

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

Ю.В. Татаренко

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ПРОЦЕССОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ
СИСТЕМ**

Учебно-методическое пособие

 **УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

Санкт-Петербург

2015

УДК 661.57

Татаренко Ю.В. Математическое моделирование процессов холодильных систем: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО; ИХиБТ, 2015. – 47 с.

Приведены методики и алгоритмы к выполнению трех заданий по обычному и автоматизированному способу расчета характеристик паровых компрессорных холодильных машин, даны рекомендации по планированию и проведению вычислительного эксперимента на математической модели с целью сравнения энергетической эффективности различных методов регулирования производительности поршневых компрессоров.

Предназначено для магистрантов направления подготовки 16.04.03 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения факультета холодильной техники всех форм обучения.

Рецензент: доктор техн. наук, проф. В.А. Пронин

**Рекомендовано к печати редакционно-издательским советом
Института холода и биотехнологий**



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, 2015

© Татаренко Ю.В., 2015

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
Задание № 1. Расчет режимов совместной работы компрессора, конденсатора и испарителя по упрощенной математической модели.....	6
Задание № 2. Расчет характеристик холодильной машины графоаналитическим методом.....	11
Задание № 3. Исследование характеристик ПКХМ с помощью математической модели ее работы.....	13
Задание № 4. Исследование энергетической эффективности различных способов регулирования производительности холодильных поршневых компрессоров.....	16
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	24
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	25

ВВЕДЕНИЕ

Наиболее надежным способом получения характеристик холодильных машин является их экспериментальное определение. Однако этот метод является весьма дорогостоящим, так как требует хорошей оснащённости экспериментальных стендов, значительных затрат электроэнергии и времени, а также необходимости располагать высококвалифицированными кадрами инженеров-исследователей. Отсюда ясно, что получение опытных характеристик возможно только на заводах-изготовителях или в научно-исследовательских организациях соответствующего профиля. Альтернативным и в ряде случаев единственным способом получения характеристик холодильных машин является метод их математического моделирования. Математическая модель представляет собой систему уравнений, устанавливающую с той или иной степенью приближения связь между параметрами процессов, протекающих в элементах холодильной машины, и параметрами источников теплоты низкого и высокого потенциалов.

Основным содержанием дисциплины «Математическое моделирование процессов холодильных систем» является расчет и анализ статических характеристик паровых компрессорных холодильных машин (ПКХМ). По таким характеристикам определяют многочисленные свойства холодильных машин (в том числе и их потребительские свойства). Применительно к данной дисциплине под статическими характеристиками следует понимать зависимость холодопроизводительности, потребляемой мощности, холодильного коэффициента от температур кипения и конденсации, марки хладагента, а также от теоретической объемной производительности компрессора и от площади поверхности теплопередачи конденсатора и испарителя.

При уменьшении теплопритока к охлаждаемому объекту, например вследствие сезонного понижения температуры наружного воздуха, холодопроизводительность компрессора становится больше холодопроизводительности испарителя. При отсутствии управляющих воздействий холодильная машина перейдет на новый режим работы с более низкой температурой кипения и, как правило, с более низкой температурой в охлаждаемом помещении. В результате этого понижается холодильный коэффициент и возникают потери технологического процесса (например, излишняя усушка продукта).

По этой причине необходимо предусматривать возможность плавного или ступенчатого уменьшения производительности компрессора.

Таким образом, необходимо провести сравнение трёх способов энергетической эффективности плавного изменения производительности поршневого холодильного компрессора:

- изменением частоты вращения коленчатого вала;
- подключением дополнительного мёртвого пространства;
- дросселированием пара на всасывании.

Целью изучения данной дисциплины является получение магистрантами теоретических знаний в выполнении основных этапов разработки математической модели (постановка задачи, математическое описание, составление плана решения уравнений и др.), а также опыта проведения вычислительного эксперимента на математических моделях, входящих в комплект прикладных программ, разработанных на кафедре холодильных машин и низкопотенциальной энергетики Университета ИТМО; ИХиБТ.

ЗАДАНИЕ № 1. РАСЧЕТ РЕЖИМОВ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА, КОНДЕНСАТОРА И ИСПАРИТЕЛЯ ПО УПРОЩЕННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Цель выполнения задания заключается в следующем:

1. Рассчитать обычным способом (т.е. с помощью термодинамических диаграмм, таблиц и калькулятора) режим совместной работы всех трех элементов ХМ, т.е. компрессора, конденсатора и испарителя.

В результате расчета определяются следующие параметры:

- а) температура кипения t_0 и конденсации t_k ;
- б) холодопроизводительность Q_0 ;
- в) эффективная мощность N_e ;
- г) эффективный холодильный коэффициент ε_e и коэффициент обратимости $\eta_{обр}$.

