



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
(ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

УТВЕРЖДАЮ

проректор СПбГИ (ТУ)
по учебной работе, профессор

_____ Масленников И.Г.

" _____ " _____ 2010 г.

**«Общезаводское хозяйство и организация проектирования
заводов»**

**Учебное пособие для студентов заочного обучения по
специальности 240403 – Химическая технология природных
энергоносителей и углеродных материалов**

*Факультет технологии органического синтеза
и полимерных материалов*

Кафедра технологии нефтехимических и углехимических производств

Санкт-Петербург

2010

Учебное пособие обсуждено на заседании кафедры

технологии нефтехимических и углехимических производств, протокол № _____,
« » _____ 200 г

Заведующий
кафедрой _____ В.М. Потехин

Одобрено учебно-методической комиссией факультета технологии
органического синтеза и полимерных материалов, протокол № _____
« » _____ 20 г

Председатель _____ Н.А. Лавров

Составили: доц. _____ С.В. Дронов
доц. _____ Б. В. Пекаревский

СОДЕРЖАНИЕ

1 Лекции	4
2 Методические рекомендации по организации самостоятельной работы студентов	115
3 Контрольные вопросы	116
4 Контрольные работы	117
5 Литература	138

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Общезаводское хозяйство и организация проектирования заводов» входит в блок дисциплин по специализации. Рабочая программа дисциплины составлена в соответствии с Государственным Образовательным Стандартом специальности 240403 " Химическая технология природных энергоносителей и углеродных материалов"

Изучение дисциплины «Общезаводское хозяйство и организация проектирования заводов» преследует следующие цели: подготовку студентов к решению задач по технологии природных энергоносителей и углеродных материалов; развитие творческого мышления студентов, повышение их интеллектуального уровня.

Основные задачи изучения дисциплины состоят в получении студентами основных научно-практических знаний в области проектирования как самостоятельной отрасли инженерного труда, разработки проектов технологических установок, цехов и заводов.

Изучение дисциплины «Общезаводское хозяйство и организация проектирования заводов» основано на знании студентами материалов дисциплин: инженерная графика, вычислительная математика, процессы и аппараты химической технологии и специальных дисциплин по специальности 240403 " Химическая технология природных энергоносителей и углеродных материалов". Полученные знания необходимы студентам при подготовке, выполнении и защите выпускной квалификационной работы и при решении научно-исследовательских, проектно-конструкторских, производственно-технологических, организационно-управленческих задач в будущей профессиональной деятельности.

Формы контроля

По дисциплине «Общезаводское хозяйство и организация проектирования заводов» предусмотрены следующие виды контроля знаний студентов:

- *Оперативный контроль.* Оперативный контроль проводится с целью определения качества усвоения лекционного материала. Наиболее эффективным является его проведение в форме устного опроса по материалам предыдущей лекции. При этом могут использоваться контрольные вопросы, тестовые задания.

- *Итоговый контроль по курсу.* Для контроля усвоения данной дисциплины учебным планом предусмотрены контрольная работа и экзамен. Оценка за экзамен является итоговой по курсу и проставляется в приложении к диплому.

1 ЛЕКЦИИ

Лекция 1. Организация проектирования предприятий.

Первым этапом любого капитального строительства является разработка проектно-сметной документации (ПСД), которая представляет собой совокупность текстовых и графических материалов, которые описывают и изображают с минимально необходимой степенью детализации будущее предприятие в целом и его составные части в отдельности.

ПСД разрабатывается по заявке заказчика ПСД.

Заказчиком ПСД может являться либо государственная организация, которой предоставлено право капитальных вложений в строительство новых предприятий отрасли, либо другое юридическое лицо.

После разработки и утверждения проекта создается дирекция нового строящегося объекта и функция заказчика – застройщика передается ему.

Государственный проектный институт (ГПИ) является организацией, выполняющей проектные работы для капитального строительства. Его главная задача – разработка проектов на современном техническом уровне при минимально возможных затратах на строительство и эксплуатацию запроектированного предприятия.

ГПИ можно разделить на головной проектный институт и проектный институт – генеральный проектировщик.

Головной проектный институт – головной в рамках т.н. отрасли, помимо функций обычных проектных институтов на них возлагается проведение единой технической политики в проектировании предприятий и технологических установок отрасли.

Головной проектный институт имеет право контроля технических разработок, осуществляемых проектными институтами отрасли и обязан оказывать им техническую поддержку путем проведения консультаций и совещаний, рассмотрением проектов, обеспечения нормативно-технической документацией.

Проектный институт – генеральный проектировщик.

При проектировании предприятия один из проектных институтов является генеральным проектировщиком, а остальные проектные институты – субподрядчиками, которые выполняют заказы генерального проектировщика на проектирование отдельных объектов завода.

Главный инженер проекта – назначается генеральным проектировщиком для технического руководства и организации разработки проекта предприятия. Субподрядчиком назначается главный инженер проекта отдельного объекта проектируемого предприятия.

Все участники проектирования несут ответственность:

- За соблюдение утвержденных технико-экономических показателей.
- За правильное определение сметной стоимости и очередности строительства.
- За качество ПСД.
- За своевременную разработку и комплектность ПСД, передаваемой подрядчику.

- За внесение в проекты в установленный срок изменений, рекомендованных в заключениях экспертизы.

Основания для разработки ПСД:

- Утвержденная схема развития и размещения НП и НХ промышленности с обосновывающими материалами.
- Титульный список проектно-изыскательных работ.
- Задание на проектирование.
- Тематический план проектно-изыскательных работ проектного института – генерального проектировщика.
- Договор между заказчиком и проектным институтом о выполнении проектно-изыскательских работ.

Лекция 2. Стадийность проектирования

Проектирование технически несложных объектов, а также объектов, строительство которых будет вестись по типовым и повторно применяемым проектам осуществляется в одну стадию: «Рабочий проект со сводным сметным расчетом стоимости».

Проектирование крупных и сложных объектов ведут в 2 стадии: «Проектирование со сводным сметным расчетом стоимости» и «Рабочая документация со сметами».

В нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности одностадийные проекты целесообразно разрабатывать для:

- техническое перевооружение, реконструкция или расширение отдельно взятого производства на новом предприятии;
- создание нового производства или строительство последующих очередей действующих предприятий при условии: производство или очередь создается на базе известных технологий и оборудования или нормативная продолжительность строительства не более двух лет.

При двухстадийном проектировании для разработки проекта второй стадии (рабочей документации со сметами) необходимы следующие документы:

- Утвержденный проект (разработанный на первой стадии).
- Внутрипостроечный титульный список капитального строительства.
- Задание на проектирование.
- Тематический план проектно-изыскательных работ проектного института
- Договор между заказчиком и проектным институтом о выполнении проектно-изыскательских работ.

Лекция 3. Задание на проектирование, исходные данные для проектирования.

Задание на проектирование составляется на основе:

- утвержденной схемы развития и размещения предприятий отрасли;
- схемы развития и размещения производственных сил того экономического района, на территории которого производится строительство.

При строительстве по очередям задание составляют на каждую очередь строительства.

Объем исходных данных для проектирования зависит от характера намечаемого строительства (новое строительство, реконструкция или техническое перевооружение) и состава проектируемого объекта.

В состав исходных данных входят:

1. Утвержденная схема развития и размещения предприятий отрасли;
2. Утвержденное задание на проектирование;
3. Отчеты о научно-исследовательских работах, связанных с разработкой новых технологических процессов на проектируемом предприятии;
4. Данные о состоянии атмосферы, водоемов и почв в районе площадки строительства;
5. Технические условия на присоединении проектируемого объекта к источникам энерго- и водоснабжения, инженерным и транспортным коммуникациям;
6. Отчет о проведении инженерных изысканий на территории застройки;
7. Каталоги на оборудование, изделия и приборы;
8. Каталоги местных строительных материалов, конструкций, деталей и полуфабрикатов;
9. Сведения о генеральной подрядной строительной организации.

На проектирование нового и расширение действующего предприятия, связанных с застройкой новых территорий требуются:

1. Документация, собранная и разработанная генеральным проектировщиком для согласования размещения площадки строительства;
2. Утвержденный акт выбора площадки строительства;
3. Акт об отводе земельного участка.

На проектирование реконструкции и технического перевооружения требуются:

1. Описание действующих производств, либо проектную документацию, на основании которой эти производства были построены с указанием внесенных в процессе строительства и эксплуатации дополнений и изменений.
2. Обмерные чертежи зданий и сооружений.
3. Заключение о техническом состоянии оборудования, здания, сооружений и коммуникаций.

При двухстадийном проектировании для разработки проекта второй стадии требуются:

1. Утвержденный проект (разработанный на первой стадии);
2. Замечания и рекомендации организаций, производивших экспертизу проекта;
3. Замечания и рекомендации организаций, осуществлявших согласование проекта.

Лекция 4. Основные разделы проекта.

Состав «проекта со сводным сметным расчетом стоимости».
Состоит из 7 разделов.

- I. Общая пояснительная записка
 1. Общая часть.
 2. Техничко-экономическая часть
 3. Генеральный план и транспорт

Общая часть разрабатывается главным инженером проекта и представляет краткое изложение основных решений по всем частям проекта. Содержит: исходные данные по проекту, характеристику запроектированного объекта, сведения о соблюдении норм, правил, инструкций и ГОСТов. В общей части делаются выводы и предложения по разработанному проекту.

Техничко-экономическая часть, разрабатывается инженерами-экономистами на основе: исходных данных на проектирование, стоимостных и других показателей проекта. В последних приводятся: анализ эффективности капиталовложений, сопоставление технико-экономических показателей с соответствующими показателями, утвержденными в генеральной схеме развития и размещения предприятий отрасли и с технико-экономическими показателями лучших отечественных и зарубежных аналогов.

Генеральный план и транспорт - разрабатывается инженерами - специалистами в области планировки. Содержит: краткую характеристику района и площадки строительства, оценку оптимальности выбранного варианта ее размещения, данные о составе предприятия. К этому разделу прилагаются: ситуационный план район и схема генерального плана предприятия.

- II. Основные решения по технологии производства.
 1. монтажно-технологическая часть.
 2. автоматизации и контроль производства.
 3. электроснабжение.
 4. теплоснабжение.
 5. связь и сигнализация.
 6. организация труда и управление производством (в т.ч. АСУТП).

Монтажно – технологическая часть – основная часть проекта.

Содержит:

- а) сведения о потребности в сырье, реагентах, топливе и энергоресурсах;
- б) количественную и качественную характеристику товарной продукции;
- в) материальные, товарные и топливно-энергетические балансы;
- г) краткая характеристика и обоснование решений по технологии производства.

Прилагаются:

- а) заказные спецификации на оборудование длительного цикла изготовления;
- б) ведомости на серийно изготавливаемое оборудование;
- в) исходные данные и требования на разработку оборудования индивидуального изготовления;
- г) чертежи – принципиальные схемы технологических процессов, компоновки технологических установок и цехов с указанием размещения оборудования, зданий и сооружений.

Автоматизации и контроль производства, электроснабжение, связь и сигнализация разрабатываются инженерами соответствующего профиля.

Указываются: сведения о потребности в электроэнергии и возможности ее удовлетворения, решения по электроснабжению, электрооборудованию, электроосвещению и молниезащите, мероприятия по технике безопасности и т.д.

Прилагаются:

- а) заказные спецификации на электрооборудование длительного цикла изготовления;
- б) ведомости на серийное оборудования;
- в) принципиальны схемы электроснабжения объектов и предприятия в целом;
- г) автоматизация и контрольно-измерительная аппаратура?

Теплоснабжение – разрабатывается инженерами-теплотехниками.

Указываются:

- а) сведения о потребностях в паре всех параметров? и теплофикационной воде, а также возможности по удовлетворению;
- б) решения по паротеплоснабжению для удовлетворения производственных нужд и теплоснабжению для удовлетворения отопительно-вентиляционных потребностей.

Прилагаются:

- а) заказная спецификация на котельное оборудование длительного цикла изготовления,
- б) ведомость на серийно изготавливаемое оборудование, входящее в систему теплоснабжения
- в) принципиальная теплотехническая схема котельной?

Организация труда и управление производством разрабатываются специалистами соответствующего профиля.

III. Основные строительные решения.

1. Архитектурно-строительная часть.
2. Водоснабжения и канализация.
3. Отопление и вентиляция
4. Мероприятия гражданской обороны.

Архитектурно-строительная часть разрабатывается архитекторами и инженерами-строителями. В ней приводятся:

- а) краткое описание и обоснование основных архитектурно-строительных решений по зданиям и сооружениям;
- б) обоснование принципиальных решений по освещенности рабочих мест, снижению шумов и вибрации;
- в) мероприятия по взрыво- и пожаробезопасности;
- г) решения по защите конструкций от коррозии.

Прилагаются чертежи:

- а) планы, разрезы и фасады зданий (вновь разр.);
- б) каталожные листы примененных типовых проектов;
- в) эскизные решения по антикоррозионной защите ... конструкций.

Водоснабжение и канализация. Содержит:

- а) сведения о потребности в воде и возможностях ее удовлетворения;

б) сведения о количестве и составе производственных? ливневых и бытовых стоков;

в) решения по водоснабжению, канализации, очистке и утилизации сточных вод.

Прилагаются:

а) заказная спецификация на оборудование длительного цикла изготовления, примененного? в системах водоснабжения и канализации.

б) ведомость серийно-изготавливаемого оборудования;

в) планы трасс внутриплощадочных сетей и сооружений.

Отопление и вентиляция. Содержит:

а) сведения о потребном количестве теплоты и электроэнергии для отопления и вентиляции;

б) основные решения по отоплению, вентиляции и кондиционированию.

Прилагаются:

а) ведомость серийно-изготавливаемого оборудования;

б) чертежи по зданиям со сложными системами отопления, вентиляции и кондиционированию воздуха.

Мероприятия гражданской обороны. Содержит: структуру гражданской обороны и план мероприятий гражданской обороны.

IV. Проект организации строительства предприятия.

Содержит:

1) сведения о генеральном подрядчике;

2) сведения о потребностях в строительных конструкциях, деталях, полуфабрикатах для строительства объекта;

3) сведения об объемах .. строительно-монтажных работ;

4) календарный план производства работ;

5) сведения о потребностях в рабочей силе, машинах и механизмах.

В проекте организации строительства даются основные решения по организации и продолжительности строительства, временном энергосбережении на период строительства.

V. Жилищно-гражданское строительство.

Только если строительство сопряжено со строительством нового города (поселка) или расширении существующего.

VI. Сметная документация.

Включает:

1) сводный сметный расчет;

2) сводку затрат на V (если необходимо);

3) сметы на проектные и изыскательные работы;

4) ведомость сметной стоимости строительства объектов, входящих в пусковой комплекс (если строительство ведется очередями).

VII. Паспорт проекта.

Комплексная характеристика Т-Э. параметров будущего предприятия.

В нем отражаются:

1) производственные мощности;

2) потребности в сырье, реагентах, топливе и энергоресурсах;

3) ассортимент и качество продукции;

4) сметная стоимость строительства.

Паспорт разрабатывается после утверждения проекта.

Состав проекта «Рабочая документация со сметами»:

I. Рабочие чертежи.

II. Ведомости объемов строительных и монтажных работ

III. Ведомости потребности в материалах пост. Подрядчика.

IV. Заказные спецификации оборудования.

V. Ведомости сметной стоимости товарной строительной продукции.

К сметам прилагаются:

1. Опросные листы на оборудование;

2. Габаритные чертежи оборудования, выходящего своими размерами за железнодорожные габариты.

3. Общие виды нестандартного оборудования разового изготовления.

Лекция 5. Согласование, экспертиза и утверждение проекта. Стоимость и финансирование проектно-изыскательских работ.

Согласованию подлежит:

1. Проекты, выполненные с обоснованными отступлениями от действующих норм, правил и инструкций.

В этом случае согласование проводится с органами Госнадзора и организациями, утвердившими эти нормы, правила и инструкции.

2. Изменяемые в процесс проектирования решения, утвержденные при выборе площади строительства.

В данном случае согласование проводится с заинтересованными лицами. Пример: увеличение энергопотребления согласовывается с Министерством энергетики. Увеличение грузооборота – с Министерством путей и сообщений. Увеличение водоснабжения и водостоков – с Министерством водного хозяйства и Министерством рыбного хозяйства.

Проекты на строительство крупных НПЗ проходят экспертизу Миннефтехимпрома, Государственного Комитета по науке и технике, Министерства строительства и утверждаются кабинетом министров.

Остальные проекты проходят экспертизу в порядке, установленном заказчиком – застройщиком.

В случае, если заказчиком выступает юридическое или физическое лицо, то экспертиза проводится в порядке, установленном заказчиком.

Сметы на строительство объектов, составленные по рабочим чертежам, согласовываются с генеральной подрядной строительной организацией и утверждаются заказчиком-застройщиком.

Стоимость проектно-изыскательских работ (ПИР) для капитального строительства определяется по утвержденному сборнику цен, который включает в себя:

1) Цены на изыскательские работы.

2) Комплексные цены на разработку проектов на строительство предприятий зданий и сооружений.

3) Цены на разработку рабочих чертежей предприятий, зданий и сооружений.

Если какие-либо виды проектных работ не учитываются сборником цен, то они оцениваются по соответствующим справочникам (Например: проектирование нестандартного оборудования).

Стоимость ПИР включается в сводный сметный расчет стоимости проектируемого объекта. В общих затратах на капитальное строительство ПИР «стоят» до 2,5% от общей стоимости строительства??

Финансирование ПИР осуществляется на основании договора, заключаемого между заказчиком и генеральным проектировщиком.

Поручаемые проектным организациям некоторые виды работ, такие как: составление схем развития и размещения, разработка справочно-нормативной документации - финансируются из госбюджета на основании наряд-заказов, выдаваемых вышестоящей организацией.

Продолжительность проектирования вновь строящихся объектов определяется нормативной документацией Госстроя.

Продолжительность проектирования технического перевооружения, реконструкции или расширения предприятий, зданий и сооружений определяется проектным институтом по согласованию с заказчиком путем увеличения или уменьшения нормативной продолжительности проектирования аналогичных новых объектов.

Продолжительность проектирования при этом не должна превышать нормативную более чем на 20%.

Увеличение НПП: при размещении объектов:

- в районах вечной мерзлоты;
- в районах горных выработок;
- оползневых и сейсмических районах;
- на просадочных грунтах.

10% на первой стадии и 20% на второй стадии против нормативной.

Уменьшение – в случае снижения трудоемкости ПИР:

- при использовании материалов ранее выполненных инженерных изысканий;
- при использовании типовых и повторно применяемых проектов.

В конечном счете продолжительность проектирования устанавливается заданием на проектирование и заключением по его основе договором на выполнение ПИР.

Началом проектирования считается дата подписания договора, окончанием – дата отправки заказчику разработанной согласно договору ПСД.

ПСД считается законченной и принятой заказчиком, если он подписал акт ее приемки, либо не сделал никаких замечаний по качеству или комплектности ПСД в срок, установленный договором.

Ответственным за правильное определение продолжительности ПИР является главный инженер проекта.

Лекция 6. Мощность производства. Зависимость капитальных затрат от мощности производства.

Характеризуется производительностью проектируемого объекта либо по сырью, либо по выпускаемой продукции.

По сырью – в случае однотипного сырья;

по выпускаемой продукции – в случае однотипной продукции.

многотоннажное

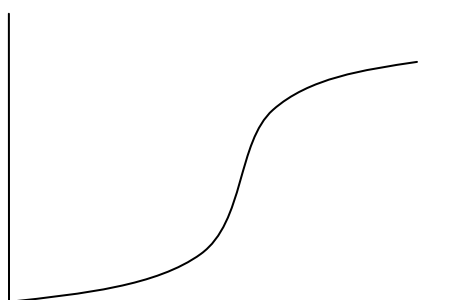
малотоннажное

Для расчета мощности можно применять:

1. Балансовый метод.

Потребность народного хозяйства в продукции определяется исходя из планируемого производства изделий из данной продукции.

2. Математический метод.



I

II

III

I - инкубационная стадия (постепенное расширение рынка), II - стадия роста (экспоненциальное расширение рынка), III – стабилизация и сокращение рынка.

I – 2-5 лет, небольшие партии продукта для оценки потребителем качества продукции;

II – рост производства;

III – необходимость внедрения новых технологий.

При проектировании производства используются оба метода.

- балансовый дает представление о максимально возможном уровне потребления продукта за какой-то период

- статистический метод позволяет устанавливать темпы роста потребления продукта.

Одним из важных показателей при проектировании производства является объем капиталовложений для его создания.

Стоимость комплектного оборудования установки от мощности:

$$C = C^1 \cdot K^\alpha$$

C^1 – стоимость оборудования при минимальной мощности;

K – коэффициент масштабирования???? (коэффициент увеличения мощности);

α – масштабный фактор (0,2-10).

Зависимость общих капиталовложений для строительства установки:

$$Q = Q^1 \cdot K^n$$

Q^1 – капиталовложения по минимальной мощности;

n – масштабный фактор (0,38-0,98).

n характеризует размер неиспользованных избыточных мощностей.

$n = 0$ означает, что следует сразу предусматривать установку оборудования для обеспечения удовлетворения максимального спроса;

$n = 1$ означает, что увеличение объема производства достигается за счет пропорционального увеличения затрат на основное оборудование и избыточные мощности с начала строительства не предусматривается.???

$0 < n < 1$ означает, что можно рассчитать оптимальную мощность исходя из:

- условий растущего спроса;
- величины амортизационных отчислений;
- срока службы оборудования.

Лекция 7. Масштабирование.

Вопросы масштабирования возникают при переходе от экспериментальных установок к промышленным, либо к проектируемым объектам от объектов, по которым имеются данные.

При этом, руководствуются теорией подобия, а в качестве подобных величин могут рассматриваться:

1. количество однотипных реакторов или ...
2. производительность реакторов;
3. геометрические размеры оборудования;
4. геометрические размеры отдельных элементов оборудования.

Коэффициент масштабирования определяется как

$$K = \frac{P}{P^1}$$

P – производительность проектируемого объекта;

P^1 – производительность объекта, по которому имеются данные, закладываемые в проект.

В идеальном случае $K = 1$. При этом предполагается, что проектировщик должен в точности воспроизвести существующий технологический процесс.

Если $K = 2 \div 5$, то следует проработать два варианта проекта:

1. Увеличение числа агрегатов без изменения производительности единичного проектного агрегата.

2. Увеличение производительности существующего агрегата в 2÷5 раз по сравнению с исходной.

На практике не допустимо увеличение существующей производительности более чем в 10 раз.

Масштабированию не подлежат:

1. Процессы со сложной гидродинамической обстановкой (процессы в кипящем слое твердых веществ, перемешивание суспензий и т.п.).
2. Процессы, сопровождающиеся побочными реакциями.
3. Процессы с изменяемым временем пребывания реакционной массы в аппарате.
4. Процессы, сопровождающиеся местными перегревами или переохлаждениями.
5. Процессы, в которых возможно протекание нежелательных цепных реакций (ввиду обрыва последних на стенках аппарата)?????

Лекция 8. Предварительная технологическая схема.

Предварительная технологическая схема (ПТС) разрабатывается одновременно с составлением материального расчета.

Окончательный вариант технологической схемы составляется при участии монтажников, конструкторов, механизаторов и специалистов по контрольно-измерительным приборам (КИП) и средствам автоматизации (СА) после подбора оборудования, приборов и проработки компоновки оборудования.

Оформление схем производства осуществляется согласно ГОСТ 2.701-84 (ЕСКД Схемы. Виды и типы) и СТП 2.305.010.82.

1. Каждый аппарат изображается в виде не слишком подробного эскиза, который должен отражать принципиальное устройство и конструктивные особенности аппаратов. Отдельные аппараты рекомендуется изображать в разрезе. Если для увеличения мощности производства требуется установить несколько однотипных аппаратов, то на предварительной схеме изображают только один аппарат (чтобы не загромождать схему).

2. Потоки. Передача материальных потоков из одного аппарата в другой изображают в виде четких линий. К каждому аппарату на схеме показывают подводку основных материальных и вспомогательных потоков (пар, вода, сжатый воздух, газ и т.д.), изображаемых на схеме условными обозначениями.

В некоторых случаях линии вспомогательных трубопроводов объединяют в общие магистрали, от которых показывают подводку к соответствующим аппаратам.

3. В ПТС должно быть отражено, откуда и как подаются в цех сырье и вспомогательные продукты, а также куда и какими способами удаляется готовая продукция, отходы, сточные воды.

4. На ПТС следует наносить аппаратуру не только для основных, но и для вспомогательных операций:

- аппаратуру для отмеривания;

- аппаратуру для промежуточного хранения;
- компрессоры, насосы и т.п.

5. Устройства для транспортирования сырья и реакционных масс вспомогательных продуктов (трубопроводы, напольный? транспорт и т.п.).

На линиях материальных потоков указывают точки размещения основной арматуры, определяющей направление движение потоков (краны, вентили, задвижки), а также важнейшие КИП. Нанесение всей арматуры загромождают ПТС. Поэтому наносят только ту арматуру, при помощи которой подключаются или отсоединяются отдельные аппараты или изменяются направления потоков.

6. Нумерация. Аппараты на схеме снабжаются буквенно-цифровыми обозначениями и располагаются слева направо по ходу осуществления технологического процесса.

Номера аппаратов должны быть неизменны во всех частях проекта - технологической, монтажной, электротехнической и т.д.

7. Схема снабжается спецификацией, на которой отражается:

- а) номер аппарата на схеме и его ...;
- б) основная характеристика аппарата (объем, поверхность, размеры и др.);
- в) количество одинаковых аппаратов;
- г) основной материал для изготовления данного аппарата;
- д) номер чертежа аппарата.

8. Схема снабжается описанием, на основании которого составляется рецептура или регламент будущего процесса.

Схему принято описывать по отдельным стадиями процесса:

а) Сырье:

- какое сырье поставляется в цех;
- как оно подается;
- где и как хранится;
- какой первичной переработке подвергается;
- как дозируется и загружается в аппараты.

б) Технологические операции:

- конструкция аппарата (кратко сообщается);
- способ загрузки сырья и выгрузки реакционной массы;
- указывается характеристика протекающего процесса и способ его проведения (периодический, непрерывный, циклический);
- перечисляются основные параметры процесса (давление, температура) и методы его контроля и регулирования;
- перечисляются все отходы и продукты, образующиеся в ходе описываемых операций.

В записке должны быть перечислены все или имеющиеся на схеме аппараты с указанием присвоенных им номеров, а также способы внутрицеховой транспортировки сырья, вспомогательных материалов, реакционных масс, отходов и готовых продуктов. В заключении указывают, куда уходят побочные и готовые продукты и во что они упаковываются.

В схеме недопустимо приводить подробные рецептурные данные и методики анализов. В случае необходимости делаются соответствующие ссылки.

Лекция 9. Материалы для проектирования окончательной технологической схемы установки.

1. Исходные данные по процессу.
2. Утвержденное задание на проектирование.
3. Технические условия проектирования.

Исходные данные по процессу.

Основным документом для разработки и нового производственного процесса является технологический регламент.

Составляется ведущим НИИ по данному процессу.

Согласовывается проектной организацией.

Утверждается министерством или ведомством, ответственным за внедрение процесса.

Регламент для проектирования производственных процессов содержит следующие сведения:

- обзор литературы (литературные данные) о процессе и сведения об аналогичных производствах за рубежом;
- обзор по отдельным стадиям процесса;
- описание технологических схем опытных и полужаводских установок, на которых отработывался процесс;
- изложение результатов, полученных на этих установках.
- техническую характеристику исходного сырья, основных продуктов и вспомогательных материалов (вода, сжатый воздух, азот для технологических целей и т.д.);
- области применения основных продуктов;
- Физико-химические константы и свойства исходных, промежуточных и конечных продуктов.
- Химизм процесса по стадиям с указанием физико-химических основ.
- принципиальная технологическая схема производства с кратким описанием.
- Рабочие технологические параметры (давление, температура, объем, скорость) по каждому узлу;
- условия приготовления и регенерации реагентов и катализаторов.
- Материальный баланс производства, который представляется в виде таблиц по стадиям процесса.
- Техническая характеристика побочных продуктов и отходов с указанием основных направлений их утилизации.
- Математическое описание технологических процессов и аппаратов.
- Рекомендации по конструированию основного технологического оборудования и защите строительных конструкций от разрушающего воздействия новых продуктов.
- Рекомендации для проектирования системы автоматизации процесса.
- Рекомендации по осуществлению аналитического контроля.

- Методы и технологические параметры очистки химически и механически загрязненных сточных вод, обезвреживания газовых выбросов и ликвидации вредных отходов.
- Мероприятия по технике безопасности, промышленной санитарии и противопожарной профилактике.
- Патентный формуляр, определяющий патентную чистоту процесса в России и промышленно развитых странах.
- Экономическое обоснование процесса, включающее прогнозы потребности в товарном продукте и обеспеченности производства сырьем на перспективу.

При проектировании традиционных, хорошо изученных и освоенных процессов от разработки технологического регламента можно отказаться. В этом случае исследовательская организация представляет:

1. Исходные данные по процессу:

- а) характеристика сырья и продуктов;
- б) режим процесса;
- в) материальный баланс.

2. Дополнительные данные, в которых отражаются сведения об усовершенствованиях, внесенных в процесс на основании НИР и обобщения опыта эксплуатации.

При разработке регламента особое внимание следует уделить выбору сырья и реагентов.

Если по условию процесса необходимы сырье и реагенты, отличающиеся по качеству от норм следует:

- либо предусмотреть поставку сырья со стороны,
- либо предусмотреть включение в технологическую схему дополнительных блоков.

Рекомендуемая в регламенте технология должна обеспечить предотвращение загрязнения атмосферы, водоемов и почв вредными выбросами.

Недопустимы технологические процессы, в которых образуются трудноочищаемые или сбрасываемые в водоемы твердые отходы.

В технологическом процессе должно быть исключено или сведено к минимуму применение ядовитых веществ - дихлорэтана, соединений ртути, цианистых соединений и т.д.

Задание на проектирование. Порядок составления, согласования и утверждения приведены ранее.

Технические условия на проектирование (ТУ). В ТУ приводятся общие сведения о предприятии, на котором намечается строительство технологической установки.

ТУ состоят из нескольких частей, каждая из которых освещает соответствующий раздел проекта.

В технологической части ТУ отражается:

- 1. а) качество сырья;
- б) способ подачи сырья;
- в) параметры (давление, температура) сырья.
- 2. Состав, давление и температура инертных газов.

3. Характеристика воздуха, применяемого для снабжения пневматических систем КИ регулирующих приборов и воздуха для технологических и ремонтных нужд (P, T, точка росы, содержание масла).
4. Характеристика топливного газа (H, ρ, P, T).
5. Характеристика топлива для трубчатых печей (мазута)
 - H;
 - температура;
 - вязкость при температуре перекачки;
 - кратность циркуляции.
6. Характеристика, давление и температура реагентов и способ их подачи на установку.
7. Состав (% об.), давление и температура водородсодержащего газа.
8. Наличие на предприятии систем сбора газа от предохранительных клапанов и давление в них.
9. Выходные параметры целевых продуктов.
10. Пути использования и выходные параметры некондиционных продуктов и отходов производства.
11. Тип изоляции технологических и паровых трубопроводов.
12. Фоновые концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе.
13. Перечень передвижных грузоподъемных средств предприятия, которые могут быть использованы для ремонтных нужд на установках.

При разработке технологической части проекта используются данные из других разделов технических условий:

- теплоснабжение - данные о система теплоснабжения и обогрева;
- водоснабжение - данные о системе водоснабжения и т.д.

ТУ разрабатываются генеральной проектной организацией с привлечением, если это необходимо, субпроектировщика, выполняющего проект конкретной установки.

Целесообразно иметь единые ТУ на проектирование НПЗ (НХЗ), в которые рекомендуется вносить изменения и дополнения, учитывающие специфику проектируемой установки.

Лекция 10. Теплоизоляционные материалы. Классификация.

Применение в нефтеперерабатывающей промышленности материалов с высокими температурами, а также использование низких температур (ниже 0°C) требуют тепловой изоляции аппаратов, оборудования и трубопроводов. Основным предназначением тепловой изоляции является сведение к минимуму тепловых потерь в окружающую среду с целью поддержания заданной температуры технологического процесса. Помимо этого, тепловая изоляция необходима для создания нормальных условий труда и предохранения обслуживающего персонала от ожогов.

Настоящие методические указания посвящены обзору применяемых на производстве изоляционных материалов, а также основным вопросам конструирования и расчетов тепловой изоляции.

Выбор теплоизоляционных материалов определяется требованиями, предъявляемыми к последним. Материалы, применяемые в конструкциях тепловой изоляции, должны иметь:

- низкий коэффициент теплопроводности;
- низкую плотность;
- высокую устойчивость к температурам и перепадам температур;
- достаточную механическую прочность;
- низкую гигроскопичность

Помимо вышеперечисленного, теплоизоляционные материалы должны обладать химической инертностью и не оказывать агрессивного воздействия на изолируемую поверхность. Наконец, изоляционные конструкции должны выполняться из недефицитных и недорогих материалов, быть простыми в изготовлении и монтаже.

Теплоизоляционные материалы можно подразделить на два основных вида – материалы неорганического и органического происхождения.

К неорганическим материалам относятся: материалы, изготавливаемые из расплавов шлаков, стекла, горных пород и их смесей (минеральная вата, стекловолокно и т.п.); асбестосодержащие материалы; керамические материалы (керамзит, ячеистая керамика, пенокерамит); материалы на основе минеральных вяжущих веществ.

Неорганические материалы могут применяться в виде мастик, наносимых на изолируемую поверхность, а также готовых изделий: асбестовой ткани, асбестового шнура, теплоизоляционных плит и т.п.

К органическим материалам относятся: материалы из волокнистого сырья с добавками органических клеев, смол и т.п.; синтетические вспененные материалы (пено- и поропласты)

Помимо этого широко применяются такие материалы, как шерсть, торф, пробка, дерево, древесные опилки, употребляемые как в естественном виде, так и в виде изделий (изоляционных плит, пластин, щитов, войлока и т.п.).

Основные свойства теплоизоляционных материалов представлены в таблице 1.

Следует отметить, что помимо собственно теплоизоляционных материалов в состав теплоизоляционных конструкций входят также изоляционные, защитные и отделочные материалы.

К изоляционным материалам относятся рулонные битумные материалы (пергамины, руберойд и т.п.)

К защитным покрытиям относятся: штукатурки различного вида, наносимые в виде мастики по металлической сетке или проволочному каркасу; хлопчатобумажные, льняные, бумажные и другие ткани, наклеиваемые на изолированную поверхность; защитные кожухи, изготавливаемые из листовой стали, алюминия и других материалов.

Таблица 1. Характеристика изоляционных материалов

Материал	Предельная температура применения, °С	Температурная зависимость коэффициента теплопроводности $\lambda_{из}$, $a + b \cdot t$, $\frac{ккал}{м \cdot ч \cdot ^\circ C}$	
		<i>a</i>	<i>b</i>
Высокотемпературная изоляция (выше 450 °С)			
Асбест	700	0,112	0,000160
Асбослюда	600	0,103	0,000127
Асботермит	500-550	0,094	0,000125
Диатомит молотый	800	0,078	0,002400
Диатомитовый кирпич	850	0,097	0,000200
Пеностекло	600-800	0,107	0,000000
Шлаковата	Сорт 0	750	0,050
	Сорт I	700	0,048
	Сорт II	600	0,052
Среднетемпературная изоляция (150-450 °С)			
Асбозурит	200-300	0,1395	0,000145
Ньювель	325-370	0,0750	0,000055
Стекланная вата	250	0,0480	0,000140
Низкотемпературная изоляция (до 150 °С)			
Пробковые плиты	120	0,06	0
Соломенные маты	100	0,09	0
Строительный войлок	90	0,04	0
Торфоплиты	100-120	0,04	0,00012

Лекция 11. Теплоизоляционные материалы. Конструкции тепловой изоляции.

По количеству слоев основного теплоизоляционного материала конструкции тепловой изоляции подразделяются на однослойные и многослойные.

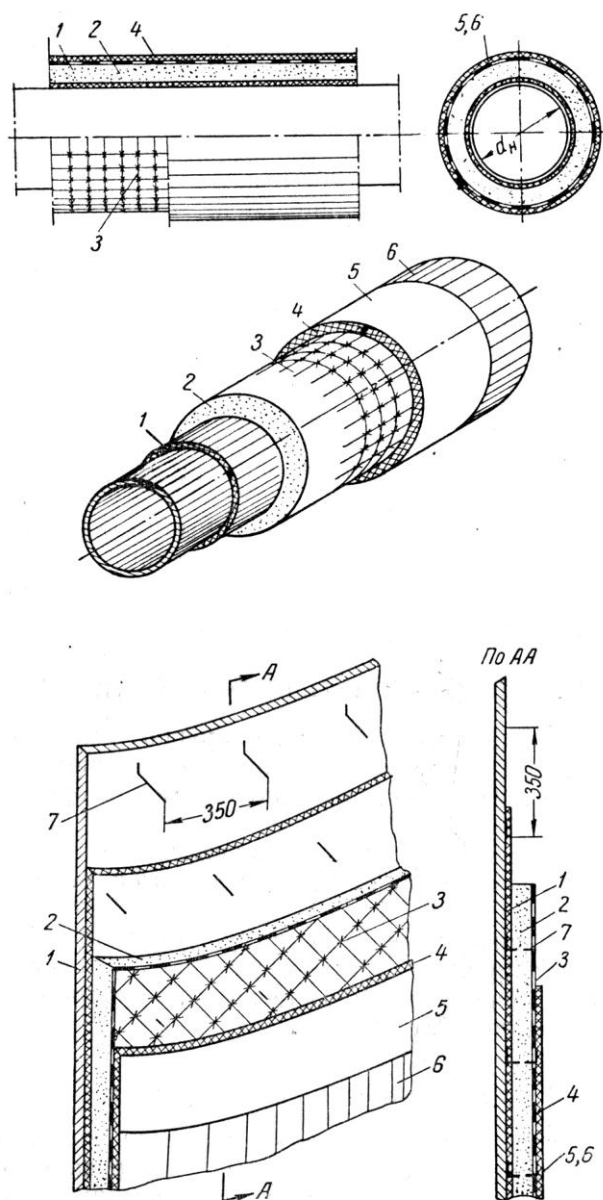
По составу основных слоев конструкции тепловой изоляции подразделяются на простые, состоящие из одного основного теплоизоляционного материала, и композиционные, состоящие из нескольких теплоизоляционных материалов.

В зависимости от способа монтажа, а также от рода применяемых материалов конструкции тепловой изоляции подразделяются на: мастичные; формованные; засыпные; обволакивающие (оберточно-листовые); сборно-блочные; специальные.

Мастичные конструкции.

Мастичные конструкции тепловой изоляции выполняются из порошкообразно-волокнистых материалов. Последние поставляются в виде порошков, из которых замешиванием с водой изготавливают мастику

К мастичным конструкциям изоляции относятся асбозуристая, асбослюдяная, совелитовая и другие. Все они применяются для изоляции, как аппаратов, так и трубопроводов.



1 – подмазочный слой, 2 – основной слой изоляции, 3 – каркас, 4 – штукатурный слой, 5 – оклейка, 6 – окраска, 7 - шпильки

Рисунок 1. Мастичная конструкция изоляции трубопроводов и аппаратов

Мастичная конструкция изоляции состоит из следующих конструктивных элементов (рисунок 1): подмазочного слоя 1, основного теплоизоляционного слоя 2, каркаса из проволоки или металлической сетки 3, штукатурки 4, оклейки (покровного слоя) 5 и окраски 6.

Каркас из проволоки или металлической сетки устанавливают на плоских и криволинейных поверхностях аппаратов независимо от толщины изоляции и на трубопроводах при толщине изоляции свыше 80 мм.

Для установки каркаса на плоских и криволинейных поверхностях изолируемого объекта приваривают шпильки 7 из стальной проволоки диаметром 3 мм, длиной на 10–15 мм больше толщины основного изоляционного слоя; слой штукатурки в зависимости от назначения принимают равным 5–15 мм. На вертикально расположенных изолируемых объектах высотой выше 4 м устанавливают опорные разгрузочные пояса из уголков или полосовой стали шириной, равной 0,75 толщины изоляции.

Преимуществами мастичных конструкций являются: простота монтажных работ и возможность проведения их на объектах любой конфигурации.

К недостаткам данных конструкций можно отнести: трудоемкость и длительность монтажа; необходимость проведения работ при горячем состоянии изолируемой поверхности (не менее 100 °С).

Формованные конструкции.

Формованные конструкции тепловой изоляции выполняются из штучных формованных изделий в виде плит, скорлуп, сегментов, блоков и могут непосредственно устанавливаться на изолируемую поверхность либо подгоняться к конфигурации путем механической обработки.

Выполнение формованных конструкций изоляции допускается, как по горячим, так и холодным поверхностям. Формованные изделия укладывают на подмазке, а также и насухо, вразбежку с толщиной швов не более 3 мм, а при укладке насухо не более 1 мм. Их крепят кольцами из проволоки или полосовой стали и проволочным каркасом. На плоских и криволинейных поверхностях каркас крепят к шпилькам из стальной проволоки, приваренным к изолируемой поверхности. При многослойной изоляции каждый последующий слой укладывают после закрепления предыдущего с перекрытием швов и креплением, аналогичным первому слою. При изоляции вертикальных поверхностей и трубопроводов высотой более 4 м устанавливают разгрузочные опорные пояса из угловой или полосовой стали.

