж} = \int_1^2 p dv. \quad (4.19)$$

С другой стороны, при отводе теплоты работа компрессора может быть найдена из уравнения первого начала термодинамики в дифференциальной форме $dq = di - vdp$, откуда подставив $dq = Tds$, окончательно получим:

$$l_n = (i_2 - i_1) - \int_1^2 Tds. \quad (4.20)$$

Для интегрирования выражения (4.18) необходимо знать аналитическую зависимость между давлением и удельным объемом в процессе сжатия. Связь между этими величинами для любого термодинамического процесса сжатия выражается уравнением политропы

$$pv^n = const, \quad (4.21)$$

где n – показатель политропы сжатия.

В реальном компрессоре действует ряд конструктивных и функциональных факторов, приводящих в конечном итоге к снижению производительности и экономичности действительного компрессора по сравнению с теоретическим.

Рассмотрим основные из этих факторов.

1. Наличие мертвого пространства. В действительном компрессоре объем цилиндра больше объема, описанного поршнем за один ход, на величину так называемого мертвого пространства, то есть на величину того объема, откуда пар не может быть вытеснен при достижении поршнем крайней мертвой точки в конце процесса нагнетания. Мертвое пространство – это зазор между днищем поршня в крайней мертвой точке и клапанной плитой.

При обратном движении поршня процесс всасывания начинается только после того, как сжатый пар, оставшийся в мертвом пространстве, расширится и понизит свое давление до давления всасывания. Этот процесс происходит на некоторой части хода поршня и называется процессом обратного расширения. Таким образом, наличие мертвого пространства уменьшает объемную производительность действительного компрессора.

2. Гидравлические потери. Во всасывающем и нагнетательном трактах, включая клапаны, имеют место потери давления пара.

3. Подогрев пара. На участке от всасывающего патрубка до цилиндра компрессора происходит повышение температуры поступающего пара и, как следствие, уменьшение массовой производительности компрессора.

4. Теплообмен в цилиндре между паром и стенками цилиндра и поршня. В этом случае показатели политроп в процессах сжатия и обратного расширения имеют переменные значения, а эффективность работы компрессора снижается.

5. Пульсация давлений в полостях всасывания и нагнетания.

6. Перетечки. Основные перетечки происходят в зазорах между поршнем и поршневыми кольцами и стенками цилиндра, а также через неплотности в клапанах.

7. Трение. Часть энергии привода действительного компрессора расходуется на преодоление трения в механических парах.

Влияние большей части перечисленных факторов отражается на действительной индикаторной диаграмме (рис. 4.18), которая позволяет

провести качественный и количественный анализ действительных рабочих процессов.

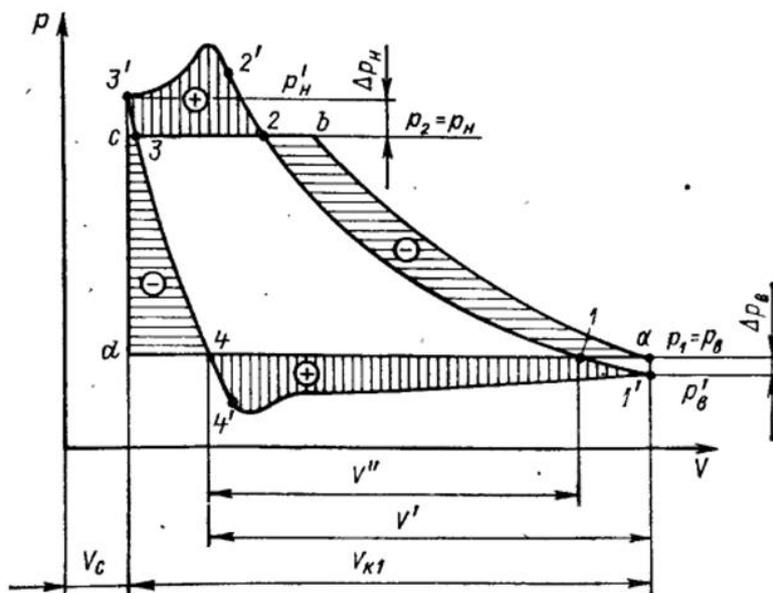


Рисунок 4.18 – Действительная индикаторная диаграмма

Действительные рабочие процессы существенно отличаются от теоретических. Это наглядно показывает сравнение индикаторных диаграмм теоретического (a-b-c-d) и действительного (1'-2'-3'-4') компрессоров. Процесс всасывания (4'-1') проходит при переменном давлении более низком, чем давление во всасывающей трубке p_1 . Точки 4' и 1' соответствуют началу открытия и полному закрытию всасывающего клапана. Разность давлений во всасывающей трубке и в цилиндре в процессе 4'-1' вызвана сопротивлением движению пара на пути между ними, а переменная величина этой разности обусловлена двумя обстоятельствами: во-первых, изменением степени открытия всасывающего клапана; во-вторых, изменением скорости пара в нем из-за переменной скорости поршня. Разность давлений в трубке p_1 и в начале сжатия p_1' называется депрессией на всасывании.

