

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

А.Н. Носков

**ОБЪЕМНЫЕ КОМПРЕССОРЫ
ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**

Учебно-методическое пособие

 **УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

Санкт-Петербург

2016

УДК 621.514

Носков А.Н. Объемные компрессоры холодильных машин: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2016. – 33 с.

Приведены методические указания, вопросы для самопроверки, исходные данные к контрольным работам и курсовому проекту по курсу «Объемные компрессоры холодильных машин».

Предназначены для студентов направления бакалавриата 16.03.03 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения по дисциплине «Объемные компрессоры холодильных машин» заочной формы обучения.

Рецензент: канд. техн. наук, доц. Н.Ф. Крупененков

Рекомендовано к печати Советом факультета холодильной, криогенной техники и кондиционирования протокол №13 от 31.08.2016 г.



Университет ИТМО – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 – 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2016

© Носков А.Н., 2016

ВВЕДЕНИЕ

Курс «Объемные компрессоры холодильных машин» является одним из основных специальных курсов в подготовке бакалавров по направлению 16.03.03 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения.

Дисциплина относится к циклу профессиональных дисциплин.

Содержание дисциплины является логическим продолжением дисциплин: «Теоретические основы холодильной техники», «Термодинамика и теплопередача», «Технология холодильного машиностроения» и служит основой для, прохождения практики, выполнения выпускной квалификационной работы, а также формирования компетентности в профессиональной области.

Целью освоения дисциплины «Объемные компрессоры холодильных машин» является достижение следующих результатов образования:

на уровне представлений: сущность и особенность процессов, происходящих в объемных компрессорах холодильных машин, типы и общие принципы работы объемных компрессоров холодильных машин;

на уровне воспроизведения: разработка алгоритмов и программ расчета элементов объемных компрессоров холодильных машин;

на уровне понимания: методы расчета основных элементов объемных компрессоров холодильных машин, пути интенсификации происходящих в них процессов;

умения:

теоретические: основные принципы и методы термодинамических и газодинамических и расчетов компрессоров и их элементов;

практические: самостоятельное выполнение теплового и конструктивного расчета объемных компрессоров холодильных машин;

навыки:

анализ эффективности выбранных конструктивных схем объемных компрессоров холодильных машин.

Изучение этого курса студентами факультета заочного обучения и экстерната складывается из самостоятельной проработки теоретической части курса по учебникам и учебным пособиям, выполнения контрольных работ и курсового проекта. В период лабораторно-экзаменационной сессии студенты должны прослушать обзорный

курс лекций по основным разделам курса, выполнить лабораторную работу, а также сдать экзамен по теоретической части курса.

Изучение теоретической части курса рекомендуется вести последовательно по темам, придерживаясь следующих правил:

1. Ознакомиться с содержанием соответствующего раздела программы и методическими указаниями к нему.
2. Проработать по учебнику материал изучаемой темы, обращая особое внимание на уяснение принципиальной сущности явления, его физического смысла.
3. Заканчивать изучение раздела следует ответами на вопросы для самопроверки. Отвечать на них рекомендуется, не прибегая к помощи учебника.
4. Переходить к изучению следующей темы можно только после усвоения предыдущего материала.
5. Перед выполнением контрольной работы необходимо проработать соответствующие разделы курса.

Все неясности, выявившиеся во время изучения курса, могут быть разрешены путем очных консультаций, в период лабораторно-экзаменационной сессии в университете, и письменных в течение учебного года.

ТЕМА 1. Компрессоры холодильных машин

Особенности работы компрессора как элемента паровой и газовой холодильных машин. Общие конструктивные требования, предъявляемые к компрессорам холодильных машин. Основные типы современных компрессоров, применяемых в холодильной технике. Классификация объемных компрессоров холодильных машин. Выбор типа объемного компрессора в зависимости от условий работы и рабочего вещества. Понятие о расчетных режимах. Условия для расчета на прочность. Понятие унификации, надежности, долговечности. Регламентирующая документация.

Литература: [1, с. 3–4, 51–60, 203–207, 251–255], [2, с. 81–87].

Общие методические указания

Изучая этот раздел, студент должен ознакомиться в основном с конструкциями современных объемных компрессоров всех типов

и уяснить влияние термодинамических свойств рабочих веществ на конструкцию основных узлов машины и выбор типа машины в целом.

Для наиболее точного понимания процессов, происходящих в компрессорах различных типов, необходимо ознакомиться с рекомендованной дополнительной литературой.

ТЕМА 2. Поршневые компрессоры

Основные понятия и определения. Действительный поршневой компрессор: «мертвый» объем, гидравлические потери, подогрев рабочего вещества при всасывании, теплообмен в цилиндре, колебание рабочего вещества в полостях компрессора, утечки и перетечки рабочего вещества, трение. Индикаторная диаграмма действительного поршневого компрессора. Производительность действительного поршневого компрессора. Объемные и энергетические коэффициенты. Связь объемных и энергетических коэффициентов с необратимостью реальных процессов компрессора. Потери во всасывающих и нагнетательных клапанах. Определение объема, описанного поршнями. Мощность и к.п.д. действительного компрессора. Характеристики поршневого компрессора. Влияние свойств рабочего вещества на объемные и энергетические коэффициенты компрессора. Определение основных размеров, конструктивных и режимных параметров поршневого компрессора. Регулирование поршневых холодильных компрессоров. Конструкции холодильных поршневых компрессоров.

Динамика поршневого компрессора и ее влияние на выбор конструкции компрессора. Диаграмма поршневых сил. Тангенциальная диаграмма. Пути снижения массогабаритных показателей компрессора, улучшения конструкции, эксплуатационных качеств.

Методы унификации, стандартизации холодильных компрессоров.

Литература: [2, с. 330–401], [3, с. 105–171], [4–6].

Методические указания

При изучении этого раздела, прежде всего, необходимо уяснить принципы действия прямоточного и непрямоточного компрессоров.

Следует знать отличие действительного рабочего процесса от теоретического и связанные с этим потери.