Преимуществом формованных конструкций являются: сборность и прочность конструкций; возможность монтажа в холодном состоянии.

К недостаткам данных конструкций можно отнести: наличие швов; сложность монтажа при изоляции фасонных частей и криволинейных поверхностей.

Засыпные конструкции

Засыпные конструкции тепловой изоляции выполняют из волокнистых и порошкообразных (сыпучих) теплоизоляционных материалов, как по горячим, так и по холодным поверхностям. Теплоизоляционный материал засыпают между изолируемой поверхностью и наружной ограждающей поверхностью из листовой стали, сетки и т. п. При изоляции вертикальных поверхностей устанавливают разгрузочные пояса по высоте через 2–3 м для уменьшения усадки материала.

На рис.2 изображена засыпная конструкция изоляции трубопроводов минеральной ватой. На трубопроводе между фланцевыми соединениями устанавливают опорные кольца 2 с интервалами 350–400 мм. Опорные кольца закрепляют кольцами из проволоки 3 в два ряда. Поверх опорных колец

натягивают оцинкованную плетеную сетку 4. Минеральную вату 1 засыпают равномерно в пространство между изолируемой трубой и сеткой и уплотняют до заданной объемной массы с помощью легкой деревянной трамбовки. В процессе набивки должны быть устранены неровности, пустоты и вспучины, после чего края сетки отгибают внутрь и сшивают проволокой. Поверх сетки в местах расположения опорных колец, устанавливают проволочные кольца 5 и, кроме того, по одному кольцу между опорными.

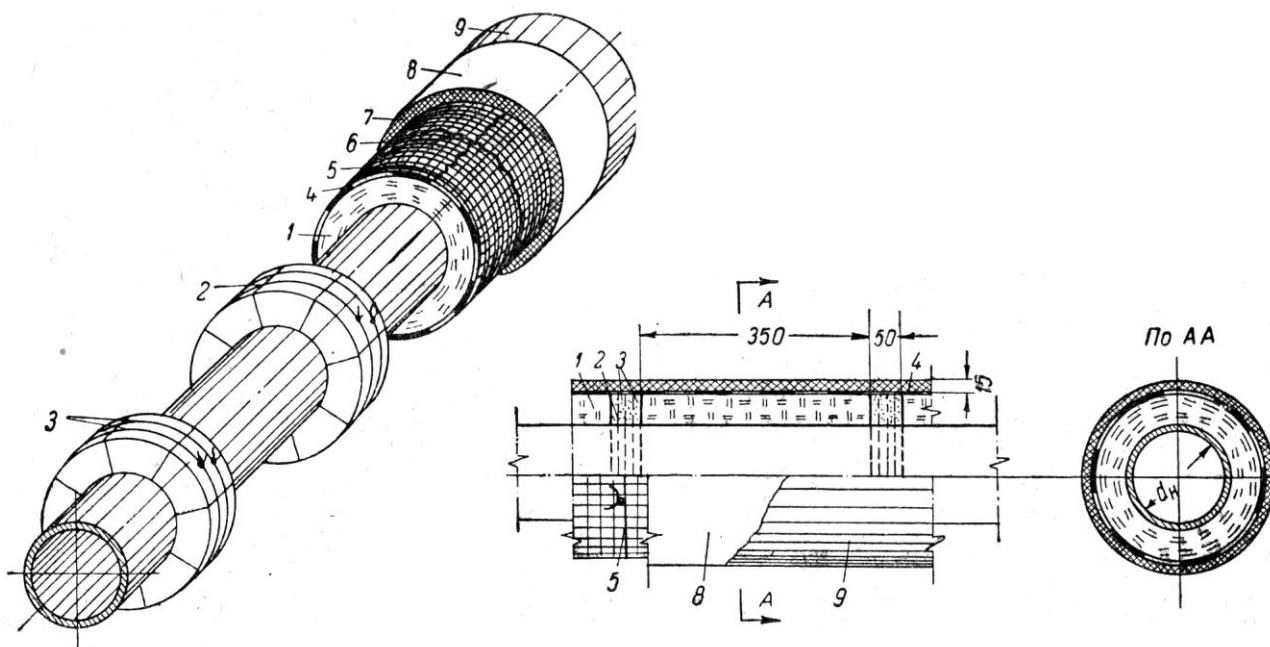


Рисунок 2. Тепловая изоляция трубопроводов минеральной ватой
 1 – набивка, 2 – опорные кольца, 3 – кольца из проволоки, 4 – сетка плетеная,
 5 – кольца из проволоки, 6 – сшивка сетки проволокой, 7 – штукатурный
 слой, 8 – оклейка, 9 – окраска

Поверх металлической сетки производят штукатурку, оклейку и окраску. Засыпную конструкцию из минеральной ваты выполняют для изоляции трубопроводов диаметром 76–325 мм, так как монтаж опорных колец на трубопроводах иного диаметра крайне сложен, а механическая прочность и устойчивость опорных колец резко снижается.

Обволакивающие (оберточно-листовые) конструкции

Обволакивающие конструкции изоляции выполняются из гибких рулонных теплоизоляционных материалов, шнура, тканей, матов и полос, как по горячим, так и по холодным поверхностям.

Приведенная на рис. 4 изоляция трубопровода минеральным войлоком состоит из основного слоя изоляции 1, сетки, плетеной из проволоки 2, колец из проволоки для крепления войлока 3, проволоки для сшивки сетки 4, штукатурки 5, оклейки 6 и окраски 7.

При изоляции плоских и криволинейных поверхностей к ним в шахматном порядке через 350 мм приваривают шпильки из стальной проволоки диаметром 3 мм, при помощи которых закрепляют маты и проволочную плетеную сетку.

Преимуществами обволакивающих конструкций являются:

- простота монтажа;
- высокая эффективность

К недостаткам данных конструкций можно отнести:

- непостоянство объема;
- неустойчивость при вибрации;
- малая техническая прочность (для минераловатных конструкций, стеклянных матов и полос).

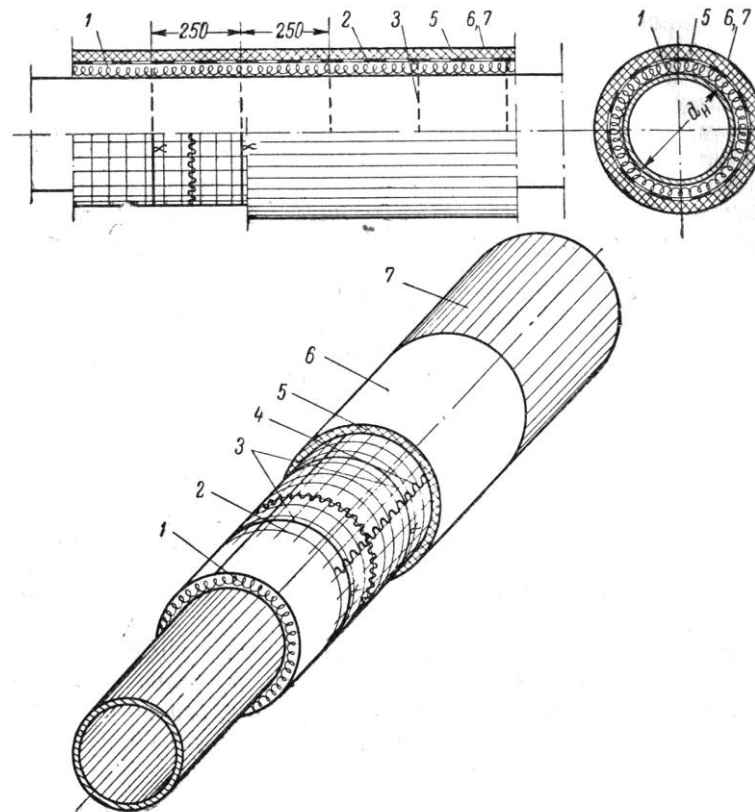


Рисунок 3. Тепловая изоляция трубопроводов минеральным войлоком
 1 – слой изоляции, 2 – сетка плетеная, 3 – кольца из проволоки, 4 – сшивка сетки проволокой, 5 – кольца из проволоки, 6 — штукатурный слой, 7 – оклейка, 8 – окраска

Лекция 12. Расчет тепловой изоляции. Определение тепловых потерь изолированного объекта.

Основными задачами теплового расчета изоляции являются:

- определение тепловых потерь изолированного объекта;
- определение температуры наружной поверхности изоляции;
- определение требуемой толщины изоляции в зависимости от предельно допустимой величины тепловых потерь изолируемого объекта.

Определение тепловых потерь изолированного объекта.

В условиях установившегося теплового потока количество теплоты, теряемое в единицу времени через криволинейную стенку, может быть

рассчитано, как количество теплоты, передаваемого от нагревающей поверхности к нагреваемой:

$$Q = KF \cdot (t - \tau) \quad (1)$$

где:

Q – количество теплоты, передаваемое в единицу времени, ккал/ч ;

KF – водяной эквивалент поверхности теплопередачи, $\text{ккал}/(\text{ч} \cdot \text{°C})$, представляющий собой произведение условной поверхности теплопередачи F , м^2 , на условный коэффициент теплопередачи K , $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C})$;

t – температура среды в изолируемом аппарате (трубопроводе), °C ;

τ – температура окружающей среды, °C .

Водяной эквивалент поверхности теплопередачи может быть определен по формуле:

$$\frac{1}{KF} = \frac{1}{\alpha_1 \cdot F_{CT}^{BH}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_{ИЗ}^H} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT} \cdot F_{CT}^{CP}} + \frac{\delta_{ИЗ}}{\lambda_{ИЗ} \cdot F_{ИЗ}^{CP}} \quad (2)$$

где:

α_1 – коэффициент теплоотдачи от нагревающей среды к внутренней поверхности стенки объекта, $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C})$. Величина α_1 может быть определена в ходе теплового расчета аппарата;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции в окружающую среду, $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C})$. Величина α_2 зависит от геометрии стенки изолируемого объекта (плоская или цилиндрическая), а также от места расположения объекта (в закрытом помещении или на открытом воздухе) и может быть рассчитана с помощью табл. 2.

Таблица 2

Формулы для расчета коэффициента теплоотдачи от наружной поверхности изоляции в окружающую среду

тип объекта	α_2 , $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C})$	
	плоские аппараты и цилиндрические аппараты диаметром не более 1 м	цилиндрические аппараты диаметром более 1 м
объекты внутри помещения	$\alpha_2 = 8,4 + 0,06 \cdot (t_{CP} - \tau)$	$\alpha_2 = 8,1 + 0,045 \cdot (t_{CP} - \tau)$
объекты на открытом воздухе	$\alpha_2 = 10 + 2 \cdot v$	$\alpha_2 = 9 + 2 \cdot v - 0,04 \cdot v^2$

$t_{CP} = \frac{t + t_{ИЗ}^H}{2}$ – средняя температура изолированного объекта и тепловой изоляции, °C ;

$t_{ИЗ}^H$ – температура наружной поверхности тепловой изоляции, $^{\circ}C$;

v – скорость ветра, $м/с$;

$\lambda_{СТ}$ – коэффициент теплопроводности стенки объекта, $ккал/(м \cdot ч \cdot ^{\circ}C)$.

Величина $\lambda_{СТ}$ зависит от материала стенки аппарата и может быть определена с помощью табл. 3;

Таблица 3

Коэффициенты теплопроводности некоторых металлических материалов

Металл	$\lambda_{СТ}, ккал/(м \cdot ч \cdot ^{\circ}C)$
алюминий	175–195
бронза	55
железо	40–50
сталь обыкновенного качества	30–45
сталь легированная	15
латунь	75–100
медь	300–340
серебро	360
свинец	30

$\lambda_{ИЗ}$ – коэффициент теплопроводности слоя изоляции, $ккал/(м \cdot ч \cdot ^{\circ}C)$. Величина

$\lambda_{ИЗ}$ зависит от материала изоляции и средней температуры системы и может быть определена с помощью табл. 1;

$F_{СТ}^{ВН}$ и $F_{ИЗ}^H$ – площади внутренней поверхности стенки объекта и наружной поверхности слоя изоляции соответственно, $м^2$;

$F_{СТ}^{СР}$ и $F_{ИЗ}^{СР}$ – средние площади поверхностей стенки объекта и слоя изоляции соответственно, $м^2$;

$F_{СТ}^{СР}$ и $F_{ИЗ}^{СР}$ – толщина стенки объекта и слоя изоляции соответственно, $м$

Введем обозначения термических сопротивлений:

$R_1 = \frac{1}{\alpha_1 \cdot F_{СТ}^{ВН}}$ – теплоотдаче от нагревающей среды к внутренней поверхности стенки объекта, $ч \cdot ^{\circ}C/ккал$;

$R_2 = \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_{ИЗ}^H}$ – теплоотдаче от наружной поверхности изоляции в окружающую среду, $ч \cdot ^{\circ}C/ккал$;

$R_{СТ} = \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ} \cdot F_{СТ}^{СР}}$ – стенки объекта, $ч \cdot ^{\circ}C/ккал$;

$R_{ИЗ} = \frac{\delta_{ИЗ}}{\lambda_{ИЗ} \cdot F_{ИЗ}^{СР}}$ – слоя изоляции, $ч \cdot ^{\circ}C/ккал$;

$R = \frac{1}{KF} = R_1 + R_2 + R_{СТ} + R_{ИЗ}$ – полное термическое сопротивление, $ч \cdot ^{\circ}C/ккал$

С учетом введенных обозначений формулу (1) можно переписать в виде:

$$Q = KF \cdot (t - \tau) = \frac{t - \tau}{R} \quad (3)$$

Формула (3) является основным расчетным выражением для определения тепловых потерь изолированных объектов любой конфигурации.

Для плоских изолированных объектов площади внутренней и наружной, а также промежуточных поверхностей равны между собой ($F_{CT}^{BH} = F_{ИЗ}^H = F_{CT}^{CP} = F_{ИЗ}^{CP} = F$), и выражение для суммарного термического сопротивления можно записать в виде:

$$R_{пл} = \frac{1}{KF} = \frac{1}{F} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{\delta_{ИЗ}}{\lambda_{ИЗ}} \right) \quad (4)$$

Для цилиндрических объектов значения площадей поверхностей могут быть рассчитаны по формулам:

$$F_{CT}^{BH} = \pi \cdot d_{CT}^{BH} \cdot L; \quad F_{ИЗ}^H = \pi \cdot d_{ИЗ}^H \cdot L; \quad F_{CT}^{CP} = \pi \cdot d_{CT}^{CP} \cdot L; \quad F_{ИЗ}^{CP} = \pi \cdot d_{ИЗ}^{CP} \cdot L$$

где:

L – высота изолируемого объекта (длина участка изолированного трубопровода), м;

$$d_{CT}^{CP} = \frac{d_{CT}^H - d_{CT}^{BH}}{\ln \frac{d_{CT}^H}{d_{CT}^{BH}}} \quad \text{и} \quad d_{ИЗ}^{CP} = \frac{d_{ИЗ}^H - d_{CT}^H}{\ln \frac{d_{ИЗ}^H}{d_{CT}^H}} \quad - \quad \text{средний диаметр аппарата}$$

(трубопровода) и изоляции соответственно, м;

d_{CT}^H , d_{CT}^{BH} и $d_{ИЗ}^H$ – наружный и внутренний диаметр аппарата (трубопровода) и наружный диаметр изоляции соответственно, м

С учетом введенных обозначений выражение для суммарного термического сопротивления изолированного объекта можно представить в виде:

$$R_{\Sigma} = \frac{1}{KF} = \frac{1}{\pi \cdot L} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{CT}^{BH}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{CT}^H} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT} \cdot d_{CT}^{CP}} + \frac{\delta_{ИЗ}}{\lambda_{ИЗ} \cdot d_{ИЗ}^{CP}} \right) \quad (5)$$

Лекция 13. Расчет тепловой изоляции. Определение температуры наружной поверхности изоляции.

Исходя из условия постоянства теплового потока (Q), передаваемого от теплоносителя (Q_1) через стенку объекта (Q_{CT}) и слой изоляции ($Q_{ИЗ}$) к окружающему воздуху (Q_2) и имея в виду что разницей между температурами наружной поверхности стенки аппарата и внутренней поверхности тепловой изоляции можно пренебречь ($t_{CT}^H \approx t_{ИЗ}^{BH}$), можно записать следующие соотношения:

$$Q = Q_1 \quad \text{или} \quad \frac{t - \tau}{R} = \frac{t - t_{CT}^{BH}}{R_1} \quad (6)$$

$$Q = Q_{CT} \quad \text{или} \quad \frac{t - \tau}{R} = \frac{t_{CT}^{BH} - t_{CT}^H}{R_{CT}} \quad (7)$$

$$Q = Q_{ИЗ} \quad \text{или} \quad \frac{t - \tau}{R} = \frac{t_{CT}^H - t_{ИЗ}^H}{R_{ИЗ}} \quad (8)$$

$$Q = Q_2 \quad \text{или} \quad \frac{t - \tau}{R} = \frac{t_{ИЗ}^H - \tau}{R_2} \quad (9)$$

Выразим из уравнения (6) температуру внутренней поверхности стенки аппарата:

$$t_{CT}^{BH} = t - \frac{R_1}{R} \cdot (t - \tau) \quad (10)$$

Теперь выразим из уравнения (7) температуру наружной поверхности стенки аппарата t_{CT}^H и, подставляя в него значение t_{CT}^{BH} из уравнения (10), получим:

$$t_{CT}^H = t_{CT}^{BH} - \frac{R_{CT}}{R} \cdot (t - \tau) = t - \frac{R_1 + R_{CT}}{R} \cdot (t - \tau) \quad (11)$$

Наконец, выразив из уравнения (8) значение температуры наружной поверхности изоляции $t_{ИЗ}^H$ и, подставив в него значение $t_{СТ}^H$ из уравнения (11), получаем:

$$t_{ИЗ}^H = t_{СТ}^H - \frac{R_{ИЗ}}{R} \cdot (t - \tau) = t - \frac{R_1 + R_{СТ} + R_{ИЗ}}{R} \cdot (t - \tau) \quad (12)$$

Температуру наружной поверхности изоляции можно также выразить из уравнения (9):

$$t_{ИЗ}^H = \tau + \frac{R_2}{R} \cdot (t - \tau) \quad (13)$$

Выражения (12) и (13) являются основными расчетными уравнениями, по которым можно определять значение температуры наружной поверхности тепловой изоляции.

Пример 1. Определить температуру на поверхности кирпичной обмуровки котла-утилизатора, выполненной из диатомитового кирпича размером $250 \times 123 \times 65$ мм, если средняя температура контактных газов в котле составляет 270°C . Толщина стенки котла, выполненной из легированной стали составляет 10 мм. Коэффициент теплоотдачи от контактных газов к стенке аппарата равен $20 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$. Аппарат расположен на открытом воздухе с температурой 20°C . Скорость ветра – 5 м/с .

Решение.

1. Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к окружающему воздуху составляет:

$$\alpha_2 = 10 + 2 \cdot v = 10 + 2 \cdot 5 = 20 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}).$$

2. Зададимся значением температуры на поверхности изоляции $t_{ИЗ}^H = 40^\circ\text{C}$.

$$\text{Средняя температура составляет } t_{CP} = \frac{t + t_{ИЗ}^H}{2} = \frac{270 + 40}{2} = 155^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплопроводности диатомитовой изоляции при средней температуре (см. табл.1): $\lambda_{ИЗ} = 0,097 + 0,0002 \cdot t_{CP} = 0,097 + 0,0002 \cdot 155 = 0,128 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$.

3. Температура на поверхности изоляции:

$$t_{ИЗ}^H = t - \frac{R_1 + R_{СТ} + R_{ИЗ}}{R} \cdot (t - \tau) = t - \frac{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}} + \frac{\delta_{ИЗ}}{\lambda_{ИЗ}}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}} + \frac{\delta_{ИЗ}}{\lambda_{ИЗ}}} \cdot (t - \tau) = 270 - \frac{\frac{1}{20} + \frac{0,01}{15} + \frac{0,065}{0,128}}{\frac{1}{20} + \frac{1}{20} + \frac{0,01}{15} + \frac{0,065}{0,128}} \cdot (270 - 20) = 40,5^\circ\text{C}$$

Полученное значение незначительно отличается от ранее принятого (40°C), поэтому пересчета не производим.

4. Тепловые потери составляют:

$$q_F = R \cdot (t - \tau) = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{\delta_{ИЗ}}{\lambda_{ИЗ}} \cdot (t - \tau) = \frac{1}{20} + \frac{1}{20} + \frac{0,01}{15} + \frac{0,065}{0,128} \cdot (270 - 20) = 152$$

ккал/(м² · ч)

Лекция 14. Расчет тепловой изоляции. Определение толщины тепловой изоляции по величине предельно допустимых тепловых потерь.

Для плоских поверхностей предельно допустимые тепловые потери указываются из расчета на 1 м² поверхности:

$$q_F = \frac{Q}{F}, \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)} \quad (14)$$

Выразив из уравнения (4) толщину изоляции, получаем:

$$\delta_{ИЗ} = \lambda_{ИЗ} \cdot F \cdot \left[R - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} \right) \right] \quad (15)$$

С другой стороны, из уравнения (14) следует, что $R = \frac{t - \tau}{Q} = \frac{t - \tau}{q_F \cdot F}$

Подставив полученное выражение в (15), получаем окончательное уравнение для расчета толщины слоя тепловой изоляции плоского объекта:

$$\delta_{ИЗ} = \lambda_{ИЗ} \cdot \left[\frac{t - \tau}{q_F} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} \right) \right] \quad (16)$$

Пример 2. Определить необходимую толщину тепловой изоляции радиантной камеры трубчатой печи, выполненной из диатомитового кирпича. В качестве топлива используется мазут расходом 2000 кг/ч плотностью $d_{15}^{15} = 0.865$. Поверхность обмуровки составляет 3538 м². Допустимые тепловые потери через кладку печи не должны превышать 6.4% от низшей теплоты сгорания топлива. Температура контактных газов составляет 860 °С. Коэффициент теплоотдачи от контактных газов к внутренней поверхности стенки печи составляет 47.2 ккал/(м² · ч · °С). Стенка печи выполнена из стали Х25Н20С2; толщина стенки – 20 мм. Температура воздуха составляет 20 °С; скорость ветра – 15 м/с.

Решение.

1. Низшая теплота сгорания топлива

$$Q_H^P = 12400 - 2100 \cdot (d_{15}^{15})^2 - 50.45 \cdot (26 - 15 \cdot d_{15}^{15}) = 12400 - 2100 \cdot 0.865^2 - 50.45 \cdot (26 - 15 \cdot 0.865) = 9561 \text{ ккал/кг}$$

2. Тепловые потери с 1 м² обмуровки $q_F = \frac{0.064 \cdot B \cdot Q_H^P}{F} = \frac{0.064 \cdot 2000 \cdot 9561}{3538} = 345.9$

ккал/(м² · ч)

3. Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к окружающему воздуху $\alpha_2 = 10 + 2 \cdot v = 10 + 2 \cdot 15 = 40$ ккал/($m^2 \cdot ч \cdot ^\circ C$).

4. Зададимся температурой наружной поверхности изоляции $30^\circ C$ и при средней температуре $\frac{860 + 30}{2} = 445^\circ C$ рассчитаем коэффициент

теплопроводности изоляции $\lambda_{ИЗ} = 0.097 + 0.0002 \cdot t_{CP} = 0.097 + 0.0002 \cdot 445 = 0.186$ ккал/($м \cdot ч \cdot ^\circ C$)

5. Рассчитаем толщину слоя изоляции (принимая во внимание, что коэффициент теплопроводности материала стенки составляет 15 ккал/($м \cdot ч \cdot ^\circ C$)):

$$\delta_{ИЗ} = \lambda_{ИЗ} \cdot \left[\frac{t - \tau}{q_F} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}} \right) \right] = 0.186 \cdot \left[\frac{860 - 20}{345.9} - \left(\frac{1}{47.2} + \frac{1}{40} + \frac{0.02}{15} \right) \right] = 0.443$$

м

6. Необходимое число рядов кирпичей размером $250 \times 123 \times 65$ мм составляет $0.441/0.065 = 6.789 \approx 7$ рядов, т.е. уточненная толщина изоляции

$$\delta_{ИЗ} = 7 \cdot 0.065 = 0.455 \text{ м}$$

7. Расчетное значение температуры наружной поверхности изоляции

$$t_{ИЗ}^H = t - \frac{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}} + \frac{\delta_{ИЗ}}{\lambda_{ИЗ}}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}} + \frac{\delta_{ИЗ}}{\lambda_{ИЗ}}} \cdot (t - \tau) = 860 - \frac{\frac{1}{47.2} + \frac{0.02}{15} + \frac{0.455}{0.186}}{\frac{1}{47.2} + \frac{1}{40} + \frac{0.02}{15} + \frac{0.455}{0.186}} \cdot (860 - 20) = 28.4^\circ C$$

Данное значение практически совпадает с ранее принятым ($30^\circ C$), поэтому пересчета не требуется.

Для цилиндрических поверхностей предельно допустимые тепловые потери указываются из расчета на 1 м длины поверхности:

$$q_L = \frac{Q}{L}, \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч}) \quad (17)$$

Величина суммарного термического сопротивления в данном случае составит $R = \frac{t - \tau}{Q} = \frac{t - \tau}{q_L L}$, а толщина тепловой изоляции:

$$\delta_{ИЗ} = \lambda_{ИЗ} \cdot \pi \cdot d_{ИЗ}^{CP} \cdot L \cdot \left[\frac{t - \tau}{q_L L} - \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot \pi \cdot d_{СТ}^{BH} \cdot L} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \pi \cdot d_{СТ}^H \cdot L} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ} \cdot \pi \cdot d_{СТ}^{CP} \cdot L} \right) \right]$$

или:

$$\delta_{ИЗ} = \lambda_{ИЗ} \cdot d_{ИЗ}^{CP} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(t - \tau)}{q_L L} - \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{СТ}^{BH}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{СТ}^H} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ} \cdot d_{СТ}^{CP}} \right) \right] \quad (18)$$

Уравнение (18) можно решить только численными методами, поскольку в $d_{ИЗ}^{CP}$ входит искомая величина $\delta_{ИЗ}$. В связи с этим на практике целесообразно пользоваться другим методом расчета толщины тепловой изоляции цилиндрического объекта.

Выразим величину термического сопротивления тепловой изоляции из уравнения передачи тепла теплопроводностью через поверхность изоляции:

$$Q_{ИЗ} = q_L \cdot L = \frac{t_{СТ}^H - t_{ИЗ}^H}{R_{ИЗ}}, \text{ откуда } R_{ИЗ} = \frac{t_{СТ}^H - t_{ИЗ}^H}{q_L \cdot L}$$

$$\text{С другой стороны } R_{ИЗ} = \frac{\delta_{ИЗ}}{\lambda_{ИЗ} \cdot \lambda_{СТ} \cdot \pi \cdot d_{СТ}^{CP} \cdot L}$$

$$\text{Объединив эти два выражения, получаем: } \frac{\delta_{ИЗ}}{\lambda_{ИЗ} \cdot \lambda_{СТ} \cdot \pi \cdot d_{СТ}^{CP} \cdot L} = \frac{t_{СТ}^H - t_{ИЗ}^H}{q_L \cdot L},$$

или:

$$\frac{\delta_{ИЗ}}{d_{СТ}^{CP}} = \frac{\lambda_{СТ} \cdot \pi \cdot (t_{СТ}^H - t_{ИЗ}^H)}{q_L} \quad (19)$$

Обозначив правую часть уравнения (19) как A , получаем $\frac{\delta_{ИЗ}}{d_{СТ}^{CP}} = A$,

Раскрывая левую часть уравнения (19), получаем

$$\frac{\delta_{ИЗ}}{d_{СТ}^{CP}} = \frac{\delta_{ИЗ} \cdot \ln \frac{d_{ИЗ}^H}{d_{СТ}^H}}{d_{ИЗ}^H - d_{СТ}^H} = \frac{\delta_{ИЗ} \cdot \ln \frac{d_{ИЗ}^H}{d_{СТ}^H}}{2 \cdot \delta_{ИЗ}} = \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{d_{ИЗ}^H}{d_{СТ}^H} = A, \text{ откуда} \quad (20)$$

$$\frac{d_{ИЗ}^H}{d_{СТ}^H} = e^{2 \cdot A}$$

С другой стороны, $\delta_{из} = \frac{d_{из}^H - d_{ст}^H}{2}$. Домножим и разделим правую часть данного уравнения на $d_{ст}^H$.

$$\text{Получаем: } \delta_{из} = \frac{d_{ст}^H}{d_{ст}^H} \cdot \frac{d_{из}^H - d_{ст}^H}{2} = \frac{d_{из}^H \cdot d_{ст}^H}{2 \cdot d_{ст}^H} - \frac{d_{ст}^H \cdot d_{ст}^H}{2 \cdot d_{ст}^H} = \frac{d_{ст}^H}{2} \cdot \left(\frac{d_{из}^H}{d_{ст}^H} - 1 \right)$$

Имея в виду соотношение (20), получаем окончательное выражение для расчета толщины тепловой изоляции:

$$\delta_{из} = \frac{d_{ст}^H}{2} \cdot (e^{2 \cdot A} - 1) \quad (21)$$

Входящую в уравнение (19) температуру наружной поверхности стенки изолированного аппарата $t_{ст}^H$ можно рассчитать следующим образом:

Из соотношения (6) следует, что $Q = q_L \cdot L = \frac{t - t_{ст}^{BH}}{R_1}$, откуда

$$t_{ст}^{BH} = t - q_L \cdot L \cdot R_1 = t - q_L \cdot R_1^L$$

где $R_1^L = L \cdot R_1$ – термическое сопротивление теплоотдаче от нагревающей среды к внутренней поверхности стенки объекта в расчете на единицу длины поверхности, $м \cdot ч \cdot ^\circ C / ккал$;

С другой стороны, $Q_{ст} = Q_1$ или $\frac{t_{ст}^{BH} - t_{ст}^H}{R_{ст}^L} = \frac{t - t_{ст}^{BH}}{R_1^L}$, откуда

$$t_{ст}^H = t_{ст}^{BH} - \frac{R_{ст}^L}{R_1^L} \cdot (t - t_{ст}^{BH}) = t - q_L \cdot R_1^L - \frac{R_{ст}^L}{R_1^L} \cdot t + \frac{R_{ст}^L}{R_1^L} \cdot t - \frac{R_{ст}^L}{R_1^L} \cdot q_L \cdot R_1^L = t - q_L \cdot R_1^L - q_L \cdot R_{ст}^L, \text{ или}$$

окончательно:

$$t_{ст}^H = t - q_L \cdot (R_1^L + R_{ст}^L) \quad (22)$$

где $R_{ст}^L = L \cdot R_{ст}$ – термическое сопротивление стенки объекта в расчете на единицу длины поверхности, $м \cdot ч \cdot ^\circ C / ккал$;

Последовательность действий при расчете толщины тепловой изоляции цилиндрического объекта проиллюстрируем на следующем примере.

Пример 3. По трубопроводу, выполненному из легированной стали диаметром 143/152 мм и длиной 200 м подается пар с начальной температурой 300 °С при давлении 15 атм. Рассчитать толщину изоляции из мастичного асбозурита (70% диатомит, 15% асбест, 15% шиферных отходов) так, чтобы на выходе из трубопровода температура пара была не ниже 290 °С при давлении 14 атм. Трубопровод проходит в закрытом помещении, температура окружающего воздуха 20 °С, скорость пара в трубопроводе 25

м/с. Коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней стенке трубопровода равен $51.4 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Решение.

Расчет массового расхода пара в трубопроводе.

1. Плотность пара при 300°C и 15 атм составляет

$$\gamma = \frac{M}{22.4} \cdot \frac{273}{t+273} \cdot \frac{P}{P_{\text{атм}}} = \frac{18}{22.4} \cdot \frac{273}{t+273} \cdot \frac{15}{1} = 5.744 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

2. Часовой массовый расход пара составляет

$$G = 3600 \cdot \omega \cdot \frac{\pi \cdot (d_{\text{ТР}}^{\text{BH}})^2}{4} \cdot \gamma = 3600 \cdot 25 \cdot \frac{3.14 \cdot 0.143^2}{4} \cdot 5.744 = 8303 \text{ кг/ч}$$

Расчет предельно допустимых тепловых потерь с 1 м трубопровода

1. Энтальпии пара рассчитываются по формуле

$$I_{t,p}^Z = 2.004 \cdot t - 9.282 \cdot P + 0.02 \cdot t \cdot P + 2480.356 \text{ кДж/кг}$$

и составляют:

При 300°C и 15 атм

$$I_{300,15}^Z = (2.004 \cdot 300 - 9.282 \cdot 15 + 0.02 \cdot 300 \cdot 15 + 2480.356) / 4.187 = 724.2 \text{ ккал/кг}$$

При 300°C и 14 атм

$$I_{290,14}^Z = (2.004 \cdot 290 - 9.282 \cdot 14 + 0.02 \cdot 290 \cdot 14 + 2480.356) / 4.187 = 719.6 \text{ ккал/кг}$$

2. Допустимые тепловые потери с 1 м пог трубопровода

$$q_L = \frac{G \cdot (I_{300,15}^Z - I_{290,14}^Z)}{L} = \frac{8303 \cdot (724.2 - 719.6)}{200} = 193.9 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч})$$

Расчет термического сопротивления теплоотдаче со стороны пара к внутренней стенке трубы и термического сопротивления стенки.

1. Термическое сопротивление теплоотдаче со стороны пара к внутренней поверхности трубопровода равно

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{\text{СТ}}^{\text{BH}}} = \frac{1}{51.4 \cdot 0.143} = 0.136 \frac{\text{ч} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{м}}{\text{ккал}}$$

2. Толщина стенки составляет $\delta_{\text{СТ}} = \frac{d_{\text{СТ}}^{\text{H}} - d_{\text{СТ}}^{\text{BH}}}{2} = \frac{0.152 - 0.143}{2} = 0.0045 \text{ м}$

3. Средний диаметр стенки $d_{\text{СТ}}^{\text{CP}} = \frac{d_{\text{СТ}}^{\text{H}} - d_{\text{СТ}}^{\text{BH}}}{\ln\left(\frac{d_{\text{СТ}}^{\text{H}}}{d_{\text{СТ}}^{\text{BH}}}\right)} = \frac{0.152 - 0.143}{\ln\left(\frac{0.152}{0.143}\right)} = 0.147 \text{ м}$

4. Термическое сопротивление стенки из легированной стали (коэффициент теплопроводности $15 \frac{\text{ккал}}{\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}}$) составляет

$$R_{\text{СТ}} = \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}} \cdot d_{\text{СТ}}^{\text{CP}}} = \frac{0.0045}{15 \cdot 0.147} = 0.002 \frac{\text{ч} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{м}}{\text{ккал}}$$

Расчет толщины изоляции

1. Температура наружной поверхности стенки (внутренней поверхности изоляции)

$$t_{\text{СТ}}^{\text{H}} = t_{\text{ИЗ}}^{\text{BH}} = t - q_L \cdot (R_1 + R_{\text{СТ}}) = \frac{300 + 290}{2} - 193.9 \cdot (0.136 + 0.002) = 268.2^\circ\text{C}$$

2. Коэффициент теплопроводности изоляции из мастичного асбозурита при средней температуре $\frac{295+35}{2} = 165^{\circ}\text{C}$ составляет

$$\lambda_{ИЗ} = 0.1395 + 0.000145 \cdot t_{CP} = 0.1395 + 0.000145 \cdot 165 = 0.163 \frac{\text{ккал}}{\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

3. Вспомогательный комплекс

$$A = \frac{\lambda_{ИЗ} \cdot \pi \cdot (t_{ИЗ}^{BH} - t_{ИЗ}^H)}{q_L} = \frac{0.163 \cdot 3.14 \cdot (268.2 - 35)}{193.9} = 0.617$$

4. Толщина изоляции $\delta_{ИЗ} = \frac{d_{СТ}^H}{2} \cdot (e^{2 \cdot A} - 1) = \frac{0.152}{2} \cdot (e^{2 \cdot 0.617} - 1) = 0.185 \text{ м} = 185 \text{ мм}$

Проверка

1. Наружный диаметр изоляции $d_{ИЗ}^H = d_{СТ}^H + 2 \cdot \delta_{ИЗ} = 0.152 + 2 \cdot 0.185 = 0.523 \text{ м}$

2. Средний диаметр изоляции $d_{ИЗ}^{CP} = \frac{d_{ИЗ}^H - d_{СТ}^H}{\ln\left(\frac{d_{ИЗ}^H}{d_{СТ}^H}\right)} = \frac{0.523 - 0.152}{\ln\left(\frac{0.523}{0.152}\right)} = 0.3 \text{ м}$

3. Термическое сопротивление изоляции составляет

$$R_{ИЗ} = \frac{\delta_{ИЗ}}{\lambda_{ИЗ} \cdot d_{ИЗ}^{CP}} = \frac{0.185}{0.163 \cdot 0.3} = 3.778 \frac{\text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C} \cdot \text{м}}{\text{ккал}}$$

4. Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к окружающему воздуху

$$\alpha_2 = 8.1 + 0.045 \cdot (t_{ИЗ}^H - \tau) = 8.1 + 0.045 \cdot (35 - 20) = 8.775 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

5. Термическое сопротивление теплоотдаче от наружной поверхности изоляции к окружающему воздуху равно

$$R_2 = \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{ИЗ}^H} = \frac{1}{8.775 \cdot 0.523} = 0.218 \frac{\text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C} \cdot \text{м}}{\text{ккал}}$$

6. Расчетное значение температуры наружной поверхности изоляции

$$t_{ИЗ}^H = t - \frac{R_1 + R_{СТ} + R_{ИЗ}}{R_1 + R_2 + R_{СТ} + R_{ИЗ}} \cdot (t - \tau) = 295 - \frac{0.136 + 0.002 + 3.778}{0.136 + 0.218 + 0.002 + 3.778} \cdot (295 - 20) = 34.5^{\circ}\text{C}$$

Данное значение практически совпадает с ранее принятым (35°C), поэтому пересчета не требуется.

Лекция 15. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЖИДКОСТЕЙ. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАСОСОВ

Повышение давления жидкостей и их перемещение по трубопроводам осуществляется с помощью насосов. По роду перекачиваемой жидкости насосы, эксплуатируемые на нефтеперерабатывающих заводах подразделяются на:

- **нефтяные** – используются для перекачки нефти и нефтепродуктов;
- **химические** – служат для перекачки химически активных жидкостей (кислоты, щелочи и т.п.);
- **общего назначения** – применяются для перекачки воды, неагрессивных растворов химических веществ и т.п.

По принципу действия насосы подразделяются на **лопастные**, в которых перемещение жидкости производится за счет энергии лопасти вращающегося колеса и **объемные**, в которых жидкость перемещается отдельными объемами.

В свою очередь, лопастные насосы подразделяются на:

- центробежные;
- осевые;
- диагональные

объемные насосы подразделяются на:

- поршневые;
- плунжерные;
- вихревые;
- винтовые;
- шестеренчатые;
- пластинчатые

Наиболее широко на нефтеперерабатывающих заводах применяются центробежные, поршневые, плунжерные, шестеренчатые и винтовые насосы.

Основными параметрами, характеризующими работу насосов вне зависимости от их принципа действия, являются: **производительность, создаваемый напор, мощность и коэффициент полезного действия.**

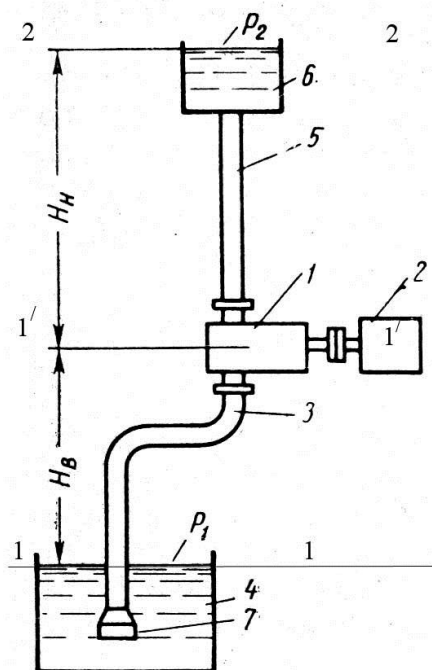


Рисунок 4. Принципиальная схема насосной установки.

1 – насос; 2 – привод; 3 – всасывающий трубопровод, 4 – емкость всасывания (приемная емкость); 5 – напорный (нагнетательный трубопровод); 6 – напорный резервуар (емкость нагнетания); 7 – фильтр

Производительностью (подачей) насоса $Q, м^3/с$ называется объемное количество жидкости, подаваемое насосом в нагнетательный трубопровод в единицу времени.

Напор $H, м$ характеризует удельную энергию, которая сообщается насосом единице массы перекачиваемой жидкости. Этот параметр показывает, на какую величину возрастает удельная энергия жидкости при прохождении через насос и может быть представлен как высота, на которую

может быть поднят l кг перекачиваемой жидкости за счет энергии, сообщаемой ей насосом.

Определение необходимого напора, создаваемого насосом.