Аналогичная картина наблюдается и в процессе нагнетания 2'-3'. Моменту открытия нагнетательного клапана соответствует точка 2'. Из-за малого проходного сечения щели давление продолжает возрастать и после начала открытия клапана. После достижения максимума давление перед клапаном падает, но в конце нагнетания продолжает еще оставаться выше, чем давление в нагнетательной трубке. Разность конечного давления p_2' в точке 3' и давления $p_2 = p_H$ называется депрессией на нагнетании.

Действительная индикаторная диаграмма отражает также техническое состояние важных узлов и деталей компрессора. Например, нормально работающие клапаны должны закрываться в мертвых точках – штриховые линии на рисунках 4.19 и 4.20.

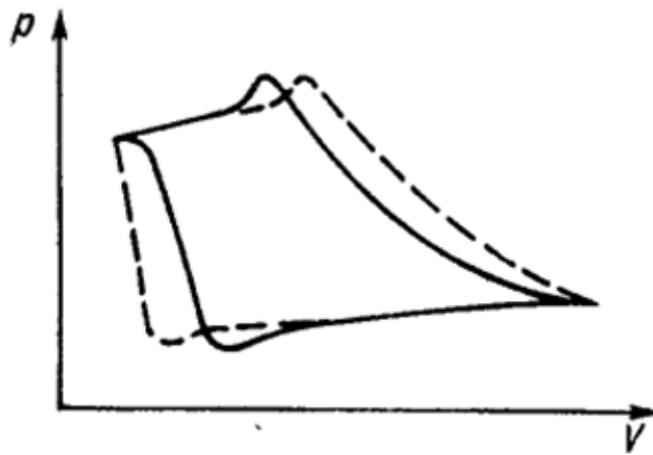


Рисунок 4.19 – Индикаторная диаграмма при запаздывании закрытия всасывающего и нагнетательного клапана

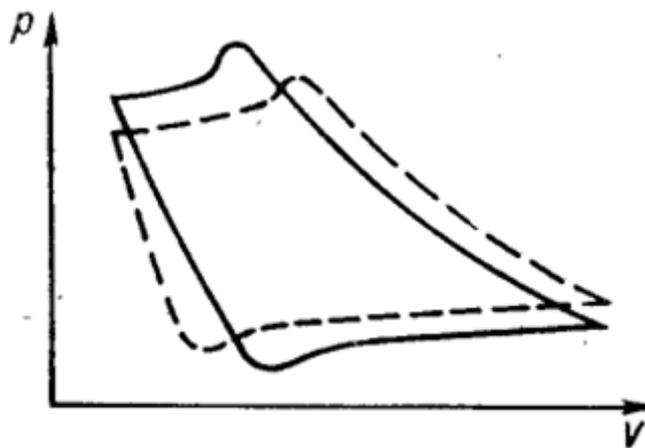


Рисунок 4.20 – Индикаторная диаграмма при преждевременном закрытии всасывающего и нагнетательного клапана

При запаздывании закрытия обоих клапанов (например, из-за слабых пружин) начальные участки линий сжатия и обратного расширения будут близки к горизонтальным (рис. 4.19). Такой же эффект даст и неплотное закрытие клапанов.

При излишне сильных пружинах клапанов последние закрываются преждевременно: сжатие будет начинаться при пониженном, а обратное расширение – при повышенном давлениях (рис. 4.20).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Сфера использования насосов и компрессоров в народном хозяйстве необычайно широка: от коммунального хозяйства до морского флота и от нефтяной промышленности и до транспортных систем. С помощью насосов и компрессоров осуществляется перемещение различных сред в большинстве современных отраслей, в том числе в тепло- и водоснабжении, канализации и в других направлениях, где необходимо создать энергию потока. Наибольшую популярность насосы и компрессоры приобрели в топливной, нефтяной, пищевой, химической и других отраслях промышленности.

Из изложенного выше материала можно сделать вывод, что компрессоры и насосы имеют много общего. Сюда можно отнести следующее:

- и в насосах, и в компрессорах в роли движущихся механизмов выступают поршни и лопасти;
- и насосы, и компрессоры создают области повышенного и пониженного давления;
- и в насосах, и в компрессорах используются сходные технические элементы: ротор, рабочее колесо, уплотнения, подшипники, впускной и нагнетательный клапаны.

В качестве основных различий между этими механизмами нужно отметить различие в физических параметрах среды, с которой работает тот или иной тип машин, и в первую очередь сжимаемость среды.