При определении отдельных составляющих коэффициента подачи нужно разобраться, какие из них оценивают объемную потерю производительности, а какие – массовую, а также представлять себе физический смысл каждого вида потерь.

При определении энергетических коэффициентов необходимо уяснить физический смысл потерь действительного процесса, оцениваемых индикаторным коэффициентом полезного действия, отличие индикаторной мощности от эффективной.

Необходимо представлять себе физическую сущность и способ определения среднего индикаторного давления.

Для более четкого уяснения процессов, происходящих в компрессоре, следует изучить возможные отклонения в его работе, определяемые с помощью индикаторной диаграммы, а также характер протекания действительного процесса сжатия в тепловой диаграмме.

Следует обратить внимание на такие факторы, влияющие на коэффициенты компрессора холодильной машины, как состояние всасываемого в компрессор пара и связанную с этим состоянием частичную конденсацию паров рабочего вещества в цилиндре компрессора; число оборотов и конструкция компрессора (характер движения рабочего вещества, наличие охлаждающих устройств и т. д.).

Необходимо детально изучить расчетный метод И.И. Левина для определения коэффициентов компрессора.

При изучении характеристик компрессора холодильной машины по холодопроизводительности следует, пользуясь термодинамическими диаграммами состояния $s-T$ или $i-p$ и зависимостью $Q_0 = \lambda V_T q_0 / v_1$, проанализировать, как и за счет каких величин происходит изменение холодопроизводительности при изменении температуры кипения рабочего вещества в цикле холодильной машины при разных температурах конденсации. Изменение какой температуры сильнее сказывается на холодопроизводительности?

Нужно научиться представлять графически характеристику компрессора холодильной машины по холодопроизводительности, полученную для различных температур конденсации.

При изучении характеристики компрессора холодильной машины по мощности нужно уяснить характер изменения мощности с изменением температуры кипения и обосновать наличие ее максимума.

Необходимо выяснить характер изменения мощности с изменением температуры конденсации и научиться изображать графически характеристики компрессора холодильной машины по мощности для различных температур конденсации.

При изучении динамики необходимо научиться составлять уравнение движения поршня и с помощью этого уравнения определять скорость и ускорение, а также освоить приведение масс деталей, совершающих возвратно-поступательное движение, к оси пальца поршня, и совершающих вращательное движение – к оси шатунной шейки вала.

Следует уяснить методику построения диаграммы суммарных усилий, четко представлять себе, какие силы действуют в компрессоре.

По тангенциальной диаграмме необходимо разобраться, почему скорость вращения вала компрессора непостоянна, в каких точках она достигает максимального, а в каких – минимального значения, какие устройства применяют для повышения равномерности вращения вала.

Уравновешивая силы инерции различных кинематических схем, следует помнить, что в конструкциях с двухколенным валом при угле между коленами кривошипа 180° происходит самоуравновешивание сил инерции возвратно-поступательного движения первого порядка и сил инерции вращательного движения в цилиндрах одного блока, но возникает необходимость в уравновешивании моментов.

Необходимо четко представлять себе назначение противовесов, устанавливаемых в компрессорах с различными кинематическими схемами.

При рассмотрении роли клапанов нужно обратить внимание на связь движения клапанов с перемещением поршня компрессоров. При изучении закономерностей динамики, влияющих на выбор основных размеров поршневого компрессора, следует учитывать, что при получении зависимостей для предельно допустимого числа оборотов исходят только из соотношения между силами давления газа и силами инерции. В реальных условиях число оборотов обычно выбирается значительно ниже предельно допустимого, так как оно лимитируется скоростью газа в клапанах, достигающей своего предельного значения раньше, чем силы инерции. Следует уяснить различие между быстроходностью, определяемой средней скоростью поршня,

и высокооборотностью компрессора и представлять себе роль динамики в появлении многоцилиндровых непрямоточных компрессоров.

При изучении конструкций поршневых компрессоров следует получить представление о конструктивных решениях малых, средних и крупных компрессоров, а также установить рекомендуемые области применения одноступенчатых и многоступенчатых компрессоров, работающих на различных рабочих веществах.

Нужно ознакомиться с отечественными унифицированными компрессорами нового ряда и изучить исходные данные для расчета холодильных компрессоров, а также вникнуть в конструктивное оформление отдельных элементов компрессора и принципы агрегирования холодильных машин.

Вопросы для самопроверки

1. Какие основные допущения делаются при рассмотрении теоретического рабочего процесса в компрессоре?

2. Как влияет «мертвое» пространство на производительность компрессора? Объясните механизм этого влияния.

3. Как влияет сопротивление во всасывающих клапанах компрессора на его производительность?

4. Как влияет сопротивление в нагнетательных клапанах компрессора на его производительность?

5. На что влияет теплообмен между стенками цилиндра компрессора и рабочим веществом в процессах всасывания и сжатия?

6. В каком случае может происходить частичная конденсация паров рабочего вещества в цилиндре компрессора? Почему это явление уменьшает производительность компрессора?

7. Почему индикаторный к.п.д. и коэффициент подачи по мере повышения числа оборотов имеют максимум?

8. Что называется стандартным циклом? Для чего вводятся эти понятия? Каким образом производится перерасчет холодопроизводительности компрессора?

9. Какой практический вывод должен быть сделан в связи с наличием максимума расхода мощности?

10. Какова разница между силами инерции возвратно-поступательного движения первого и второго порядка?

11. Куда направлены силы инерции возвратно-поступательного движения, вращательного движения, силы инерции второго порядка?

12. Какую роль могут сыграть противовесы в одноцилиндровом компрессоре простого действия?

13. Какую роль играют противовесы в двухцилиндровом компрессоре простого действия с цилиндрами, расположенными по одну сторону коленчатого вала?

14. Какой компрессор из перечисленных ниже наиболее уравновешен: одноцилиндровый, двухцилиндровый с углом между коленами кривошипа 180° , четырехцилиндровый с углом между коленами кривошипа 180° , углом развала цилиндров 90° и шатунами, сидящими попарно на шатунных шейках? Укажите, какие силы в перечисленных компрессорах самоуравновешиваются, а какие могут быть уравновешены искусственно.