Для определения величины напора, создаваемого насосом, рассмотрим схему насосной установки (рис. 1). Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 1'-1' при всасывании, принимая за плоскость сравнения уровень жидкости в емкости всасывания (сечение 1-1):

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = H_B + \frac{v_B^2}{2g} + \frac{p_B}{\rho g} + h_{n.в} \quad (1)$$

В свою очередь, уравнение Бернулли для сечений 1'-1' и 2-2 при нагнетании, если за плоскость сравнения принять плоскость, проходящую через ось насоса (сечение 1'-1') будет выглядеть следующим образом:

$$\frac{p_H}{\rho g} + \frac{v_H^2}{2g} = H_H + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + h_{n.н} \quad (2)$$

где:

p_1 , и p_2 - давления в емкостях всасывания и нагнетания соответственно, Па;

p_B, p_H - давления во всасывающем и нагнетательном трубопроводах соответственно, Па;

v_1 , и v_2 - скорости изменения уровня жидкости в емкостях всасывания и нагнетания соответственно, м/с;

v_B и v_H - скорости жидкости во всасывающем и нагнетательном трубопроводах соответственно, м/с;

H_B и H_H - высоты всасывания и нагнетания, соответственно, м;

$h_{n.в}$ и $h_{n.н}$ - потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, соответственно, м;

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

Полный дифференциальный напор насоса пропорционален разности давлений в нагнетательном и всасывающем патрубках:

$$H = \frac{p_H - p_B}{\rho g} \quad (3)$$

Подставив выражения (1) и (2) в (3) и принимая во внимание, что скорости изменения положения уровня жидкости в емкостях всасывания и нагнетания пренебрежимо малы по сравнению со скоростью движения жидкости во всасывающем и нагнетательном трубопроводах ($v_1 \approx v_2 \approx 0$), получаем общее выражение для расчета полного дифференциального напора насоса:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_B^2 - v_H^2}{2g} + H_H + H_B + h_{n.н} + h_{n.в} \quad (4)$$

Первое и второе слагаемые уравнения (4) фактически представляют собой величины напора, затрачиваемого на преодоление разности давлений в емкостях всасывания и нагнетания и напора, затрачиваемого на создание разности скоростей во всасывающем и нагнетательном патрубках.

Введем следующие вспомогательные обозначения:

$H_G = H_H + H_B$ – полная геометрическая высота подъема жидкости;

$h_n = h_{n,n} + h_{n,c}$ – общее сопротивление трубопровода

С учетом введенных обозначений, а также принимая во внимание, что диаметры нагнетательного и всасывающего патрубков, как правило, одинаковы ($v_B = v_H$), окончательно получаем:

$$H = H_G + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h_n \quad (5)$$

Рассмотрим три наиболее распространенных частных случая применения уравнения (5).

Если давления в емкостях всасывания и нагнетания одинаковые ($p_2 = p_1$), то:

$$H = H_G + h_n \quad (5a)$$

При транспортировке жидкости по горизонтальному трубопроводу ($H_G = 0$):

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h_n \quad (5б)$$

При транспортировке жидкости по горизонтальному трубопроводу в случае равенства давлений в емкостях всасывания и нагнетания ($p_2 = p_1$ и $H_G = 0$):

$$H = h_n \quad (5в)$$

Полное гидравлическое сопротивление трубопроводов h_n складывается из линейного сопротивления трубопроводов h_n и местных сопротивлений h_m :

$$h_n = h_n + h_m \quad (6)$$

Линейное сопротивление трубопровода проявляется по всей его длине и обуславливается силами трения частиц жидкости между собой и о стенки трубопровода:

$$h_n = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (7)$$

где:

λ - коэффициент гидравлического сопротивления;

l - длина трубопровода, м;

d - внутренний диаметр трубопровода, м;

$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}$ - усредненная линейная скорость движения жидкости в трубопроводе, м/с;

Q – производительность насоса, м³/с

Коэффициент гидравлического сопротивления зависит от режима движения жидкости по трубопроводу и определяется по формулам:

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \text{ если } Re \leq 2300 \quad (8)$$

$$\lambda = 0,316 \cdot Re^{-0,25}, \text{ если } Re > 2300 \quad (9)$$

где $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$ - критерий Рейнольдса

ν - кинематическая вязкость перекачиваемой жидкости, м²/с

Местные сопротивления обусловлены различными конструктивными вставками в трубопроводы: колена, тройники, вентили и задвижки, которые приводят к резкому изменению направления скорости движения жидкости и, как следствие к потере напора. Местные потери напора подсчитываются по уравнению:

$$h_m = \xi \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (10)$$

где ξ - коэффициент местного сопротивления.

Значения ξ , устанавливаются опытным путем и зависят от вида местного сопротивления. Средние значения для некоторых типов вставок приведены в табл. 3

Таблица 3.

Средние значения коэффициентов местного сопротивления ξ

Вид местного сопротивления	ξ
Вход в трубу без закругленных входных кромок	0,5
То же, но при хорошо закругленных кромках	0,1
Выход из трубы в сосуд больших размеров	1,0
Резкий поворот трубы на 90°	1,25÷1,5
Колено с углом поворота 90° при радиусе закругления больше $2d$	0,5
Задвижка при среднем открытии	2,0
Задвижка открытая	0,1
Кран	5,0
Вход во всасывающую коробку с обратным клапаном	5÷10

Если трубопровод состоит из нескольких отдельных участков различной длины и диаметра и включает в себя ряд местных сопротивлений, полную потерю напора во всем трубопроводе определяют как сумму потерь напора, вызываемых каждым сопротивлением в отдельности.

Определение допустимой высоты всасывания

Всасывание жидкости насосом происходит под действием разности давлений в емкости всасывания p_1 и в насосе p_B . Данную величину можно выразить из уравнения (1):

$$H_B = \frac{p_1}{\rho g} - \left(\frac{p_B}{\rho g} + \frac{v_B^2 - v_1^2}{2g} + h_{n.e} \right) \quad (11)$$

или, с учетом того, что $v_1 \approx 0$:

$$H_B = \frac{p_1}{\rho g} - \left(\frac{p_B}{\rho g} + \frac{v_B^2}{2g} + h_{n.e} \right) \quad (12)$$

Если жидкость перекачивается из открытой емкости, то давление p_1 равно атмосферному p_a . Во избежание кипения жидкости в насосе давление на входе в насос должно быть больше давления насыщенного пара перекачиваемой жидкости при температуре перекачки ($p_B > p_t$). Следовательно, высота всасывания не должна превышать некоторую предельно допустимую величину ($H_B \leq H_S$), определяемую уравнением:

$$H_S = \frac{p_a}{\rho g} - \left(\frac{p_t}{\rho g} + \frac{v_B^2}{2g} + h_{n.e} \right) \quad (13)$$

Из уравнения (13) следует, что при перекачивании из открытых резервуаров предельно допустимая высота всасывания H_S не может быть больше высоты столба перекачиваемой жидкости $\frac{p_a}{\rho g}$, соответствующего атмосферному давлению. Величина последнего зависит от высоты места установки насоса над уровнем моря.

С повышением температуры давление насыщенного пара жидкости увеличивается и при температуре равной температуре начала однократного испарения (либо кипения) становится равным атмосферному давлению. При этом $\frac{p_a}{\rho g} = \left(\frac{p_t}{\rho g} + \frac{v_B^2}{2g} + h_{n.e} \right)$ и $H_S = 0$. Поэтому при перекачивании жидкостей при температурах близких к температуре начала однократного испарения насос устанавливают ниже уровня емкости всасывания, чтобы обеспечить необходимый подпор. В некоторых случаях в емкости всасывания создают избыточное давление.

При расчете высоты всасывания необходимо учитывать не только величину $h_{n.e}$, но и инерционные потери (для поршневых насосов) и кавитационные потери (для центробежных насосов). Подробнее о расчете соответствующих поправок будет рассказано ниже.

Мощность и К.П.Д. насоса

Полезная мощность N_{Π}, Bm , передаваемая жидкости, равна произведению энергии, сообщаемой 1 кг жидкости gH , на массовый расход жидкости $Q\rho$:

$$N_{\Pi} = Q\rho gH \quad (14)$$

Мощность, потребляемая насосом (мощность на валу) N_B, Bm больше полезной мощности в связи потерями энергии в насосе, относительная величина которых **оценивается коэффициентом полезного действия (к. п. д.) насоса** η_H :

$$\eta_H = \frac{N_{\Pi}}{N_B} = \frac{Q\rho gH}{N_B} \quad (15)$$

Коэффициент полезного действия η_H характеризует совершенство конструкции и экономичность эксплуатации насоса. Величина η_H отражает относительные потери мощности в самом насосе и выражается произведением:

$$\eta_H = \eta_V \cdot \eta_G \cdot \eta_M \quad (16)$$

где:

- $\eta_V = Q/Q_T$ - **коэффициент подачи (или объемный к. п. д.)**, представляющий собой отношение действительной производительности насоса Q к теоретической Q_T (учитывает потери производительности при утечках жидкости через зазоры и сальники насоса, а также вследствие неодновременного перекрытия клапанов и выделения воздуха из перекачиваемой жидкости при давлении ниже атмосферного — во время всасывания);
- $\eta_G = H/H_T$ - **гидравлический к. п. д.** - отношение действительного напора насоса H к теоретическому H_T (учитывает потери напора при движении жидкости через насос);
- η_M - **механический к. п. д.**, характеризующий потери мощности на механическое трение в насосе (в подшипниках, сальниках и др.).

Величина η_H зависит от конструкции насоса, качества его изготовления и монтажа, условий эксплуатации.

Мощность, потребляемая двигателем (номинальная мощность двигателя) $N_{ДВ}$ больше мощности на валу N_{Π} на величину механических потерь в передаче от электродвигателя к насосу и в самом электродвигателе. Эти потери учитываются введением понятий к.п.д. передачи $\eta_{ПЕР}$ и к.п.д. двигателя $\eta_{ДВ}$:

$$N_{ДВ} = \frac{N_B}{\eta_{ПЕР} \cdot \eta_{ДВ}} = \frac{N_{\Pi}}{\eta_H \cdot \eta_{ПЕР} \cdot \eta_{ДВ}} \quad (17)$$

Произведение $\eta_H \cdot \eta_{ПЕР} \cdot \eta_{ДВ}$ представляет собой **полный к.п.д. насосной установки** η , который определяется как отношение полезной мощности N_{Π} к

номинальной мощности двигателя $N_{ДВ}$ и характеризует полные потери мощности насосной установкой:

$$\eta = \frac{N_{П}}{N_{ДВ}} = \eta_H \cdot \eta_{ПЕР} \cdot \eta_{ДВ} = \eta_V \cdot \eta_G \cdot \eta_M \cdot \eta_{ПЕР} \cdot \eta_{ДВ} \quad (18)$$

Установочная мощность двигателя $N_{УСТ}$ рассчитывается по величине $N_{ДВ}$ с учетом возможных перегрузок в момент пуска насоса, возникающих в связи с необходимостью преодоления инерции покоящейся массы жидкости:

$$N_{УСТ} = K \cdot N_{ДВ} \quad (19)$$

Здесь K - коэффициент запаса мощности; его значения определяют в зависимости от величины номинальной мощности двигателя $N_{ДВ}$:

$N_{ДВ}, кВт$	менее 1	1÷5	5÷50	более 50
K	1,5÷2	1,2÷1,5	1,15÷1,2	1,1

Лекция 16. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

Принцип действия и типы насосов

В центробежном насосе всасывание и нагнетание жидкости происходит под действием центробежных сил, развиваемых вращающимся рабочим колесом с загнутыми назад лопатками. По числу рабочих колес, устанавливаемых последовательно на одном валу в корпусе, центробежные насосы делятся на **одноступенчатые** и **многоступенчатые**, а по величине развиваемого напора - на **насосы низкого давления** (при напоре до 15 м), **среднего давления** (при напоре 15÷40 м) и **высокого давления** (при напоре свыше 40 м).

В **центробежном одноступенчатом насосе** (рис. 5) на валу 2 жестко закреплено рабочее колесо с криволинейными лопатками. Вал приводится во вращение от электродвигателя непосредственно через редуктор или через клиноременную передачу.

Рабочее колесо помещено в корпус 3 насоса, выполненный в виде спиральной камеры переменного сечения с напорным 4 и приемным 7 патрубками. Напорный патрубок соединяется с напорным трубопроводом 5, а приемный — со всасывающим трубопроводом 6. На конце всасывающего трубопровода закрепляют сетку и обратный клапан. Сетка служит для задержания плавающих в перекачиваемой жидкости предметов, а обратный клапан позволяет заливать жидкостью насос и всасывающий трубопровод перед пуском его в работу, что является обязательным условием для центробежных насосов.

При вращении рабочего колеса жидкость, заполняющая его каналы, перемещается от центра колеса к его периферии, поступает в спиральную камеру и оттуда в напорный патрубок 4. В центральной части насоса

благодаря оттоку жидкости создается вакуум. Под действием внешнего давления, действующего на свободную поверхность жидкости, открывается обратный клапан, и жидкость по всасывающему трубопроводу поступает в насос. Таким образом, создается непрерывное движение жидкости через всю систему.

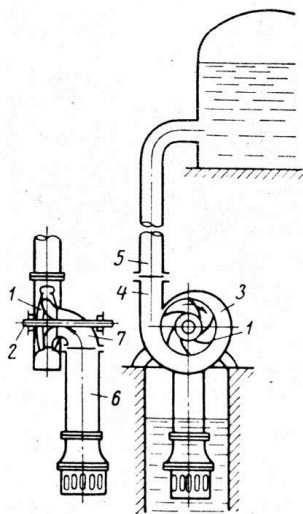


Рисунок 5 Одноступенчатый центробежный насос:

1 – рабочее колесо, 2 – вал, 3 – корпус, 4 – напорный патрубок, 5 – напорный трубопровод, 6 – всасывающий трубопровод, 7 – приемный патрубок

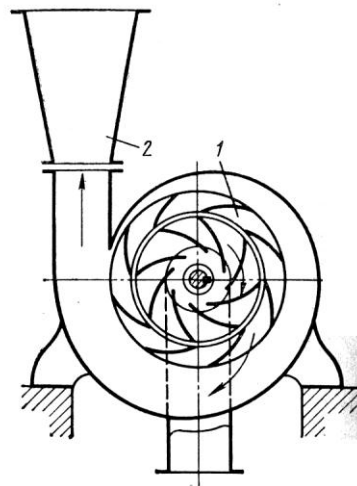


Рисунок 6. Центробежный насос с направляющим аппаратом:

1 – направляющий аппарат, 2 – диффузор

В некоторых случаях рабочее колесо заключают в **направляющий аппарат**, который закрепляют в корпусе насоса между рабочим колесом и спиральной камерой (рис. 6).

Направляющий аппарат представляет собой кольцо, охватывающее с небольшим зазором рабочее колесо и состоящее из двух дисков с лопатками, отогнутыми в сторону, обратную направлению лопаток рабочего колеса. Направляющий аппарат предназначен для уменьшения скорости жидкости, выходящей из рабочего колеса. При этом кинетическая энергия потока частично переходит в энергию давления: давление у выхода из направляющего аппарата всегда больше, чем при входе в него. Эту же задачу выполняет и диффузор 2, устанавливаемый иногда после выходного патрубка насоса: здесь жидкость теряет свою скорость из-за увеличения поперечного сечения диффузора.

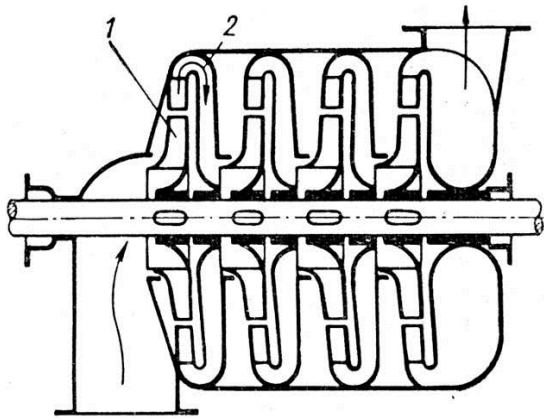


Рисунок 7. Многоступенчатый центробежный насос:

1 – колеса, 2 – переходные каналы

В одноступенчатом центробежном насосе удается создать напор не выше 50 м. Дальнейшее увеличение напора в одном рабочем колесе затруднено из-за того, что при повышении окружных скоростей свыше 70 м/с в колесе возникают опасные напряжения, приводящие к его поломке.

Для создания больших напоров используются **многоступенчатые центробежные насосы**, в которых на общем валу устанавливаются несколько рабочих колес (рис. 7). Колеса располагаются в особых камерах, монтируемых в одном корпусе и соединенных между собой специальными переходными каналами 2. Жидкость нагнетается последовательно из одного рабочего колеса в другое. Полный развиваемый напор в таком насосе оказывается во столько раз больше напора, создаваемого одним колесом, сколько колес соединено в насосе последовательно.

В некоторых случаях используют многоступенчатые центробежные насосы с группами параллельно соединенных рабочих колес. В пределах одной группы колеса соединены последовательно. С гидравлической точки зрения каждая группа работает самостоятельно: жидкость подводится к каждой группе по отдельным каналам из общего всасывающего трубопровода, проходит через рабочие колеса, а затем поступает в общую сборную камеру и далее в нагнетательный трубопровод. Подобные насосы используются в том случае, когда необходимо получить большую подачу жидкости.

Расчет напора, создаваемого центробежными насосами.

В каналах между лопатками рабочего колеса жидкость двигаясь вдоль лопаток, одновременно совершает вращательное движение вместе с колесом. Определим полный напор, развиваемый рабочим колесом при перекачивании идеальной жидкости. Допустим, что колесо неподвижно, а жидкость движется по каналам между лопатками с той же скоростью, что и во вращающемся колесе. Абсолютные скорости движения жидкости на входе в колесо c_1 и на выходе из колеса c_2 являются каждой геометрической суммой относительной и окружной скоростей, поэтому их можно разложить (рис. 8) на относительные составляющие w_1 и w_2 (направленные вдоль лопаток) и окружные составляющие u_1 и u_2 соответственно (направленные по касательной к окружности вращения). Принимая за плоскость сравнения плоскость рабочего колеса, составим баланс энергии жидкости при прохождении ее через колесо по уравнению Бернулли:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} \quad (20)$$

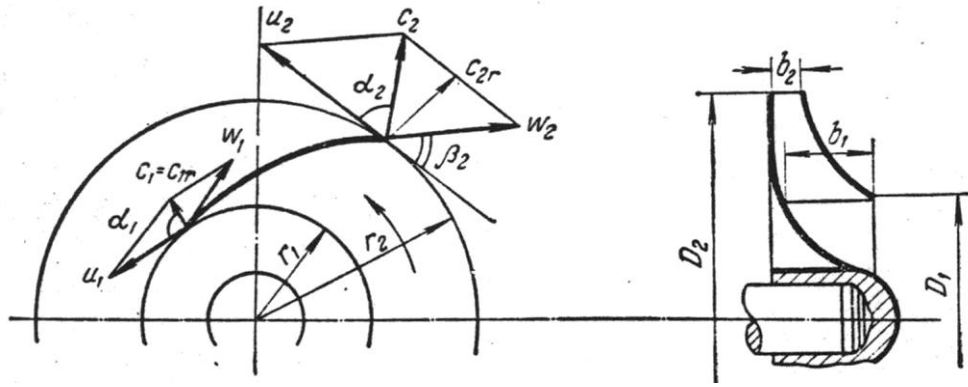


Рисунок 8. Схема для расчета напора, создаваемого центробежным насосом

При вращении колеса жидкость на выходе приобретает дополнительную энергию A , равную работе центробежной силы на пути длиной $r_2 - r_1$. Тогда:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} - A \quad (21)$$

Если рабочее колесо вращается с угловой скоростью w , то центробежная сила C , действующая на частицу жидкости массой m , равна:

$$C = mw^2r = \frac{G}{g}w^2r \quad (22)$$

где:

G - вес частицы;

g - текущий радиус вращения частицы.

Работа A_G , совершаемая центробежной силой при перемещении этой же частицы на пути $r_2 - r_1$, составляет:

$$A_G = \int_{r_1}^{r_2} \frac{G}{g} w^2 r dr = \frac{Gw^2}{2g} (r_2^2 - r_1^2) \quad (23)$$

Произведение угловой скорости w на радиус вращения g равно окружной скорости u , поэтому $w^2 \cdot r_2^2 = u_2^2$ и $w^2 \cdot r_1^2 = u_1^2$, а работа A_G выразится уравнением:

$$A_G = \frac{G}{g} \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \right) \quad (24)$$

Удельная, работа, отнесенная к единице веса жидкости, равна удельной энергии, приобретаемой жидкостью в насосе. Поэтому:

$$A = \frac{A_G}{G} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (25)$$

Подставляя это выражение в уравнение (21), получим:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (26)$$

откуда

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (27)$$

В соответствии с уравнением Бернулли напоры жидкости на входе во вращающееся колесо H_1 и выходе из него H_2 составят:

$$H_1 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} \quad H_2 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g}$$

Теоретический напор H_T насоса равен разности напоров на входе в колесо и выходе из него:

$$H_T = H_2 - H_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (28)$$

Подставив выражение для $\frac{p_2 - p_1}{\rho g}$ из уравнения (27), получим:

$$H_T = H_2 - H_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (28)$$

Из параллелограммов скоростей на входе в колесо и выходе из него (рис5) следует, что $w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1$ и $w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2$. Тогда уравнение (28) запишется в виде:

$$H_T = \frac{u_2c_2 \cos \alpha_2 - u_1c_1 \cos \alpha_1}{g} \quad (29)$$

Уравнение (29) называется **основным уравнением центробежных машин Эйлера** и может быть применено к расчету всех центробежных машин, в том числе турбогазодувок, турбокомпрессоров и вентиляторов. Оно верно в том случае, когда все частицы жидкости движутся в насосе по подобным траекториям. Это возможно лишь при условии, что рабочее колесо имеет бесконечно большое число лопаток и сечение канала для прохода жидкости невелико.

Обычно жидкость, поступающая из всасывающего трубопровода, движется по колесу в радиальном направлении. В этом случае угол между абсолютным значением скорости жидкости на входе в рабочее колесо и окружной

скоростью $\alpha_1 = 90^\circ$ (что соответствует условию безударного ввода жидкости в колесо). Тогда уравнение (29) упрощается:

$$\boxed{H_T = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}} \quad (30)$$

Входящая в уравнение (30) величина угла между абсолютным значением скорости жидкости на выходе из рабочего колеса α_2 не может быть определена. Поэтому удобнее вместо нее использовать величину β_2 угла наклона лопаток. Из параллелограмма скоростей на выходе из колеса (рис. 5) находим:

$$c_2 \cos \alpha_2 = u_2 - w_2 \cos \beta_2$$

откуда:

$$\boxed{H_T = \frac{u_2^2}{2g} \cdot \left(1 - \frac{w_2}{u_2} \cdot \cos \beta_2 \right)} \quad (31)$$

Уравнение (31) показывает, что напор насоса пропорционален квадрату числа оборотов рабочего колеса (так как $u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n$) и зависит от формы лопаток. При этом возможны три случая:

- | | | | |
|--|----------------------|--------------------|--------------------------|
| 1. Лопатки загнуты в направлении вращения рабочего колеса | $\beta_2 > 90^\circ$ | $\cos \beta_2 < 0$ | $H_T > \frac{u_2^2}{2g}$ |
| 2. Лопатки загнуты в направлении, обратном направлению вращения колеса | $\beta_2 < 90^\circ$ | $\cos \beta_2 > 0$ | $H_T < \frac{u_2^2}{2g}$ |
| 3. Лопатки не имеют наклона | $\beta_2 = 90^\circ$ | $\cos \beta_2 = 0$ | $H_T = \frac{u_2^2}{2g}$ |

Отсюда следует, что теоретически наибольший напор достигается в насосе с лопатками, загнутыми в направлении вращения колеса, наименьший — в противоположном направлении. Несмотря на это насосы изготавливают с небольшими углами ($\beta_2 < 90^\circ$) наклона лопастей, так как с возрастанием β_2 увеличиваются гидравлические потери и уменьшается гидравлический к. п. д. насоса.

На практике напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса $H_{,м}$ можно ориентировочно подсчитать по формуле:

$$\boxed{H_T \approx 0,5 \cdot n^2 \cdot D_2^2} \quad (31a)$$

Действительный напор насоса меньше теоретического, так как часть энергии жидкости расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса и жидкость в нем при конечном числе лопаток не движется по подобным траекториям. Действительный напор составляет

$$H = H_T \cdot \eta_r \cdot \varepsilon \quad (32)$$

где:

$\eta_r = 0,8 \div 0,95$ - гидравлический к. п. д. насоса, равный;

$\varepsilon = 0,6 \div 0,8$ - коэффициент, учитывающий конечное число лопаток в насосе.

Значительные потери напора, возникающие в центробежном насосе, обуславливают снижение его общего к. п. д.

Производительность центробежного насоса Q соответствует расходу жидкости через каналы шириной b_1 и b_2 между лопатками рабочего колеса (рис. 8):

$$Q = b_1 \cdot (\pi \cdot D_1 - \delta \cdot z) \cdot c_{1r} = b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 - \delta \cdot z) \cdot c_{2r} \quad (33)$$

где:

δ - толщина лопаток;

z - число лопаток;

b_1 и b_2 - ширина рабочего колеса на внутренней и внешней окружностях соответственно;

c_{1r} и c_{2r} - радиальные составляющие абсолютных скоростей на входе в колесо и выходе из него ($c_{1r} = c_1$).

Для уменьшения гидравлических потерь на входе жидкости в рабочее колесо скорость c_{1r} принимают равной скорости жидкости во всасывающем трубопроводе.

Формула для приближенного расчета производительности $Q, м^3/с$ выглядит следующим образом:

$$Q = K_2 \cdot d_H^2 \quad (33a)$$

Величина коэффициента K_2 определяется в зависимости от размеров патрубка:

d_H	$\leq 100 \text{ мм}$	$> 100 \text{ мм}$
K_2	$1,3 \div 1,8$	$2,0 \div 2,5$

Предельно допустимая высота всасывания центробежных насосов определяется по уравнению (13) с учетом поправки на кавитацию:

$$H_s = \frac{p_a}{\rho g} - \left(\frac{p_t}{\rho g} + \frac{v_B^2}{2g} + h_{n.с} + h_k \right) \quad (34)$$

Кавитация возникает при высоких скоростях вращения рабочих колес центробежных насосов и при перекачивании горячих жидкостей в условиях, когда происходит интенсивное парообразование в жидкости, находящейся в насосе. Пузырьки пара попадают вместе с жидкостью в область более высоких давлений, где мгновенно конденсируются. Жидкость стремительно заполняет полости, в которых находился сконденсированный пар, что сопровождается гидравлическими ударами, шумом и сотрясением насоса. Кавитация приводит к быстрому разрушению насоса за счет гидравлических

ударов и усиления коррозии в период парообразования. При кавитации производительность и напор насоса резко снижаются.

Кавитационная поправка вычисляется из уравнения:

$$h_k = 0,019 \cdot \frac{(Q \cdot n^2)^{2/3}}{H} \quad (35)$$

где:

Q – производительность насоса, m^3/c ;

n – скорость вращения вала насоса, c^{-1} ;

H – напор насоса, m

Характеристики насосов.

Характеристики насосов представляют собой графические зависимости напора H , потребляемой мощности N_B и к. п. д. насоса η_H от его производительности Q при постоянном числе оборотов n . Эти зависимости получают при испытании центробежных насосов, изменяя степень открытия задвижки на нагнетательной линии; они приводятся в каталогах на насосы.

Характер зависимостей H , N_B и η_H от Q для центробежных насосов можно установить исходя из анализа основного уравнения центробежных машин, преобразованного к виду (31), и уравнения производительности насоса (33).

Как следует из параллелограмма скоростей (рис. 5), радиальная составляющая скорости жидкости на выходе из колеса равна $c_{2r} = w_2 \sin \beta_2$; из уравнения (33), пренебрегая толщиной лопаток ($\delta = 0$), получим $Q = \pi D_2 b_2 w_2 \sin \beta_2$ или $w_2 = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \sin \beta_2}$. Подстановка последнего выражения в уравнение (31) приводит к однозначной связи между теоретическим напором H_T и производительностью Q центробежного насоса, которая имеет вид:

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} \cdot \left(1 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right) \quad (36)$$

Из этого уравнения следует, что при постоянном числе оборотов рабочего колеса когда лопатки его загнуты в направлении, обратном направлению вращения колеса ($\beta_2 < 90^\circ$ и $\operatorname{tg} \beta_2 > 0$), напор насоса падает с увеличением производительности и при некотором предельном значении ее $Q = Q_{\max}$ может стать равным нулю. Потери напора, возникающие при движении жидкости через рабочее колесо, приводят к тому, что характер действительной зависимости $H - Q$ отклоняются от теоретической, описываемой уравнением (36).

Потребляемая насосом мощность N_B не будет равна нулю на всем интервале от $Q = 0$ до $Q = Q_{\max}$ из-за наличия различного рода потерь, отмеченных выше, на компенсацию которых необходимо затрачивать энергию. Эти потери возрастают с увеличением производительности насоса,

Поэтому зависимость $N_B - Q$ имеет характер монотонно возрастающей функции с началом в некоторой точке на оси ординат.

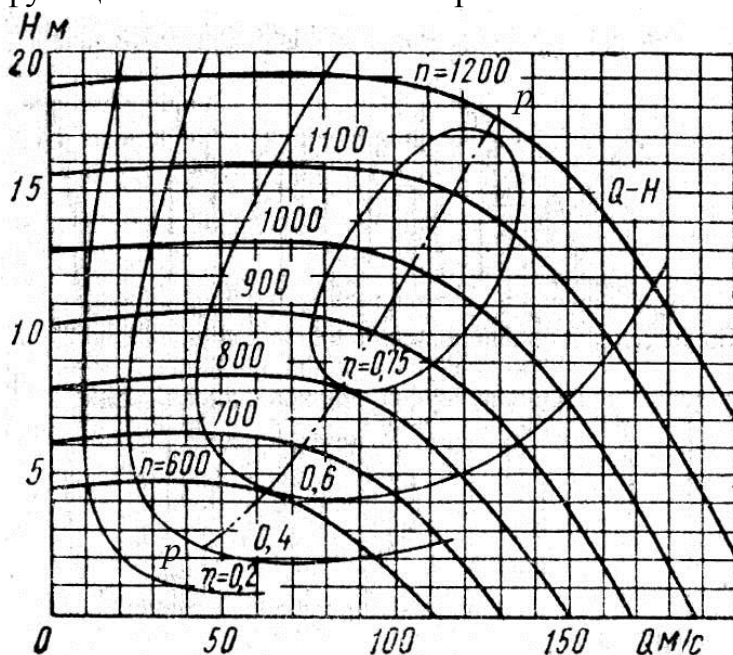


Рисунок 9. Универсальная характеристика центробежного насоса

Величина к.п.д. насоса η_H равна отношению полезной мощности к потребляемой

$$\eta_H = \frac{N_{\text{п}}}{N_B} = \frac{Q \rho g H}{N_B}$$

Величина

полезной мощности равна нулю при $Q=0$ и $Q=Q_{\text{max}}$

(так как при $Q=Q_{\text{max}}$ напор $H=0$). При этих же значениях производительности равна нулю и величина η_H .

Поэтому на основании теоремы Ролля зависимость $\eta_H - Q$ в

интервале от $Q=0$ до $Q=Q_{\text{max}}$ должна проходить через максимум.

Насос потребляет наименьшую мощность при закрытой напорной задвижке (при $Q=0$).

Наиболее благоприятный режим эксплуатации центробежного насоса при данном числе оборотов соответствует максимуму на кривой $\eta_H - Q$.

Наиболее благоприятный режим эксплуатации центробежного насоса при данном числе оборотов соответствует максимуму на кривой $\eta_H - Q$.

Наиболее благоприятный режим эксплуатации центробежного насоса при данном числе оборотов соответствует максимуму на кривой $\eta_H - Q$.

Наиболее благоприятный режим эксплуатации центробежного насоса при данном числе оборотов соответствует максимуму на кривой $\eta_H - Q$.

Наиболее благоприятный режим эксплуатации центробежного насоса при данном числе оборотов соответствует максимуму на кривой $\eta_H - Q$.

Наиболее благоприятный режим эксплуатации центробежного насоса при данном числе оборотов соответствует максимуму на кривой $\eta_H - Q$.

Снимая характеристики насоса при различных числах оборотов насоса (n_1, n_2, n_3, \dots), получают ряд зависимостей $H - Q$ (рис. 9). На каждой кривой $H - Q$ выделяют точки, отвечающие некоторому постоянному значению к. п. д. ($\eta_H', \eta_H'', \eta_H''', \dots$), которые соединяют между собой плавной линией. Эти линии ограничивают области, внутри которых к. п. д. насоса имеет значение не меньшее, чем указанное на границе области. Линия $p - p$ соответствует максимальным значениям к.п.д. при данных числах оборотов рабочего колеса. Полученные таким путем графические зависимости между напором, к. п. д. и производительностью насоса при различных числах оборотов колеса называют универсальными характеристиками. Пользуясь универсальной характеристикой, можно установить пределы работы насоса (соответствующие

максимальному значению к. п. д.) и выбрать наиболее благоприятный режим его работы.

Работа насосов на сеть. Совместная работа насосов.

При выборе насоса необходимо учитывать характеристику сети, т. е. трубопровода и аппаратов, через которые перекачиваются жидкости.

Характеристика сети выражает зависимость между расходом жидкости Q и напором H , необходимым для перемещения жидкости по данной сети. Напор H может быть определен как сумма геометрической высоты подачи H_r и потерь напора h_n (согласно 5а). Потери напора пропорциональны квадрату расхода жидкости:

$$h_n = k \cdot Q^2 \quad (37)$$

где k - коэффициент пропорциональности.

Тогда характеристика сети выразится зависимостью, представляющей собой уравнение параболы:

$$H = H_r + k \cdot Q^2 \quad (38)$$

Совмещение характеристик сети и насоса показано на рис. 10. Точка A пересечения этих характеристик называется **рабочей точкой**; она отвечает наибольшей производительности насоса Q_1 при его работе на данную сеть. Если требуется более высокая производительность, то необходимо либо увеличить число оборотов электродвигателя, либо заменить данный насос насосом большей производительности. Увеличение производительности может быть достигнуто также путем уменьшения гидравлического сопротивления сети h_n . В этом случае рабочая точка переместится по характеристике насоса вправо. Насос должен быть выбран так, чтобы рабочая точка соответствовала требуемому производительности и напору.

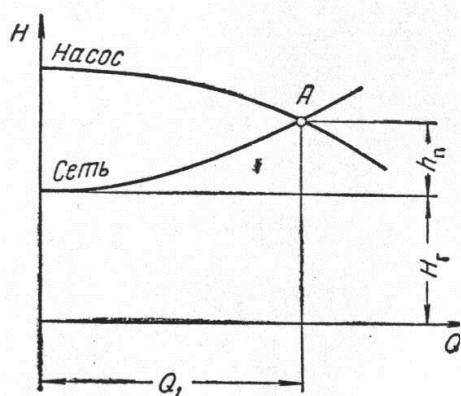


Рисунок 10. Совмещение характеристик насоса и сети

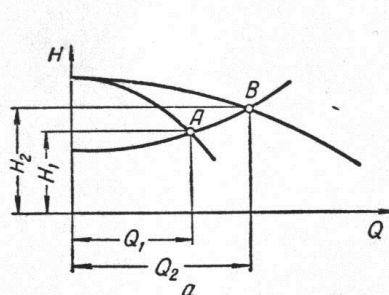
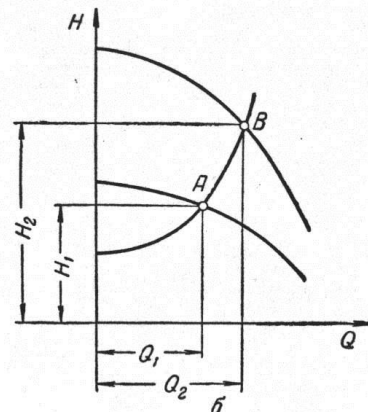


Рисунок 11. Совместная работа насосов: а - параллельное соединение; б - последовательное соединение



Как уже отмечалось ранее, на практике иногда применяют параллельное или последовательное соединение насосов, работающих на данную сеть.

При **параллельном соединении** общую характеристику насосов получают сложением абсцисс характеристик каждого из насосов для данного напора. На рис. 11а показана характеристика двух одинаковых насосов, работающих параллельно. Совмещение характеристики сети с общей характеристикой насосов показывает, что рабочая точка B в этом случае соответствует производительности Q_2 большей, чем производительность одного насоса Q_1 (точка A). Однако общая производительность всегда будет меньше суммы производительностей насосов, работающих отдельно друг от друга, что связано с параболической формой характеристики сети. Чем круче эта характеристика, тем меньше приращение производительности. Поэтому параллельное включение насосов используют для увеличения производительности насосной установки, когда характеристика сети является достаточно пологой. Увеличение напора при этом незначительно.

При **последовательном соединении** насосов общую характеристику получают сложением напоров насосов для каждого значения производительности.

На рис. 11б представлена общая характеристика двух одинаковых насосов, соединенных последовательно. Точка пересечения этой характеристики с характеристикой сети (рабочая точка B) соответствует суммарному напору и производительности (H_2 и Q_2) последовательно соединенных насосов, работающих на данную сеть. При таком соединении насосов удастся значительно увеличить напор, если характеристика сети является достаточно крутой.

Коэффициент быстроходности.

Коэффициент быстроходности (удельное число оборотов) представляет собой число оборотов такой геометрически подобной модели колеса, которая при одинаковом к.п.д. и производительности $0,075 \text{ м}^3/\text{с}$ развивает напор 1 м . Коэффициент быстроходности является основной характеристикой серии подобных насосов, имеющих одинаковые углы α_2 и β_2 (рис. 9) и коэффициенты ε и η_r (уравнение 32). Коэффициент быстроходности $n_s, \text{ мин}^{-1}$ можно определить по уравнению:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (39)$$

где:

n - число оборотов насоса, мин^{-1} ;

Q - производительность насоса при максимальном к.п.д., $\text{м}^3/\text{с}$;

H - полный напор насоса, м .

Из уравнения (39) следует, что при постоянном числе оборотов колеса n коэффициент быстроходности возрастает с увеличением производительности и уменьшением напора. Поэтому в общем случае тихоходные колеса применяют для получения повышенных напоров при малой производительности, а быстроходные – для достижения высоких производительностей при небольших напорах.

Колеса центробежных насосов в зависимости от коэффициента быстроходности делятся на три основных типа:

	$n_s, \text{мин}^{-1}$
тихоходные	40÷80
нормальные	80÷150
быстроходные	150÷300

Типоразмеры и маркировка центробежных насосов.

Применяемые в настоящее время центробежные насосы имеют ряд преимуществ по сравнению с другими видами насосов:

- обеспечивают равномерность подачи;
- обладают высокой быстроходностью;
- компактны;
- могут быть использованы для перекачивания загрязненных жидкостей.

Недостатки центробежных насосов:

- невозможность создания больших давлений;
- уменьшение производительности с увеличением напора;
- низкий к.п.д.;
- необходимость заливки насоса перед пуском его в работу.

Центробежные насосы стандартизованы. Они выпускаются на различные производительности и давления. На нефтеперерабатывающих заводах получили широкое распространение стальные центробежные нефтяные насосы: консольные (НК) по ТУ 26-02-455—82 и двухпорные (НСД, НПС) по ТУ 26-02-767—72 и ТУ 26-56-929—75. На рис. 12 приводится поле (зависимость $Q-H$) для нефтяных насосов этих типов. На поле приведена также характеристика стального насоса 2НГК-4×1.

В условном обозначении консольных и двухпорных насосов находит отражение их техническая характеристика.

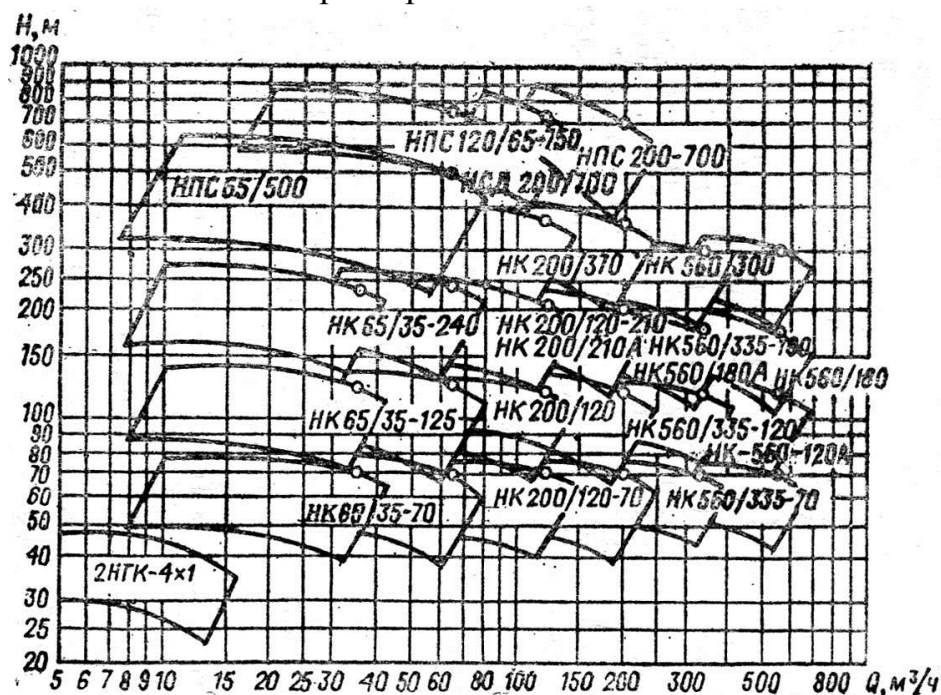


Рисунок 12. Поле $Q-H$ стальных нефтяных насосов

Консольные насосы. Пример: НК 65/35-125В16СОПТВ2

Н - нефтяной;
К - консольный;
65/35 - в числителе - подача при роторе 1, в знаменателе - подача при роторе 2, м³/ч;
125 - напор, м ст. жидкости;
В - направление входного патрубка (В — вертикальный, Г — горизонтальный);
1 - вариант ротора;
б - вариант диаметра рабочего колеса;
С - материал насоса;
ОП (возможны три буквы) - тип уплотнения вала;
ТВ (возможна одна буква) - климатическое исполнение;
2 - категория установки.