Компрессоры работают со сжимаемыми веществами, которыми и являются газы, поэтому компрессорные машины строятся таким образом, чтобы создавать высокое давление в замкнутых системах. Это определяет конструкцию ключевых механизмов, например, лопастей в лопастных устройствах, а также скорость вращения первых.

Вторым серьезным отличием компрессора от насоса является объем и температура вещества, с которым работают агрегаты. Объем перекачиваемого в замкнутую емкость газа уменьшается, при этом происходит увеличение температуры вещества. Соответственно, в сжимаемом газе происходит накопление энергии. Все эти параметры учитываются при разработке конструкции ключевых деталей компрессора, которые отличаются большей сложностью, чем ключевые детали насосов.

Насосы работают с жидкостями, которые являются несжимаемыми, поэтому необходимость создавать высокое давление и соответствующее ему противодействие в насосах отсутствует. Температура перекачиваемой среды в рабочих камерах насосов, как правило, не меняется. Другими важными отличиями компрессора от насоса являются:

- При тех же параметрах производительности компрессор имеет более высокую цену.

- Компрессорные установки более травмоопасны, особенно это касается устройств, работающих с токсичными и горючими газами.

- Практически всем компрессорам требуется более тщательное эксплуатационное обслуживание, тогда как насосы (ряд образцов) изготавливаются в расчете на полную автономность работы без технического обслуживания.

- Насосы могут работать в режиме непрерывного потока, компрессоры, по крайней мере, нижнего конца работают в режиме прерывистых циклов.

- Компрессоры оснащаются осушителем, так как жидкие фракции внутри конструкции могут привести к выходу ее из строя. Для насоса присутствие в перекачиваемой жидкости даже значительного объема газа вполне допустимо.

Подводя краткий итог сказанному выше, следует отметить следующее. Компрессоры и насосы нельзя считать взаимозаменяемыми устройствами, они принадлежат разным классам. Первые работают исключительно с газами, вторые предназначены для транспортировки жидкостей, в том числе с высоким уровнем вязкости и содержанием газа. Использование насоса вместо компрессора или наоборот недопустимо, так как это приведет к выходу агрегата из строя, причем в первую очередь это касается компрессоров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 6134-2007. Насосы динамические. Методы испытаний. Введ. 2008 – 06 – 01. – М.: Госстандарт России: Изд-во стандартов, 2007. – Текст: непосредственный.
2. Сыромаха, П. И. Насосы конденсатных систем: учеб. пособие / П. И. Сыромаха, В. Л. Плешанов, Н. Н. Гладышев, В. Д. Иванов, Т. Ю. Корткова / СПбГТУРП. – СПб., 2002. – 98 с. – Текст: непосредственный.
3. Гладышев, Н. Н. Технологические энергоносители предприятий (Воздухоснабжение предприятий): учеб. пособие / Н. Н. Гладышев, В. В. Филатов, Т. Ю. Корткова, В. Д. Иванов / СПбГТУРП. – СПб., 2008. – 39 с. – Текст: непосредственный.
4. Локалов, Г. А. Осевые и центробежные насосы тепловых электрических станций / Г. А. Локалов, В. М. Марковский, К. Э. Аронсон. – Екатеринбург: УФУ ЭБС АСВ, 2016. – 140 с. – Текст: непосредственный.
5. Аляев, В. А. Насосы и компрессоры. Ч. 1 / В. А. Аляев, С. А. Булаев, Д. В. Косенков и др. – Казань: Казанский НИТУ, 2016. – 48 с. – Текст: непосредственный.
6. Ефимов, А. Ю. Проектирование системы воздухоснабжения промышленных предприятий / А. Ю. Ефимов, И. Н. Артемов. – Саранск: Изд-во МУ, 2018. – 80 с. – Текст: непосредственный.
7. Дыскин, Л. М. Воздухоснабжение промышленных предприятий / Л. М. Дыскин, Ю. В. Осипов. – Нижний Новгород: ННГАСУ, 2010. – 52 с. – Текст: непосредственный.

Учебное издание

**Верхоланцев Александр Александрович
Данилов Михаил Михайлович
Калиничев Алексей Евгеньевич
Пеленко Валерий Викторович**

**Энергетические насосы,
компрессоры и системы
воздухоснабжения промышленных
предприятий**

Учебное пособие

Редактор и корректор М. Д. Баранова
Техн. редактор Д. А. Романова

Темплан 2024 г., поз. 5096

Подписано к печати 12.09.2024.

Формат 60x84/16.

Бумага тип № 1.

Печать офсетная.

Печ. л. 7.

Уч.-изд. л. 7.

Тираж 30 экз.

Изд. № 5096

Цена «С».

Заказ №

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД,
198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.