15. У какого из перечисленных в п. 14 компрессоров при равном числе оборотов будет наименьшая масса маховика?

16. В чем преимущество оппозитной компоновки двух- и четырехцилиндровых компрессоров?

17. К чему приведет нарушение важного конструктивного условия, требующего, чтобы силы давления были больше сил инерции возвратно-поступательного движения масс?

18. На какие коэффициенты, оценивающие потери производительности компрессора, и каким образом влияет средняя скорость поршня?

19. Какие расчетные режимы (сравнительные температуры) используются при расчете холодильных компрессоров? Чем они характеризуются?

20. Какие элементы компрессора рассчитываются по первому расчетному режиму?

ТЕМА 3. Винтовые компрессоры

Принцип действия винтового компрессора. Технико-экономическая характеристика холодильных винтовых компрессоров. Винты компрессора. Требования к зацеплению винтов. Требования к теоретическим профилям зубьев винтов. Основы теории профилирования зубьев винтовых энергетических машин. Типы профилей зубьев винтовых компрессоров. Диаграмма распределения давле-

ний в полостях винтов. Производительность винтового компрессора. Объемные и энергетические характеристики винтового компрессора сухого сжатия (ВКС), классификация протечек. Анализ влияния различных факторов на коэффициент подачи. Теоретическая и действительная индикаторные диаграммы. Мощность, потребляемая винтовым компрессором. Объемные и энергетические характеристики холодильных винтовых компрессоров. Энергетические потери в холодильном ВКС. Оптимальная окружная скорость. Геометрическая степень сжатия. Потребляемая мощность и к.п.д. Факторы, влияющие на объемные и энергетические характеристики холодильных винтовых маслозаполненных компрессоров (ВМК). Силы и моменты, действующие на винты. Регулирование производительности ВМК. Сравнение эффективности работы паровых холодильных машин с ВКС и ВМК.

Пути снижения массогабаритных показателей винтового компрессора, улучшения конструкции, эксплуатационных качеств и внешнего вида.

Литература: [7, с. 3–10], [8, с. 3–24], [9, с. 3–7], [2, с. 402–457], [4–6]; [10].

Методические указания

При изучении винтовых компрессоров следует детально ознакомиться с конструкциями данного типа машин, уяснить принцип действия винтовых компрессоров, процессы в диаграмме $p-V$, режимы работы. Необходимо учитывать влияние различных факторов на эффективность работы винтовых компрессоров. Нужно представлять себе, какие винтовые компрессоры квалифицируются как «сухие» и «маслозаполненные», в чем их преимущества и недостатки, как определяются объемные и энергетические потери компрессора.

Вопросы и задания для самопроверки

1. Классификация винтовых компрессоров.
2. Преимущества и недостатки винтового компрессора.
3. Процесс всасывания винтового компрессора. Углы окна всасывания ведущего и ведомого винтов.

4. Процесс всасывания винтового компрессора. Газодинамический наддув. Дополнительный угол окна всасывания $\Delta \alpha_{2в}$.
5. Определение коэффициента подачи винтового компрессора.
6. Изобразите индикаторную диаграмму для винтового компрессора, работающего с недожатием, с пережатием.
7. Действительная индикаторная диаграмма винтового компрессора. Среднее индикаторное давление и его определение по индикаторной диаграмме.
8. Процесс нагнетания в винтовом компрессоре. Углы окна нагнетания ведущего и ведомого винтов.
9. Классификация потерь в винтовом компрессоре. Индикаторный, внутренний и эффективный КПД. Мощность трения, механический КПД, связь между ними.
10. Что такое оптимальная окружная скорость ротора?
11. Определение расхода масла, впрыскиваемого в маслозаполненный винтовой компрессор, влияние на него отношения давлений и свойств рабочего вещества.
12. Регулирование производительности винтового компрессора.

ТЕМА 4. Спиральные компрессоры

Конструкция спирального компрессора и принцип его работы. Детали спирального компрессора. Спираль Архимеда. Рекомендации по расчету производительности компрессора и выбору параметров спиралей. Силы, действующие в спиральном компрессоре на спирали и другие детали. Ведущий вал компрессора. Расчет спиралей на прочность. Рабочие процессы в спиральном компрессоре. Коэффициент подачи компрессора.

Литература: [2, с. 458–474].

Методические указания

При изучении данного раздела необходимо представлять себе принцип действия и рабочий процесс спиральных компрессоров. Следует уяснить влияние основных геометрических параметров на производительность и энергетическую эффективность компрессора, изучить методику определения коэффициента подачи.

Следует понять, какие силы действуют в спиральном компрессоре, их природу и влияние на динамический и прочностной расчеты.

Вопросы для самопроверки

1. Есть ли принципиальное различие в рабочих процессах компрессоров с возвратно-поступательным движением поршня и спирального?

2. Как определить основные геометрические параметры спирального компрессора?

3. Каковы преимущества и недостатки спиральных компрессоров?

ТЕМА 5. Ротационные компрессоры

Ротационные холодильные компрессоры с катящимся поршнем. Принцип действия и рабочий процесс компрессора. Индикаторная диаграмма. Особенности конструкции компрессоров с катящимся поршнем. Ротационные холодильные компрессоры с вращающимся поршнем. Принцип действия и рабочий процесс компрессора. Индикаторная диаграмма. Определение теоретической производительности. Определение радиуса цилиндра ротационного компрессора с вращающимся и катящимся ротором. Особенности конструкции ротационных холодильных компрессоров с вращающимся поршнем.

Литература: [2, с. 474–488].

Методические указания

При изучении этого раздела следует четко представлять себе принцип действия и рабочий процесс ротационных компрессоров с катящимся и вращающимся поршнями.

При изучении ротационных компрессоров с катящимся поршнем необходимо уяснить влияние основных параметров на показатели машины.