Двухкорпусные насосы. Пример: НСД 200/700-16ХДТТВ2

Н - нефтяной;
С - секционный;
Д - двухкорпусный;
200 - подача при роторе 1, м³/ч;
700 - напор м. ст. жидкости;
исполнение аналогично первому насосу.

Пример: НПС 200/700- 16СДКТС4

Н - нефтяной;
П - с плоским разъемом корпуса;
С - секционный;
далее - аналогично предыдущим примерам.

На НПЗ эксплуатируются также центробежные насосы нормального ряда: НК (нефтяной консольный), НКГ (нефтяной консольный горячий), Н (нефтяной с двухсторонним вводом сырья), НКД (нефтяной горячий, с двухсторонним вводом сырья). В настоящее время эти насосы выпускаются по ТУ 26-02-1258—80 и ТУ 26-02-392—77. Сводный график полей Q — H насосов нормального ряда, которые выпускаются в настоящее время, приведен на рис. 10. Ниже дана расшифровка условного обозначения насоса этого типа.

Пример: 4НК-5×1 (6НКЭ-6×1, 8НД-6×1)

4, 6, 8 — диаметр входного патрубка, уменьшенный в 25 раз;
Н - нефтяной;
К - консольный;
Э - насос на одном валу с электродвигателем (электронасос);
Д - колесо двойного входа;
5,6 - коэффициент удельной быстроходности колеса, уменьшенный в 10 раз;
1 - число ступеней.

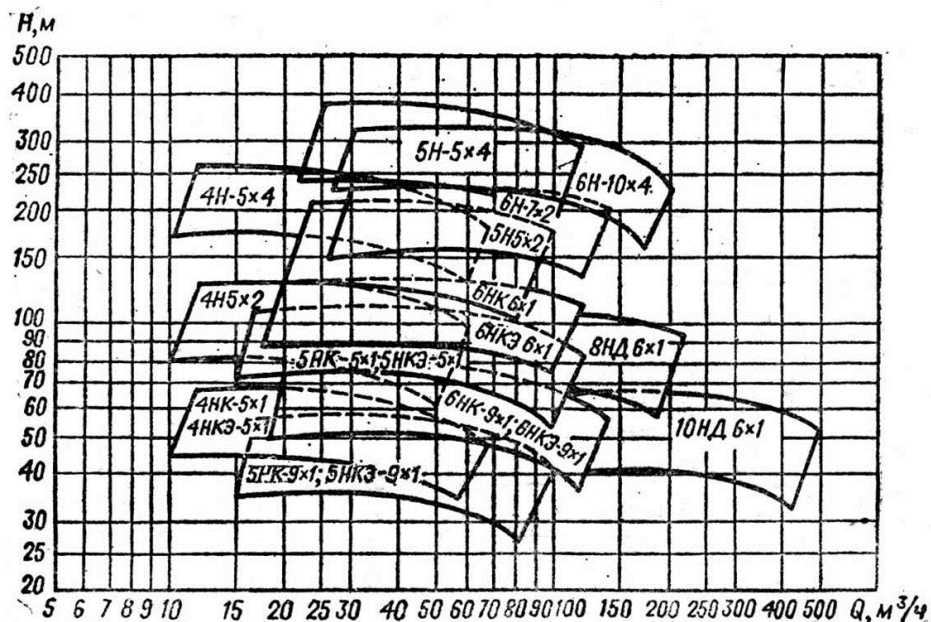


Рисунок 13. Поле $Q-H$ чугунных нефтяных насосов

Кроме упомянутых насосов на НПЗ применяются ненормализованные центробежные нефтяные насосы типов НДв, НДс, НС (секционный), НВ (вертикальный), НА (артезианский), а также нефтяные насосы для магистральных нефтепроводов типа НМП, НМ, НПВ.

В табл. 4 представлены основные технические показатели центробежных нефтяных насосов.

Таблица 4

Основные показатели нефтяных центробежных насосов

Типоразмер насоса	Вариант ротора или диаметр рабочего колеса,	Производительность, m^3/h	Напор, м столба жидкости	Мощность двигателя, кВт	Масса, кг	
					насоса	агрегата без привода
1	2	3	4	5	6	7
НК65/35-70	1а	65	70	22	295	765
	2а	35				
НК65/35-125	1а	65	125	55	335	1090
	2а	35				
НК65/35-20	1а	65	240	100	630	1500
	2а	35				
НПС65/35-500	1а	65	500	200	1260	1985
	а	120	750		2129	3288
	2а	65				
НК200/120-70	1а	200	70	55	305	1230

	2a	120				
HK200/120	1a	200	120	100	485	1300
	2a	120				
HK200/210A	1a	200	210	200	605	1620
	2a	120				
HK200/120-210	1a	200	210	200	650	1600
	2a	120				
HK200/370	1a	200	370	315	940	2300
	2a	120				
НПС200-700	1a	200	700	400	2129	3288
НСД200/700	1a	200	700	400	2650	4730
	2a	120	750			
	3a	65	750			
HK560/335-70	1a	560	70	160	730	2000
	2a	335				
HK560/120A	1a	560	120	250	1020	2470
	2a	335				
HK560/180A	1a	560	180	400	1153	2791
	2a	335				
HK560/180	1a	560	180	400	1153	2791
	2a	335				
HK560/300	1a	560	300	800	1380	3830
	2a	335				
4HK-5×1	220	50	60	17	259	—
4HKЭ-5×1					78	

Таблица 2 (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7
5HK-5×1	275	90	100	55	272	—
БHKЭ-5×1					109	
HK12/40	—	12	40	5,5	—	608
НПС-120/65-750	—	120 65	750	400	6535	—
5HK-9×1	210	90	47	22	264	—
5HKЭ-9×1					93	
6HK-6×1	305	110	119	75	343	—
6HKЭ-6×1					114	
6HK-9×1	240	120	65	40	272	—
6HKЭ-9×1					103	
4H-5×2	220	53	108	40	350	720
4H-5×4	220	62	212	75	740	1220
5H-5×2	275	100	183	110	570	1360
5H-5×4	265	98	320	9,00	924	2400
6H-10×4	258	190	240	160	1410	3050
6H-7×2	290	149	200	160	640	1530

8НД-6×1	280	9П9	100	110	740	1750
10НД-6×1	435	485	54	132	765	1760
С5/140А	—	5	140	8	213	—
2НВ-9×4	210	40	40	13	120-850	—
12НА-9×4	210	80	43	17	808-130	—
12НА-22×6	215	150	54	40	1090- 1690	—
НМ 125-550	—	125	550	400	5205	—
НМ 180-500	—	180	500	500	6690	—
НМ 250-475	—	250	475	630	7610	—
НМ 360-460	—	360	460	630	7610	—
НМ 500-300	—	500	300	630	7860	—
НМ 710-280	—	710	280	1000	10660	—
НМ 1250-260	—	1250	260	1250	2800	—
НМ 2500-230	—	2500	230	2000	3920	—
НМ 3600-230	—	3600	230	2500	4270	—
НПВ 150-60	—	150	60	90	2130	—
НПВ 300-60	—	300	60	90	2160	—
НПВ 600-60	—	600	60	400	7650	—
НПВ 1250-60	—	1250	60	400	—	16720
НПВ 2500-80	—	250	80	800	—	19250
НПВ 3600-90	—	3600	90	1250	—	27200
8НДВ-Нм	—	380-750	38-95	110; 250	3480	—
12НДс-Нм	—	610- 1440	23-70	110; 315	2560	—
14НДс-Н	—	780- 1350	35-42	—	1554	—

Лекция 17. ОСЕВЫЕ НАСОСЫ

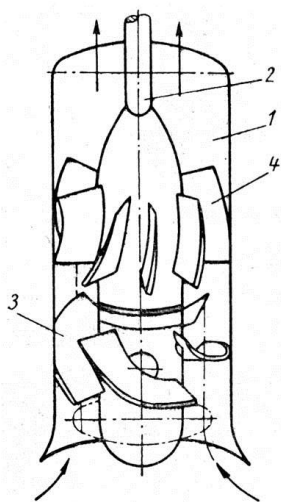


Рисунок 14. Осевой (пропеллерный) насос:

1- корпус, 2 – приводной вал, 3 – рабочее колесо, 4 – направляющий аппарат с лопатками

В осевом (пропеллерном) насосе (рис. 14) жидкость перемещается вдоль оси приводного вала 2 с помощью рабочего колеса 3, имеющего форму гребного винта. На выходе из рабочего колеса жидкость попадает в направляющий аппарат 4 с лопатками, имеющими направление, обратное лопаткам рабочего колеса.

Здесь вращательное движение жидкости преобразуется в осевое. Корпус 1 насоса представляет собой трубу.

Осевые насосы имеют высокий к. п.д., быстроходны, компактны и пригодны для перекачивания больших количеств жидкости при небольших напорах.

В химической промышленности осевые насосы применяются для создания циркуляции жидкостей в реакторах и выпарных установках.

Лекция 18. ПОРШНЕВЫЕ И ПЛУНЖЕРНЫЕ НАСОСЫ

Принцип действия и типы насосов

В поршневых насосах вытеснение жидкости из замкнутого пространства производится путем возвратно-поступательного движения поршня.

На рис. 15 показана принципиальная схема поршневого насоса, состоящего из двух основных частей — гидравлической и приводной.

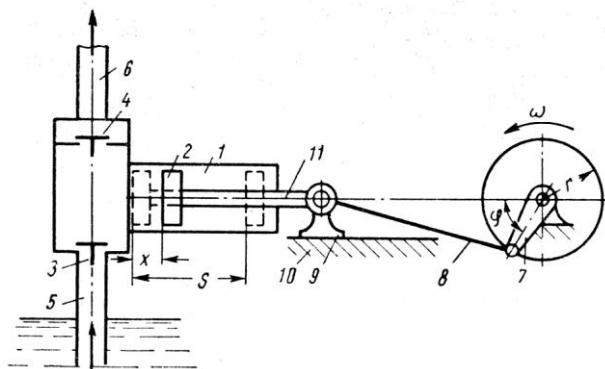
Гидравлическая часть, предназначенная для перекачки жидкости, состоит в основном из цилиндра, в котором движется возвратно-поступательно поршень 2 со штоком 11, и клапанов 3 и 4, помещенных в специальные клапанные коробки. Всасывающий клапан 3 отделяет внутреннюю полость насоса от всасывающего трубопровода 5, а нагнетательный клапан 4 — от нагнетательного трубопровода 6.

Приводная часть насоса служит для передачи энергии от двигателя к поршню. Она состоит в большинстве случаев из кривошипно-шатунного механизма, включающего кривошип 7, шатун 8, ползун 9 и направляющие 10 для ползуна. Кривошип 7 жестко посажен на вал двигателя или редуктора и вращается вместе с ним.

Кривошип шарнирно соединен с шатуном 8, который также шарнирно связан с ползуном 9. При вращении кривошипа шатун 8 перемещает ползун 9 в направляющих 10 взад и вперед. Благодаря этому совершает возвратно-поступательное движение и поршень 2, связанный с ползуном штоком 11.

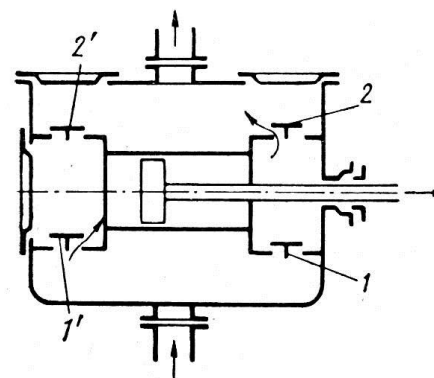
Поршневой насос работает следующим образом. При движении поршня вправо (по чертежу) жидкость засасывается во всасывающий трубопровод 5, под действием возникающего в цилиндре разрежения приподнимает клапан 3 и заполняет внутреннюю часть цилиндра 1. При движении поршня влево давлением жидкости закрывается клапан 3 и открывается клапан 4, жидкость движущимся поршнем из цилиндра вытесняется в нагнетательный трубопровод 6. При этом движение поршня оказывается неравномерным: его скорость непрерывно изменяется от нуля в крайних положениях до максимального значения в среднем положении.

Процессы поступления жидкости по всасывающему трубопроводу в насос и вытеснения ее из насоса в напорный трубопровод повторяются в течение всего времени работы насоса, обеспечивая непрерывное поступление жидкости к месту назначения.



**Рисунок 15. Поршневой насос
одинарного действия:**

1 – цилиндр, 2 – поршень, 3 – всасывающий клапан, 4 – нагнетательный клапан, 5 – всасывающий трубопровод, 6 – нагнетательный трубопровод, 7 – кривошип, 8 – шатун, 9 – ползун, 10 – направляющие, 11 – шток



**Рисунок 16. Поршневой насос
двойного действия:**

1, 1' – всасывающие клапаны, 2, 2' – нагнетательные клапаны

Насос, представленный на рис. 15, подает жидкость один раз за один полный оборот кривошипа. Подобные насосы называются насосами простого или одинарного действия.

Кроме насосов одинарного действия, в промышленности нашли широкое использование **поршневые насосы многократного действия**, в которых за один полный оборот кривошипа жидкость подается в напорный трубопровод два и большее число раз. В соответствии с этим они называются насосами двойного, тройного, четверного и т. д. действия.

В поршневом насосе двойного действия (рис. 16) четыре клапана (по два с каждой стороны): два всасывающих 1 и 1' и два нагнетательных 2 и 2'. При движении поршня вправо (по чертежу) в левой части цилиндра этого насоса происходит всасывание, в правой — нагнетание. При обратном

движении поршня, наоборот, справа происходит всасывание, слева — нагнетание. Насос тройного действия (рис. 17 представляет собой агрегат, составленный из трех насосов простого действия, которые работают от одного коленчатого вала и на один напорный трубопровод. Кривошипы закрепляют на валу под углом 120° друг к другу. Благодаря этому в каждом из трех насосов агрегата циклы всасывания и нагнетания не совпадают, и жидкость подается в напорный трубопровод равномернее, чем одним насосом одинарного действия. Насос четверного действия представляет собой агрегат из двух насосов двойного действия, также работающих от одного вала на общие всасывающий и напорный трубопроводы. Кривошипы отдельных насосов в этом случае располагают на коленчатом валу под углом 90° друг к другу.

Часто в поршневых насосах вместо дискового поршня используют плунжер цилиндрической формы (скалку). Насосы с подобным рабочим поршнем называются **плунжерными (или скальчатými)**. Плунжерные насосы применяются в основном при перекачивании жидкостей под большим давлением, так как плунжер имеет лучшее уплотнение, чем дисковый поршень. Один из типов плунжерных насосов — дифференциальный плунжерный насос показан на рис. 18. Этот насос имеет два клапана (всасывающий 1 и нагнетательный 2) и две камеры (рабочую 4 и дополнительную 5). Камеры соединены между собой напорным коленом 3. При движении плунжера 7 вправо (по чертежу) в камере 4 происходит всасывание и она заполняется жидкостью. При обратном движении плунжера всасывающий клапан закрывается и жидкость через открывающийся в это время нагнетательный клапан 2 поступает в напорное колено 3. Часть жидкости остается в этом колене и дополнительной камере 5, а другая часть вытесняется в напорный трубопровод 6. При повторном движении плунжера вправо в камере 4 опять происходит всасывание жидкости, а жидкость, находящаяся в дополнительной камере, вытесняется в нагнетательный трубопровод 6.

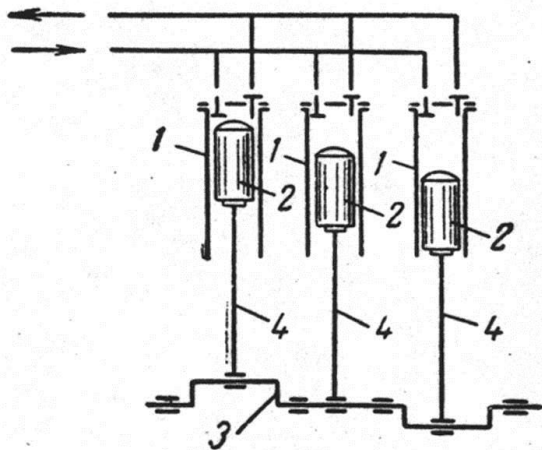


Рисунок 17. Насос тройного действия:

1 — цилиндры; 2 — поршни; 3 — коленчатый вал; 4 — штуцеры

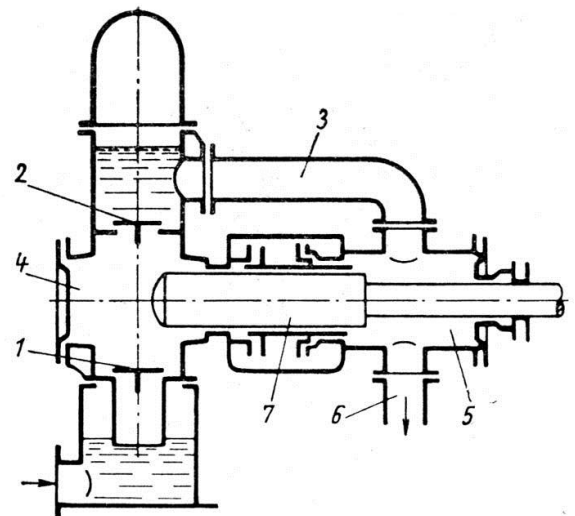


Рисунок 18. Дифференциальный плунжерный насос:

1 — всасывающий клапан, 2 — нагнетательный клапан, 3 — напорное колено, 4 — рабочая камера, 5 — дополнительная камера, 6 —

Таким образом, в дифференциальном насосе всасывание производится один раз за оборот коленчатого вала, а нагнетание — дважды. Благодаря этому достигается более равномерная подача жидкости в нагнетательный трубопровод, чем в насосе простого действия.

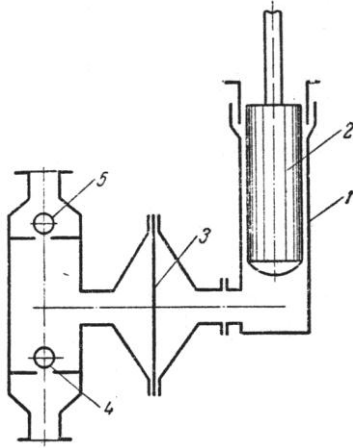


Рисунок 19. Диафрагмовый (мембранный) насос):

1- цилиндр; 2 – плунжер; 3 – диафрагма (мембрана); 4 – всасывающий клапан; 5 – нагнетательный клапан

Для перекачивания суспензий и химически агрессивных жидкостей применяются диафрагмовые (мембранные) насосы (рис. 19.). Цилиндр 1 и плунжер 2 насоса отделены от перекачиваемой жидкости эластичной перегородкой 3 — диафрагмой (мембраной) из мягкой резины или специальной стали, вследствие чего плунжер не соприкасается с перекачиваемой жидкостью и не подвергается воздействию химически активных сред или эрозии. При движении плунжера вверх диафрагма под действием разности давлений по обе ее стороны прогибается вправо и жидкость всасывается в насос через шаровой клапан 4. При движении плунжера вниз диафрагма прогибается влево и жидкость через нагнетательный клапан 5 вытесняется в напорный трубопровод.

Все части насоса, соприкасающиеся с перекачиваемой жидкостью — корпус, клапанные коробки, шаровые клапаны, изготовляют из кислотостойких материалов или защищают кислотостойкими покрытиями.

Производительность и характеристика поршневых насосов.

В поршневых насосах жидкость при всасывании занимает в цилиндре объем, освобождаемый поршнем. В период нагнетания этот объем жидкости вытесняется поршнем в нагнетательный трубопровод. Следовательно, теоретически (без учета утечек жидкости) производительность поршневого насоса будет определяться объемом, описываемым поршнем в единицу времени.

В поршневом насосе простого действия объем, описываемый поршнем в единицу времени, будет равен произведению площади сечения F поршня, длины хода S поршня и числа оборотов n кривошипно-шатунного механизма (или числа двойных ходов поршня, так как в насосе простого действия нагнетание жидкости происходит один раз за два хода поршня).

Таким образом, теоретическая производительность насоса простого действия:

$$Q_T = F \cdot S \cdot n \quad (40)$$

В насосе двойного действия за два хода поршня или один оборот кривошипа происходит два раза всасывание и два раза нагнетание. При ходе поршня вправо (рис. 12) с левой стороны засасывается объем жидкости, равный $F \cdot S$, а с правой — нагнетается объем $(F - f) \cdot S$, где f - площадь поперечного сечения штока. При ходе поршня влево с левой стороны выталкивается в нагнетательный трубопровод объем $F \cdot S$, а с правой — засасывается из всасывающей линии $(F - f) \cdot S$ м³ жидкости.

Следовательно, за n оборотов кривошипа, или двойных ходов поршня, теоретическая производительность насоса двойного действия составит:

$$Q_T = F \cdot S \cdot n + (F - f) \cdot S \cdot n = (2 \cdot F - f) \cdot S \cdot n \quad (41)$$

Из выражения (41) следует, что если пренебречь величиной объема жидкости, вытесняемого штоком ($f \ll F$), то производительность насоса двойного действия будет *вдвое больше* производительности насоса простого действия.

Действительная производительность поршневого насоса меньше теоретической на величину потерь в результате утечки жидкости через неплотности в сальниках, клапанах и местах стыковки трубопроводов, а также вследствие выделения из жидкости при давлении ниже атмосферного растворенного в ней воздуха. При неправильной конструкции насоса это может привести к образованию в цилиндре воздушных «мешков», уменьшающих подачу жидкости насосом. Все эти потери учитываются коэффициентом подачи, или объемным к.п.д. η_V .

Действительная производительность насоса:

$$Q = Q_T \cdot \eta_V \quad (42)$$

В современных крупных насосах коэффициент подачи достигает $0,97 \div 0,99$; для насосов средней производительности ($Q = 20 \div 300$ м³/ч) $\eta_V = 0,9 \div 0,95$; для насосов малой производительности $0,85 \div 0,9$.

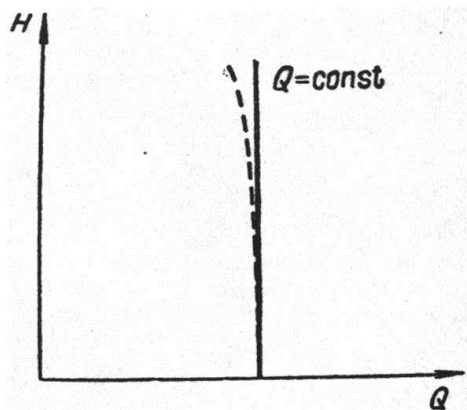


Рисунок 20. Характеристика поршневого насоса

Зависимость между напором H и производительностью Q поршневого насоса (рис. 20) изображается вертикальной прямой. Характеристика показывает, что *производительность поршневого насоса есть величина постоянная, не зависящая от напора*. Практически, вследствие увеличения утечек жидкости через неплотности, возрастающие с повышением давления, реальная характеристика (изображенная на рис.16 пунктирной линией) не совпадает с теоретической. С увеличением давления действительная производительность поршневого насоса несколько уменьшается

Диаграмма подачи и индикаторная диаграмма поршневого насоса.

Скорость поршня, приводимого в движение кривошипно-шатунным механизмом, не является постоянной. Она изменяется от нуля (в левом и правом крайних положениях) до некоторого максимального значения (при среднем положении поршня).

Как следует из теории кривошипно-шатунного механизма, поступательная скорость движения поршня изменяется пропорционально синусу угла поворота кривошипа α . Жидкость следует за поршнем безотрывно, поэтому подача насоса простого действия будет изменяться в соответствии с законом движения поршня (рис. 21а). Насосы двойного и тройного действия отличаются более равномерной подачей, представляющей собой сумму подач двух или трех насосов простого действия, у которых периоды нагнетания и всасывания сдвинуты во времени. Графически подача этих насосов может быть изображена синусоидами, смещенными по фазе соответственно на 180° (у насосов двойного действия, рис. 21б) и 120° (у насосов тройного действия, рис. 21 в).

Для уменьшения неравномерности подачи и смягчения гидравлических ударов (например, при быстром закрытии вентиля на напорном трубопроводе) поршневые насосы снабжаются воздушными колпаками (рис. 22), которые устанавливаются на входе жидкости в насос (рис. 22 а) и выходе ее из насоса (рис. 22б). Воздушный колпак представляет собой буферный промежуточный сосуд, в котором примерно 50% объема занимает воздух.

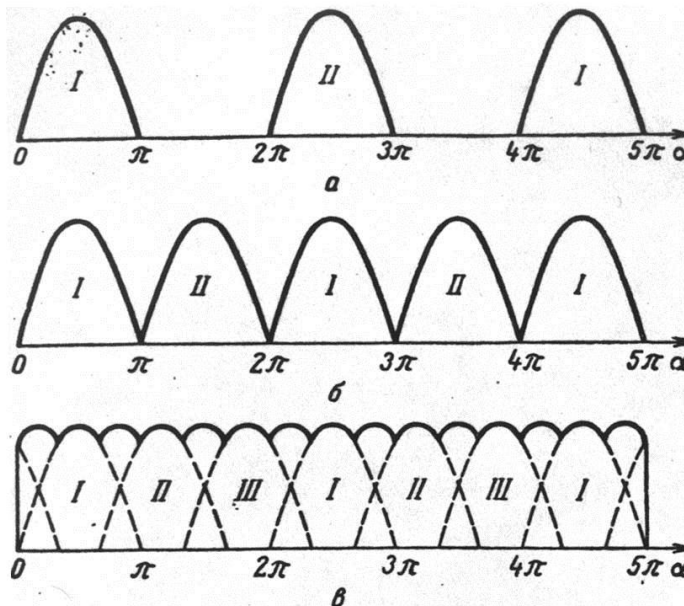


Рисунок 21. Диаграмма подачи поршневых насосов:
a - простого действия; *б* - двойного действия, *в* - тройного действия

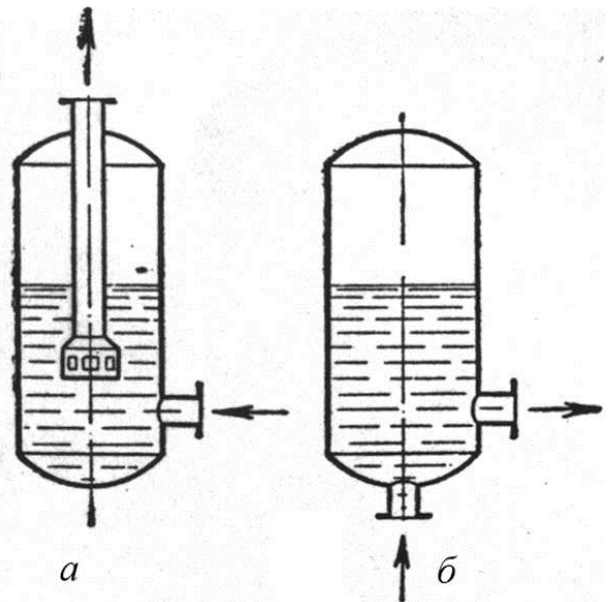


Рисунок 22. Воздушные колпаки:
a - на всасывающей линии; *б* - на нагнетательной линии

При ускорении движения поршня, т. е. когда в воздушный колпак поступает наибольшее количество жидкости, воздух, находящийся в последнем сжимается. Избыток жидкости поступает в колпак и удаляется из него, когда подача становится ниже средней. При этом давление воздуха, находящегося в колпаке, изменяется незначительно (поскольку его объем гораздо больше объема поступающей жидкости) и движение жидкости в нагнетательном (или всасывающем) трубопроводе становится близким к равномерному.

Индикаторная диаграмма показывает зависимость абсолютного давления в цилиндре поршневого насоса от длины хода поршня или объема, описываемого поршнем. Она вычерчивается специальным прибором - индикатором, устанавливаемым на цилиндре работающего насоса.

На рис. 23 представлена упрощенная индикаторная диаграмма поршневого насоса простого действия. Линия *ab* соответствует процессу всасывания. Давление в цилиндре в этот период p_0 меньше атмосферного p_a . Под действием разности давлений $p_a - p_0$ всасывающий клапан поддерживается в открытом состоянии. Точка *b* отвечает правому крайнему положению поршня. В этот момент всасывающий клапан закрыт, поршень начинает двигаться влево и давление в цилиндре резко возрастает (линия *ab*) до некоторой величины p_u , при которой открывается нагнетательный клапан (точка *c*).

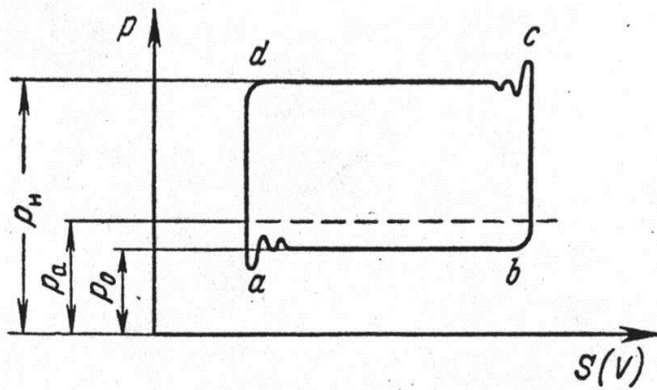


Рисунок 23. Индикаторная диаграмма поршневого насоса простого действия.

Подача жидкости в напорный трубопровод происходит при постоянном давлении p_u (линия cd). Точка d соответствует левому крайнему положению поршня, после которого поршень начинает двигаться вправо. Нагнетательный клапан закрывается, давление в цилиндре резко падает до значения p_0 , при котором происходит открытие всасывающего клапана (точка a). В моменты открытия клапанов (точки a и c) возникают некоторые колебания давления, вызванные инерцией клапанов. Если вид индикаторной диаграммы отличается от нормального, представленного на рис.19, то это указывает на наличие дефектов в работе насоса

Индикаторная диаграмма позволяет определить индикаторную мощность насоса, равную в некотором масштабе площади индикаторной диаграммы. индикаторная мощность связана с полезной мощностью N_{Π} уравнением:

$$N_{\text{инд}} = \frac{N_{\Pi}}{\eta_{\text{инд}}} \quad (43)$$

где $\eta_{\text{инд}} = \eta_v \cdot \eta_r$ - индикаторный к.п.д.

Предельно допустимая высота всасывания поршневых и плунжерных насосов определяется по уравнению (13) с учетом потери напора на преодоление сил инерции:

$$H_s = \frac{p_a}{\rho g} - \left(\frac{p_t}{\rho g} + \frac{v_B^2}{2g} + h_{n.e} + h_u \right) \quad (44)$$

Величина h_u может быть рассчитана из уравнения, связывающего давление, действующее на поршень, с силой инерции столба жидкости, движущейся во всасывающем трубопроводе:

$$h_u = \frac{6}{5} \cdot \frac{l}{g} \cdot \frac{f}{f_1} \cdot \frac{u^2}{r} \quad (45)$$

где:

l - высота столба жидкости в трубопроводе (при наличии воздушных колпаков – расстояние от оси насоса до уровня жидкости в колпаке);

g - ускорение силы тяжести;

f и f_1 - площадь сечения поршня и трубопровода соответственно;

u - окружная скорость вращения кривошипа;

r - радиус кривошипа

Типоразмеры поршневых и плунжерных насосов.

Поршневые насосы используются для перекачивания небольших количеств жидкости при больших давлениях (от 50 до 1000 кгс/см² и выше) и для перекачивания высоковязких, огне- и взрывоопасных жидкостей Их недостатки – громоздкость, сложность привода, неравномерность подачи жидкости и малая производительность. К преимуществам насосов данного типа можно отнести возможность создания высокого давления в жидкости.

По роду привода поршневые насосы делятся на приводные (от электродвигателя) и прямодействующие (от паровой машины).

Таблица 5

Поршневые паровые насосы для перекачки нефтепродуктов и сжиженных газов

Типоразмер насоса	Подача, м ³ /ч	Давление нагнетания, МПа	Число двойных ходов поршня за 1 мин.	Рабочее давление пара, МПа	Масса насоса, кг
ПДГ 6/20Б	6	2,0	100	1,1	155
ПДГ 10/40	10	4,0	80	1,0	800
ПДГ 25/16Х	25	1,6	60	1,1	450
ПДГ 25/45	25	4,5	60	1,0	И50
ПДГ 40/32	40	3,2	50	1,0	1720
ПДГ 60/8Х	60	0,8	50	1,1	750
ПДГ 60/20А	60	2,0	50	1,0	1580
ПДГ 60/25	60	2,5	50	1,0	1720
ПДГ 125/32	125	3,2	45	1,0	4700
ПДВ 10/50А	10	5,0	80	3,4	450
ПДВ 16/20	16	2,0	70	1,1	385
ПДВ 25/4	25	0,4	65	1,1	390
ПДВ 25/20	25	2,0	60	1,1	575
ПДВ 25/50	25	5,0	60	3,4	745
ПДВ 60/8	60	0,8	50	1,1	810
ПДВ 125/8-С	125	0,8	55	1,1	1400
ПДВ 160/16-С	160	1,6	50	1,3	3100
ПДВ 250/8-С	250	0,8	38	1,1	3700

Таблица 6

Номенклатура насосов типа НРЛ

Типоразмер насоса	Максимальная подача, м ³ /ч	Давление нагнетания, МПа	к.п.д., %	Кавитационный запас, м	Габариты, мм	Масса, кг

НРЛ 4/10-Н, НРЛ 4/10-С	4	1,0	65	—	1600X11 30X975	510
НРЛ 4/10-Н2, НРЛ 4/10-С2	8	1,0	65	—	2400X13 60X995	760
НРЛ 2,5/16-Н, НРЛ 2,5/16-С	2,5	1.6	65	—	1500X11 30X975	485
НРЛ 2,5/16-Н2, НРЛ 2,5/16-С2	5	1.6	65	—	2170X13 60X995	710
НРЛ 1,6/25-Н, НРЛ 1,6/25-С	1.6	2,5	65	—	1450X11 30X975	485
НРЛ 1,6/25-Н2, НРЛ 1,6/25-С2	3,2	2,5	65	—	2080X13 60X995	710
НРЛ 1/40-Н, НРЛ 1/40-С	1.0	4,0	65	6	1435X11 30X975	4*5
НРЛ 1/40-Н2, НРЛ 1/40-С2	2,0	4,0	65	6	2050X13 60X995	710
НРЛ 0,63/63-Н, НРЛ 0,63/63-С	0,63	6,3	65	—	1460X11 30X975	485
НРЛ 0,68/63- Н2, НРЛ 0,63/63-С2	1,26	6,3	65	—	2100X13 60X995	710
НРЛ 0,4/100-Н, НРЛ 0,4/100-С	0,4	10	62	7	1465X11 30X975	485
НРЛ 0,4/100- Н2, НРЛ 0,4/100-С2	0,8	10	62	7	2110X13 60X995	710

Прямодействующие паровые насосы имеют привод непосредственно от паровой машины, поршень которой находится на одном штоке с поршнем насоса. Насосы этого типа используют главным образом на установках, где по условиям безопасности применение насосов с электрическим приводом недопустимо (огне- и взрывоопасные производства), а также при наличии дешевого отбросного пара (подача воды в паровые котлы и т. п.).

По числу оборотов кривошипа (числу двойных ходов поршня) различают тихоходные ($n = 45 \div 60 \text{ мин}^{-1}$), нормальные ($n = 60 \div 120 \text{ мин}^{-1}$) и быстроходные ($n = 120 \div 180 \text{ мин}^{-1}$) поршневые насосы. У прямодействующих насосов число двойных ходов составляет 50 ÷ 120 в минуту.

На нефтеперерабатывающих заводах для перекачки нефтепродуктов и сжиженных газов могут использоваться поршневые паровые насосы серий ПДГ и ПДВ (табл. 3).

При перекачке небольших количеств нефтепродуктов применяются плунжерные регулируемые насосы НРЛ. (табл. 4). Регулирование производительности этих насосов осуществляется в пределах от 0 до 100% за счет изменения длины хода плунжера. Наиболее эффективные результаты достигаются в диапазоне подачи от 40 до 100%.

Лекция 19. ВИХРЕВЫЕ НАСОСЫ

В насосах данного типа для передачи энергии от рабочего колеса к жидкости и создания напора используется энергия вихревого движения жидкости. Создаваемый напор частично обеспечивается центробежными силами, но большая его часть определяется энергией вихрей, образующихся в жидкости при вращении рабочего колеса.

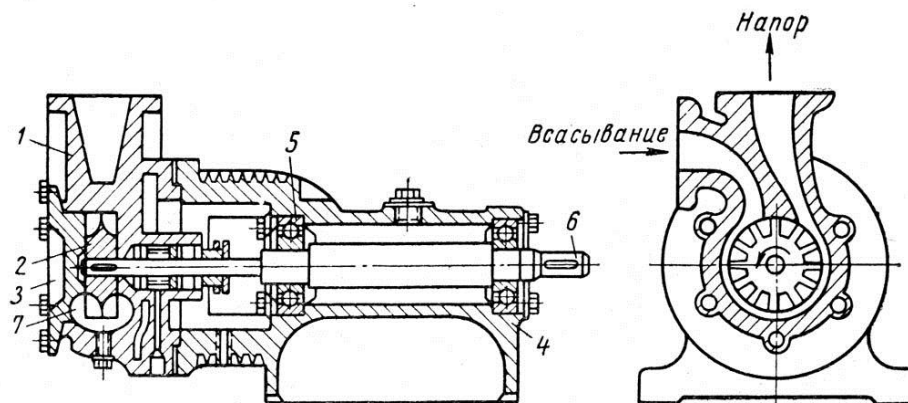


Рисунок 24. Вихревой насос:

1 – корпус, 2 – рабочее колесо, 3 – крышка, 4 – стойка, 5 – подшипники, 6 – вал, 7 – боковой канал.

В корпусе 1 вихревого насоса (рис. 24) размещается рабочее колесо 2 с ячейками на наружной поверхности. Рабочее колесо смонтировано на валу 6, который приводится во вращение от двигателя. Вал имеет две опоры 5, заключенные в стойке 4. В отличие от центробежных насосов перекачиваемая жидкость здесь подводится и отводится по боковым каналам 7. Области входного и выходного каналов отделяются уплотняющими участками корпуса, на которых зазор между корпусом и колесом не превышает 0,2 мм. При вращении рабочего колеса жидкость, поступающая по боковому каналу, увлекается в вихревое движение по кольцевому пространству между колесом и корпусом и выбрасывается по другому боковому каналу в напорный патрубок.

На пути от входного к выходному патрубку жидкость неоднократно попадает в пространство между лопастями, где ей дополнительно сообщается механическая энергия. В результате многократного контакта между перекачиваемой жидкостью и рабочим колесом в вихревых насосах достигаются высокие напоры, превышающие в 2—10 раз напор, создаваемый центробежными насосами. Они используются для перекачивания сравнительно небольших количеств маловязкой жидкости при больших напорах.

В вихревых насосах некоторых конструкций (со специальными приспособлениями) возможно самовсасывание жидкости. Отличительной особенностью вихревых насосов является также резкое возрастание напора и потребляемой мощности с уменьшением производительности.

Лекция 20. РОТОРНЫЕ НАСОСЫ

Насосы данного типа являются разновидностью объемных машин, так как работают по тому же принципу — вытеснение жидкости рабочим телом.

Шестеренчатый насос является наиболее распространенным насосом роторного типа. В корпусе 1 насоса (рис. 25) вращаются навстречу друг другу зубчатые колеса 2 и 3. Одно колесо получает вращение от двигателя, а другое — от первого колеса. Вершинами зубьев колеса точно пригоняются к корпусу. Поступающая в насос жидкость захватывается зубьями колес и переносится ими из всасывающей стороны насоса в нагнетательную. Зубчатые колеса изготавливают с прямыми зубьями, число которых колеблется от 8 до 12; иногда используются зубчатые колеса с косыми и шевронными зубьями. У шестеренчатых насосов сравнительно небольшие подачи ($0,25 \div 0,40 \text{ м}^3/\text{ч}$) при больших напорах до $20\text{—}30 \text{ кгс}/\text{см}^2$; они работают при скоростях вращения до 3000 мин^{-1} .