2. Проверить полученные результаты путем сравнения их с результатами автоматизированного расчета на ПК.

В случае расхождения численных значений параметров Q_0 , N_e более чем на 5 % следует найти и исправить ошибку.

3. Произвести автоматизированный расчет характеристик данной холодильной машины для заданной температуры t_w в интервале температур t_s от -30 °С до 10 °С с шагом $\Delta t_s = 5$ °С. Полученные результаты оформить в виде таблиц и графиков зависимости Q_0 , N_e , ε_e и $\eta_{обр}$ от температур t_s при $t_w = \text{const}$.

Для выполнения первой части задания необходимо решить систему, состоящую из базовых уравнений для компрессора, конденсатора и испарителя [1]

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{0км} = \frac{\lambda V_T}{v_1} q_0; \\ Q_{0кд} = \frac{k_k F_k (t_k - t_w)}{q_k} q_0; \\ Q_{0и} = k_{и} F_{и} (t_s - t_0) . \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (1) \\ (2) \\ (3) \end{array}$$

Решение приведенной системы уравнений состоит в определении такой единственно возможной комбинации t_0 и t_k , при которой соблюдалось бы условие $Q_{0\text{км}} = Q_{0\text{кд}} = Q_{0\text{и}} = Q_0$. Формальным признаком разрешимости системы является то, что она имеет три корня, а именно Q_0 , t_0 и t_k , и содержит три информативных уравнения (1), (2) и (3). Что касается переменных λ , v_1 , q_0 и q_k , то для их расчета достаточно знать t_0 и t_k и перегрев на всасывание в компрессор $\Delta t_{\text{вс}}$. Для рабочих веществ R134a и R22 принимают $\Delta t_{\text{вс}} = 10\text{--}15$ °C и регенеративный цикл; для R717 принимают $\Delta t_{\text{вс}} = 10$ °C и нерегенеративный цикл.

Для всех трёх рабочих веществ считают, что из конденсатора выходит насыщенная жидкость, а ее температура перед регулирующим вентилем в регенеративном цикле определяется из уравнения теплового баланса регенеративного теплообменника.

Коэффициент подачи компрессора λ определяется расчетным путем по уравнению [2]:

$$\lambda = \left[\left(\frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_c}} - c \left[\left(\frac{p_k + \Delta p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_p}} - \left(\frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_c}} \right] \right] \frac{T_0}{T_k}.$$

Абсолютные потери давления определяются через относительные значения, т.е.

$$\Delta p_0 = \delta p_0 \cdot p_0 \quad \text{и} \quad \Delta p_k = \delta p_k \cdot p_k.$$

В табл. 1 даны численные значения констант, используемых для расчетов коэффициента подачи и энергетических коэффициентов компрессора.

Таблица 1

Значения констант

Рабочее вещество	δp_0	δp_k	n_c	n_p	c
R134a, R22	0,06	0,09	1,13	1,1	0,045
R717	0,03	0,06	1,25	1,1	0,045

Удельный тепловой поток в конденсаторе определяется разностью энтальпий:

$$q_k = i_2 - i_3.$$

Энтальпия перегретого пара на входе в конденсатор определяется уравнением

$$i_2 = i_1 + \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_i},$$

где i_1, i_{2s} – энтальпии пара в начале и в конце изоэнтропного процесса сжатия в компрессоре.

Индикаторный КПД компрессора

$$\eta_i = \lambda \frac{p_{i\Gamma}}{p_i}.$$

Среднее теоретическое индикаторное давление

$$p_{i\Gamma} = \frac{i_{2s} - i_1}{v_1}.$$

Среднее индикаторное давление определяется по уравнению (8.29) [2].

Методы решения системы уравнений (1), (2) и (3) даны в учебном пособии [1]. В данном случае применяем метод последовательного приближения [3,4], так как он, во-первых, является достаточно эффективным для обычного расчета, а во-вторых, использован в программе автоматизированного расчета, т.е. для математической модели. Порядок решения следующий:

1. Принимаем в первом приближении температуру кипения t_{01} с учетом условия $t_0 < t_s$, например $t_{01} = t_s - 2$.

2. Проведением однотипных (инвариантных) расчетов определяем такое значение t_k , которое удовлетворяло бы (1) и (2). Очевидно, что для всех значений t_k должно выполняться условие $t_k > t_w$.

После этого для найденной комбинации t_0 и t_k определяем холодопроизводительность $Q_{0км}$ и $Q_{0кд}$, не забывая, что $Q_{0км} = Q_{0кд}$.