При изучении ротационных компрессоров с вращающимся поршнем основное внимание следует уделить особенностям рабочего процесса этой машины, связанным с постоянной степенью сжатия.

Необходимо уяснить, почему компрессоры с постоянной степенью сжатия находят ограниченное применение в системе холодильной машины и в каких случаях их применение может быть целесообразным.

Вопросы для самопроверки

1. Есть ли принципиальное различие в рабочих процессах компрессора с возвратно-поступательным движением поршня и ротационного компрессора с катящимся поршнем?
2. Каковы преимущества и недостатки ротационных компрессоров с катящимся поршнем?
3. Каковы преимущества и недостатки ротационного компрессора с вращающимся поршнем?
4. В чем заключается различие в рабочих процессах компрессора с возвратно-поступательным движением поршня и ротационного компрессора с вращающимся поршнем?

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА № 1

Построение характеристик поршневого компрессора

Под характеристиками холодильного поршневого компрессора понимают зависимость холодопроизводительности и эффективной мощности от температуры кипения при постоянной температуре конденсации $Q_0, N_e = f(t_0, t_k)$.

Контрольную работу рекомендуется выполнять в следующем порядке: определить исходных данных по шифру зачетной книжки студента; по заданным температурам кипения и конденсации вписать цикл в тепловую диаграмму энтальпия–давление и определить параметры в характерных точках цикла; параметры точек занести в таблицу [3, с. 105].

Далее определяются:

– действительный массовый расход рабочего вещества
 $G = Q_0 / q_0$;

– действительная объёмная производительность компрессора

$$V_d = G v_1;$$

– коэффициент подачи $\lambda = \lambda_i \cdot \lambda'_w$,

$$\text{где } \lambda_i = \frac{p_{\text{вс}} - \Delta p_{\text{вс}}}{p_{\text{вс}}} - c \left[\left(\frac{p_{\text{наг}} + \Delta p_{\text{наг}}}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{1}{n_p}} - \frac{p_{\text{вс}} - \Delta p_{\text{вс}}}{p_{\text{вс}}} \right] - \text{индикатор-}$$

ный коэффициент;

$\lambda'_w = T_0/T_k$ – коэффициент подогрева;

$c = 0,02 \div 0,06$ – относительное мертвое пространство;

n_p – показатель политропы обратного расширения;

потери на всасывании и нагнетании:

– для хладонов $\Delta p_{\text{вс}} = (0,05 \dots 0,1) p_0$; $\Delta p_{\text{н}} = (0,1 \dots 0,15) p_k$;

– для аммиака $\Delta p_{\text{вс}} = (0,03 \dots 0,05) p_0$; $\Delta p_{\text{н}} = (0,05 \dots 0,07) p_k$ [3];

теоретическая объёмная производительность компрессора

$$V_T = V_d / \lambda;$$

среднее индикаторное давление

$$p_i = p_{\text{вс}} - \Delta p_{\text{вс}} \left[\sigma_c \cdot 1 + c \left(\pi_k^{\frac{1}{\sigma_c}} - 1 \right) - \sigma_p \cdot c \cdot \left(\pi_k - \pi_k^{\frac{\sigma_p - 1}{\sigma_p}} \right) \right],$$

где число политропы сжатия $\sigma_c = \frac{n_c}{n_c - 1}$;

число политропы обратного расширения $\sigma_p = \frac{n_p}{n_p - 1}$;

внутреннее отношение давлений в цилиндре $\pi_k = \frac{p_2}{p_1}$,

где $p_2 = p_{\text{наг}} + \Delta p_{\text{наг}}$, $p_1 = p_{\text{вс}} - \Delta p_{\text{вс}}$;

показатели политропы сжатия и обратного расширения:

– для хладонов $n_p = 1,0 \dots 1,05$; $n_c = 1,05 \dots 1,1$;

– для аммиака $n_p = 1,1 \dots 1,15$; $n_c = 1,2 \dots 1,25$ [3];

индикаторная мощность $N_i = p_i V_T$;

изоэнтропная мощность $N_s = G \cdot l_s$;

мощность трения $N_{\text{тр}} = p_{\text{тр}} \cdot V_T$,

где $p_{i \text{ тр}}$ – давление трения (для хладонов $40 \cdot 10^3$ Па, для аммиака $60 \cdot 10^3$ Па [3]);

эффективная мощность $N_e = N_i + N_{\text{тр}}$;

холодильный коэффициент $\varepsilon = \frac{Q_0}{N_e}$.

Построение характеристик компрессора по холодопроизводительности и по эффективной мощности проводят для трех температур конденсации в интервале температур кипения от -35 до 5 °С. Характеристики строятся для заданной температуры конденсации, на 10 °С выше и на 10 °С ниже заданной. Для хладонов *R134a* и *R22* следует применить регенеративный цикл. В этом случае температуру всасывания можно принять на $10-20$ °С ниже температуры конденсации, а температуру перед регулирующим вентилем определить из теплового баланса регенеративного теплообменника. Для аммиака температура всасывания выбирается на 10 °С выше температуры кипения, а температура перед регулирующим вентилем – на $2-3$ °С ниже температуры конденсации.

Далее последовательно вписываются циклы в диаграмму, определяются параметры в характерных точках и рассчитываются: коэффициент подачи; массовый расход рабочего вещества: $G = \frac{\lambda V_T}{v_1}$, хо-

лодопроизводительность $Q_0 = G \cdot q_0$; среднее индикаторное давление, индикаторная и изэнтропная мощности; мощность трения, эффективная мощность и холодильный коэффициент.

Выбор исходных данных выполняется по шифру зачетной книжки студента с помощью табл. 1. Третья цифра от конца шифра указывает номер варианта для определения холодопроизводительности; предпоследняя – рабочего вещества; последняя – номер варианта для температур кипения и конденсации.

Например: шифр студента 13057. Позиции исходных данных определяются тремя последними цифрами: 0, 5 и 7. Холодопроизводительность – 60 кВт, рабочее вещество – R717, температуры кипения и конденсации равны соответственно -10 и 30 °С.