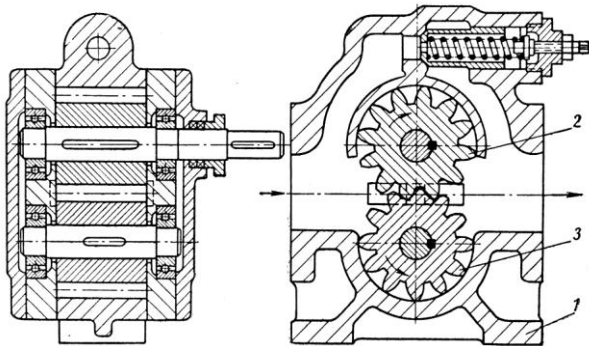


Рисунок 25 Шестеренчатый насос:

1 – корпус, 2,3 – зубчатые колеса

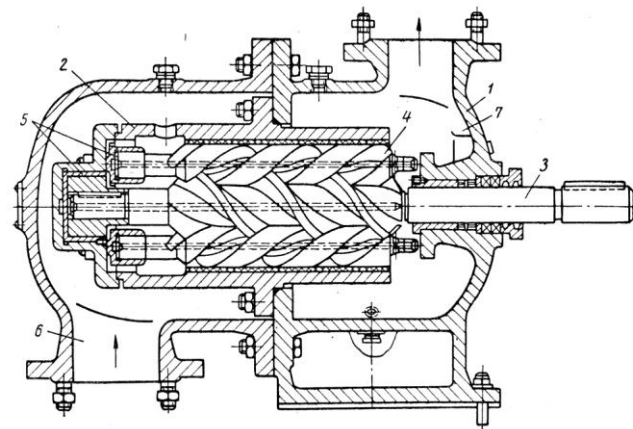


Рисунок 26. Трехвинтовой насос:

1 – корпус, 2 – обойма, 3 – ведущий винт, 4 – ведомый винт, 5 – подпятники, 6 – всасывающий патрубок, 7 – нагнетательный патрубок

В винтовых насосах ротор выполнен в виде винта, помещенного в цилиндрический корпус. В зависимости от числа винтов различают одновинтовые (героторные) и многвинтовые насосы.

На рис. 26 представлена конструкция трехвинтового насоса. В корпусе 1 закреплена обойма 2. В обойме размещены три винта: ведущий 3 и два ведомых 4. Ведущий винт получает вращение от двигателя, а ведомые — от ведущего винта. Все винты двухзаходные, направление нарезки у ведущего и ведомого винтов разное. Жидкость поступает в корпус насоса через всасывающий патрубок 6, а затем через отверстия в обойме подходит к винтам, захватывается ими и выбрасывается из насоса через нагнетательный патрубок 7. Возникающая во время работы насоса осевая сила воспринимается подпятниками 5. Одновинтовые насосы способны развивать напоры около $20 \text{ кгс}/\text{см}^2$ с производительностью $0,9 \div 3,2 \text{ м}^3/\text{ч}$. Трехвинтовые насосы способны создать давления до $200 \text{ кгс}/\text{см}^2$ с производительностью $1,5 \div 800 \text{ м}^3/\text{ч}$. Винтовые насосы используются для перекачки высоковязких жидкостей.

Характеристики применяемых на нефтеперерабатывающих заводах роторных насосов представлены в табл. 7.

Таблица 7

Роторные насосы для перекачивания нефтепродуктов

Марка насоса	Перекачиваемая жидкость	Подача а, м ³ /ч	Давление на выходе, МПа	Мощность электродвигателя, кВт
Двухвинтовые				
2ВВ 1,6/16	Морская вода, загрязненная нефтепродуктами	1,6	0,4	2,2
2ВВ 2,5/16		2,5		2,2
2ВВ 4/16		4,0		3,0
2ВВ 6,3/16		6,3		3,0
2ВВ 10/16		10,0		4,0
2ВВ 16/16		16,0		5,5
2ВВ 100/16	Высоковязкие нефтепродукты	85,0	2,0	200
Трехвинтовые				
ЗВ 0,25/0,25	Мазут и дизельное топливо	0,2/0,4 ₁	1,0/2,5 ¹	0,95/1,1 ¹
ЗВ 0,6/63		0,5/1,0 ₁	3,0/3,76 ¹	1,1/2 ¹
ЗВ 1,6/40		2,3/3,0 ₁	1,6/2,5 ¹	7,5
ЗВ 2,5/100	Минеральное масло	3	10	18,5
ЗВ 4/160		4	16	37
ЗВ 8/25-5	Смазочные масла, мазут Ф12	4,5/5,5 ₁	0,4	3,0
ЗВ 8/25-11		10/12,5 ¹	1/0,4 ¹	7,5
ЗВ 8/63-6	Мазут 40	1,5÷6	4,0	8÷20
ЗВ 8/63-7	Минеральное масло	10	4,0	22
ЗВ 16/63		22,4	4,0	5,5
ЗВ 63/25-1-50	Масло, дизтопливо	40/50 ²	0,4	15
ЗВ 63/25-1-45		45	0,63	22
Шестеренчатые				
Ш 2—25	Нефть и нефтепродукты (дизельное топливо, мазут, масла)	1,4	1,6	1,5÷3
Ш 3,2-25		1,4÷2,3	0,6	1,1÷2,2
Ш 5-25		3,6	0,4÷2,5	1,5÷5,5
Ш 8-25		5,8	0,25	1,5÷3,0
Ш 40-4		18	0,4	4,2÷6
Ш 80-2,5		36	0,25	11÷15
ШГ 8-25		5,8	1,0	4,0
ШГ 20-25		0,8÷14	0,15÷1,0	2,2-11

ШФ 2-25	0,8÷1, 4	0,4÷1,6	1,1÷2,2
ШФ 5-25	3,6	0,4	1,5÷2,2
ШФ 8-25	5,8	0,4÷0,6	1,5÷4

¹В числителе — на дизельном топливе, в знаменателе — на мазуте.

²В числителе — на дизельном топливе, в знаменателе — на масле.

Лекция 20. Проектирование обвязки насосов трубопроводами

При проектировании обвязки насосов следует учитывать следующие требования:

- обвязка насоса основными и вспомогательными трубопроводами должны обеспечивать удобство и безопасность обслуживания, возможность демонтажа отключенного насоса;
- для уменьшения гидравлических потерь во всасывающем трубопроводе его следует прокладывать по возможности более коротким, избегая резких сужений, большого числа поворотов и т. д.; нужно расчетным путем определить минимально допустимую высоту столба жидкости на приеме насоса;
- для предотвращения поломок насоса в пусковой период необходимо предусматривать временные фильтры во всасывающей линии;
- в обвязку центробежных насосов необходимо включать обратный клапан, устанавливаемый между нагнетательным патрубком и задвижкой; клапан защищает рабочее колесо насоса от гидравлического удара при остановке насоса; для возможности пуска насоса нужно предусматривать байпасирование обратного клапана;
- в обвязке поршневых и плунжерных насосов предусматриваются предохранительные клапаны между нагнетательным патрубком и отключающей задвижкой; сброс от клапана направляется во всасывающий трубопровод;
- в обвязке вихревых насосов предусматривается байпасная линия (с нагнетания во всасывающую линию), которая используется как в пусковой период, так и при нормальной эксплуатации;
- к площадкам, где устанавливаются насосы, подводятся трубопроводы пара, инертного газа, сжатого воздуха для прогрева и продувки насосов и трубопроводов; непосредственно к насосу эти агенты подводятся с помощью гибких шлангов или съемных участков, присоединяемых к специальным штуцерам.

При остановке насосов для осмотра или ремонта их следует освободить от продукта. Проектом должен быть предусмотрен сброс дренируемых продуктов в специальные емкости (для легковоспламеняющихся, горючих и токсичных жидкостей) или в канализацию. Если насосами перекачиваются едкие жидкости, необходимо после опорожнения промыть насосы водой или нейтрализующим агентом.

Особое внимание нужно уделять предотвращению выхода насосов из строя из-за отсутствия жидкости во всасывающем трубопроводе. На емкостях и прочих аппаратах, из которых жидкость забирается насосом, устанавливают регуляторы уровня и независимые от них сигнализаторы минимального уровня. Если этого требует инструкция по эксплуатации насосов, то предусматривается автоматическая остановка насоса при достижении минимального уровня.

Наиболее часто применяются на нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятиях и центробежные насосы с электродвигателями. В цехах и на технологических установках насосы, как правило, устанавливаются вне помещения; в общезаводском хозяйстве более распространены закрытые насосные.

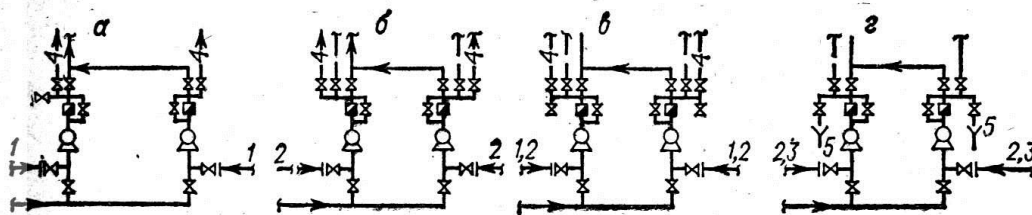


Рисунок 27. Схемы обвязки насосов:

а - пропариваемые; *б* - продуваемые инертным газом; *в* - продуваемые и пропариваемые; *г* - продуваемые и промываемые; 1 - пар; 2 - инертный газ; 3 - вода; 4 - дренаж нефтепродукта; 5 - сброс в промканализацию

Поскольку средний и капитальный ремонты насосов в холодное время года проводятся только в ремонтных цехах и мастерских, в открытых насосных предусматривается обязательное резервирование рабочих насосов. В резервных насосах необходимо поддерживать температуру, близкую к температуре перекачиваемого продукта. С этой целью организуется непрерывная циркуляция через резервный насос части продукта: если задвижки на всасывающей и нагнетательной линиях резервного насоса частично приоткрыты, а вентиль на байпасе обратного клапана открыт полностью, то часть жидкости будет циркулировать через резервный насос в направлении от линии нагнетания к линии всасывания. Наиболее распространенные схемы обвязки насосов приведены на рис. 27.

Лекция 21. Выбор и расчет насоса

Для выбора насоса необходимо располагать данными, характеризующими свойства жидкости и условия перекачивания:

- температура жидкости, °С;
- плотность продукта при температуре перекачивания, кг/м³;
- расход продукта, кг/ч;
- кинематическая вязкость при температуре перекачивания, сСт;
- давление (напор) во всасывающей линии, МПа или м ст. жидкости;
- требуемое давление (напор) в нагнетательной линии насоса, МПа или м ст. жидкости;

- коррозионная агрессивность продукта.

Температуру, расход, плотность и вязкость жидкости находят в процессе технологического расчета установки, а коррозионная агрессивность продукта сообщается научно-исследовательским институтом — разработчиком процесса или институтами нефтяного и химического машиностроения.

Процедура выбора насоса состоит из расчета необходимого дифференциального напора насоса и подбора насоса по производительности и дифференциальному напору с учетом физико-химических свойств и коррозионной активности жидкости (при подборе используются справочники, каталоги и номенклатурные перечни машиностроительных заводов).

Учитывая возможные отклонения реальных характеристик насосов от справочных данных, дифференциальный напор принимают на 5÷10% выше расчетного.

В приведенном ниже примере производится расчет дифференциального напора и мощности насоса. Выбор насоса не производится, поскольку при известных величинах напора и подачи эта процедура не представляет особой сложности.

Задание. Рассчитать насос для транспортировки 59,1 м³/ч сжиженного газа. Геометрическая высота подъема жидкости составляет 30 м. Длина всасывающего трубопровода составляет 2 м, нагнетательного — 32 м. Внутренний диаметр трубопровода — 143 мм. На трубопроводе имеются два поворота и одна задвижка. К.п.д. насоса принять равным 75%. Другие данные, необходимые для расчета, представлены в табл. 8.

Таблица 8

Исходные данные к примеру расчета насоса

Параметр	Емкость всасывания	Емкость нагнетания
Давление $P, МПа$	3,1	5,5
Плотность жидкости $\rho, \frac{кг}{м^3}$	519,9	529,02
Кинематическая вязкость $\nu, \frac{м^2}{с}$	$2,0798 \cdot 10^{-7}$	$2,0548 \cdot 10^{-7}$

Решение:

I. Определение линейного сопротивления трубопровода

1. Средние значения плотности и вязкости транспортируемой жидкости составляют:

$$\rho = 0,5 \cdot (\rho_B + \rho_H) = 0,5 \cdot (519,9 + 529,02) = 524,46 \frac{кг}{м^3}$$

$$\nu = 0,5 \cdot (\nu_B + \nu_H) = 0,5 \cdot (2,0798 + 2,0548) \cdot 10^{-7} = 2,0673 \cdot 10^{-7} \frac{м^2}{с}$$

2. Площадь поперечного сечения трубопровода:

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,143^2}{4} \approx 0,016 м^2$$

3. Линейная скорость жидкости в трубопроводе:

$$v = \frac{Q}{3600 \cdot f} = \frac{59,1}{3600 \cdot 0,016} \approx 1,022 \frac{M}{c}$$

4. Значение критерия Рейнольдса:

$$Re_B = \frac{v \cdot d}{\nu_B} = \frac{1,022 \cdot 0,143}{2,0798 \cdot 10^{-7}} = 7,028 \cdot 10^5 \text{ - во всасывающем трубопроводе}$$

$$Re_H = \frac{v \cdot d}{\nu_H} = \frac{1,022 \cdot 0,143}{2,0548 \cdot 10^{-7}} = 7,114 \cdot 10^5 \text{ - в нагнетательном трубопроводе}$$

5. Коэффициент гидравлического сопротивления для турбулентного режима (уравнение 9):

$$\lambda_B = 0,316 \cdot (7,028 \cdot 10^5)^{-0,25} = 0,011 \text{ - во всасывающем трубопроводе}$$

$$\lambda_H = 0,316 \cdot (7,114 \cdot 10^5)^{-0,25} = 0,011 \text{ - в нагнетательном трубопроводе}$$

6. Линейное сопротивление участков трубопровода (уравнение 7):

$$h_{\lambda}^B = \lambda_B \cdot \frac{l_B}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,011 \cdot \frac{2}{0,143} \cdot \frac{1,022^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0081_m \text{ - сопротивление всасывающего трубопровода}$$

$$h_{\lambda}^H = \lambda_H \cdot \frac{l_H}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,011 \cdot \frac{32}{0,143} \cdot \frac{1,022^2}{2 \cdot 9,81} = 0,13_m \text{ - сопротивление нагнетательного трубопровода}$$

7. Линейное сопротивление трубопровода:

$$h_{\lambda} = 0,0081 + 0,13 = 0,138_m$$

II. Определение местного сопротивления трубопровода

1. Коэффициент местного сопротивления (по данным табл. 1):

$$\xi = 2 \cdot 0,5 + 1 \cdot 0,1 = 1,1$$

2. Местные потери напора (уравнение 10):

$$h_{\xi} = \xi \cdot \frac{v^2}{2g} = 1,1 \cdot \frac{1,022^2}{2 \cdot 9,81} = 0,059_m$$

III. Полное сопротивление трубопровода:

$$h_n = 0,138 + 0,059 = 0,196_m$$

IV. Дифференциальный напор насоса (уравнение 5):

$$H = H_{\Gamma} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h_n = 30 + \frac{(5,5 - 3,1) \cdot 10^6}{524,46 \cdot 9,81} + 0,196 = 496,7_m$$

Примем дифференциальный напор на 5% выше расчетного:

$$H = 496,7 \cdot 1,05 = 521,5_m$$

V. Полезная мощность насоса (уравнение 14):

$$N_{\Pi} = \frac{Q \rho g H}{3600} = \frac{59,01 \cdot 524,46 \cdot 9,81 \cdot 521,5}{3600} = 4,405 \cdot 10^4 \text{ Вт} = 44,05 \text{ кВт}$$

VI. Полная мощность насоса (с учетом к.п.д. 75%):

$$N_B = \frac{44,05}{0,75} = 58,73 \approx 59 \text{ кВт}$$

Лекция 21. КЛАССИФИКАЦИЯ МАШИН ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ И СЖАТИЯ ГАЗОВ. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ СЖАТИЯ ГАЗОВ.

Большинство химических процессов связано с переработкой газов, при которой возникает необходимость, во-первых, продувки газа через аппараты, а во-вторых, создания давления или разрежения газа в аппаратах. Эти задачи выполняются специальными газодувными машинами, которые в зависимости от величины создаваемого ими давления подразделяют на:

- **вентиляторы**, предназначенные для отсасывания и нагнетания газов под давлением, не превышающим $1,1 \text{ кгс/см}^2$;
- **воздуходувки и газодувки**, служащие для нагнетания воздуха и газов под давлением $1,1 \div 4,5 \text{ кгс/см}^2$;
- **компрессоры**, предназначенные для сжатия воздуха и газов до давления выше 4 кгс/см^2 ;
- **вакуум-насосы**, служащие для отсасывания газов, находящихся под вакуумом, и сжатия их до атмосферного давления (машины подобного назначения, но большой производительности называют иногда эксгаустерами).

По принципу действия компрессорные машины подразделяются на машины **динамического** и **объемного** сжатия.

Машины динамического сжатия подразделяются на:

- центробежные;
- осевые;
- диагональные

объемные машины подразделяются на:

- поршневые горизонтальные (односторонние, оппозитные, угловые);
- поршневые вертикальные;
- роторные с обкатываемыми профилями (винтовые);
- роторные пластинчатые;
- роторные жидкостно-кольцевые;

Отображение процесса сжатия на энтропийной диаграмме. Работа сжатия.

Сжатие реального газа сопровождается изменением его объема, давления и температуры. Соотношение между этими параметрами при давлении не более 10 кгс/см^2 характеризуется уравнением состояния идеальных газов.

При давлениях более 10 кгс/см^2 следует пользоваться другим уравнениями, более точно описывающим зависимость между объемом, давлением и температурой газа при повышенных давлениях (уравнения состояния реального газа). Вид этих уравнений достаточно подробно освещен в специальной литературе.

Для наглядного отображения процесса сжатия газов обычно пользуются термодинамическими фазовыми диаграммами, которые строятся

на основании опытных данных, либо рассчитываются по одному из уравнений состояния.

На $P-T$ диаграмме (рис. 28) нанесена кривая парожидкостного равновесия, ограничивающая область, в которой одновременно сосуществуют две фазы — жидкость и пар. Левая ветвь кривой соответствует полной конденсации пара (температуры начала однократного испарения). Правая ветвь соответствует полному испарению жидкости (температуры конца однократного испарения) и образованию сухого пара. Слева от кривой равновесия находится область существования только жидкой фазы, справа — только паровой (газообразной) фазы. Координаты критической точки K характеризуют критические параметры газа. При некотором значении p_2 давления, создаваемого компрессорной машиной температура на выходе из компрессора должна быть выше температуры конца однократного испарения, соответствующей данному давлению во избежание конденсации в компрессоре сжимаемого газа. Другими словами, рабочая точка должна всегда располагаться правее кривой равновесия.

Применение $P-T$ диаграммы при проведении технических расчетов вызывает значительные трудности в связи со сложностью определения теплоты изменения состояния газа на этой диаграмме. Поэтому для практических расчетов обычно используется диаграмма температура-энтропия, ($T-S$ -диаграмма).

Максимум кривой равновесия на диаграмме $T-S$ (рис. 29) соответствует критической точке K .

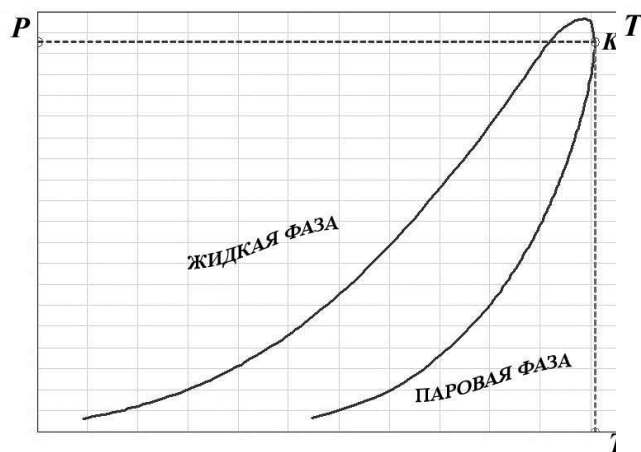


Рисунок 28. Диаграмма давление-температура

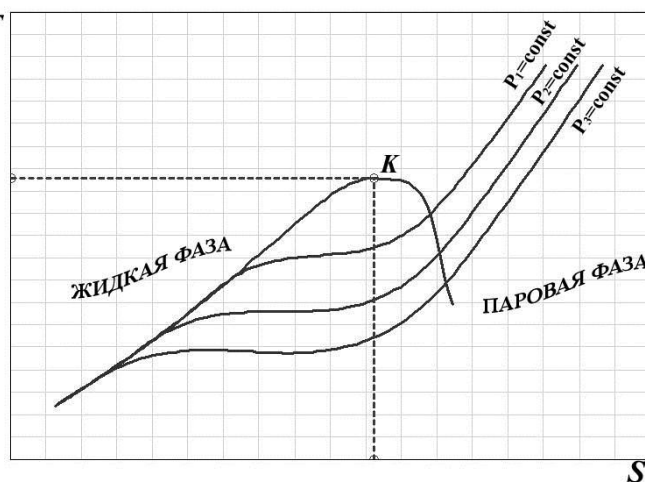


Рисунок 29. Диаграмма температура-энтропия

Линии постоянных температур (изотермы) и энтропии ($T = \text{const}$ и $S = \text{const}$) параллельны соответственно абсциссе и ординате. Изобары ($p = \text{const}$) в области перегретого пара направлены круто вверх, а в жидкой фазы изобары почти полностью сливаются с кривой равновесия вследствие незначительной сжимаемости жидкостей и слабого влияния давления на их физические свойства.

В соответствии с термодинамическим определением энтропии приращение ее для обратимого процесса составляет:

$$dS = \frac{dQ}{T} \quad (46)$$

По этому уравнению можно вычислить теплоту изменения состояния газа:

$$Q = \int T dS \quad (47)$$

Таким образом, на диаграмме $T - S$ площадь под кривой, описывающей изменение состояния газа, численно равна теплоте изменения состояния.

Конечное давление газа при сжатии зависит от условий теплообмена газа с окружающей средой. Теоретически возможны два предельных случая сжатия:

- все выделяющееся при сжатии тепло полностью отводится и температура газа при сжатии остается неизменной - **изотермический процесс**.
- теплообмен газа с окружающей средой полностью отсутствует, и все выделяющееся при сжатии тепло затрачивается на увеличение внутренней энергии газа, повышая его температуру – **адиабатический процесс**

В действительности сжатие газа лишь в большей или меньшей степени приближается к одному из этих теоретических процессов. При сжатии газа наряду с изменением его объема и давления происходит изменение температуры и одновременно часть выделяющегося тепла отводится в окружающую среду. Такой процесс сжатия называется **политропическим**.

Процесс изотермического сжатия газа от давления p_1 до давления p_2 изображается на $T - S$ -диаграмме прямой АВ (рис. 30), проведенной между изобарами p_1 и p_2 по линии $T_A = \text{const}$.

Количество теплоты $q_{из}$, которое необходимо отводить при изотермическом сжатии 1 кг газа от давления p_1 до давления p_2 , численно равно удельной работе изотермического сжатия $l_{из}, \text{кДж/кг}$ и может быть определено из диаграммы с помощью соотношения:

$$q_{из} = l_{из} = T_A \cdot (S_A - S_B) \quad (48)$$

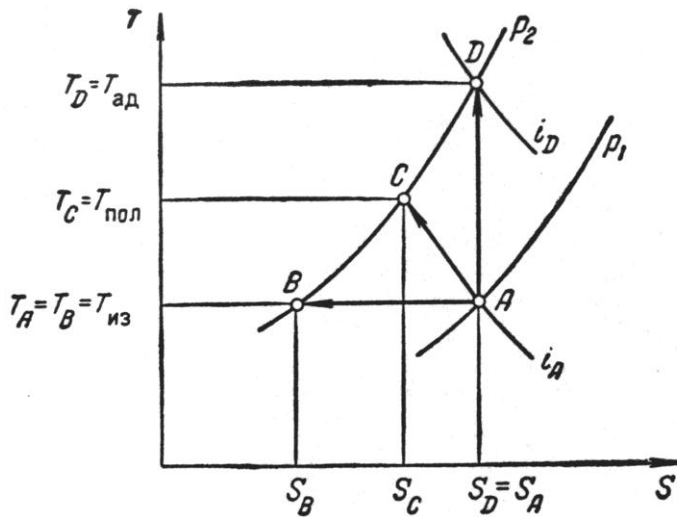


Рисунок 30. Изображение процесса сжатия на $T-S$ диаграмме

Процесс адиабатического сжатия газа характеризуется полным отсутствием теплообмена между газом и окружающей средой. При адиабатическом сжатии газа $dQ=0$ и из уравнения (46) следует, что $dS=0$. Таким образом, в процессе адиабатического сжатия газа неизменной остается его энтропия, и этот процесс изображается на диаграмме $T-S$ прямой AD (рис. 30), проведенной по линии $S_A = \text{const}$.

Количество тепла, выделяемое при адиабатическом сжатии 1 кг газа от давления p_1 до давления p_2 , численно равно удельной работе адиабатического сжатия l_{AD} , определяется по диаграмме следующим образом:

$$q_{AD} = l_{AD} = c_p \cdot (T_D - T_A) \quad (49)$$

Процесс политропического сжатия газа от давления p_1 до давления p_2 изображается на диаграмме $T-S$ наклонной прямой AC . Количество тепла, выделяемое при политропическом сжатии 1 кг газа, численно равно удельной работе политропического сжатия $l_{пол}$, находится приблизительно из диаграммы по соотношению:

$$q_{пол} = l_{пол} \approx (S_C - S_A) \cdot \frac{T_A + T_C}{2} + c_p \cdot (T_C - T_A) \quad (50)$$

Аналитически удельную работу сжатия можно определить по величине конечного давления p_2 :

для изотермического сжатия:

$$l_{из} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (51)$$

для адиабатического сжатия:

$$l_{AD} = \frac{k}{k-1} p_1 \cdot v_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (52)$$

:для политропического сжатия:

$$l_{\text{пол}} = \frac{m}{m-1} p_1 \cdot v_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) \quad (53)$$

В уравнениях (51-53):

v_1 - удельный объем газа при всасывании, $\text{м}^3/\text{кг}$;

$k = c_p/c_v$ - показатель адиабаты (отношение теплоемкости газа c_p при постоянном давлении к его теплоемкости при постоянном объеме c_v);

m - показатель политропы, которого зависит от природы газа и условий теплообмена с окружающей средой. Так, например, при сжатии воздуха в компрессорах, работающих с водяным охлаждением газа, приближенно можно принять $m = 1,35$. В компрессорах без охлаждения сжатие может протекать по адиабате или по политропе с показателем $m > k$.

Наименьшая работа затрачивается при изотермическом сжатии, поэтому действительный процесс сжатия стремятся провести в условиях, приближающихся к изотермическим. Для этого выделяющееся при сжатии тепло отводят путем охлаждения газа.

Температура газа T_2 после сжатия:

для изотермического процесса:

$$T_2 = T_1 \quad (54)$$

для адиабатического процесса:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (55)$$

для политропического процесса:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (56)$$

Мощность и к.п.д. компрессорных машин.

Теоретическая мощность $N_T, \text{Вт}$, затрачиваемая на сжатие газа компрессором, определяется умножением производительности компрессора $V \cdot \rho, \text{кг/с}$ на удельную работу сжатия $l, \text{кДж/кг}$:

$$N_T = V \cdot \rho \cdot l \quad (57)$$

где:

V - объемная производительность компрессора, $\text{м}^3/\text{с}$;

$\rho = 1/v$ - плотность газа, кг/м^3 .

Если объемная производительность компрессора и плотность газа приведены к условиям всасывания (т. е. если $V = V_1$ и $\rho = \rho_1 = 1/v_1$), то, с учетом уравнений (51-53) получим:

для изотермического сжатия:

$$N_{T, \text{из}} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (58)$$

для адиабатического сжатия:

$$N_{T.АД} = \frac{k}{k-1} p_1 \cdot v_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (59)$$

:для политропического сжатия:

$$N_{T.пол} = \frac{m}{m-1} p_1 \cdot v_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) \quad (60)$$

Эффективность компрессоров нельзя оценивать обычным энергетическим к.п.д., представляющим собой отношение энергии, приобретаемой газом в машине, к затрачиваемой энергии. При такой оценке эффективности наименьшим к. п. д. обладали бы машины с интенсивным водяным охлаждением, так как значительная часть энергии сжатых в этих машинах газов отводится в виде тепла с охлаждающей водой. Однако, как известно, заданное повышение давления газа достигается с наименьшей затратой энергии именно в машинах с интенсивным водяным охлаждением. Поэтому для оценки эффективности компрессорных машин используют относительный **термодинамический к. п. д.**, основанный на сравнении данной компрессорной машины с наиболее экономичной машиной того же класса.

Машины с водяным охлаждением сравнивают с условной машиной, сжимающей газ по изотерме. Такая машина называется **изотермной**. Отношение мощности изотермной машины $N_{T.ИЗ}$ к фактической мощности N данной машины, работающей с охлаждением газа, называется **изотермическим к. п.д.** $\eta_{ИЗ}$:

$$\eta_{ИЗ} = \frac{N_{T.ИЗ}}{N} \quad (61)$$

В компрессорах, работающих без охлаждения газа, происходит дополнительный нагрев его в результате отсутствия отвода тепла, выделяемого при трении быстро движущихся деталей машины о газ, вследствие гидравлических сопротивлений и других причин. Сжатие газа в таких машинах протекает по политропе, показатель которой $m > k$. Поэтому мощность сжатия в неохлаждаемых компрессорах принято сравнивать с мощностью сжатия в условной машине, сжимающей газ по адиабате (изоэнтропно). Эта машина называется **изоэнтропной** и является наиболее экономичной машиной из класса компрессоров, работающих без охлаждения газа. Отношение мощности сжатия изоэнтропной машины $N_{T.АД}$ к мощности N данного компрессора, работающего без охлаждения газа, называется **изоэнтропным (адиабатическим) к.п.д.** $\eta_{АД}$:

$$\eta_{АД} = \frac{N_{T.АД}}{N} \quad (62)$$

Величина **политропического к.п.д.** $\eta_{пол}$ представляет собой отношение мощностей политропического сжатия $N_{т.пол}$ к мощности N данного компрессора, работающего без охлаждения газа:

$$\eta_{пол} = \frac{N_{т.пол}}{N} \quad (63)$$

Мощность на валу $N_B, Вт$ компрессора равна мощности N , затрачиваемой на сжатие газа, деленной на механический к.п.д. η_M , характеризующий потери мощности на механическое трение в компрессоре

$$N_B = \frac{N}{\eta_M} \quad (64)$$

или с учетом выражения (61)

$$N_B = \frac{N_{т.из}}{\eta_{из} \cdot \eta_M} \quad (65)$$

Произведение изотермического и механического к.п.д. называется **полным изотермическим к. п. д. компрессора** $\eta_{п.из}$:

$$\eta_{п.из} = \eta_{из} \cdot \eta_M \quad (66)$$

Мощность двигателя $N_{дв}$ больше мощности на валу N_B компрессора на величину потерь в передаче от компрессора к насосу и в самом двигателе. Эти потери учитываются введением понятий к.п.д. передачи $\eta_{пер}$ и к.п.д. двигателя $\eta_{дв}$:

$$N_{дв} = \frac{N_B}{\eta_{пер} \cdot \eta_{дв}} \quad (67)$$

Установочная мощность двигателя $N_{уст}$ обычно принимается с запасом 10—15%:

$$N_{уст} = (1,1 \div 1,15) \cdot N_{дв} \quad (68)$$

Величина адиабатического к.п.д. $\eta_{ад}$ близка к единице и изменяется в пределах 0,93÷0,97. Изотермический к. п. д. $\eta_{из}$ в зависимости от степени сжатия имеет значение 0,64÷0,78. Политропический к. п. д. $\eta_{пол}$ в зависимости от степени сжатия имеет значение 0,74÷0,86. Величина механического к.п.д. η_M колеблется в пределах 0,85÷0,95.

Лекция 22. ВЕНТИЛЯТОРЫ.

Вентиляторы используются для вентиляции зданий, создания тяги и дутья в печах, топках, сушилках, циклонах, фильтрах и в системах пневмотранспорта. Они создают малые напоры, поэтому могут быть использованы только для преодоления сопротивления трубопроводов, газоходов топок, печей и сушилок.

Основная часть вентилятора — рабочее колесо с лопатками, укрепленное на вращающемся валу. Рабочее колесо вентилятора работает по тому же принципу, что и крыльчатка центробежного насоса: вращающиеся лопатки рабочего колеса сообщают газу ускорение в радиальном или осевом направлении и создают на выходе из колеса избыточное давление.

Если газ движется в рабочем колесе в радиальном направлении, то вентилятор называется центробежным, а если в осевом, то осевым или пропеллерным.

Центробежные вентиляторы в зависимости от величины создаваемого ими напора могут быть:

- 1) низкого давления, с напором до $0,016 \text{ кгс/см}^2$;
- 2) среднего давления, с напором более $0,01 \div 0,03 \text{ кгс/см}^2$;
- 3) высокого давления, с напором более $0,03 \div 0,1 \text{ кгс/см}^2$.

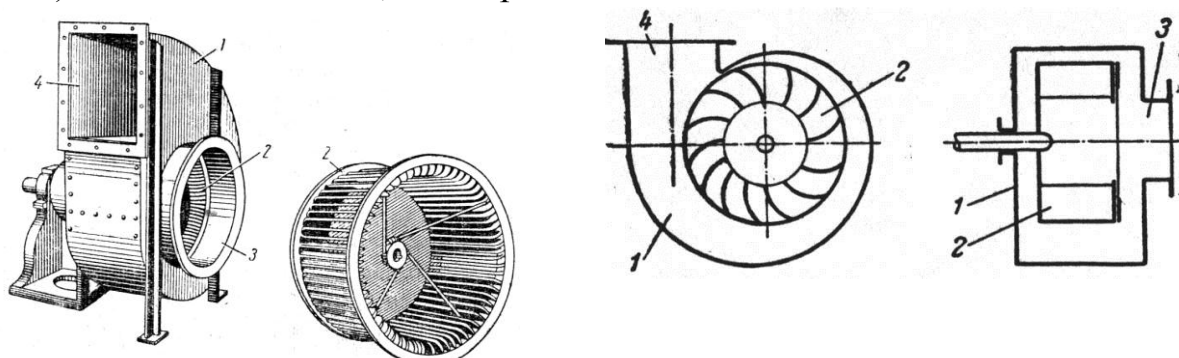


Рисунок 31. Центробежный вентилятор

1 — корпус, 2- привод, 3 — всасывающий патрубок, 4 — нагнетательный патрубок

Центробежный вентилятор (рис. 31) состоит из спиралеобразного корпуса 1, в котором вращается рабочее колесо (барабан) 2 с большим числом лопаток. Отношение ширины лопатки к ее длине зависит от развиваемого давления и является наименьшим для вентиляторов высокого давления. Газ поступает по оси вентилятора через патрубок 3 и удаляется из корпуса через нагнетательный патрубок 4. Форму и размеры корпуса вентилятора, рабочего колеса, лопаток и патрубков выбирают такими, чтобы гидравлические потери были наименьшими. Рабочие колеса вентиляторов низкого давления имеют лопатки, загнутые назад. У некоторых типов вентиляторов высокого давления лопатки загнуты вперед для создания большего напора.

Характеристики центробежных вентиляторов, как и других центробежных машин для перемещения и сжатия газов, подобны характеристикам центробежных насосов (рис. 32). Рабочий режим устанавливается по точке пересечения характеристики центробежной машины с характеристикой сети.

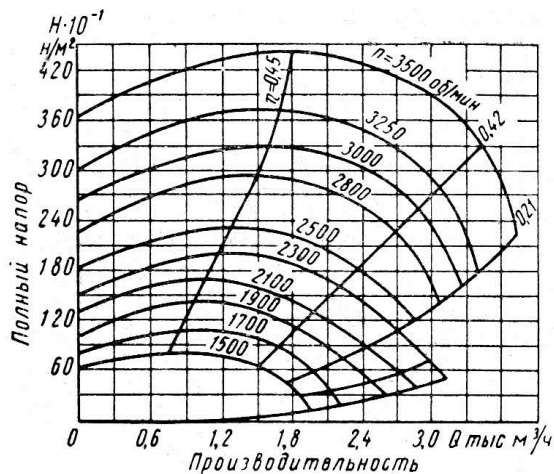


Рисунок 32. Рабочие характеристики типового центробежного вентилятора

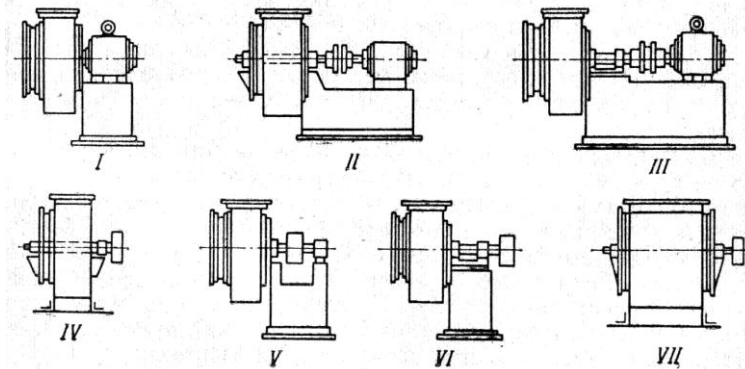


Рисунок 33. Схемы конструктивных исполнений вентиляторов

Мощность на валу вентилятора N_B находят по уравнению:

$$N_B = \frac{V \cdot \rho \cdot g \cdot h}{\eta} = \frac{V \cdot \Delta p}{\eta} \quad (69)$$

где:

V – производительность вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$;

H – напор вентилятора, м;

ρ – плотность газа, кг м^3 ;

$\eta = \lambda_v \cdot \eta_r \cdot \eta_m$ – к.п.д. вентилятора, определяемый как произведение коэффициента подачи λ_v , гидравлического η_r и механического η_m к.п.д.

Напор вентилятора H рассчитывают с помощью уравнения (56) или определяют по рабочей точке.

В зависимости от размещения привода различают семь конструктивных исполнений центробежных вентиляторов (рис. 33). Вентиляторы по конструктивным исполнениям I, II и III выпускаются комплектно с электродвигателями. Вентиляторы исполнений IV—VII выпускаются со шкивом для плоского или клинового ремня.

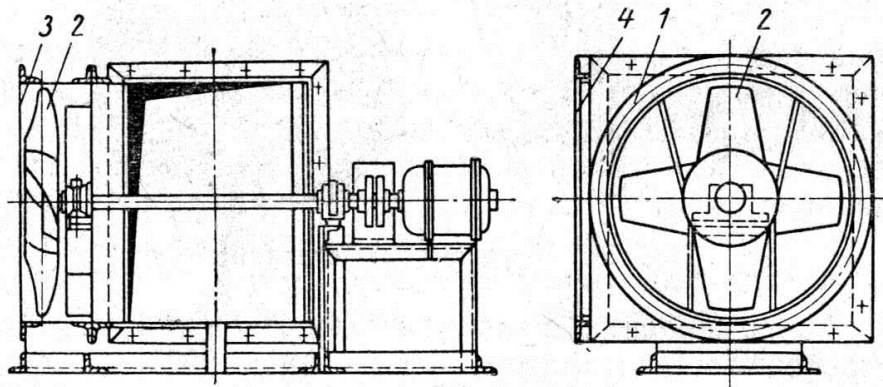


Рисунок 34. Осевой вентилятор

1 – цилиндр, 2- пропеллер, 3 – всасывающий патрубок, 4 – нагнетательный патрубок

В **осевом** вентиляторе рабочее колесо выполнено по типу воздушного пропеллера. Корпус осевого вентилятора (рис. 34) выполнен в виде короткого цилиндра 1, внутри которого вращается пропеллер (лопастное колесо) 2. Пропеллер состоит из полых лопаток и ступицы, насаживаемой на вал. Лопатки крепятся на ступице при помощи стяжных стержней. Вокруг этих стержней лопатки могут поворачиваться на угол $10\text{—}30^\circ$. Изменяя угол наклона лопастей, можно увеличить или уменьшить производительность осевого вентилятора. Малые углы наклона лопаток соответствуют меньшей производительности. Газ входит через всасывающий патрубок 3, проталкивается пропеллером вдоль его оси вращения и выбрасывается из вентилятора через нагнетательный патрубок 4.

Производительность вентиляторов промышленных типов лежит в пределах от 1000 до $1000000\text{ м}^3/\text{ч}$. Окружная скорость вращения рабочего колеса не превышает 100 м/с.

Вентиляторы стандартизованы и разбиты на геометрически подобные группы в серии. Чем выше номер вентилятора в данной серии, тем больше его диаметр рабочего колеса и производительность.

Лекция 23. ВОЗДУХОДУВКИ И ГАЗОДУВКИ.

Воздуходувки и газодувки используются в том случае, когда необходимо не только прокачать воздух или другой газ через аппараты, но и сжать его. Эти машины способны повысить давление газа в $1,1\text{—}3,5$ раза. Газодувки отличаются от воздуходувок лишь более сложной конструкцией уплотнения вала, особенно это относится к газодувам для работы с токсичными и взрывоопасными газами.

В зависимости от принципа действия различают турбовоздуходувки и ротационные воздуходувки.