Таблица 1

Исходные данные для выполнения контрольной работы №1

Исходные данные	ВАРИАНТ									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Температура кипения, °С	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-5	-10	-15	-20
Температура конденсации, °С	35	30	25	20	20	20	35	30	25	20
Холодопроизводительность, кВт	60	80	100	120	140	160	180	50	70	90
Рабочее вещество	R134a	R22	R717	R134a	R22	R717	R134a	R22	R717	R134a

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА № 2

Тепловой и конструктивный расчет винтового маслозаполненного компрессора

Провести тепловой и конструктивный расчет маслозаполненного винтового компрессора для холодильной машины.

Экспериментальные исследования винтовых компрессоров, работающих на хладагоне, показали, что оптимальная температура на всасывании находится около $0...10\text{ }^{\circ}\text{C}$. В этом случае применяется регенеративный цикл.

При работе винтового компрессора на аммиаке теплообменник не используют. Для среднетемпературных аммиачных холодильных машин рекомендуют величину перегрева на всасывании в пределах $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Рекомендуется следующий порядок расчета: определение исходных данных по шифру зачетной книжки студента; построение цикла в диаграмме энтальпия–давление; определение термодинамических параметров узловых точек цикла. Далее определяются теоретическая объёмная производительность компрессора, изоэнтропная, эффективная и индикаторная мощности, расход масла, впрыскиваемого в компрессор.

В результате конструктивного расчета холодильного винтового компрессора определяют: длину винтов; внешние диаметры винтов; характерные углы винтов; угол окна всасывания ведомого винта; угол увеличения окна всасывания ведомого винта (угол перекрытия) для использования газодинамического наддува; угол окна всасывания ведущего винта; угол сжатия; угол окна нагнетания ведущего и ведомого винта.

После определения размеров в выбранном масштабе строятся окна всасывания и нагнетания. Расчеты и построения выполняются для асимметричного профиля зубьев.

Исходные данные для контрольной работы № 2 приведены в табл.2. Определение исходных данных производится так же, как для контрольной работы №1.

Литература: [9, с. 8–27], [3, с. 174–187].

Таблица 2

Исходные данные для выполнения контрольной работы №2

Исходные данные	ВАРИАНТ									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Температура кипения, °С	+5	0	-5	-5	-10	-10	-15	-15	-20	-20
Температура конденсации, °С	45	40	30	20	35	30	20	30	20	25
Холодопроизводительность, кВт	300	280	200	230	320	180	270	400	210	250
Рабочее вещество	R22	R717	R134a	R22	R717	R134a	R22	R717	R134a	R22

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Холодильный поршневой компрессор

Поршневые компрессоры являются одним из основных элементов паровых компрессорных холодильных машин и в значительной степени определяют их надежность и энергетическую эффективность. Широкое распространение в холодильной и других многочисленных отраслях промышленности поршневые компрессоры получили благодаря таким преимуществам как высокий коэффициент полезного действия в широком диапазоне рабочих режимов, достижение высоких степеней сжатия в одном цилиндре, синхронная частота вращения коленчатого вала и вала электродвигателя привода и др.

Работа над курсовым проектом способствует систематизации и углублению знаний механических и термодинамических характеристик рабочих процессов, освоению методики расчета основных узлов и деталей, а также ознакомлению с технологией изготовления и сборки холодильных поршневых компрессоров.

Учебник [2], учебное пособие [3] и настоящие методические указания являются основной литературой, позволяющей осуществить организацию самостоятельной работы над курсовым проектом.

Курсовой проект включает в себя две части, а именно: расчетно-пояснительную записку и графические материалы. Содержание этих частей и рекомендаций по их выполнению изложены в следующих разделах данной работы.

1. Расчетно-пояснительная записка

1.1. Тепловой расчет компрессора

Перед началом работы рекомендуется изучить главу 8 «Поршневые компрессоры» учебника [2, стр. 330–401].

Целью теплового расчета является определение теоретического объема, описанного поршнями компрессора, и эффективной мощности для двух режимов, а именно: для заданного режима и режима максимальной мощности (2-й расчетный режим) [2, стр. 369].

Перед началом расчета, согласно номеру варианта, определяют исходные данные (табл. 3). Далее проводят построение цикла работы холодильной машины и определяют термодинамические параметры узловых точек цикла [3, стр. 9–11]. Для аммиачных холодильных машин применяют цикл без регенеративного теплообменника, а температуру всасываемого в компрессор пара принимают на десять градусов выше температуры кипения.

1.2. Конструктивный расчет

Конструктивные параметры связаны с теоретическим объемом, описанным поршнями следующим уравнением

$$V_{\tau} = \frac{\pi D^2}{4} S z n, \quad (1)$$

где V_{τ} – теоретический объем, описанный поршнями, $\text{м}^3/\text{с}$; D – диаметр цилиндра, м ; z – число цилиндров; n – частота вращения коленчатого вала компрессора, с^{-1} .

Практикой холодильного компрессоростроения выработано следующее соотношение между диаметром цилиндра и ходом поршня:

$$S = \psi D, \quad (2)$$

где $\Psi = S/D = 0,6–0,8$ [3].

Число цилиндров компрессора принимают равным либо 2, либо 4, а частоту вращения – 16 с^{-1} или 24 с^{-1} . После этого диаметр цилиндра определяют так

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_{\tau}}{\pi \psi z n}}. \quad (3)$$

Полученное по (3) значение D принимают кратным 2 или 5 мм. Следует избегать значений D , применяемых в серийно выпускаемых компрессорах, а именно 67,5 мм; 76 мм; 82 мм; 101,6 мм; 115 мм. Для поршневых компрессоров малой и средней холодопроизводительности значение D не должно быть менее 50 и более 120 мм.