Турбовоздуходувки по конструкции и принципу действия схожи с центробежными вентиляторами высокого давления. В зависимости от числа рабочих колес различают одноступенчатые и многоступенчатые турбовоздуходувки. Конструкция рабочего колеса (турбинки) турбовоздуходувки сложнее, чем у вентилятора, так как оно вращается со значительно большими высокими окружными скоростями (до 300 м/с) и создает более высокое давление.

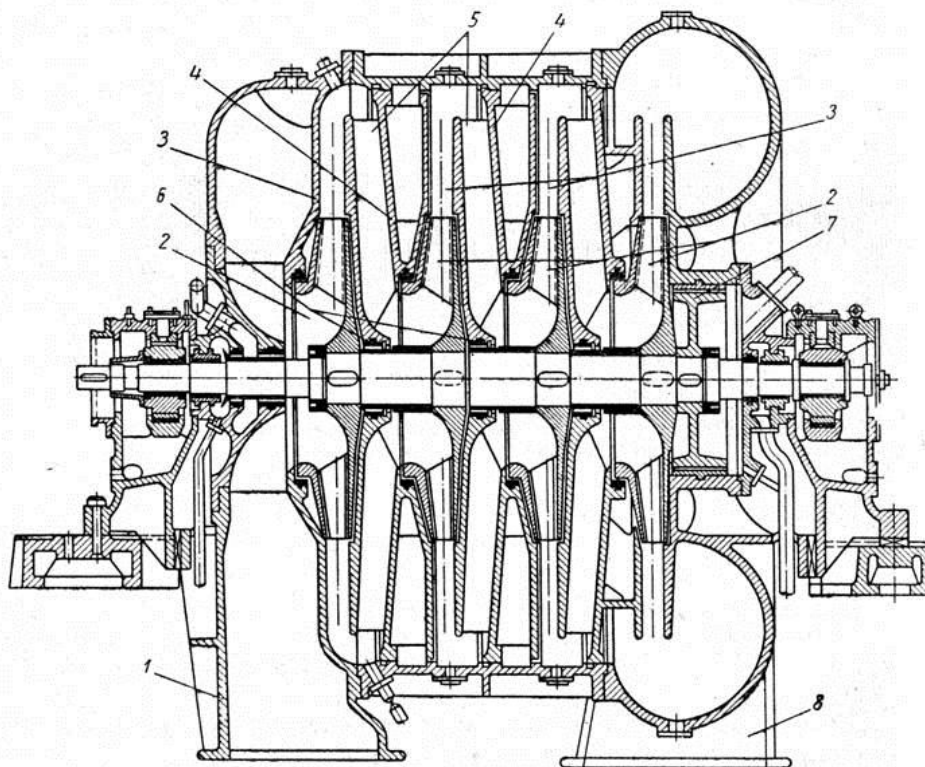


Рисунок 35. Многоступенчатая турбовоздуховка:

1 — всасывающий патрубок; 2 — рабочие колеса; 3 — направляющие аппараты (диффузоры), 4 — диафрагмы; 5 — обратные направляющие аппараты с лопатками; 6 — лабиринтные уплотнения; 7 — разгрузочный поршень; 8 — нагнетательный патрубок

Одноступенчатые турбовоздуховки изготавливаются для получения напора до 1,3 кгс/см). Дальнейшее увеличение напора у них возможно лишь путем повышения скорости вращения ротора, но ограничено прочностью металла, применяемого для рабочих колес.

Поэтому для создания более высоких давлений применяют многоступенчатые турбовоздуховки, одна из конструкций которых показана на рис. 35. Газ поступает внутрь турбовоздуховки через патрубок 1 и нагнетается первым лопастным колесом 2 в неподвижный кольцевой канал 3. Из этого канала газ через обратный направляющий аппарат с лопатками 5 подходит на всасывание во второе лопастное колесо, где процесс повторяется. Таким образом, газ последовательно проходит все вращающиеся лопастные колеса и удаляется через патрубок 8. Рабочие колеса смонтированы на валу. Для уменьшения обратной утечки газа через щели между рабочим колесом и стенкой обратного направляющего аппарата устанавливаются лабиринтные уплотнения 6. Газ, проходя по зазорам лабиринтного уплотнения, многократно расширяется, в результате этого его давление снижается до атмосферного. Вследствие разности давлений газа на входе и выходе из колес на валу турбовоздуховки возникает осевая сила. Эта сила воспринимается упорным подшипником и разгрузочным поршнем 7. В правую часть разгрузочного поршня 7 подается под давлением жидкость, которая стремится сдвинуть поршень в сторону, противоположную направлению осевой силы и уравновесить его. Число рабочих колес в турбовоздуховках невелико (3÷4).

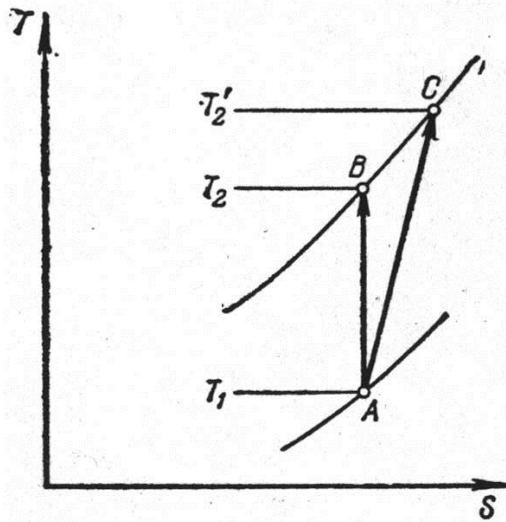


Рисунок 36 Энтروпийная диаграмма сжатия газа в турбовоздуходувке

Сжатие газа в турбовоздуходувках происходит без промежуточного охлаждения, поэтому он на выходе нагревается. Теоретически процесс сжатия близок к адиабатическому (линия АВ на диаграмме $T-s$, рис. 36). Вследствие потерь энергии на трение газа в каналах рабочего колеса и направляющем аппарате фактически затрачиваемая энергия будет больше. Затрачиваемая избыточная энергия практически полностью переходит в тепло, поэтому температура газа T_2' в конце сжатия будет несколько выше, чем температура T_2 , соответствующая адиабатическому процессу. Действительный процесс сжатия от давления p_1 до давления p_2 изобразится линией АС, расположенной справа от адиабаты.

Степень эффективности процесса сжатия в турбовоздуходувке характеризуется величиной адиабатического к.п.д.:

$$\eta_{ад} = \frac{l_{ад}}{l} = \frac{c_p \cdot (T_2 - T_1)}{c_p \cdot (T_2' - T_1)} \quad (70)$$

Температуру T_2 рассчитывают по уравнению (55), а температуру T_2' замеряют на выходе газа из турбовоздуходувки.

Промышленностью выпускаются турбовоздуходувки и турбогазодувки производительностью от 50 до 52000 м³/ч газа.

Ротационные воздуходувки относятся к машинам с вращающимися поршнями. На рис. 37 изображена схема конструкции этой воздуходувки. В кожухе 1 размещены два барабана (поршня) 2, отлитые из чугуна. Барабаны закреплены на параллельных валах. При вращении валов барабаны обкатываются друг по другу, они плотно прилегают не только один к другому, но и к стенкам кожуха. В результате образуются две разобщенные камеры — нагнетания и всасывания.

Газ, захваченный барабанами в камере всасывания, транспортируется ими без изменения давления до камеры нагнетания. Там сходящиеся барабаны сжимают газ и выталкивают его через нагнетательный патрубок. Валы вращаются с одинаковым числом оборотов. Один из них получает

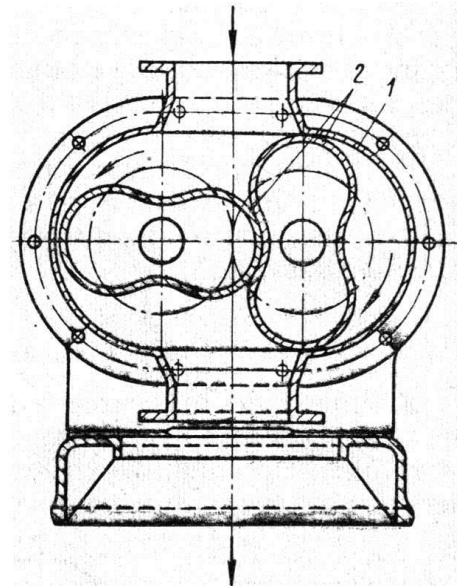


Рисунок 37. Ротационная воздуходувка:

1- кожух, 2 – барабаны (поршни)

вращение от привода, а другой — от первого вала через зубчатую пару. Барабаны в местах соприкосновения снабжены уплотняющими накладками. Однако и в этом случае достигнуть хорошего уплотнения не удастся, поэтому ротационные воздуходувки создают давление в нагнетательном патрубке не более $1,8 \text{ кгс/см}^2$). Выпускаются они на производительность по газу от 120 до 50 000 м³/ч газа. Характеристики некоторых воздуходувок и газодувок представлены в табл. 9

Таблица 9

Основные типы воздуходувок и газодувок

Марка	Производительность, м ³ /мин	Давление, МПа		Мощность двигателя, кВт
		всасывания	нагнетания	
Воздуходувки				
ТВ-50-1,6	60	0,1	0,16	100
ТВ-80-1,4	100	0,1	0,142	100
ТВ-80-1,6	100	0,1	0,163	160
ТВ-80-1,8	100	0,1	0,18	200
ТВ-100-1,12	100	0,1	0,112	40
ТВ-175-1,6	175	0,1	0,163	250
ТВ-200-1,12	200	0,1	0,114	75
ТВ-200-1,4	200	0,1	0,14	200
ТВ-300-1,6	300	0,1	0,16	400
ТВ-350-1,06	350	0,1	0,106	55
ТВ-500-1,08	500	0,1	0,11	132
1А22-50-2А	6,3	0,1	0,15	7,5
1А22-80-2В	6,0	0,1	0,18	13
1А24-30-2А	НД	0,1	0,13	7,5
1А24-60-2А	10,2	0,1	0,16	15
1А-32-30-4А	24	0,1	0,13	18,5
1А-32-80-6А	11,4	0,1	0,18	30
1Г-22-50-2В	6,3	0,1	0,15	7,5
1Г22-80-2В	6	0,1	0,18	13
1Г24-30-2В	11,1	0,1	0,13	7,5
1Г24-60-2В	10,2	0,1	0,16	13
1Г32-30-8В	9,6	0,1	0,13	17
1Г32-50-6В	13,2	0,1	0,15	18,5
1Г32-3СМВ	24	0,1	0,13	18,5
3А24-25-2А6	8,76	0,1	0,125	5,5
3А24-50-2А7	6,6	0,1	0,15	7,5
3А32-25-6АЧ	17,8	0,1	0,125	11
3А32-30-6А5	13,6	0,1	0,13	11
3А32-30-6А4	17,4	0,1	0,14	18,5
3А34-50-4А6	28,6	0,1	0,15	37
Газодувки				
ТГ-65-1,06	65	0,1	0,113	30
ТГ-150-1,12	200	0,1	0,114	75
ТГ-300-1,18	300	0,1	0,12	160

Лекция 24. КОМПРЕССОРЫ ДИНАМИЧЕСКОГО СЖАТИЯ.

Центробежные компрессоры (турбокомпрессоры) по принципу действия и конструкции очень близки к турбовоздуходувкам. В турбокомпрессоре на валу смонтировано значительно большее количество рабочих колес, которые разделены к тому же по размерам на несколько серий. В пределах одной серии рабочие колеса имеют один и тот же диаметр и одинаковую ширину.

Окружные скорости рабочих колес турбокомпрессоров достигают $240 \div 270$ м/с и более в зависимости от прочности материала колес, а давление нагнетания составляет $25 \div 30$ кгс/см².

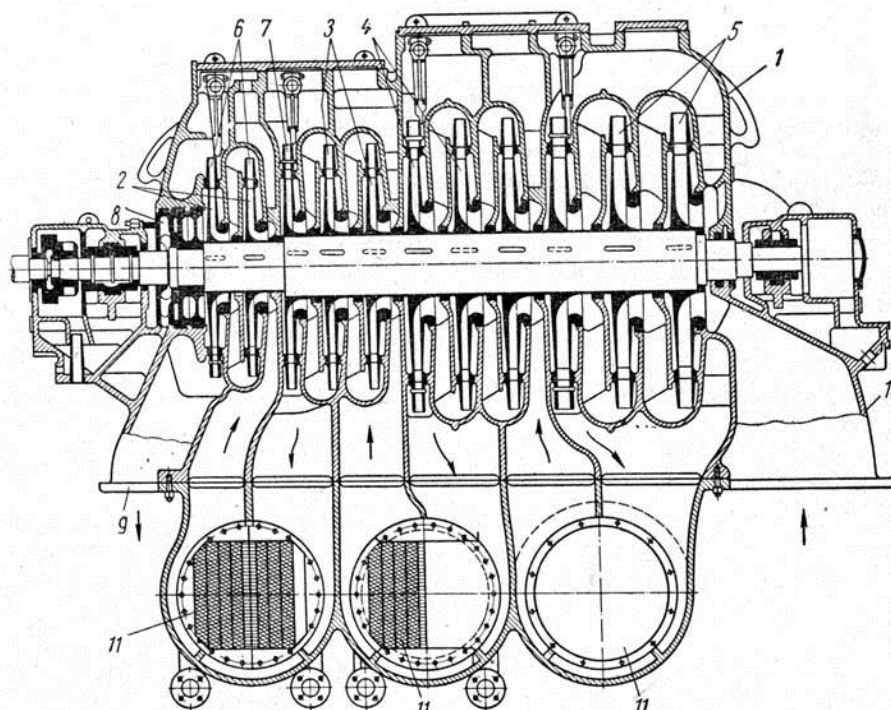


Рисунок 38. Многоступенчатый турбокомпрессор:

1 — корпус; 2, 3, 4 и 5 — рабочие колеса; 6 — неподвижные направляющие аппараты; 7 — подвижный направляющий аппарат; 8 — разгрузочный поршень; 9 — нагнетательный патрубок; 10 — всасывающий патрубок; 11 — промежуточный холодильник

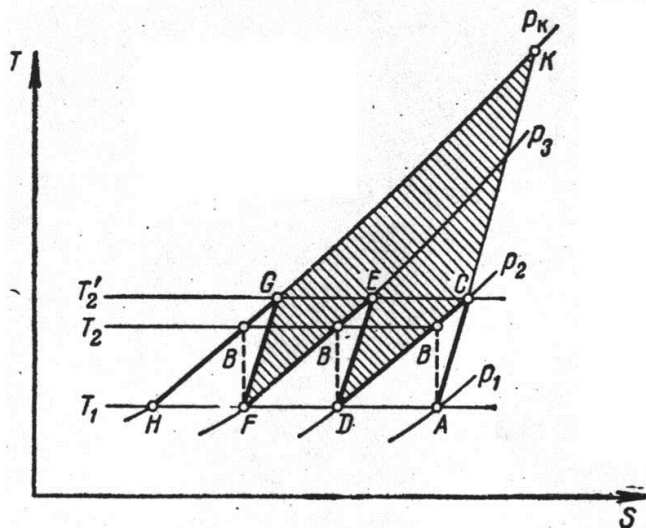


Рисунок 39. Энтропийная диаграмма сжатия газа в многоступенчатом турбокомпрессоре

На рис. 38 показан разрез многоступенчатого турбокомпрессора. В этом компрессоре четыре ступени сжатия. Каждая ступень сжатия образована серией рабочих колес одинакового размера. В связи со значительной степенью сжатия газа в турбокомпрессорах и соответствующим увеличением температуры газа возникает необходимость в охлаждении сжимаемого газа, которое осуществляют либо путем подачи воды в специальные каналы внутри корпуса, либо в выносных промежуточных холодильниках. На рис. 38 показаны промежуточные холодильники, расположенные между сериями рабочих колес, в которых газ перед поступлением в очередную ступень охлаждается. Охлаждение газа в холодильниках более эффективно и облегчает очистку поверхности теплообмена.

На рис. 39 представлена энтропийная диаграмма сжатия газа в турбокомпрессоре с двумя промежуточными холодильниками и охлаждением газа после последней ступени. Диаграмма построена при допущении, что газ охлаждается (по изобаре) в холодильниках до начальной температуры T_1 исходного газа и потери давления в холодильниках равны нулю. Процесс изображается ломаной ACDEFGH. Заштрихованная площадь эквивалентна выигрышу в работе, получаемому по сравнению со сжатием газа без промежуточного охлаждения. Процесс сжатия газа в турбокомпрессорах аналогичен сжатию газа в турбовоздуходувках. Как видно из рис. 39, после сжатия в группе неохлаждаемых колес компрессора (линии AC, DE и FG) газ имеет температуру T_2' более высокую, чем температура T_2 в конце адиабатического сжатия (точки B). Так же как и в турбовоздуходувках, увеличение температуры газа сверх адиабатической происходит вследствие дополнительного нагрева газа за счет тепла, выделяемого при трении его о лопатки и плоскости вращающихся рабочих колес. Степень приближения процесса сжатия в турбокомпрессоре с охлаждением газа между ступенями к изотермическому характеризуется величиной изотермического к.п.д. $\eta_{из}$, представляющего собой отношение работы изотермического сжатия к затраченной работе:

$$\eta_{из} = \frac{l_{из}}{l} \quad (61)$$

Величина изотермического к.п.д. колеблется в пределах 0,5÷0,7. Мощность турбокомпрессоров определяют по уравнению (58).

Отечественной промышленностью выпускаются турбокомпрессоры производительностью до 40 000 м³/ч и числом ступеней до 12. Ротор турбокомпрессора вращается со скоростью 3500÷6000 мин⁻¹.

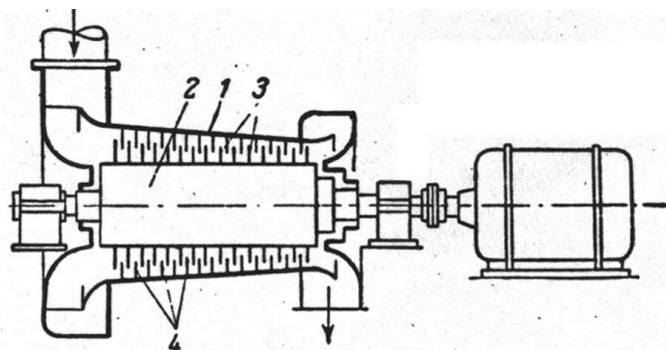


Рисунок 40. Схема осевого компрессора:

1 – корпус, 2 – ротор, 3 – лопатки, 4 – направляющий аппарат

Осевые компрессоры находят применение при больших подачах и относительно невысоких степенях сжатия (до 3,5÷4 кгс/см²). Привод осевых компрессоров осуществляется от паровых или газовых турбин со скоростью вращения 5000÷5500 мин⁻¹. Схема осевого компрессора представлена на рис. 40. В корпусе 1 расположен ротор 2, на котором размещены лопатки 3, имеющие форму винтовой поверхности. При вращении ротора с большой скоростью газ захватывается лопатками и перемещается вдоль оси компрессора, участвуя одновременно во вращательном движении вместе с ротором.

Для устранения вращательного движения газа на стенках корпуса аппарата закрепляют неподвижные лопатки, образующие направляющий аппарат 4, по каналам которого газ поступает в следующую ступень или напорный трубопровод.

Осевые компрессоры имеют значительное число ступеней (10÷20) и работают без охлаждения газа.

Лекция 25. ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ.

Поршневые компрессоры по принципу действия схожи с поршневыми насосами. В них совершающий возвратно-поступательное движение поршень в цилиндре сжимает газ вследствие уменьшения объема рабочей камеры. Машины данного типа подразделяются:

по расположению цилиндра:

- горизонтальные,
- вертикальные
- наклонные;

по характеру действия (число всасываний и нагнетаний за один двойной ход поршня):

- компрессоры простого действия, производящие одно всасывание и одно нагнетание;
- компрессоры двойного действия, производящие два всасывания и два нагнетания.

Степению сжатия называется часть компрессорной машины, где газ сжимается до конечного или промежуточного (перед поступлением на следующую ступень) давления. По числу ступеней сжатия поршневые компрессоры делятся на **одноступенчатые** и **многоступенчатые**.

Одноступенчатые компрессоры

В одноступенчатом компрессоре газ сжимается до конечного давления в одном (одноцилиндровые машины) или нескольких (многочилиндровые машины) цилиндрах, работающих параллельно.

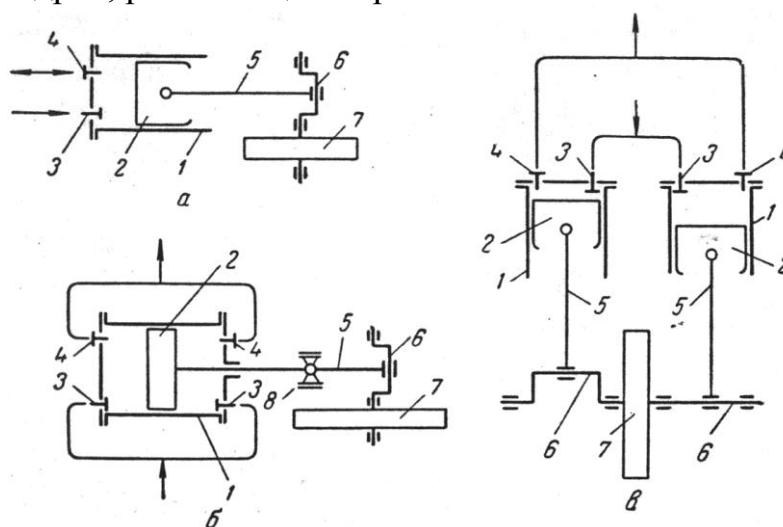


Рисунок 41. Схема одноступенчатых поршневых компрессоров:
а) – одноцилиндровый простого действия; б) – одноцилиндровый двойного действия;

в) – двухцилиндровый простого действия;

1- цилиндр, 2 – поршень, 3 – всасывающий клапан, 4 – нагнетательный клапан, 5 – шатун, 6 - кривошип, 7 – маховик, 8 – ползун.

Одноступенчатый горизонтальный компрессор простого действия (рис. 41а) имеет цилиндр 1, в котором передвигается поршень 2, снабженный уплотнительными поршневыми кольцами. Цилиндр закрыт с одной стороны крышкой, 0 которой расположены всасывающий клапан 3 и нагнетательный клапан 4. Поршень соединен непосредственно с шатуном 5 кривошипом 6, на валу которого установлен маховик 7. При таком соединении поршня с шатуном отпадает необходимость в установке ползуна.

При ходе поршня слева направо в пространстве между крышкой цилиндра и поршнем создается разрежение. Под действием разности давлений во всасывающей линии и цилиндре открывается клапан а и газ поступает в цилиндр. При ходе поршня справа налево всасывающий клапан закрывается, а находящийся в цилиндре газ сжимается поршнем до

некоторого давления, при котором открывается клапан 4 и газ выталкивается в нагнетательный трубопровод. Затем цикл повторяется снова.

В одноступенчатом компрессоре двойного действия (рис. 41б) газ в цилиндре 1 попеременно сжимается по обе стороны поршня 2. За один двойной ход поршня происходит два раза всасывание и два раза нагнетание. Цилиндр снабжен двумя всасывающими клапанами 3 и двумя нагнетательными клапанами 4. Компрессоры двойного действия имеют более сложное устройство, но обладают почти вдвое большей производительностью, чем компрессоры простого действия тех же габаритных размеров и того же веса. Увеличение производительности достигается также в многоцилиндровых компрессорах простого или двойного действия.

Двухцилиндровый компрессор простого действия (рис. 41в) представляет собой по существу два компрессора простого действия с приводом от одного коленчатого вала с кривошипами, сдвинутыми друг относительно друга на угол 180° или 90° . Для отвода выделяющегося при сжатии газа тепла стенки цилиндров компрессоров, а иногда и крышки цилиндров снабжаются рубашками, через которые пропускают охлаждающую воду. Хотя таким путем и не удастся полностью отвести выделяющееся при сжатии тепло, охлаждение существенно уменьшает затраты энергии на сжатие газа. Вертикальные одноступенчатые компрессоры имеют ряд преимуществ перед горизонтальными: они более быстроходны (для горизонтальных компрессоров $n = 100 \div 240 \text{ мин}^{-1}$, для вертикальных $n = 300 \div 500 \text{ мин}^{-1}$ и более) и, следовательно, более производительны, занимают меньшую производственную площадь; поршни и цилиндры вертикальных машин изнашиваются значительно меньше. При горизонтальном расположении цилиндра, особенно большого диаметра, происходит неравномерное одностороннее изнашивание поршня под действием силы тяжести. Это приводит к необходимости уменьшать скорость движения поршня. Давление нагнетания в одноступенчатых поршневых компрессорах не превосходит 10 кгс/см^2 .

Для уменьшения неравномерности подачи и смягчения толчков газ после сжатия в поршневых компрессорах предварительно направляют в сборник (ресивер), где он одновременно очищается от масла и влаги.

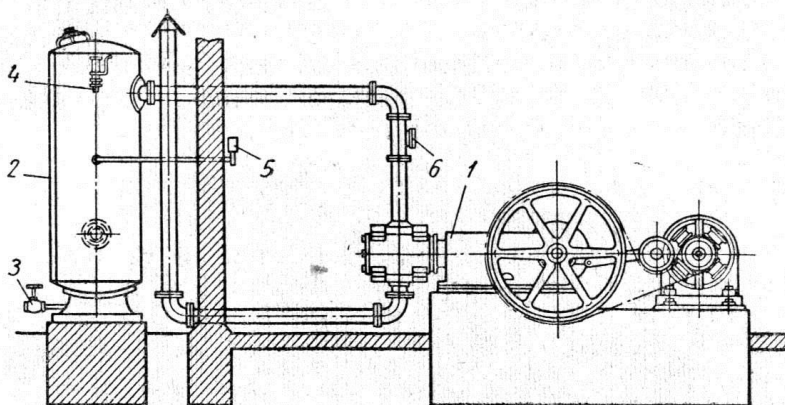


Рисунок 42. Установка поршневого компрессора

1- компрессор, 2 – ресивер, 3 - спускной кран 4- предохранительный клапан, 5 – манометр, 6 - обратный клапан

На рис. 42 показана схема установки поршневого компрессора. Компрессор / устанавливают в специальном помещении, а ресивер 2 чаще монтируется вне помещения. Сжатый газ из компрессора в ресивер подается по нагнетательному трубопроводу, имеющему обратный клапан 6. Этот клапан предотвращает опорожнение ресивера 2 при неожиданной остановке компрессора. Ресивер снабжают предохранительным клапаном 4, манометром 5 и спускным краном 3. Если давление в ресивере поднимается выше нормы, например, при уменьшении получения газа потребителем, излишек газа сбрасывается через предохранительный клапан 4. Влагу и грязь удаляют из ресивера через кран 3. Давление в ресивере контролируют по манометру 5, выведенному в компрессорное отделение.

Индикаторная диаграмма. Индикаторная мощность и индикаторное давление.

Индикаторная диаграмма (рис. 43) представляющая собой зависимость между давлением p и объемом V газа, всасываемым и нагнетаемым компрессором за один двойной ход поршня (или за один оборот коленчатого вала). Пусть точка D (рис. 43) соответствует крайнему левому положению поршня, который в реальном компрессоре никогда не подходит вплотную к крышке цилиндра. Пространство между крышкой цилиндра и поршнем, находящимся в левом крайнем положении, называется **мертвым пространством**. Объем мертвого пространства обычно выражают в долях рабочего объема V_{II} цилиндра, или объема, описываемого поршнем за один ход. Этот объем равен $\varepsilon \cdot V_{II}$, где ε - отношение объема мертвого пространства к объему, описываемому поршнем, т. е. относительный объем мертвого пространства. В зависимости от конструкции компрессора и расположения клапанов в цилиндре значение ε изменяется в пределах $0,025 \div 0,06$.

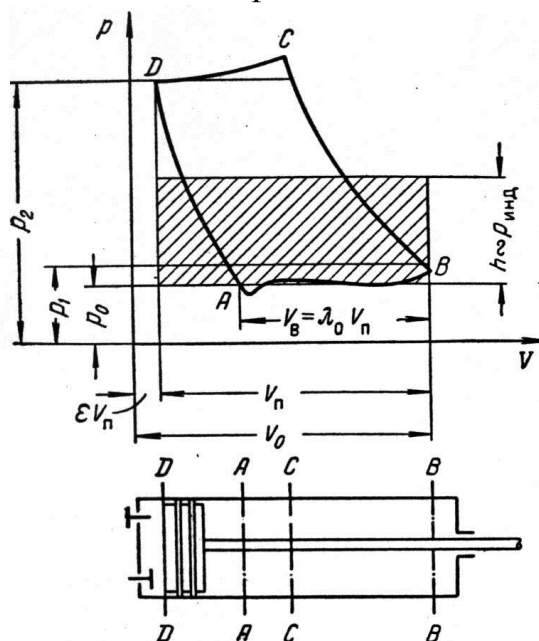


Рисунок 43. Индикаторная диаграмма одноступенчатого поршневого компрессора

Мертвое пространство снижает производительность компрессора. В то же время наличие мертвого пространства не связано с существенными потерями энергии, так как теоретически энергия, затрачиваемая на сжатие газа в мертвом пространстве, возвращается при расширении газа в течение хода всасывания.

Газ, находящийся в мертвом пространстве, сжат до давления p_2 в нагнетательном трубопроводе; абсциссой точки D является объем мертвого пространства $\varepsilon \cdot V_{II}$, а ординатой - давление p_2 . При движении поршня из левого крайнего положения вправо начинается расширение газа,

находящегося в мертвом пространстве. Этот процесс (линия DA) сопровождается увеличением объема и уменьшением давления газа и прекращается тогда, когда давление p_0 в цилиндре компрессора станет несколько меньше давления p_1 во всасывающей линии.

В положении поршня, соответствующем точке А, под действием разности давлений $p_1 - p_0$ открывается всасывающий клапан и газ поступает в компрессор. Всасывание (линия АВ) продолжается до достижения поршнем правого крайнего положения (точка В). Объем всасываемого газа V_B пропорционален отрезку АВ и может быть выражен в долях рабочего объема цилиндра: $V_B = \lambda_0 V_{II}$, где $\lambda_0 = V_B / V_{II}$ - объемный коэффициент компрессора.

При движении поршня из крайнего правого положения влево всасывающий клапан закрывается и начинается политропическое сжатие газа (линия ВС) до давления, несколько превышающего давление p_2 в нагнетательном трубопроводе, при котором (в точке С) открывается нагнетательный клапан. Нагнетание происходит по линии CD. Величина отрезка CD пропорциональна объему нагнетаемого газа.

Площадь индикаторной диаграммы в некотором масштабе соответствует полезной работе, совершаемой компрессором при сжатии газа за один оборот вала и отнесенной к единице площади поршня. Соответствующая этой работе **индикаторная мощность** компрессора может быть определена с помощью диаграммы из уравнения

$$N_{инд.д} = \frac{F \cdot n \cdot f_{инд}}{M_{пр}} \quad (62)$$

где:

F - площадь поперечного сечения поршня;

n - число двойных ходов поршня или число оборотов коленчатого вала;

$f_{инд}$ - площадь индикаторной диаграммы;

$M_{пр}$ - масштаб пружины индикатора.

Масштаб пружины индикатора $M_{пр}$ представляет собой величину, которая показывает, скольким единицам давления соответствует единица длины ординаты индикаторной диаграммы.

Умножим и разделим уравнение (62) на S - длину хода поршня; тогда:

$$N_{инд.д} = \frac{F \cdot S \cdot n \cdot f_{инд}}{S \cdot M_{пр}} = V_{II} \cdot P_{инд} \quad (62)$$

где:

$V_{II} = F \cdot S \cdot n$ - объем, проходимый поршнем за n оборотов, или объем, описываемый

поршнем в единицу времени;

$p_{\text{инд}} = \frac{f_{\text{инд}}}{S \cdot M_{\text{пр}}}$ - отношение площади индикаторной диаграммы к длине хода поршня, или **среднее индикаторное давление**.

Среднее индикаторное давление можно определить как высоту h равновеликого прямоугольника, построенного на индикаторной диаграмме, с основанием, равным длине диаграммы, так как объем, проходимый поршнем, $V_{\text{п}}$ для данного компрессора (при постоянных F и p) пропорционален длине хода поршня S . На рис. 38 площадь прямоугольника заштрихована.

Индикаторную мощность для компрессора двойного действия находят для каждой стороны цилиндра в отдельности и полученные величины складывают.

Производительность и коэффициент подачи поршневого компрессора

Для поршневых компрессоров производительность определяется объемом газа V , подаваемого в единицу времени в нагнетательный трубопровод и приведенного к условиям всасывания.

Теоретическая производительность Q_T компрессора равна объему $V_{\text{п}}$, описываемому поршнем в единицу времени, и может быть рассчитана по уравнениям (40) и (41) для поршневых насосов.

Действительная производительность компрессора:

$$V = \lambda_v \cdot Q_T = \lambda_v \cdot V_{\text{п}} \quad (63)$$

где λ_v - коэффициент подачи.

Для многоцилиндровых компрессоров величину производительности, найденную по уравнению (63), следует умножить на i - число цилиндров.

Производительность многоступенчатых компрессоров определяется производительностью первой ступени. В данном случае $V_{\text{п}}$ - объем, описываемый поршнем этой ступени.

Как следует из уравнения (63), **коэффициент подачи** λ_v представляет собой отношение объема V газа, подаваемого в нагнетательный трубопровод, но приведенного к условиям всасывания, к объему $V_{\text{п}}$, описываемому поршнем.

Коэффициентом подачи учитываются все потери производительности компрессора как отображаемые, так и не отображаемые на индикаторной диаграмме. К первым относятся потери, связанные с уменьшением полезного объема цилиндра при расширении газа, находящегося в мертвом пространстве. Эти потери учитываются величиной λ_o . Ко вторым относятся потери производительности путем утечек газа через неплотности в поршневых кольцах, клапанах, сальниках, а также за счет расширения всасываемого газа при соприкосновении его с горячими стенками цилиндра и смешении с нагретым газом из мертвого пространства. Указанные потери учитываются коэффициентом герметичности λ_r и термическим коэффициентом λ_T соответственно.

Поэтому коэффициент подачи может быть определен как произведение трех коэффициентов:

$$\lambda_v = \lambda_o \cdot \lambda_r \cdot \lambda_T \quad (64)$$

Для современных компрессоров $\lambda_T = 0,95 \div 0,98$, $\lambda_T = 0,9 \div 0,98$.

Как уже отмечалось выше, объем газа, всасываемого компрессором V_B , меньше рабочего объема цилиндра V_{II} . Отношение объема газа, всасываемого компрессором к рабочему объему цилиндра называется объемным коэффициентом λ_O компрессора:

$$\lambda_O = \frac{V_B}{V_{II}} = \frac{V_B}{Q_T} \quad (65)$$

Обозначим через x отношение разности между полным объемом цилиндра ($V_O = V_{II} + \varepsilon \cdot V_{II}$) и фактически всасываемым объемом газа ($V_B = \lambda_O \cdot V_{II}$) к объему V_{II} , описываемому поршнем:

$$x = \frac{V_O - V_B}{V_{II}} = \frac{V_{II} + \varepsilon \cdot V_{II} - \lambda_O \cdot V_{II}}{V_{II}} = 1 + \varepsilon - \lambda_O$$

откуда:

$$\lambda_O = 1 + \varepsilon - x \quad (66)$$

Процесс расширения газа в мертвом пространстве можно считать политропическим с показателем политропы расширения m_p , несколько меньшим показателя политропы сжатия m . Поэтому:

$$p_2 \cdot (\varepsilon \cdot V_{II})^{m_p} = p_1 \cdot (V_O - V_B)^{m_p} = p_1 \cdot (x \cdot V_{II})^{m_p}$$

где $x \cdot V_{II} = V_O - V_B$ - объем, который занимает газ после расширения его в мертвом пространстве от давления p_2 до давления p_1 (рис. 38).

Из этого уравнения определим

$$x = \varepsilon \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m_p}}$$

Подставив полученный результат в выражение (66) для λ_O , найдем

$$\lambda_O = 1 - \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m_p}} - 1 \right] \quad (67)$$

Таким образом, величина объемного коэффициента λ_O компрессора зависит от величины относительного объема мертвого пространства ε , степени сжатия p_2/p_1 и показателя политропы расширения газа m_p , т. е. от конструкции компрессорной машины и свойств сжимаемого газа. Производительность компрессора будет тем больше, чем меньше степень сжатия и объем мертвого пространства и чем больше показатель кривой расширения газа в этом пространстве.

Предел одноступенчатого сжатия.

Как следует из уравнения (67), объемный коэффициент λ_o уменьшается с увеличением степени сжатия и при некотором ее значении может стать равным нулю. Степень сжатия $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{\lambda_o=0}$, при которой объемный коэффициент компрессора становится равным нулю, называется **пределом сжатия**.

При предельном значении степени сжатия газ, находящийся в мертвом пространстве, расширяясь, занимает весь объем цилиндра. Всасывание газа в цилиндр прекращается, и производительность компрессора становится равной нулю.

На индикаторной диаграмме (рис. 44) линии сжатия и расширения сливаются в одну линию; площадь индикаторной диаграммы и, следовательно, индикаторная мощность при пределе сжатия равны нулю.

Предел сжатия при политропическом расширении газа в мертвом пространстве может быть определен с помощью уравнения (67) из условия $\lambda_o = 0$:

$$1 - \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{\lambda_o=0}^{\frac{1}{m_p}} - 1 \right] = 0$$

или

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{\lambda_o=0} = \left(\frac{1}{\varepsilon} + 1 \right)^{m_p} \quad (68)$$

В действительности в качестве предельной принимают значительно меньшую степень сжатия. При этом считают, что компрессоры, имеющие объемный коэффициент менее 0,7, практически невыгодны.

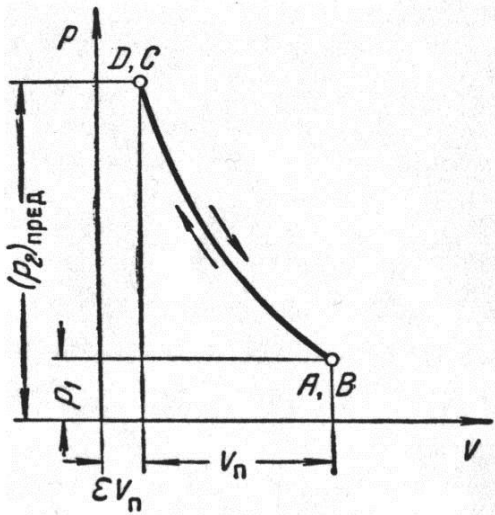
Соответствующий этому объемный предел степени сжатия $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_0$ находится

из уравнения

$$1 - \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_0^{\frac{1}{m_p}} - 1 \right] = 0,7$$

или

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_0 = \left(\frac{0,3}{\varepsilon} + 1 \right)^{m_p} \quad (69)$$



Следующим ограничением, обуславливающим сравнительно небольшие степени сжатия в одноступенчатых компрессорах, является температура газа после сжатия, которая не должна быть выше $150 \div 160$ °С. При более высоких температурах начинается выделение летучих из смазочного масла, которые, соединяясь со сжимаемым газом, могут образовывать взрывчатые смеси.

Предельную степень сжатия в зависимости от температуры в конце сжатия $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_T$ можно вычислить с помощью уравнения (55) или (56). При адиабатическом сжатии:

Рисунок 44. Индикаторная диаграмма компрессора при пределе сжатия

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_T = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (70)$$

Имеются такие конструкции компрессоров, в которых степень сжатия превышает определяемую по уравнению (70). Смазка в этом случае осуществляется впрыскиванием в цилиндр воды, что обеспечивает также частичное охлаждение сжимаемого газа.

Практически степень сжатия при охлаждении цилиндра не превышает 5 (за исключением малых компрессоров, для которых степень сжатия может быть повышена до 8) и в среднем составляет $3 \div 4$.

Многоступенчатое сжатие.

Многоступенчатое сжатие применяют для получения высоких давлений газа. Процесс многоступенчатого сжатия осуществляют в многоступенчатых компрессорах, в которых газ проходит последовательно ряд ступеней, постепенно сжимаясь до конечного давления. Между ступенями газ подвергают охлаждению в промежуточных холодильниках. Объемы цилиндров постепенно уменьшаются от первой к последней ступени.