Таблица 3

Исходные данные для выполнения курсового проекта

Исходные данные	ВАРИАНТ									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Температура кипения, °С	+5	0	-5	-5	-10	-10	-15	-15	-20	-20
Температура конденсации, °С	45	40	30	20	35	30	20	30	20	25
Холодопроизводительность, кВт	10	12	15	18	20	30	40	50	70	100
Рабочее вещество	R134a	R22	R22	R134a	R134a	R134a	R22	R717	R717	R717
Тип компрессора	В – V БС	В – V БС	В – V БС	В – V С	В – V С	V БС	V С	В – V С	V С	V С
Узлы	КВ, Ш	КЛ, П	КЛ, Ш	П, С	С, КВ	КВ, П	КЛ, Ш	С, П	КЛ, Ш	С, КВ

В первом случае возникают технологические трудности с применением поршневых колец, а во втором случае утяжеляется масса шатунно-поршневой группы и возрастают силы инерции.

Далее определяют значения S по формуле (2) и принимают его кратным двум миллиметрам.

По уравнению (1) проверяют значение V_T и сравнивают его с требуемым. Допускается расхождение указанных значений до 3 %.

1.3. Расчет газового тракта

Газодинамические потери в тракте компрессора в значительной мере влияют на холодопроизводительность и затраты мощности. Наиболее сложная и ответственная часть газового тракта – самодействующие клапаны. Рост сопротивления, создаваемого клапанами при прохождении через них паров хладагента, является основным фактором, ограничивающим дальнейшее увеличение быстроходности современных компрессоров.

Гидравлическое сопротивление пропорционально квадрату средней скорости пара, которая, в свою очередь обратно пропорциональна площади проходного сечения. Проходные сечения рекомендуется определять по предварительно выполненным эскизам клапана с учетом имеющегося значения диаметра цилиндра D . Разработка эскизов проводится на базе учебника [2, рис. 8.31–8.35]. Пример расчета газового тракта приведен в литературе [3, стр. 109–113]. Допустимые скорости в характерных сечениях газового тракта указаны в табл. 4.

Таблица 4

Допустимая скорость пара (м/с)

Проходное сечение	Холодильный агент		
	R717	R22, R13	R134a, R502
Всасывающий патрубок (вентиль)	20–25	15–20	12–17
Каналы в электродвигателе	–	25–30	22–27
Окна в цилиндрах	15–20	10–15	10–15

Проходное сечение	Холодильный агент		
	R717	R22, R13	R134a, R502
Всасывающий клапан:			
– седло и розетка	25–30	20–25	17–22
– щель	40–60	30–40	25–35
Нагнетательный клапан:			
– седло и розетка	30–35	25–30	25–35
– щель	40–60	30–40	25–35
Нагнетательный патрубок (вентиль)	25–30	20–25	17–22

1.4. Динамический расчет

Динамический расчет компрессора заключается в определении сил, действующих на кривошипно-шатунный механизм компрессора в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Силы, действующие на кривошипно-шатунный механизм компрессора, складываются из сил, создаваемых давлением пара на поршень (газовая сила), сил инерции масс механизма движения и сил трения.

Динамический расчет включает в себя:

- а) построение диаграммы суммарной силы, действующей по оси цилиндра;
- б) построение диаграммы тангенциальных сил;
- в) построение диаграммы радиальных сил;
- г) расчет необходимых уравновешивающих масс противовесов – уравновешивание;
- д) расчет необходимого махового момента маховика.

1.4.1. Построение диаграммы суммарной, тангенциальной и радиальной сил

Диаграмма суммарной силы получается в результате графического суммирования газовой силы, и силы трения поступательно

движущихся частей. Характер изменения газовой силы по углу поворота коленчатого вала определяется с помощью индикаторной диаграммы, дающей зависимость давления в цилиндре от хода поршня. При построении индикаторной диаграммы давление всасывания и давление нагнетания принимаются по условиям первого расчетного режима (режим максимальной разности давлений). Значения температуры и давления, характеризующие режим максимальной разности давлений, даны в табл. 5.

Относительное мертвое пространство цилиндра компрессора рекомендуется принять от 3 до 4,5 %.

Таблица 5

Параметры первого расчетного режима

Параметры режима	Единица	Холодильный агент		
		R717	R22	R134a
Температура кипения	°С	-5	-15	-15
Температура конденсации	°С	50	50	70
Давление кипения	МПа	0,35	0,3	0,18
Давление конденсации	МПа	2	1,94	1,88
Разность давлений $p_k - p_0$	МПа	1,68	1,64	1,69

Линии сжатия и обратного расширения строят по нескольким промежуточным точкам, координаты которых (объем и давление) находят соответственно по уравнениям:

$$pV^n = \text{const} \quad \text{и} \quad pV^m = \text{const},$$

где p – давление в промежуточной точке; V – объем в промежуточной точке; n – показатель политропы сжатия; m – показатель политропы расширения.

Значения n и m выбираются в пределах:

– для аммиачных компрессоров: n – от 1,2 до 1,25, m – от 1,10 до 1,15;

– для хладоновых компрессоров: n – от 1,05 до 1,1, m – от 1,0 до 1,065.

Константу для уравнения политропы процесса сжатия находят вычислением произведения $p_0V_{ц}$ для нижней мертвой точки, где $V_{ц}$ – полный объем цилиндра, т. е. сумма теоретического объема цилиндра, и мертвого пространства.

Константа для уравнения политропы процесса обратного расширения определяется произведением p_0V_c для верхней мертвой точки. В этой точке давление соответствует давлению конденсации, а объем – мертвому пространству.

Для вычисления сил инерции от масс, движущихся возвратно-поступательно, необходимо определить значения масс следующих деталей:

- поршня;
- уплотнительных колец;
- маслосъемного кольца;
- поршневого пальца;
- третьей части массы шатуна.

Для прямоточной конструкции компрессора необходимо также учесть массу всасывающего клапана. На этом этапе рекомендуется разработать в тонких линиях чертеж продольного и поперечного разрезов компрессора. По этим чертежам определяются значения объемов указанных деталей и их масс с учетом плотности материала.

Методика определения объемов деталей шатунно-поршневой группы приведена в литературе [11].