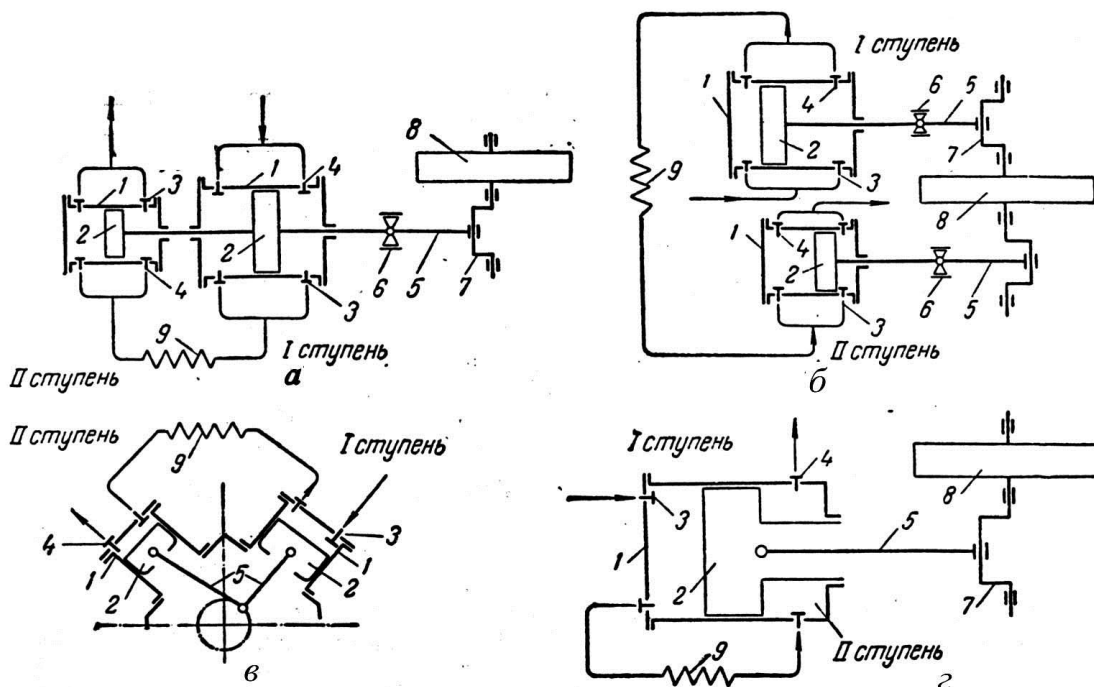


Рис. 45. Схемы многоступенчатых поршневых компрессоров:
а,б,в – со ступенями сжатия в отдельных цилиндрах (**а** –однорядного исполнения, **б** – двухрядного исполнения, **в** – с V-образным расположением цилиндров), **г** – с дифференциальным поршнем;
1- цилиндр, 2 – поршень, 3 – всасывающий клапан, 4 – нагнетательный клапан, 5 - шатун, 6 - ползун, 7 – кривошип, 8 – маховик, 9 – промежуточный холодильник

Различают многоступенчатые компрессоры со ступенями сжатия в отдельно установленных цилиндрах (рис. 45, а, б, в) и со ступенями сжатия в одном цилиндре и дифференциальным поршнем (40г). При V-образной установке цилиндров оси цилиндров располагаются под некоторым углом (чаще под углом 90° (рис. 45в)). При этом, как правило, вертикальный цилиндр, более массивный, предназначен для первой ступени сжатия, а горизонтальный - для второй ступени сжатия. Угловые компрессоры с точки зрения уравновешенности инерционных сил выгоднее, чем вертикальные и горизонтальные.

Многоступенчатые компрессоры со ступенями сжатия в отдельно установленных цилиндрах могут быть однорядного (рис. 45а) и двухрядного (рис. 45б) исполнения с расположением цилиндров по одну сторону вала. Такие компрессоры имеют большой вес и крупные габаритные размеры, так как значительные неуравновешенные силы инерции, возникающие при

работе этих машин, не позволяют изготавливать их с большим числом оборотов коленчатого вала ($n = 80 \div 300 \text{ мин}^{-1}$). Поэтому широкое применение получили **оппозитные** компрессоры с взаимно противоположным движением поршней. Цилиндры этих компрессоров располагаются по обе стороны коленчатого вала.

Оппозитные компрессоры хорошо динамически уравновешены, благодаря чему скорость вращения коленчатого вала может быть увеличена в 2,5 раза и тем самым повышена производительность машины. Масса этих компрессоров, а также электродвигателей к ним на 50—60% меньше, чем компрессоров с расположением цилиндров по одну сторону вала, при значительном снижении габаритных размеров. Для установки оппозитных компрессоров требуется меньшая площадь и небольшие фундаменты.

Компрессор с дифференциальным поршнем может иметь несколько ступеней сжатия, образованных поверхностью цилиндра поршнем переменного (дифференциального) сечения. Соотношение между сечениями поршня зависит от степени сжатия в каждой ступени.

Обычно дифференциальный поршень применяют в машинах малой и средней производительности для двухступенчатого сжатия. В крупных машинах в связи с малым отношением длины поршня к диаметру возможно заклинивание дифференциального поршня.

Минимум работы сжатия достигается, когда степени сжатия τ во всех ступенях равны, т. е.:

$$\tau = \sqrt[z]{\frac{p_k}{p_1}} \quad (71)$$

где:

z - число ступеней сжатия;

p_k - конечное давление;

p_1 - начальное давление.

Практически вследствие потерь давления между ступенями (в клапанах, холодильниках и т. п.) степень сжатия в каждой ступени несколько больше теоретической и рассчитывается из уравнения

$$\tau = \psi \cdot \sqrt[z]{\frac{p_k}{p_1}} \quad (72)$$

где $\psi = 1,1 \div 1,15$ - коэффициент, учитывающий потери давления между ступенями.

Из последнего уравнения можно определить необходимое число z ступеней сжатия:

$$z = \frac{\lg p_k - \lg p_1}{\lg \tau - \lg \psi} \quad (73)$$

Для того чтобы температура газа в конце сжатия не превышала допустимого предела, степень сжатия в каждой ступени обычно принимают $\tau = 2,5 \div 3,5$.

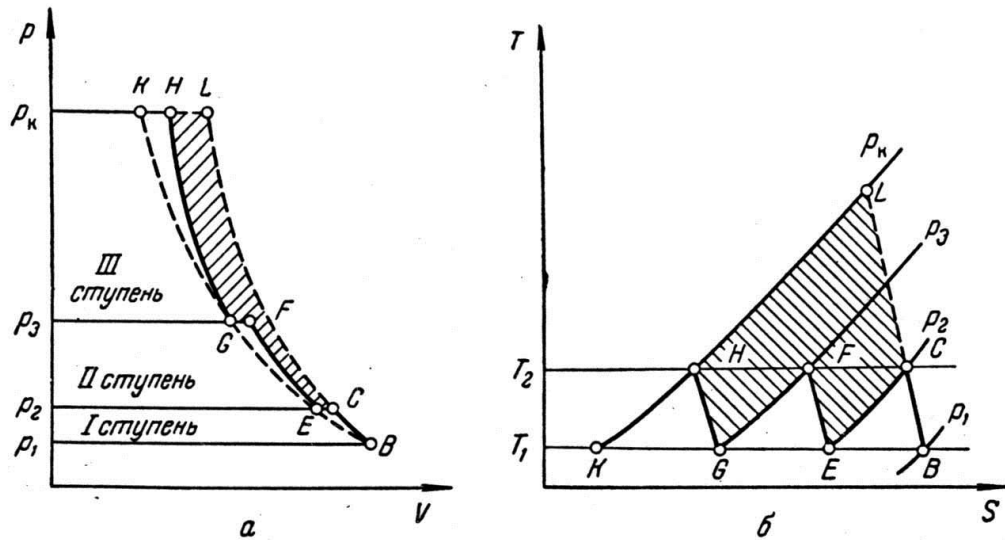


Рисунок 46. Индикаторная (а) и энтропийная (б) диаграммы многоступенчатого сжатия газа.

На рис. 46 представлены индикаторная диаграмма трехступенчатого сжатия при одинаковой степени сжатия в каждой ступени (рис. 46а) и изображение этого процесса на $T-S$ -диаграмме (рис. 46б). При построении диаграмм принято, что газ охлаждается в промежуточных холодильниках до температуры исходного газа, а мертвое пространство в каждой ступени и потери давления в холодильниках равны нулю.

Линия BC на диаграммах отражает процесс сжатия газа в I ступени от давления p_1 до давления p_2 . Затем газ охлаждается по изобаре (линия CE) до исходной температуры T_1 и поступает в цилиндр II ступени, где сжимается до давления p_3 по линии EF , и т. д. Процесс трехступенчатого сжатия газа от давления p_1 до давления p_k с охлаждением газа изображен на рис. 41 ломаной линией $BCEFGHK$.

Процесс многоступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением газа более близок к изотермическому и, следовательно, требует меньших затрат энергии, чем процесс одноступенчатого сжатия в тех же пределах давлений.

Площадь, ограниченная индикаторной диаграммой, и площадь под ломаной линией $BCEFGHK$ на $T-S$ -диаграмме равны работе многоступенчатого сжатия (в соответствующем масштабе). Заштрихованная площадь показывает выигрыш в работе при многоступенчатом сжатии по сравнению с одноступенчатым.

Ломаная линия многоступенчатого сжатия тем ближе располагается к изотерме, чем больше число ступеней. Однако число их приходится ограничивать пятью-шестью, так как при большем числе ступеней увеличивается стоимость машины и удорожается ее эксплуатация, а экономия в расходе энергии не компенсирует возрастания капитальных затрат и эксплуатационных расходов.

Если степени сжатия в каждой ступени одинаковы и газ полностью охлаждается в промежуточных холодильниках (до температуры исходного газа), то работы сжатия по отдельным ступеням равны. Теоретическая работа многоступенчатой компрессорной машины для адиабатического сжатия 1 кг газа в этом случае составляет:

$$l_{Ad} = z \cdot \frac{k}{k-1} p_1 \cdot v_1 \cdot \left(\left(\frac{p_K}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{z \cdot k}} - 1 \right) \quad (74)$$

Предельная температура в конце сжатия:

$$T_K = T_1 \cdot \left(\frac{p_K}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{z \cdot k}} \quad (75)$$

Теоретический объемный коэффициент машины:

$$\lambda_o = 1 - \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{p_K}{p_1} \right)^{\frac{1}{z \cdot k}} - 1 \right] \quad (76)$$

Теоретическая работа сжатия, температура в конце сжатия и объемный коэффициент при политропическом сжатии могут быть определены из уравнений (74-76) с заменой в них показателя адиабаты на показатель политропы m .

В действительности работа сжатия в ступенях компрессора не всегда одинакова вследствие различия в показателях политропы по ступеням, «равенства мертвых пространств, неполного охлаждения газа в промежуточных холодильниках и т. п.

Лекция 26. РОТОРНЫЕ КОМПРЕССОРЫ.

Роторные компрессоры характеризуются непрерывным вращением ротора и принудительным сжатием газа. Они получили большое распространение в химической промышленности.

Винтовые компрессоры

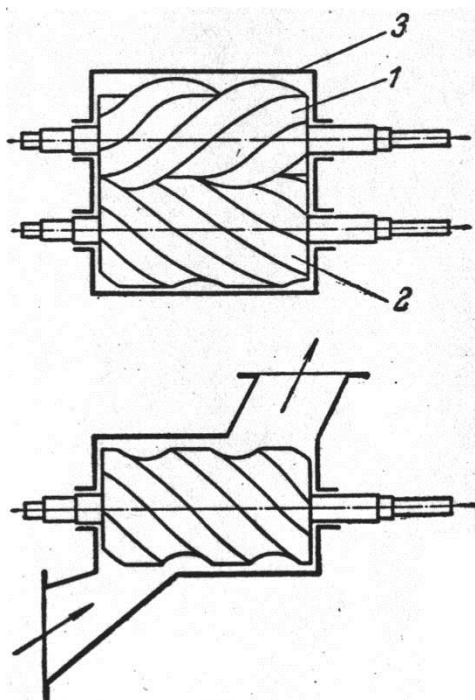


Рисунок 47. Схема винтового компрессора:

1, 2 – роторы, 3 - корпус

Винтовой компрессор (рис. 47) имеет два ротора 1 и 2 с параллельными осями, вращающиеся в корпусе 3. Ротор 1 представляет собой цилиндр с несколькими зубьями (обычно 3÷4), расположенными на цилиндре по винтовой линии. На роторе 2 имеются углубления, также расположенные по винтовой линии и соответствующие по форме зубьям ротора 1. При вращении ротора 1 винтовые зубья входят в зацепление с углублениями на роторе 2 и вытесняют газ, находящийся в полостях, ограниченных поверхностями роторов и корпуса, перемещая его в продольном направлении.

Двухступенчатые винтовые компрессоры изготавливаются на давление до 8 кгс/см^2 ; скорость вращения роторов этих машин достигает $10\,000 \text{ мин}^{-1}$. При давлениях более 2 кгс/см^2 винтовые машины имеют к.п.д. больший, чем машины других типов. Их достоинствами являются компактность и быстроходность, а также чистота подаваемого газа. К недостаткам винтовых компрессоров следует отнести сложность изготовления винтовых роторов и высокий уровень шума при работе этих машин.

Пластинчатые компрессоры

В корпусе 1 компрессора (рис. 48) вращается ротор 2, эксцентрично расположенный относительно внутренней поверхности корпуса. Пластины 3 свободно перемещаются в пазах ротора и при его вращении выбрасываются центробежной силой из пазов. Эта же сила плотно прижимает пластины к внутренней поверхности корпуса. Таким образом, серповидное рабочее пространство между ротором и корпусом разделяется с помощью пластин на ряд неравных по объему камер.

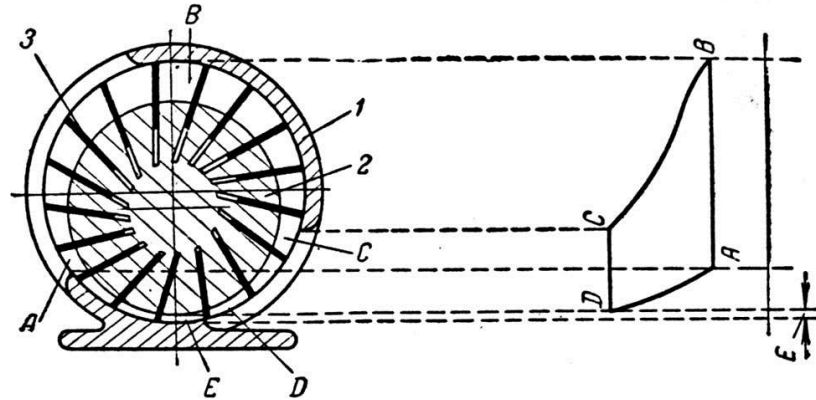


Рисунок 48. Схема роторного пластинчатого компрессора:
1 – корпус, 2 – ротор, 3 – скользящие пластины

Газ поступает из всасывающего патрубка и заполняет полости камер. В точке В заполнение камер прекращается (так как она разобщена со всасывающим пространством) и начинается сжатие газа. При вращении камеры вправо объем ее уменьшается и газ, находящийся в ней, сжимается. Сжатие заканчивается, когда камера достигает положения С. В этом положении полость камеры сообщается с нагнетательным трубопроводом, после чего происходит нагнетание газа. В положении D газ полностью вытесняется из рабочей камеры. Зазор между ротором и цилиндром в нижней части образует мертвое пространство Е. От положения D до А происходит расширение газа в мертвом пространстве. В точке А начинается всасывание газа. Затем цикл повторяется. Процесс сжатия газа в пластинчатом роторном компрессоре иллюстрируется индикаторной диаграммой, приведенной на рис. 48.

В одной ступени подобного компрессора можно сжать газ до 5 кгс/см^2 , а при последовательной установке двух компрессоров - до 15 кгс/см^2 .

Производительность роторного пластинчатого компрессора $V_1, \text{ м}^3/\text{с}$, приведенная к условиям всасывания, может быть определена из уравнения:

$$V_1 = 2 \cdot l \cdot e \cdot \lambda_v \cdot (\pi \cdot D - \delta \cdot z) \quad (77)$$

где:

l - длина пластины, м;

e - эксцентриситет ротора, м;

π - число оборотов ротора, с^{-1} ;

D - внутренний диаметр корпуса, м;

δ - толщина пластины, м;

$z = 20 \div 30$ – число пластин.

Значение эксцентриситета e принимают таким, чтобы обеспечить отношение $e/D = 0,06 \div 0,07$.

Коэффициент подачи компрессора рассчитывают по уравнению:

$$\lambda_v = 1 - k \cdot \frac{P_2}{P_1} \quad (78)$$

где $k = 0,05$ для крупных машин (производительностью более $0,5 \text{ м}^3/\text{с}$); $k = 0,1$ для малых машин (производительностью менее $0,5 \text{ м}^3/\text{с}$).

Мощность на валу компрессора определяют по уравнению:

$$N_B = \frac{V_1 \cdot p_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}}{\eta_{П.ИЗ}} \quad (78)$$

Отечественные заводы выпускают ротационные пластинчатые компрессоры производительностью от 120 до $4200 \text{ м}^3/\text{ч}$. Компрессоры малой производительности имеют непосредственный привод от электродвигателя, крупные машины производительностью выше $25 \text{ м}^3/\text{мин}$ имеют невысокую скорость вращения ($400 \div 600 \text{ мин}^{-1}$), поэтому их привод осуществляется от электродвигателя через понижающий редуктор.

Водокольцевые компрессоры

В корпусе 1 компрессора (рис. 49) эксцентрично расположен ротор 2 с лопатками плоской формы. Перед пуском компрессор заполняется примерно наполовину водой, которая при вращении ротора отбрасывается к периферии и образует водяное кольцо, эксцентричное по отношению к ротору. Количество жидкости, заливаемое в компрессор, должно быть таким, чтобы концы всех лопаток были погружены в водяное кольцо. Между лопатками ротора и водяным кольцом образуются ячейки, объем которых за время первой половины оборота ротора увеличивается, а за время второй половины - уменьшается. Газ засасывается в ячейки, объем которых возрастает, через отверстие 3 в торцевой крышке компрессора. При дальнейшем вращении ротора газ сжимается вследствие уменьшения объема ячеек и в конце оборота выталкивается в нагнетательное отверстие 4 в крышке компрессора. Установка снабжена бачком 5 и переливной трубой 6 для заполнения компрессора водой.

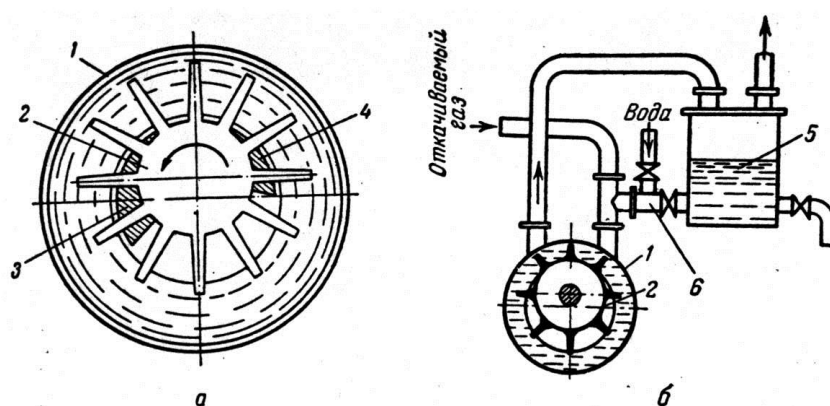


Рисунок 49 Схема ротационного водокольцевого компрессора (а) и схема его установки для откачки газов (б):

1 - корпус; 2 - ротор; 3 - нагнетательное отверстие; 4 - всасывающее отверстие; 5 - бачок; 6 - переливная труба для заполнения жидкостью.

Компрессоры подобного типа ввиду отсутствия распределительных механизмов и клапанов мало засоряются, газ отсасывают равномерно, имеют непосредственное соединение с электродвигателем. Однако, они создают очень небольшое избыточное давление и поэтому используются в основном в качестве газодувок или вакуум-насосов.

Лекция 27. ВЫБОР КОМПРЕССОРОВ.

На нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятиях компрессоры используются для сжатия технологических газов на установках каталитического риформинга, гидроочистки, изомеризации, каталитического крекинга, пиролиза, оксосинтеза и других, в холодильных системах установок алкилирования, депарафинизации масел, обезмасливания гача и т. д. В общезаводском хозяйстве компрессоры служат для сжатия воздуха, инертного и факельного газов. Наиболее часто применяются на нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятиях центробежные и поршневые (оппозитные, угловые, вертикальные) машины. В качестве приводов к компрессорам используются, электродвигатели, паровые и газовые турбины. Основные рекомендации по выбору компрессоров представлены в табл. 10.

Таблица 10

Рекомендации по применению различных типов компрессоров

Производительность, <i>м³/мин</i>	Давление нагнетания, <i>МПа</i>	Рекомендуемый тип компрессора
0÷5	0,2÷5	Угловые
0÷5	3÷20	Мембранные
0÷5	30÷100	Вертикальные
5÷40	0,2÷1,0	Пластинчатые, жидкостно-кольцевые
5÷20	1÷10	Вертикальные
5÷40	5÷30	Поршневые односторонние, оппозитные
20÷50	2÷20	Оппозитные
40÷100	0÷2	Винтовые
40÷1000	2÷40	Центробежные
100÷1000	0÷2	Осевые

Основными техническими характеристиками компрессоров являются тип перекачиваемого, газа, производительность при условиях всасывания, абсолютное давление (начальное и конечное). Для холодильных машин в каталогах приводятся холодопроизводительность, начальная и конечная температура сжимаемого газа.

Располагая сведениями о потребном количестве и свойствах перекачиваемого газа, о необходимом конечном давлении сжатия, проектировщик по каталогам подбирает соответствующую машину. Для

заказа компрессора требуется предварительное заполнение опросного листа по форме, предлагаемой заводом-изготовителем. Заполненный, опросный лист проверяется и согласовывается заводом-изготовителем компрессора. Следует иметь в виду, что большинство компрессоров сконструировано, исходя из свойств конкретных газов. Поэтому, если возникает необходимость использовать машину для сжатия другого газа, следует получить предварительное согласие завода-изготовителя (до заполнения опросного листа).

Если промышленностью серийно не выпускаются необходимые для проектируемого производства компрессоры, выдается заказ на разработку проекта и изготовление новой, индивидуальной машины.

Характеристики некоторых компрессоров, применяемых на нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятиях представлены в табл. 11.

Таблица 11

Основные типы компрессоров

Марка компрессора	Тип	Производительность, $m^3/мин$	Давление, МПа		Мощность двигателя, кВт
			всасывания	нагнетания	
Водородные компрессоры					
202ГП-20/2	поршневой	20	0,101	0,3	75
202ГП-12/3	поршневой	12	0,101	0,45	75
205ГП-40/3	поршневой	40	0,101	0,43	200
4С2ГП-10/8	поршневой	10	0,101	0,9	75
602ГП-10/8	поршневой	16	0,101	0,9	75
305П-30/8	поршневой	30	0,101	0,9	200
302ГП-6/18	поршневой	6	0,101	1,9	75
505ГП-20/18	поршневой	20	0,101	1,9	200
5С5ГП-20/18	поршневой	20	0,101	1,9	200
Э02ГП-6/35	поршневой	6	0,101	3,6	75
305ГП-20/35	поршневой	20	0,101	3,6	200
302ГП-5/70	поршневой	5	0,101	7,1	75
305П-16/70	поршневой	16	0,101	7,1	200
4ГМ16-56/15-30	поршневой	62/58	1,5/0,7	3/1,8	1600
4ГМ16-45/35-55	поршневой	44/38	3,5/0,8	5,5/2	2000
2М10-11/42-60	поршневой	10,85	4,2	6,0	400
2М16М-20/42-60	поршневой	21,8	4,2	6,0	800
4М16-22,4/23-64	поршневой	21,8	2,3÷3	6,4	1250
4ГМ25-36/16-170	поршневой	36	1,6	17,1	3150
5ЦД-208/30-45М	центробежный	208	3	4,5	Паровая турбина
2ЦД-43/50-64	центробеж	43	5,0	6,4	2000

ный					
компрессоры для углеводородных газов					
<i>пропан</i>					
ЗС2СП-6/18	поршневой	4,8	0,101	1,9	75
<i>этилен</i>					
4М10-63/1,2-20	поршневой	65,5	0,112	1,6	630
4ГМ16-12,5/17-281	поршневой	11,7	0,9÷1,7	28,1	1200

Таблица 9 (продолжение)

попутный нефтяной газ					
1. жирный газ					
405ГП-15/70	поршневой	15	0,101	7,0	200
4М10-90/2-15	поршневой	41,7	0,2	1,5	500
6ГМ25-210/3-56	поршневой	147÷209	0,25÷0,4	5,6	4000
43ЦКО-160/15	центробежн ый	160	0,102	1,5	2000
5ГЦ1-245/9	центробежн ый	245	0,107	0,882	200
5В КГ-10/6	винтовой	11	0,08	0,6	90
7ВКГ-30/7	винтовой	32	0,08	0,7	200
7ВКГ-50/7	винтовой	50	0,08	0,8	400
2. факельный газ					
305ГП-20/18	поршневой	20	0,102	1,9	200
воздушные					
КСЭ-5М	поршневой	5,0	0,1	0,9	40
4ВУ1-5/9М2	поршневой	5,0	0,1	0,9	40
302ВП-5/70	поршневой	5,0	0,1	7,1	75
302 ВП-6/18	поршневой	6,0	0,1	1,9	75
302ВП-6/35	поршневой	6,0	0,1	3,6	75
302ВП-10/8	поршневой	10,0	0,1	0,9	75
3С2ВП-10/8	поршневой	10,0	0,1	0,9	75
305ВП-12/220	поршневой	12,0	0,1	22,1	200
3С5ВП-16/70	поршневой	15,6	0,1	7,1	200
305ВП-16/70	поршневой	16,0	0,1	7,1	200
103ВП-20/8	поршневой	20,0	0,1	0,9	125
505ВП-20/18	поршневой	20,0	0,1	1,9	200
305ВП-20/35	поршневой	20,0	0,1	3,6	200
3С5ВП-20/35	поршневой	20,0	0,1	3,6	200
7ВП-20/220	поршневой	20,0	0,1	22,1	300
2ВМ4-24/9	поршневой	24,0	0,1	0,9	160
6ВВ-25/9	винтовой	25,6	0,1	0,9	200
305ВП-30/8	поршневой	30,0	0,1	0,9	200
3С5ВП-30/8	поршневой	30,0	0,1	0,9	200
7ВВ-32/7	винтовой	32	0,1	0,7	200
4М10-40/70	поршневой	43,3	0,1	7,1	630
2ВМ-10-50/8	поршневой	50,0	0,1	0,9	315
7ВКМ-50/8	винтовой	52	0,1	0,8	400
6М10-63/320	поршневой	62,2	0,1	32,1	1000
4ВМ-10-100/8	поршневой	100	0,1	0,9	630
32ВЦ-100/9	центробежн ый	100	0,1	0,88	630
ЦК 135/8	центробежн ый	135	0,1	0,78	1000

43ВЦ 160/9	центробежн ый	160	0,1	0,88	1000
543ЦК- 450/35М1	центробежн ый	440	0,1	3,5	6300
азотные					
3С2СНП-10/8	поршневой	10	0,101	0,9	75
ЗГП-20/8	поршневой	20	0,101	0,9	132
ЗГП-13/18	поршневой	13	0,101	1,9	132
ЗГП-5/220	поршневой	5	0,101	16,6; 22,1	132
3ЦКК-160/6	центробежн ый	160	0,102	0,6	1250
ЦК-100/6 5	центробежн ый	100	0,1	0,65	630
ЦК-135/8	центробежн ый	135	0,1	0,78	1000

Лекция 28. ВАКУУМ-НАСОСЫ.

Вакуум-насосы предназначены для отсасывания газа из аппаратов с целью создания в них разрежения. Особенностью вакуум-насосов, определяющей их конструктивное отличие от компрессоров, является высокая степень сжатия. По конструкции различают вакуум-насосы:

- поршневые,
- роторные,
- струйные.

Поршневые вакуум-насосы подразделяются на **сухие** и **мокрые**. Сухие вакуум-насосы применяют для откачки только газа, мокрые ~ для откачки газа и жидкости одновременно, например, в конденсаторах смешения.

Сухие вакуум-насосы конструктивно не отличаются от поршневых компрессоров. Для увеличения объемного коэффициента некоторые из этих машин снабжены золотниковым распределительным механизмом. С помощью золотника мертвое пространство насоса в конце периода сжатия соединяется с камерой всасывания, в которой давление в данный момент равно давлению всасывания p_1 . Сжатый до давления p_2 газ из мертвого пространства переходит в камеру с давлением p_1 . Поэтому давление газа в мертвом пространстве падает (происходит выравнивание давлений p_1 и p_2) и всасывание газа начинается почти в самом начале хода всасывания поршня вакуум-насоса, что увеличивает его производительность.

Мокрые вакуум-насосы не имеют механизма золотникового распределения, а всасывающий и нагнетательный клапаны их несколько увеличены в связи с необходимостью отвода значительного количества жидкости, скорость течения которой через клапаны должна быть меньше, чем скорость движения газа. Поэтому мокрые вакуум-насосы имеют увеличенный объем мертвого пространства и создают разрежение значительно меньшее, чем сухие вакуум-насосы.

Двигатели для сухих поршневых вакуум-насосов подбирают с учетом производительности насоса по величине максимальной работы сжатия, соответствующей остаточному давлению $p_1 = 0,33$ ама (при условии, что давление нагнетания p_2 равно 1 ама).

Поскольку теплопроводность разреженного газа очень мала и теплообмен со стенками цилиндра практически отсутствует, сжатие газа в сухих вакуум-насосах происходит адиабатически. Как следует из уравнения (52), удельная работа адиабатического сжатия $l_{Ад} = 0$ при $p_2/p_1 = 1$, т. е. в начальный момент, когда $p_2 = p_1 = 1$ ама, и при достижении абсолютного вакуума (когда нагнетание прекращается из-за отсутствия газа). Таким образом, функция $l_{Ад} = f(p_1)$ имеет два одинаковых значения в интервале $(0 \leq p \leq 1)$, что указывает на наличие экстремума функции в этом интервале. Продифференцировав уравнение (52) и приравняв производную нулю, получим

$$\frac{dl_{Ад}}{dp_1} = \frac{k}{k-1} \cdot \left[\frac{1}{k} \cdot p_1^{\frac{1-k}{k}} \cdot p_2^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = 0 \quad (79)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = k^{\frac{k}{k-1}} \quad (80)$$

Взяв вторую производную, убедимся, что она имеет отрицательное значение, так как величины k , p_1 и p_2 , входящие в выражение для второй производной, положительны:

$$\frac{d^2l_{Ад}}{dp_1^2} = -\frac{1}{k} \cdot p_1^{\frac{1}{k}-2} \cdot p_1^{\frac{1}{k}} < 0 \quad (81)$$

Следовательно, функция $l_{Ад} = f(p_1)$ на участке $0 \leq p \leq 1$ проходит через максимум.

В мокрых вакуум-насосах; процесс изменения состояния газа является практически изотермическим вследствие незначительности теплоемкости газа по сравнению со всасываемой жидкостью, обладающей, по сравнению с газом, значительной теплоемкостью.

Работа сжатия $l_{ИЗ}, дж/кг$ для мокрого вакуум-насоса может быть определена с помощью уравнения

$$l_{ИЗ} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_2 - p_0}{p_1} \quad (82)$$

где:

p_0 - парциальное давление пара в конденсаторе, которое зависит только от температуры, н/м²;

p_1 - парциальное давление газа в конденсаторе, н/м²;

v_1 - удельный объем газа при условиях всасывания, м³/кг;

p_2 - давление нагнетания, н/м².

Мощность на валу $N_{B,вт}$ мокрого вакуум-насоса складывается из мощности, затрачиваемой на откачивание жидкости и мощности изотермического сжатия:

$$N_B = \frac{W_D \cdot p + p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{p_2 - p_0}{p_1}}{\eta_{п.из}}$$

где:

W_D - количество откачиваемой жидкости, м³/с;

p - полное давление, развиваемое вакуум-насосом, н/м²;

V_1 - количество откачиваемого газа при условиях всасывания, м³/с;

$\eta_{п.из} = \eta_{из} \cdot \eta_M$ - полный изотермический к.п.д. насоса.

Роторные пластинчатые и водокольцевые вакуум-насосы конструктивно подобны соответствующим компрессорам. В роторных насосах с выравниванием давления перепуск газа осуществляется при помощи специального канала, соединяющего мертвое пространство с камерой наименьшего давления. Таким путем достигается существенное увеличение объемного коэффициента вакуум-насоса. Разрежение, создаваемое водокольцевым вакуум-насосом, тем меньше, чем выше температура и парциальное давление рабочей жидкости, заливаемой в насос. Поэтому водокольцевые вакуум-насосы заливают жидкостью с возможно более низкой температурой.

Струйные вакуум-насосы, называемые **эжекторами**, представляют собой трубу Вентури с паровым соплом. На рис. 50 показана схема такого пароструйного одноступенчатого насоса. Он состоит из цилиндрической камеры 1 со всасывающим патрубком 2.

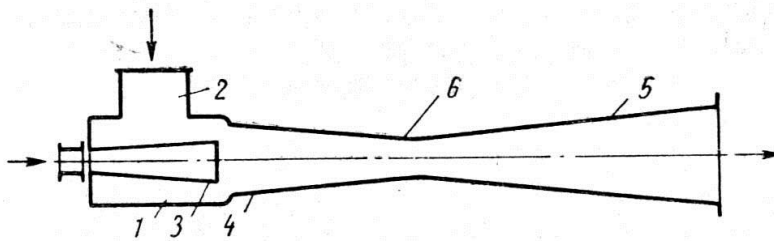


Рисунок 50. Схема одноступенчатого пароструйного вакуум-насоса:

- 1 - корпус камеры; 2 - всасывающий патрубок;
3 - паровое сопло; 4 - смеситель; 5 - диффузор; 6
- горло диффузора

В камеру введено паровое сопло 3. К камере на фланцах присоединена труба, имеющая суживающуюся 4 (смеситель) и расширяющуюся 5 (диффузор) части. Пар, подаваемый к соплу, адиабатически расширяется в нем и выходит в камеру с большой скоростью (1000÷1400 м/с). Струя пара вследствие поверхностного трения увлекает в движение газ, находящийся в камере. На место захваченного газа через всасывающий патрубок 2 непрерывно подсасываются новые порции газа.

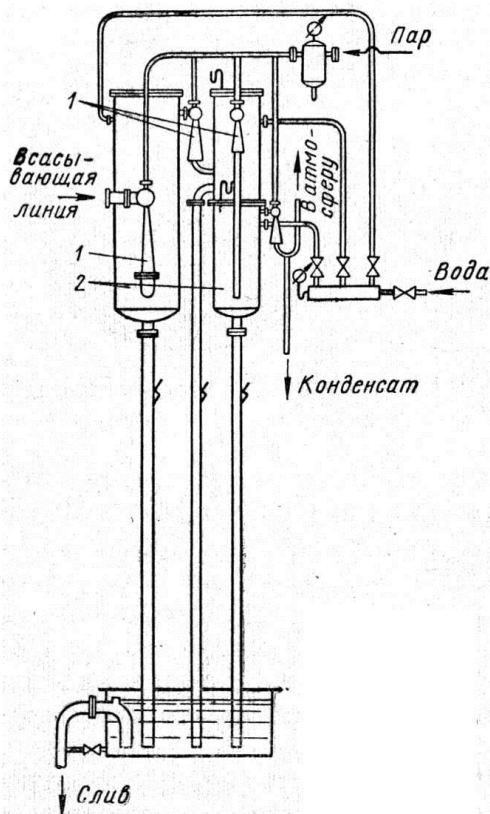


Рисунок 51. Установка многоступенчатого пароструйного насоса (эжектора)

1 – эжектор, 2 - конденсатор

Пар в смесителе 4 смешивается с газом. Смесь поступает в диффузор 5, где кинетическая энергия потока частично преобразуется в потенциальную энергию давления. В результате этого разреженный газ сжимается в насосе до атмосферного давления и выбрасывается из него в нагнетательный трубопровод Вакуум, создаваемый одноступенчатым насосом, не превышает 90%, поэтому если требуется более глубокий вакуум, соединяют последовательно в ряд 2÷4 струйных насоса. В этом случае между насосами устанавливают конденсаторы, в которых газ отделяется от пара путем конденсации последнего охлаждающей водой. Благодаря этому в каждой последующей ступени насоса не затрачивается лишняя энергия на сжатие отработавшего в предыдущей ступени пара.

На рис. 51 представлена схема установки многоступенчатого пароструйного вакуум-насоса. Газ засасывается эжектором 1 первой ступени и вместе с паром выбрасывается в конденсатор 2 первой ступени. В конденсаторе отработанный пар конденсируется водой, и конденсат вместе с водой стекает по барометрической трубе в нижний сборник, газ же поступает на сжатие в эжектор второй ступени, где процесс повторяется.

Число ступеней, а следовательно, и эжекторов зависит от величины требуемого вакуума: Многоступенчатые пароструйные вакуум-насосы способны создать разрежение до 95÷98%.

2 МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОРГАНИЗАЦИИ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

Рабочей программой дисциплины "Общезаводское хозяйство и организация проектирования заводов" предусмотрена самостоятельная работа студентов. Самостоятельная работа проводится с целью углубления знаний по дисциплине и предусматривает:

- чтение студентами рекомендованной литературы и усвоение теоретического материала дисциплины;
- подготовку к практическим занятиям;
- работу с Интернет-источниками;
- посещение отраслевых выставок и семинаров, проводимых в Санкт-Петербурге;
- подготовку к сдаче экзамена.

Планирование времени на самостоятельную работу, необходимого на изучение настоящей дисциплины, студентам лучше всего осуществлять на весь семестр, предусматривая при этом регулярное повторение пройденного материала. Материал, законспектированный на лекциях, необходимо регулярно дополнять сведениями из литературных источников, представленных в "Рабочей программе". По каждой из тем для самостоятельного изучения, приведенных в Рабочей программе дисциплины "Общезаводское хозяйство и организация проектирования заводов" следует сначала прочитать рекомендованную литературу и при необходимости составить краткий конспект основных положений, терминов, сведений, требующих запоминания и являющихся основополагающими в этой теме и для освоения последующих разделов курса.

3 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

- 1 Задачи, решаемые при проектировании предприятий. Понятие проекта и его цель. Основные этапы проектирования.
- 2 Виды и характер строительства. Очередность строительства. Выбор площадки строительства.
- 3 Проектно-сметная документация (ПСД). Заказчик ПСД. Основные вопросы, решаемые проектными организациями при разработке ПСД.
- 4 Основные исходные данные для проектирования. Задание на проектирование.
- 5 Генеральный план предприятия и требования к его составлению.
- 6 "Проект со сводным сметным расчетом стоимости" и его содержание. Монтажно-технологическая часть как основа проекта.
- 7 Проект организации строительства предприятия. Паспорт проекта.
- 8 Согласование, экспертиза и утверждение проектов.
- 9 Стоимость и финансирование проектно-изыскательских работ. Продолжительность проектных разработок. Стадийность проектирования.
- 10 Мощность производства. Многотоннажные и малотоннажные производства, их особенности. Экономические показатели увеличения мощности многотоннажных производств.
- 11 Разработка технологической части проекта. Технологический регламент.
- 12 Технические условия на проектирование предприятий.
- 13 Тепловая изоляция. Изоляционные материалы и способы изоляции.
- 14 Основные задачи расчета тепловой изоляции. Определение температуры на поверхности изоляции.
- 15 Определение тепловых потерь цилиндрических и плоских объектов.
- 16 Определение толщины тепловой изоляции цилиндрических и плоских объектов.
- 17 Технологическое оборудование и его расчет. Выбор оборудования по каталогам. Нестандартное оборудование и особенности его конструирования.
- 18 Масштабирование аппаратуры.
- 19 Оборудование для перемещения жидкостей и его классификация.
- 20 Регламенты на проведение новых технологических процессов.
- 21 Функциональное зонирование предприятия. Рекомендации по размещению зон и установок. Инженерные сети, технологические трубопроводы и транспортные системы предприятия.
- 22 Оборудование для перемещения газов и его классификация.

4 КОНТРОЛЬНЫЕ РАБОТЫ

ВАРИАНТ № 1

1. Основными этапами проектирования являются:

- а) проект со сводным сметным расчетом стоимости и рабочая документация со сметами
- б) задание на проектирование, технологический регламент и технические условия
- в) технико-экономическое обоснование, технический проект и графическая документация
- г) новое строительство, реконструкция и техническое перевооружение
- д) общая пояснительная записка, монтажно-технологическая и технико-экономическая часть

2. Техническое перевооружение является:

- а) разновидностью второй стадии проектирования
- б) разновидностью первой стадии проектирования
- в) разновидностью реконструкции
- г) разделом технологического регламента
- д) разновидностью капитального строительства

3. «Жилищно-гражданское строительство» является:

- а) разделом «Общей пояснительной записки»
- б) разделом «Проекта организации строительства»
- в) разделом «Основных архитектурно-строительных решений»
- г) разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»
- д) разделом «Рабочей документации со сметами»

4. Балансовый метод прогнозирования мощности производства

- а) позволяет установить темпы роста потребления продукции
- б) позволяет установить максимальный уровень потребления продукции
- в) позволяет установить минимальный уровень потребления продукции
- г) позволяет установить оптимальный уровень потребления продукции
- д) позволяет аналитически рассчитать необходимую мощность производства

5. Какие из перечисленных ниже сведений приводятся в технологическом регламенте:

- а) схема размещения и развития предприятий отрасли
- б) утвержденное задание на проектирование
- в) технологические расчеты аппаратуры
- г) схема компоновки оборудования
- д) мероприятия по технике безопасности и промышленной санитарии

6. Задача. Определить температуру на поверхности обмуровки котла-подогревателя, выполненной из пеностекла толщиной 50 мм, если средняя температура контактных газов в котле составляет 250°C . Толщина стенки котла, выполненной из легированной стали составляет 8 мм. Коэффициент теплоотдачи от контактных газов к стенке аппарата равен $18 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C})$. Аппарат расположен на открытом воздухе с температурой 20°C . Скорость ветра – 3 м/с.