Значения масс деталей шатунно-поршневой группы отдельных типов компрессоров указаны в табл. 6.

Таблица 6

Параметры	Тип компрессора			
	П 110	П 40	ФВ6	ФВ20
	П 165	П 60	ФУ12	ФУ40
	П 220	П 80	ФУУ25	ФУУ80
Диаметр цилиндра, мм	115	76	82	101,6
Ход поршня, мм	82	66	70	70
Масса поршня в сборе, кг	2,33	0,70	1,63	0,86
Масса шатуна в сборе, кг	4,18	1,84	0,97	0,93

Сила трения поступательно движущихся частей условно принимается постоянной и определяется с учетом мощности трения и средней скорости поршня [2, 3].

Графическое суммирование указанных сил в координатах угол поворота вала – сила дает кривую суммарной силы или диаграмму свободных усилий для одного цилиндра. Диаграмма суммарной силы дает возможность рассчитать и построить зависимость тангенциальной силы от угла поворота кривошипа, т.е. тангенциальную диаграмму для одного цилиндра. Суммарную тангенциальную силу находят графически с учетом числа рядов компрессора, угла между осями смежных цилиндров и угла разворота шатунных шеек вала. Например, для четырехцилиндрового углового компрессора с двумя коленами вала по углом 180° и углом между рядами 90° порядок суммирования следующий: построенную диаграмму для одного цилиндра в тех же координатах сдвигают вправо (в направлении вращения) на 90° ($\varphi = 0$ для положения поршня в верхней мертвой точке 1-го цилиндра). Повторив этот сдвиг три раза и сложив четыре значения, получают кривую изменения тангенциальной силы для всех цилиндров без учета силы трения. Значение последней вычисляют в зависимости от мощности трения и средней скорости поршня. Учет этой силы, принимая во внимание её постоянное значение за один оборот вала, осуществляют путем переноса начала отсчета суммарной тангенциальной силы вниз на отрезок в соответствующем масштабе.

Диаграмма радиальных сил строится в координатах: угол поворота вала – радиальная сила. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна принимается от 0,156 до 0,22. Кроме переменной составляющей радиальной силы должны быть учтены постоянные силы инерции от вращающихся масс: от $2/3$ массы шатуна и от части массы шатунной шейки, приходящейся на один шатун.

1.4.2. Уравновешивание

Газовые силы замыкаются в пределах компрессора и не передаются на фундамент. Силы инерции не замыкаются в компрессоре и действуют на фундамент и вал двигателя. Кроме того, силы инерции создают моменты сил, которые также необходимо учитывать при расчете. Уравновешивание сил инерции заключается в искусствен-

ном создании в машине других сил инерции, противоположным имеющимся. В поршневых компрессорах с целью уравновешивания применяют противовесы, установленные на щеки коленчатого вала. В компрессорах некоторых компоновок силы инерции движущихся деталей от разных рядов уравновешиваются полностью или частично без помощи противовесов. Силы инерции и моменты сил инерции вращающихся масс могут достигать больших значений, особенно в многоцилиндровых компрессорах. При нескольких шатунах на одной шейке центробежные силы вращающихся масс оказываются основными силами, нагружающими коленчатый вал. В таких машинах велики массы и размеры противовесов. Поэтому расстояние от оси вала до нижней кромки цилиндра часто определяется размерами противовесов.

Силы инерции нагружают коленчатый вал и могут создавать в нем значительные напряжения и деформации. Обратные силы, создаваемые противовесами, приложены к другим точкам коленчатого вала так, что даже при полном уравновешивании сил инерции нагружение коленчатого вала может быть значительным.

При работе над данным разделом студенты должны обратить внимание на динамические характеристики и особенности уравновешивания не только компрессора разрабатываемого варианта, но и других компоновок.

При защите курсового проекта могут быть предложены вопросы, связанные с влиянием на динамику компрессора таких параметров, как угол между рядами, количество и угол разворота шатунных шеек коленчатого вала, число цилиндров и др.

Ниже дается краткая динамическая характеристика компоновок, встречающихся в заданиях.

Общим конструктивным фактором всех компоновок, указанных в заданиях на курсовое проектирование, является коленчатый вал с двумя шатунными шейками, развернутыми под углом 180° .

Компоновка «В» – двухрядный вертикальный компрессор. Силы инерции первого порядка взаимно уравновешены, но создают момент, зависящий от расстояния между рядами, которое должно быть по возможности минимальным. За счет установок противовесов плоскость действия момента может быть повернута на 90° . Силы инерции второго порядка не уравновешиваются. Момент, создаваемый силами инерции неуравновешенных вращающихся масс, полно-

стью уравновешивают установкой двух противовесов – по одному у обеих крайних щек коленчатого вала.

Компоновка «V» – четырехрядный угловой компрессор. Наиболее благоприятные условия для уравновешивания имеют место при угле между рядами 90° . При такой компоновке силы инерции первого порядка взаимно уравновешены, а момент, создаваемый ими, уравновешивается двумя противовесами [3]. Силы инерции второго порядка не уравновешивают. Их равнодействующая направлена по горизонтали.

Необходимо обратить внимание на то, почему в этой схеме можно полностью уравновесить силы и моменты сил инерции первого порядка, силы и моменты сил инерции вращающихся частей.

С учетом компоновки компрессора рассчитывают массу и радиус инерции противовесов и эти параметры обеспечивают при конструировании.

1.4.3. Расчет маховика

Расчет маховика заключается в определении его массы и конфигурации на основании избыточной работы и допускаемой степени неравномерности.

Избыточная работа находится графически с помощью тангенциальной диаграммы и соответствует наибольшей избыточной площади, ограниченной кривой суммарной тангенциальной силы и прямой линией среднего значения этой силы.

Значение степени неравномерности вращения зависит от типа привода. При соединении электродвигателя и компрессора муфтой степень неравномерности принимается не более 0,0125. В этом случае расчет целесообразно вести в обратной последовательности: выбирают тип муфты, определяют её момент инерции и с учетом известного значения избыточной работы и скорости вращения проверяют степень неравномерности.