ВАРИАНТ № 2

1. Что из перечисленного ниже относится к проектно-сметной документации:

- а) проект со сводным сметным расчетом стоимости и рабочая документация со сметами
- б) задание на проектирование, технологический регламент и технические условия
- в) технико-экономическое обоснование, технический проект и графическая документация
- г) новое строительство, реконструкция и техническое перевооружение
- д) общая пояснительная записка, монтажно-технологическая и технико-экономическая часть

2. Расширение является:

- а) разновидностью второй стадии проектирования
- б) разновидностью первой стадии проектирования
- в) разновидностью реконструкции
- г) разновидностью нового строительства
- д) разновидностью технического перевооружения

3. «Монтажно-технологическая часть» организационно входит в раздел проекта:

- а) «Основные решения по отоплению и вентиляции»
- б) «Основные архитектурно-строительные решения»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. При увеличении объема производства за счет пропорционального увеличения затрат на основное производственное оборудование масштабный фактор равен:

- а) 0; б) 1; в) значения от 0 до 1; г) может принимать любые значения;
- д) значения должны быть определены методом регрессионного анализа.

5. Какие из перечисленных ниже сведений приводятся в технических условиях:

- а) материальный баланс производства
- б) принципиальная технологическая схема производства
- в) схема компоновки оборудования
- г) перечень передвижных грузоподъемных средств для ремонтных нужд
- д) мероприятия по противопожарной профилактике

6. Задача. Определить необходимую толщину тепловой изоляции радиантной камеры трубчатой печи, выполненной из диатомитового кирпича. В качестве топлива используется мазут расходом 1000 кг/ч плотностью $d_{15}^{15} = 0.865$. Поверхность обмуровки составляет 2300 м². Допустимые тепловые потери через кладку печи не должны превышать 6.8% от низшей теплоты сгорания топлива. Температура контактных газов составляет 800 °С. Коэффициент теплоотдачи от контактных газов к внутренней поверхности стенки печи составляет 47.2 ккал/(м²·ч·°С). Стенка печи выполнена из стали Х25Н20С2; толщина стенки – 12 мм. Температура воздуха составляет 20 °С; скорость ветра – 5 м/с.

ВАРИАНТ № 3

1. На каком этапе проектирования рассчитываются и выбираются все виды оборудования:

- а) рабочая документация со сметами
- б) технико-экономическое обоснование проекта
- в) технический проект
- г) технологический регламент
- д) технические условия на проектирование

2. Что из перечисленного ниже следует отнести к реконструкции:

- а) строительство второй и последующих очередей предприятия
- б) строительство дополнительных производств
- в) строительство новых объектов вспомогательного и обслуживающего назначения
- г) замена непригодных объектов основного производственного назначения на аналогичные
- д) модернизация объектов вспомогательного назначения

3. «Генеральный план и транспорт» организационно входит в раздел проекта:

- а) «Паспорт проекта»
- б) «Проект организации строительства»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. При установке оборудования для обеспечения удовлетворения максимального спроса масштабный фактор равен:

- а) 0
- б) 1
- в) значения от 0 до 1
- г) может принимать любые значения
- д) необходимо достичь максимально возможного значения масштабного фактора

5. Какие сведения указываются в регламенте при проектировании традиционных процессов:

- а) рекомендации по конструированию основного оборудования и защите от коррозии
- б) математическое описание технологических процессов и аппаратов
- в) принципиальная технологическая схема производства
- г) список изменений и дополнений, внесенных в проект
- д) перечень передвижных грузоподъемных средств для ремонтных нужд

6. Задача. По трубопроводу, выполненному из легированной стали диаметром 143/152 мм и длиной 300 м подается пар с начальной температурой 290°C при давлении 15 атм. Рассчитать толщину изоляции из шлаковаты так, чтобы на выходе из трубопровода температура пара была не ниже 280°C при давлении 14 атм. Трубопровод проходит в закрытом помещении, температура окружающего воздуха 20°C , скорость пара в трубопроводе 30 м/с. Коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней стенке трубопровода равен $51.4 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

ВАРИАНТ № 4

1. На каком этапе проектирования проводится выявление оптимальной мощности производства:

- а) технико-экономическое обоснование проекта
- б) технический проект
- в) технологический регламент
- г) технические условия на проектирование
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

2. К чему из перечисленного ниже следует отнести замену изношенного и морально устаревшего оборудования:

- а) к строительству нового промышленного объекта
- б) к расширению действующего промышленного объекта
- в) к реконструкции промышленного объекта
- г) к техническому перевооружению промышленного объекта
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

3. «Автоматизация и контроль производства» организационно входит в раздел проекта:

- а) «Организация труда и управления производством»
- б) «Паспорт проекта»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. При увеличении объема производства за счет пропорционального увеличения затрат на основное производственное оборудование коэффициент масштабирования равен:

- а) 0
- б) 1
- в) значения от 0 до 1
- г) может принимать любые значения
- д) значения должны быть определены методом регрессионного анализа.

5. В разработке каких документов не принимает участие головной проектный институт:

- а) схема размещения и развития предприятий отрасли
- б) технологический регламент
- в) технические условия на проектирование
- г) проект со сводным сметным расчетом стоимости
- д) рабочая документация со сметами

6. Задача. Определить температуру на поверхности обмуровки котла-утилизатора, выполненной из шлаковаты толщиной 100 мм, если средняя температура контактных газов в котле составляет 220°C . Толщина стенки котла, выполненной из легированной стали составляет 8 мм. Коэффициент теплоотдачи от контактных газов к стенке аппарата равен $23 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C})$. Аппарат расположен на открытом воздухе с температурой 20°C . Скорость ветра – 10 м/с .

ВАРИАНТ № 5

1. На каком этапе проектирования составляется калькуляция себестоимости готовой продукции

- а) предпроектная разработка
- б) технико-экономическое обоснование проекта
- в) технический проект
- г) технологический регламент
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

2. В каком из приведенных ниже примеров целесообразно прибегать к двухстадийному проектированию:

- а) замена системы экстракторов «смеситель-отстойник» на колонный экстрактор
- б) комплексная модернизация системы теплообмена установки
- в) проектирование блока вторичной ректификации установки АВТ
- г) проектирование блока концентрирования водорода установки гидрокрекинга
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

3. «Отопление и вентиляция» организационно входит в раздел проекта:

- а) «Основные решения по отоплению и вентиляции»
- б) «Основные архитектурно-строительные решения»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. При установке оборудования для обеспечения удовлетворения максимального спроса коэффициент масштабирования равен:

- а) 0
- б) 1
- в) значения от 0 до 1
- г) может принимать любые значения
- д) необходимо достичь максимально возможного значения коэффициента масштабирования

5. Какие из перечисленных ниже сведений не приводятся в технологическом регламенте:

- а) техническая характеристика основных продуктов
- б) техническая характеристика вспомогательных материалов
- в) технологические расчеты аппаратуры
- г) химизм процесса по стадиям с указанием физико-химических основ
- д) мероприятия по технике безопасности и промышленной санитарии

6. Задача. Определить необходимую толщину тепловой изоляции топочной камеры, выполненной из пеностекла. В качестве топлива используется мазут расходом 800 кг/ч плотностью $d_{15}^{15} = 0.865$. Поверхность обмуровки составляет 1700 м². Допустимые тепловые потери через кладку печи не должны превышать 8.1% от низшей теплоты сгорания топлива. Температура контактных газов составляет 500 °С. Коэффициент теплоотдачи от контактных газов к внутренней поверхности стенки печи составляет 47.2 ккал/(м² · ч · °С). Стенка печи выполнена из стали Х25Н20С2; толщина стенки – 10 мм. Температура воздуха составляет 20 °С; скорость ветра – 10 м/с.

ВАРИАНТ № 6

- 1. На каком этапе проектирования разрабатываются рабочие чертежи:**
- а) предпроектная разработка
 - б) технико-экономическое обоснование проекта
 - в) технический проект
 - г) технологический регламент
 - д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет
- 2. Какие проекты должны проходить экспертизу и утверждение**
- а) проекты, выполненные с увеличением нормативной продолжительности проектирования
 - б) проекты, выполненные со снижением нормативной продолжительности проектирования
 - в) проекты крупных и сложных промышленных объектов
 - г) проекты, выполненные с отступлением от действующих норм, правил и инструкций
 - д) любые проекты
- 3. «Электроснабжение и теплоснабжение» организационно входят в раздел проекта:**
- а) «Основные решения по отоплению и вентиляции»
 - б) «Основные архитектурно-строительные решения»
 - в) «Основные решения по технологии производства»
 - г) «Общая пояснительная записка»
 - д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»
- 4. При расчете оптимальной мощности производства исходя из условий растущего спроса коэффициент масштабирования равен:**
- а) 0
 - б) 1
 - в) необходимо достичь максимально возможного значения коэффициента масштабирования
 - г) значения должны быть определены методом регрессионного анализа
 - д) может принимать любые значения.
- 5. Какие из перечисленных ниже сведений не приводятся в технических условиях:**
- а) выходные параметры основных продуктов
 - б) выходные параметры некондиционных продуктов и отходов
 - в) тип изоляции технологических трубопроводов
 - г) рабочие технологические параметры по каждому узлу
 - д) фоновые концентрации вредных веществ в воздухе
- 6. Задача.** По трубопроводу, выполненному из легированной стали диаметром 143/152 мм и длиной 180 м подается пар с начальной температурой 295 °С при давлении 15 атм. Рассчитать толщину изоляции из шлаковаты так, чтобы на выходе из трубопровода температура пара была не ниже 280 °С при давлении 14 атм. Трубопровод проходит в закрытом помещении, температура окружающего воздуха 25 °С, скорость пара в трубопроводе 20 м/с. Коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней стенке трубопровода равен $51.4 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

ВАРИАНТ № 7

1. На каком этапе проектирования проводится выявление ориентировочных технико-экономических показателей производства::

- а) предпроектная разработка
- б) технические условия на проектирование
- в) технический проект
- г) технологический регламент
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

2. Рабочий проект со сводным сметным расчетом стоимости:

- а) разрабатывается на первой стадии двухстадийного проектирования
- б) разрабатывается на второй стадии двухстадийного проектирования
- в) является единственной стадией одностадийного проектирования
- г) является составной частью технологического регламента
- д) является составной частью технических условий

3. «Проект организации строительства» организационно входит в раздел проекта:

- а) «Основные решения по отоплению и вентиляции»
- б) «Основные архитектурно-строительные решения»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. Какая из перечисленных ниже задач может быть решена методом масштабирования аппаратуры:

- а) переход с однопоточной тарелки на многопоточную
- б) пассивное увеличение производительности колонны в 12 раз
- в) увеличение производительности реактора каталитического риформинга
- г) увеличение производительности реактора каталитического крекинга с псевдоожиженным слоем катализатора
- д) модернизация системы теплообмена установки АВТ

5. Какие из перечисленных ниже сведений приводятся в технологическом регламенте:

- а) технологические расчеты аппаратуры
- б) сметы на проектные и изыскательские работы
- в) технико-экономическое сравнение вариантов и выбор оптимального
- г) прогнозы потребности в товарном продукте и обеспеченности сырьем на перспективу
- д) ведомости сметной стоимости товарной продукции

6. Задача. Определить температуру на поверхности обмуровки котла-утилизатора, выполненной из диатомитовой крошки толщиной 75 мм, если средняя температура контактных газов в котле составляет 290°C . Толщина стенки котла, выполненной из легированной стали составляет 12 мм. Коэффициент теплоотдачи от контактных газов к стенке аппарата равен $20 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C})$. Аппарат расположен на открытом воздухе с температурой 20°C . Скорость ветра – 8 м/с.

ВАРИАНТ № 8

1. Основными этапами проектирования являются:

- а) проект со сводным сметным расчетом стоимости и рабочая документация со сметами
- б) задание на проектирование, технологический регламент и технические условия
- в) технико-экономическое обоснование, технический проект и графическая документация
- г) новое строительство, реконструкция и техническое перевооружение
- д) общая пояснительная записка, монтажно-технологическая и технико-экономическая часть

2. Техническое перевооружение является:

- а) разновидностью второй стадии проектирования
- б) разновидностью первой стадии проектирования
- в) разновидностью реконструкции
- г) разделом технологического регламента
- д) разновидностью капитального строительства

3. «Жилищно-гражданское строительство» является:

- а) разделом «Общей пояснительной записки»
- б) разделом «Проекта организации строительства»
- в) разделом «Основных архитектурно-строительных решений»
- г) разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»
- д) разделом «Рабочей документации со сметами»

4. Балансовый метод прогнозирования мощности производства

- а) позволяет установить темпы роста потребления продукции
- б) позволяет установить максимальный уровень потребления продукции
- в) позволяет установить минимальный уровень потребления продукции
- г) позволяет установить оптимальный уровень потребления продукции
- д) позволяет аналитически рассчитать необходимую мощность производства

5. Какие из перечисленных ниже сведений приводятся в технологическом регламенте:

- а) схема размещения и развития предприятий отрасли
- б) утвержденное задание на проектирование
- в) технологические расчеты аппаратуры
- г) схема компоновки оборудования
- д) мероприятия по технике безопасности и промышленной санитарии

6. Задача. Определить необходимую толщину тепловой изоляции радиантной камеры трубчатой печи, выполненной из диатомитового кирпича. В качестве топлива используется мазут расходом 1500 кг/ч плотностью $d_{15}^{15} = 0.865$. Поверхность обмуровки составляет 2800 м². Допустимые тепловые потери через кладку печи не должны превышать 7.2 % от низшей теплоты сгорания топлива. Температура контактных газов составляет 800 °С. Коэффициент теплоотдачи от контактных газов к внутренней поверхности стенки печи составляет 47.2 ккал/(м²·ч·°С). Стенка печи выполнена из стали X25H20C2; толщина стенки – 15 мм. Температура воздуха составляет 20 °С; скорость ветра – 10 м/с.

ВАРИАНТ № 9

1. Что из перечисленного ниже относится к проектно-сметной документации:

- а) проект со сводным сметным расчетом стоимости и рабочая документация со сметами
- б) задание на проектирование, технологический регламент и технические условия
- в) технико-экономическое обоснование, технический проект и графическая документация
- г) новое строительство, реконструкция и техническое перевооружение
- д) общая пояснительная записка, монтажно-технологическая и технико-экономическая часть

2. Расширение является:

- а) разновидностью второй стадии проектирования
- б) разновидностью первой стадии проектирования
- в) разновидностью реконструкции
- г) разновидностью нового строительства
- д) разновидностью технического перевооружения

3. «Монтажно-технологическая часть» организационно входит в раздел проекта:

- а) «Основные решения по отоплению и вентиляции»
- б) «Основные архитектурно-строительные решения»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. При увеличении объема производства за счет пропорционального увеличения затрат на основное производственное оборудование масштабный фактор равен:

- а) 0; б) 1; в) значения от 0 до 1; г) может принимать любые значения;
- д) значения должны быть определены методом регрессионного анализа.

5 Какие из перечисленных ниже сведений приводятся в технических условиях:

- а) материальный баланс производства
- б) принципиальная технологическая схема производства
- в) схема компоновки оборудования
- г) перечень передвижных грузоподъемных средств для ремонтных нужд
- д) мероприятия по противопожарной профилактике

6. Задача. По трубопроводу, выполненному из легированной стали диаметром 143/152 мм и длиной 320 м подается пар с начальной температурой 300 °С при давлении 15 атм. Рассчитать толщину изоляции из доломитовой обмазки так, чтобы на выходе из трубопровода температура пара была не ниже 290 °С при давлении 14 атм. Трубопровод проходит на открытом воздухе, температура окружающего воздуха 18 °С, скорость пара в трубопроводе 32 м/с. скорость ветра – 10 м/с.

Коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней стенке трубопровода равен 51.4 ккал/(м²·ч).

ВАРИАНТ № 10

1. На каком этапе проектирования рассчитываются и выбираются все виды оборудования:

- а) рабочая документация со сметами
- б) технико-экономическое обоснование проекта
- в) технический проект
- г) технологический регламент
- д) технические условия на проектирование

2. Что из перечисленного ниже следует отнести к реконструкции:

- а) строительство второй и последующих очередей предприятия
- б) строительство дополнительных производств
- в) строительство новых объектов вспомогательного и обслуживающего назначения
- г) замена непригодных объектов основного производственного назначения на аналогичные
- д) модернизация объектов вспомогательного назначения

3. «Генеральный план и транспорт» организационно входит в раздел проекта:

- а) «Паспорт проекта»
- б) «Проект организации строительства»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. При установке оборудования для обеспечения удовлетворения максимального спроса масштабный фактор равен:

- а) 0
- б) 1
- в) значения от 0 до 1
- г) может принимать любые значения
- д) необходимо достичь максимально возможного значения масштабного фактора

5. Какие сведения указываются в регламенте при проектировании традиционных процессов:

- а) рекомендации по конструированию основного оборудования и защите от коррозии
- б) математическое описание технологических процессов и аппаратов
- в) принципиальная технологическая схема производства
- г) список изменений и дополнений, внесенных в проект
- д) перечень передвижных грузоподъемных средств для ремонтных нужд

6. Задача. Определить температуру на поверхности кирпичной обмуровки подогревателя, выполненной из диатомитового кирпича размером $250 \times 123 \times 123$ мм, если средняя температура контактных газов в котле составляет 300°C . Толщина стенки котла, выполненной из легированной стали составляет 10 мм. Коэффициент теплоотдачи от контактных газов к стенке аппарата равен $22 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C})$. Аппарат расположен на открытом воздухе с температурой 20°C . Скорость ветра – 12 м/с.

ВАРИАНТ № 11

1. На каком этапе проектирования проводится выявление оптимальной мощности производства:

- а) технико-экономическое обоснование проекта
- б) технический проект
- в) технологический регламент
- г) технические условия на проектирование
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

2. К чему из перечисленного ниже следует отнести замену изношенного и морально устаревшего оборудования:

- а) к строительству нового промышленного объекта
- б) к расширению действующего промышленного объекта
- в) к реконструкции промышленного объекта
- г) к техническому перевооружению промышленного объекта
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

3. «Автоматизация и контроль производства» организационно входит в раздел проекта:

- а) «Организация труда и управления производством»
- б) «Паспорт проекта»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. При увеличении объема производства за счет пропорционального увеличения затрат на основное производственное оборудование коэффициент масштабирования равен:

- а) 0
- б) 1
- в) значения от 0 до 1
- г) может принимать любые значения
- д) значения должны быть определены методом регрессионного анализа.

5. В разработке каких документов не принимает участие головной проектный институт:

- а) схема размещения и развития предприятий отрасли
- б) технологический регламент
- в) технические условия на проектирование
- г) проект со сводным сметным расчетом стоимости
- д) рабочая документация со сметами

6. Задача. Определить необходимую толщину тепловой изоляции топки, выполненной из диатомитового кирпича. В качестве топлива используется мазут расходом 1000 кг/ч плотностью $d_{15}^{15} = 0.865$. Поверхность обмуровки составляет 2300 м². Допустимые тепловые потери через кладку печи не должны превышать 6.8% от низшей теплоты сгорания топлива. Температура контактных газов составляет 800 °С. Коэффициент теплоотдачи от контактных газов к внутренней поверхности стенки печи составляет 47.2 ккал/(м² · ч · °С). Стенка печи выполнена из стали Х25Н20С2; толщина стенки – 12 мм. Температура воздуха составляет 20 °С; скорость ветра – 5 м/с.

ВАРИАНТ № 12

1. На каком этапе проектирования составляется калькуляция себестоимости готовой продукции

- а) предпроектная разработка
- б) технико-экономическое обоснование проекта
- в) технический проект
- г) технологический регламент
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

2. В каком из приведенных ниже примеров целесообразно прибегать к двухстадийному проектированию:

- а) замена системы экстракторов «смеситель-отстойник» на колонный экстрактор
- б) комплексная модернизация системы теплообмена установки
- в) проектирование блока вторичной ректификации установки АВТ
- г) проектирование блока концентрирования водорода установки гидрокрекинга
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

3. «Отопление и вентиляция» организационно входит в раздел проекта:

- а) «Основные решения по отоплению и вентиляции»
- б) «Основные архитектурно-строительные решения»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. При установке оборудования для обеспечения удовлетворения максимального спроса коэффициент масштабирования равен:

- а) 0
- б) 1
- в) значения от 0 до 1
- г) может принимать любые значения
- д) необходимо достичь максимально возможного значения коэффициента масштабирования

5. Какие из перечисленных ниже сведений не приводятся в технологическом регламенте:

- а) техническая характеристика основных продуктов
- б) техническая характеристика вспомогательных материалов
- в) технологические расчеты аппаратуры
- г) химизм процесса по стадиям с указанием физико-химических основ
- д) мероприятия по технике безопасности и промышленной санитарии

6. Задача. По трубопроводу, выполненному из легированной стали диаметром 143/152 мм и длиной 350 м подается пар с начальной температурой 280 °С при давлении 14 атм. Рассчитать толщину изоляции из шлаковаты так, чтобы на выходе из трубопровода температура пара была не ниже 270 °С при давлении 13 атм. Трубопровод проходит в закрытом помещении, температура окружающего воздуха 22 °С, скорость пара в трубопроводе 30 м/с. Коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней стенке трубопровода равен $51.4 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

ВАРИАНТ № 13

1. На каком этапе проектирования разрабатываются рабочие чертежи:

- а) предпроектная разработка
- б) технико-экономическое обоснование проекта
- в) технический проект
- г) технологический регламент
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

2. Какие проекты должны проходить экспертизу и утверждение

- а) проекты, выполненные с увеличением нормативной продолжительности проектирования
- б) проекты, выполненные со снижением нормативной продолжительности проектирования
- в) проекты крупных и сложных промышленных объектов
- г) проекты, выполненные с отступлением от действующих норм, правил и инструкций
- д) любые проекты

3. «Электроснабжение и теплоснабжение» организационно входят в раздел проекта:

- а) «Основные решения по отоплению и вентиляции»
- б) «Основные архитектурно-строительные решения»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. При расчете оптимальной мощности производства исходя из условий растущего спроса коэффициент масштабирования равен:

- а) 0
- б) 1
- в) необходимо достичь максимально возможного значения коэффициента масштабирования
- г) значения должны быть определены методом регрессионного анализа
- д) может принимать любые значения.

5. Какие из перечисленных ниже сведений не приводятся в технических условиях:

- а) выходные параметры основных продуктов
- б) выходные параметры некондиционных продуктов и отходов
- в) тип изоляции технологических трубопроводов
- г) рабочие технологические параметры по каждому узлу
- д) фоновые концентрации вредных веществ в воздухе.

6. Задача. Определить температуру на поверхности обмуровки подогревателя, выполненной из шлаковаты толщиной 100 мм, если средняя температура контактных газов в котле составляет 210°C . Толщина стенки котла, выполненной из легированной стали составляет 6 мм. Коэффициент теплоотдачи от контактных газов к стенке аппарата равен $20 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C})$. Аппарат расположен на открытом воздухе с температурой 20°C . Скорость ветра – 5 м/с .

ВАРИАНТ № 14

1. На каком этапе проектирования проводится выявление ориентировочных технико-экономических показателей производства::

- а) предпроектная разработка
- б) технические условия на проектирование
- в) технический проект
- г) технологический регламент
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

2. Рабочий проект со сводным сметным расчетом стоимости:

- а) разрабатывается на первой стадии двухстадийного проектирования
- б) разрабатывается на второй стадии двухстадийного проектирования
- в) является единственной стадией одностадийного проектирования
- г) является составной частью технологического регламента
- д) является составной частью технических условий

3. «Проект организации строительства» организационно входит в раздел проекта:

- а) «Основные решения по отоплению и вентиляции»
- б) «Основные архитектурно-строительные решения»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. Какая из перечисленных ниже задач может быть решена методом масштабирования аппаратуры:

- а) переход с однопоточной тарелки на многопоточную
- б) пассивное увеличение производительности колонны в 12 раз
- в) увеличение производительности реактора каталитического риформинга
- г) увеличение производительности реактора каталитического крекинга с псевдоожиженным слоем катализатора
- д) модернизация системы теплообмена установки АВТ

5. Какие из перечисленных ниже сведений приводятся в технологическом регламенте:

- а) технологические расчеты аппаратуры
- б) сметы на проектные и изыскательские работы
- в) технико-экономическое сравнение вариантов и выбор оптимального
- г) прогнозы потребности в товарном продукте и обеспеченности сырьем на перспективу
- д) ведомости сметной стоимости товарной продукции

6. Задача. Определить необходимую толщину тепловой изоляции радиантной камеры трубчатой печи, выполненной из диатомитового кирпича. В качестве топлива используется мазут расходом 800 кг/ч плотностью $d_{15}^{15} = 0.865$. Поверхность обмуровки составляет 2000 м². Допустимые тепловые потери через кладку печи не должны превышать 6,6% от низшей теплоты сгорания топлива. Температура контактных газов составляет 780⁰С. Коэффициент теплоотдачи от контактных газов к внутренней поверхности стенки печи составляет 47.2 ккал/(м²·ч·⁰С). Стенка печи выполнена из стали Х25Н20С2; толщина стенки – 12 мм. Температура воздуха составляет 20 ⁰С; скорость ветра – 10 м/с.

ВАРИАНТ № 15

1. Основными этапами проектирования являются:

- а) проект со сводным сметным расчетом стоимости и рабочая документация со сметами
- б) задание на проектирование, технологический регламент и технические условия
- в) технико-экономическое обоснование, технический проект и графическая документация
- г) новое строительство, реконструкция и техническое перевооружение
- д) общая пояснительная записка, монтажно-технологическая и технико-экономическая часть

2. Техническое перевооружение является:

- а) разновидностью второй стадии проектирования
- б) разновидностью первой стадии проектирования
- в) разновидностью реконструкции
- г) разделом технологического регламента
- д) разновидностью капитального строительства

3. «Жилищно-гражданское строительство» является:

- а) разделом «Общей пояснительной записки»
- б) разделом «Проекта организации строительства»
- в) разделом «Основных архитектурно-строительных решений»
- г) разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»
- д) разделом «Рабочей документации со сметами»

4. Балансовый метод прогнозирования мощности производства

- а) позволяет установить темпы роста потребления продукции
- б) позволяет установить максимальный уровень потребления продукции
- в) позволяет установить минимальный уровень потребления продукции
- г) позволяет установить оптимальный уровень потребления продукции
- д) позволяет аналитически рассчитать необходимую мощность производства

5. Какие из перечисленных ниже сведений приводятся в технологическом регламенте:

- а) схема размещения и развития предприятий отрасли
- б) утвержденное задание на проектирование
- в) технологические расчеты аппаратуры
- г) схема компоновки оборудования
- д) мероприятия по технике безопасности и промышленной санитарии

6. Задача. По трубопроводу, выполненному из легированной стали диаметром 143/152 мм и длиной 120 м подается пар с начальной температурой 290 °С при давлении 15 атм. Рассчитать толщину изоляции из асбестовой обмазки так, чтобы на выходе из трубопровода температура пара была не ниже 280 °С при давлении 14 атм. Трубопровод проходит в закрытом помещении, температура окружающего воздуха 22 °С, скорость пара в трубопроводе 18 м/с. Коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней стенке трубопровода равен $51.4 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

ВАРИАНТ № 16

1. Что из перечисленного ниже относится к проектно-сметной документации:

- а) проект со сводным сметным расчетом стоимости и рабочая документация со сметами
- б) задание на проектирование, технологический регламент и технические условия
- в) технико-экономическое обоснование, технический проект и графическая документация
- г) новое строительство, реконструкция и техническое перевооружение
- д) общая пояснительная записка, монтажно-технологическая и технико-экономическая часть

2. Расширение является:

- а) разновидностью второй стадии проектирования
- б) разновидностью первой стадии проектирования
- в) разновидностью реконструкции
- г) разновидностью нового строительства
- д) разновидностью технического перевооружения

3. «Монтажно-технологическая часть» организационно входит в раздел проекта:

- а) «Основные решения по отоплению и вентиляции»
- б) «Основные архитектурно-строительные решения»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. При увеличении объема производства за счет пропорционального увеличения затрат на основное производственное оборудование масштабный фактор равен:

- а) 0
- б) 1
- в) значения от 0 до 1
- г) может принимать любые значения
- д) значения должны быть определены методом регрессионного анализа.

5. Какие из перечисленных ниже сведений приводятся в технических условиях:

- а) материальный баланс производства
- б) принципиальная технологическая схема производства
- в) схема компоновки оборудования
- г) перечень передвижных грузоподъемных средств для ремонтных нужд
- д) мероприятия по противопожарной профилактике

6. Задача. Определить температуру на поверхности обмуровки подогревателя, выполненной из диатомитовой крошки толщиной 75 мм, если средняя температура контактных газов в котле составляет 200°C . Толщина стенки котла, выполненной из легированной стали составляет 6 мм. Коэффициент теплоотдачи от контактных газов к стенке аппарата равен $18 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C})$. Аппарат расположен на открытом воздухе с температурой 20°C . Скорость ветра – 3 м/с.

ВАРИАНТ № 17

1. На каком этапе проектирования рассчитываются и выбираются все виды оборудования:

- а) рабочая документация со сметами
- б) технико-экономическое обоснование проекта
- в) технический проект
- г) технологический регламент
- д) технические условия на проектирование

2. Что из перечисленного ниже следует отнести к реконструкции:

- а) строительство второй и последующих очередей предприятия
- б) строительство дополнительных производств
- в) строительство новых объектов вспомогательного и обслуживающего назначения
- г) замена непригодных объектов основного производственного назначения на аналогичные
- д) модернизация объектов вспомогательного назначения

3. «Генеральный план и транспорт» организационно входит в раздел проекта:

- а) «Паспорт проекта»
- б) «Проект организации строительства»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. При установке оборудования для обеспечения удовлетворения максимального спроса масштабный фактор равен:

- а) 0; б) 1; в) значения от 0 до 1;
- г) может принимать любые значения;
- д) необходимо достичь максимально возможного значения масштабного фактора.

5. Какие сведения указываются в регламенте при проектировании традиционных процессов:

- а) рекомендации по конструированию основного оборудования и защите от коррозии
- б) математическое описание технологических процессов и аппаратов
- в) принципиальная технологическая схема производства
- г) список изменений и дополнений, внесенных в проект
- д) перечень передвижных грузоподъемных средств для ремонтных нужд

6. Задача. Определить необходимую толщину тепловой изоляции радиантной камеры трубчатой печи, выполненной из диатомитового кирпича. В качестве топлива используется мазут расходом 1400 кг/ч плотностью $d_{15}^{15} = 0.865$. Поверхность обмуровки составляет 2900 м². Допустимые тепловые потери через кладку печи не должны превышать 6.8% от низшей теплоты сгорания топлива. Температура контактных газов составляет 810 °С. Коэффициент теплоотдачи от контактных газов к внутренней поверхности стенки печи составляет 47.2 ккал/(м²·ч·°С). Стенка печи выполнена из стали Х25Н20С2; толщина стенки – 16 мм. Температура воздуха составляет 20 °С; скорость ветра – 8 м/с.

ВАРИАНТ № 18

1. На каком этапе проектирования проводится выявление оптимальной мощности производства:

- а) технико-экономическое обоснование проекта
- б) технический проект
- в) технологический регламент
- г) технические условия на проектирование
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

2. К чему из перечисленного ниже следует отнести замену изношенного и морально устаревшего оборудования:

- а) к строительству нового промышленного объекта
- б) к расширению действующего промышленного объекта
- в) к реконструкции промышленного объекта
- г) к техническому перевооружению промышленного объекта
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

3. «Автоматизация и контроль производства» организационно входит в раздел проекта:

- а) «Организация труда и управления производством»
- б) «Паспорт проекта»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. При увеличении объема производства за счет пропорционального увеличения затрат на основное производственное оборудование коэффициент масштабирования равен:

- а) 0
- б) 1
- в) значения от 0 до 1
- г) может принимать любые значения
- д) значения должны быть определены методом регрессионного анализа.

5. В разработке каких документов не принимает участие головной проектный институт:

- а) схема размещения и развития предприятий отрасли
- б) технологический регламент
- в) технические условия на проектирование
- г) проект со сводным сметным расчетом стоимости
- д) рабочая документация со сметами

6. Задача. По трубопроводу, выполненному из легированной стали диаметром 143/152 мм и длиной 220 м подается пар с начальной температурой 290 °С при давлении 15 атм. Рассчитать толщину изоляции из доломитовой обмазки так, чтобы на выходе из трубопровода температура пара была не ниже 280 °С при давлении 14 атм. Трубопровод проходит на открытом воздухе, температура окружающего воздуха 15 °С, скорость пара в трубопроводе 27 м/с. Скорость ветра – 10 м/с. Коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней стенке трубопровода равен $51.4 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

ВАРИАНТ № 19

1. На каком этапе проектирования составляется калькуляция себестоимости готовой продукции

- а) предпроектная разработка
- б) технико-экономическое обоснование проекта
- в) технический проект
- г) технологический регламент
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

2. В каком из приведенных ниже примеров целесообразно прибегать к двухстадийному проектированию:

- а) замена системы экстракторов «смеситель-отстойник» на колонный экстрактор
- б) комплексная модернизация системы теплообмена установки
- в) проектирование блока вторичной ректификации установки АВТ
- г) проектирование блока концентрирования водорода установки гидрокрекинга
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

3. «Отопление и вентиляция» организационно входит в раздел проекта:

- а) «Основные решения по отоплению и вентиляции»
- б) «Основные архитектурно-строительные решения»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. При установке оборудования для обеспечения удовлетворения максимального спроса коэффициент масштабирования равен:

- а) 0
- б) 1
- в) значения от 0 до 1
- г) может принимать любые значения
- д) необходимо достичь максимально возможного значения коэффициента масштабирования

5. Какие из перечисленных ниже сведений не приводятся в технологическом регламенте:

- а) техническая характеристика основных продуктов
- б) техническая характеристика вспомогательных материалов
- в) технологические расчеты аппаратуры
- г) химизм процесса по стадиям с указанием физико-химических основ
- д) мероприятия по технике безопасности и промышленной санитарии

6. Задача. Определить температуру на поверхности кирпичной обмуровки котла-утилизатора, выполненной из пеностекла размером $250 \times 123 \times 123$ мм, если средняя температура контактных газов в котле составляет 250°C . Толщина стенки котла, выполненной из легированной стали составляет 10 мм. Коэффициент теплоотдачи от контактных газов к стенке аппарата равен $22 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C})$. Аппарат расположен на открытом воздухе с температурой 20°C . Скорость ветра – 8 м/с.

ВАРИАНТ № 20

1. На каком этапе проектирования разрабатываются рабочие чертежи:

- а) предпроектная разработка
- б) технико-экономическое обоснование проекта
- в) технический проект
- г) технологический регламент
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

2. Какие проекты должны проходить экспертизу и утверждение

- а) проекты, выполненные с увеличением нормативной продолжительности проектирования
- б) проекты, выполненные со снижением нормативной продолжительности проектирования
- в) проекты крупных и сложных промышленных объектов
- г) проекты, выполненные с отступлением от действующих норм, правил и инструкций
- д) любые проекты

3. «Электроснабжение и теплоснабжение» организационно входят в раздел проекта:

- а) «Основные решения по отоплению и вентиляции»
- б) «Основные архитектурно-строительные решения»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. При расчете оптимальной мощности производства исходя из условий растущего спроса коэффициент масштабирования равен:

- а) 0; б) 1; в) необходимо достичь максимально возможного значения коэффициента масштабирования;
- г) значения должны быть определены методом регрессионного анализа;
- д) может принимать любые значения.

5. Какие из перечисленных ниже сведений не приводятся в технических условиях:

- а) выходные параметры основных продуктов
- б) выходные параметры некондиционных продуктов и отходов
- в) тип изоляции технологических трубопроводов
- г) рабочие технологические параметры по каждому узлу
- д) фоновые концентрации вредных веществ в воздухе

6. **Задача.** Определить необходимую толщину тепловой изоляции радиантной камеры трубчатой печи, выполненной из диатомитового кирпича. В качестве топлива используется мазут расходом 2100 кг/ч плотностью $d_{15}^{15} = 0.865$. Поверхность обмуровки составляет 3900 м². Допустимые тепловые потери через кладку печи не должны превышать 6.8% от низшей теплоты сгорания топлива. Температура контактных газов составляет 840⁰С. Коэффициент теплоотдачи от контактных газов к внутренней поверхности стенки печи составляет 47.2 ккал/(м²·ч·⁰С). Стенка печи выполнена из стали Х25Н20С2; толщина стенки – 18 мм. Температура воздуха составляет 20 ⁰С; скорость ветра – 10 м/с.

ВАРИАНТ № 21

1. На каком этапе проектирования проводится выявление ориентировочных технико-экономических показателей производства::

- а) предпроектная разработка
- б) технические условия на проектирование
- в) технический проект
- г) технологический регламент
- д) среди ответов а) – г) правильного ответа нет

2. Рабочий проект со сводным сметным расчетом стоимости:

- а) разрабатывается на первой стадии двухстадийного проектирования
- б) разрабатывается на второй стадии двухстадийного проектирования
- в) является единственной стадией одностадийного проектирования
- г) является составной частью технологического регламента
- д) является составной частью технических условий

3. «Проект организации строительства» организационно входит в раздел проекта:

- а) «Основные решения по отоплению и вентиляции»
- б) «Основные архитектурно-строительные решения»
- в) «Основные решения по технологии производства»
- г) «Общая пояснительная записка»
- д) является самостоятельным разделом «Проекта со сводным сметным расчетом стоимости»

4. Какая из перечисленных ниже задач может быть решена методом масштабирования аппаратуры:

- а) переход с однопоточной тарелки на многопоточную
- б) пассивное увеличение производительности колонны в 12 раз
- в) увеличение производительности реактора каталитического риформинга
- г) увеличение производительности реактора каталитического крекинга с псевдоожиженным слоем катализатора
- д) модернизация системы теплообмена установки АВТ

5. Какие из перечисленных ниже сведений приводятся в технологическом регламенте:

- а) технологические расчеты аппаратуры
- б) сметы на проектные и изыскательские работы
- в) технико-экономическое сравнение вариантов и выбор оптимального
- г) прогнозы потребности в товарном продукте и обеспеченности сырьем на перспективу
- д) ведомости сметной стоимости товарной продукции

6. Задача. По трубопроводу, выполненному из легированной стали диаметром 143/152 мм и длиной 180 м подается пар с начальной температурой 250 °С при давлении 13 атм. Рассчитать толщину изоляции из стекловаты так, чтобы на выходе из трубопровода температура пара была не ниже 240 °С при давлении 12 атм. Трубопровод проходит в закрытом помещении, температура окружающего воздуха 20 °С, скорость пара в трубопроводе 15 м/с. Коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней стенке трубопровода равен $51.4 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

5. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

Литература

Основная

1. Баннов П.Г. Процессы переработки нефти. Ч.1 М.: ЦНИИТЭнефтехим, 2000, 424с.
2. Баннов П.Г. Процессы переработки нефти. Ч.2 М.: ЦНИИТЭнефтехим, 2001, 425с.
3. Ахметов С.А. Технология глубокой переработки нефти и газа. Уфа: «Гилем», 2002, 673с.
4. Потехин В.М., Потехин В.В. Основы теории химических процессов технологии органических веществ и нефтепереработки. СПб.: Химиздат, 2005, 912с.
5. Рудин М.Г., Сомов В.Е., Фомин А.С. Краткий справочник нефтепереработчика. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 2004, 336с.
6. Справочник по химии и технологии твердых горючих ископаемых./ под ред. Чистякова А.Н., СПб.: ИК Синтез, 1996. 362с.
7. Поникаров И.И., Гайнуллин М.Г., Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки: Учебник. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Альфа–М, 2006.- 608с.

Дополнительная

1. Скобло А.И., Трегубова И.А., Молоканов Ю.К. Процессы и аппараты нефтеперерабатывающей инефтехимической промышленности. М.: Химия, 1982, 584 с.
2. Танатаров М.А., Ахметшина М.Н., Фахрутдинов Р.А. и др. Технологические расчеты установок переработки нефти. М., Химия, 1987. 352 с.
3. Александров И.А. Ректификационные и абсорбционные аппараты. М.: Химия, 1982. 280 с.
4. Эмирджанов Р.Т., Лемберанский Р.А. Основы технологических расчетов в нефтепереработке и нефтехимии. М.: Химия, 1989. 192 с.
5. Рудин М.Г., Драбкин А.Е. Краткий справочник нефтепереработчика. Л., 1980. 328 с.
6. Сарданашвилли А.Г., Львов А.И. Примеры и задачи по технологии переработки нефти и газа. М.: Химия, 1980. 256 с.
7. Рудин М.Г., Смирнов Г.Ф. Проектирование нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов. – Л.: Химия, 1984. 416 с.
8. Альперт Л.З. Основы проектирования химических установок. – М.: Высшая школа, 1982. 255 с.
9. Беркман Б.Е. Основы технологического проектирования производства органического синтеза. – М.: Химия, 1970. 256 с.
10. Фармазов С.А. Оборудование нефтеперерабатывающих заводов и его эксплуатация – М.: Химия, 1984. 356 с.
11. Севастьянов М.И. Монтаж аппаратов нефтеперерабатывающих заводов – М.: Гостоптехиздат, 1965. 206 с.