1.5. Расчет на прочность основных деталей компрессора

Стремление к уменьшению размеров и массы деталей и к увеличению скорости их вращения приводит к повышению всех видов напряжения в деталях. По этой причине возникает необходимость проверочных расчетов деталей, форма и размеры которых предвари-

тельно были приняты конструктивно. В данном разделе рассчитываются следующие узлы и детали:

- коленчатый вал по статистическим нагрузкам и на выносливость;
- интенсивность нагрузки на кривошипные подшипники и выбор места подвода смазки к ним;
- поршневой палец;
- коэффициенты работоспособности коренных подшипников и их выбор;
- шатун;
- поршень;
- гильза цилиндра;
- сальник.

2. Графическая часть

При выполнении графической части курсового проекта следует использовать эскизы и чертежи, разработанные студентом при выполнении теплового и динамического расчетов и расчета на прочность, а также чертежи однотипных компрессоров, имеющих на кафедре холодильных машин, атласы, каталоги и справочники [1].

Все текстовые и графические материалы должны быть оформлены в соответствии с требованиями комплекса стандартов ЕСКД и методических указаний, изложенных в литературе [12, 13].

Формат листов чертежей выбирается в соответствии с размером изображения. Чертежи на листах формата большего А1 выполняются без склейки, чертежи на листах формата меньшего чем А1 – без резки. Наименьший допустимый формат листа А4.

В графической части проекта выполняются чертежи продольного и поперечного разрезов компрессора; разрабатываются узлы, указанные в индивидуальном задании, и производится их детализация.

3. Определение исходных данных и индивидуальных заданий

Значения исходных данных для курсового проекта выбираются из табл. 3 по двум последним цифрам шифра студента. По предпоследней цифре шифра выбирается вариант температурного режима

работы холодильной машины, по последней цифре шифра выбирается вариант, определяющий холодопроизводительность, рабочее тело, тип компрессора (С – сальниковый, БС – бессальниковый), узлы, подлежащие разработке.

Аббревиатура задания на узлы расшифровывается следующим образом: КВ – коленчатый вал, КЛ – клапаны, Ш – шатун, П – поршень, С – сальник.

Задание на детализовку узлов следующее:

КВ – вал, противовес;

КЛ – седло, розетка, пластина, пружины, ограничитель подъёма;

Ш – стержень шатуна, нижняя скоба шатуна, вкладыш верхней головки шатуна;

П – тело поршня, поршневой палец, уплотнительное кольцо, масло-съемное кольцо;

С – неподвижные и подвижные кольца, распорное устройство, пружины, наружная крышка сальника.

Пример. Шифр студента 1219; две последние цифры 1; 9.

Исходные данные:

– температура кипения 0 °С;

– температура конденсации 40 °С;

– холодопроизводительность 100 кВт;

– рабочее тело R717;

– тип компрессора – четырехцилиндровый сальниковый;

– узлы – сальник, коленчатый вал;

– детали – неподвижные и подвижные кольца, распорное устройство, пружины, наружная крышка сальника.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холодильные компрессоры: Справочник / Под ред. А.В. Быкова. – М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1981. – 280 с.
2. Холодильные машины: Учебник / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 942 с.
3. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: Учеб. пособие / Под ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 424 с.
4. http://bitzer.ru/vintovie_kompressori_bitcer_novoi_serii
5. <http://www.compressormash.ru>
6. <http://severniiy-mir.spb.ru/holodilnie-kompressori.html>
7. **Носков А.Н.** Винтовой компрессор паровой холодильной машины: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2013. – 34 с.
8. **Носков А.Н.** Силы и моменты в винтовом компрессоре: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – 37 с.
9. **Носков А.Н.** Тепловой и конструктивный расчет холодильного винтового компрессора: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – 32 с.
10. Manual SCV-Series N200VMD-HE “MAYEKAWA MFG. CO. LTD. (MYSOM)” (2003).
11. **Данилов М.М.** Основы расчета и конструирования холодильных машин: Метод. указания. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2002. – 12 с.
12. **Дзино А.А., Татаренко Ю.В.** Оформление чертежей и расчетно- пояснительных записок к курсовым проектам, выпускным бакалаврским работам и магистерским диссертациям: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – 37 с.
13. **Попова Г.Н., Алексеев С.Ю.** Машиностроительное черчение. Справочник. – СПб.: Политехника, 1999. – 453 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
ТЕМА 1. Компрессоры холодильных машин.....	4
ТЕМА 2. Поршневые компрессоры.....	5
ТЕМА 3. Винтовые компрессоры.....	9
ТЕМА 4. Спиральные компрессоры.....	11
ТЕМА 5. Ротационные компрессоры.....	12
КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА № 1. Построение характеристик поршневого компрессора.....	13
КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА № 2. Тепловой и конструктивный расчет винтового маслозаполненного компрессора.....	17
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ. Холодильный поршневой компрессор.....	19
1. Расчетно-пояснительная записка.....	19
1.1. Тепловой расчет компрессора.....	19
1.2. Конструктивный расчет.....	20
1.3. Расчет газового тракта.....	22
1.4. Динамический расчет.....	23
1.5. Расчет на прочность основных деталей компрессора.....	28
2. Графическая часть.....	29
3. Определение исходных данных и индивидуальных заданий	29
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	31

Носков Анатолий Николаевич

ОБЪЕМНЫЕ КОМПРЕССОРЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Учебно-методическое пособие

Ответственный редактор
Т.Г. Смирнова

Компьютерная верстка
И.В. Гришко

Дизайн обложки
Н.А. Потехина

*Печатается
в авторской редакции*

Подписано в печать 10.11.2016. Формат 60×84 1/16
Усл. печ. л. 2,09. Печ. л. 2,25. Уч.-изд. л. 2,0
Тираж 40 экз. Заказ № С 45

Университет ИТМО. 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

Издательско-информационный комплекс
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9