3. Для принятого значения t_{01} определим $Q_{0и}$ по (3)

$$Q_{0и} = k_{и} F_{и} (t_s - t_{01}) .$$

4. Вычисляем относительную погрешность δQ_0 :

$$\delta Q_0 = \left| \frac{Q_{0км} - Q_{0и}}{Q_{0км}} \right| .$$

В том случае, если δQ_0 не превышает 5 %, расчет дополняют определением N_e , ε_e и $\eta_{обр}$. При погрешности, превышающей 5 %, корректируют значение t_{01} , т.е. принимают значение t_{02} и повторяют расчет с п.1. Корректировку значения t_0 в сторону повышения или понижения делают исходя из смысла (1), (2) и (3).

Во второй части задания сравнивают полученные результаты с результатами автоматизированного счета на ПК. Для этого используют программы «D:\ТЕМА1» для хладонов R134a и R22 и «D:\ТЕМА1а» для R717. Перед работой на компьютере необходимо изучить схему алгоритма реализации упрощенной математической модели холодильной машины, показанной на рис. 2.8. [1], и подготовить блок исходных данных для ввода их в файл «am&km.mid» для аммиака или в файл «fr&km.mid» для хладонов R134a и R22. В блок исходных данных указанных программ входят индивидуальные данные из табл.1; относительные потери давления на всасывании и нагнетании, а также относительная величина мертвого пространства. Результаты сравнения оформляют в табличной форме – табл. 2.

В этой таблице индекс «1» относится к обычному, а индекс «2» – к автоматизированным расчетам (на ЭВМ).

Для выполнения третьей части задания используются указанные выше программы «D:\ТЕМА1» и «D:\ТЕМА1а».

Более подробный пошаговый алгоритм решения поставленной задачи приводится в прил. 1.

Сравнение результатов обычного и автоматизированного расчетов

$t_0, ^\circ\text{C}$		$t_k, ^\circ\text{C}$		$Q_0, \text{кВт}$		$N_e, \text{кВт}$		$\delta Q_0 = \left \frac{Q_{01} - Q_{02}}{Q_{01}} \right \cdot 100$
t_{01}	t_{02}	t_{k1}	t_{k2}	Q_{01}	Q_{02}	N_{e1}	N_{e2}	

Контрольные вопросы к заданию № 1

1. При расчете режима совместной работы компрессора и конденсатора получено $Q_{0\text{км}} > Q_{0\text{кд}}$. В сторону повышения или в сторону понижения следует изменить температуру t_k для следующего шага приближения?

2. Какими исходными данными могут быть учтены скорости движения тепло- и хладоносителей?

3. При расчете режима совместной работы компрессорно-конденсаторного агрегата и испарителя получено $Q_{0\text{км}} > Q_{0\text{и}}$. В сторону повышения или в сторону понижения следует изменить температуру t_0 для следующего шага приближения?

4. Достаточно ли располагать значениями t_w и t_s для расчета коэффициента обратимости цикла работы данной ХМ?

5. Зависит ли $Q_{0\text{и}}$ по уравнению (3) от давления конденсации, от давления кипения?

6. Каковы признаки установившегося режима работы ХМ применительно к уравнениям (1), (2) и (3)?

7. Необходимо ли располагать значением t_0 для того, чтобы определить q_k ?

8. Необходимо ли располагать значением t_0 для расчета q_k ?

9. Необходимо ли знать давление конденсации, чтобы определить удельный объем пара на входе в компрессор?

10. Какой смысл имеют холодопроизводительности $Q_{0\text{км}}$, $Q_{0\text{кд}}$ и $Q_{0\text{и}}$?

ЗАДАНИЕ № 2. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Целью задания является определение характеристик ХМ по холодопроизводительности, эффективной мощности и холодильному коэффициенту с использованием как программ автоматизированного счета, так и графоаналитического метода. Расчет проводится в следующем порядке:

1. Основываясь на данных справочной литературы, принимают или рассчитывают значения температур кипения и конденсации:

- температура воды на входе в конденсатор $t_{w1} = t_w - 2^\circ\text{C}$;
- то же на выходе из конденсатора $t_{w2} = t_w + 2^\circ\text{C}$;
- температура конденсации для R134 и R22 $t_k = t_{w2} + 5^\circ\text{C}$;
- то же для R717 $t_k = t_{w2} + 3^\circ\text{C}$;
- скорость рассола в испарителе и скорость воды в конденсаторе $w_s = w_w = 1 \text{ м/с}$;
- температура рассола на входе в испаритель $t_{s1} = t_s + 2^\circ\text{C}$;
- то же на выходе из испарителя $t_{s2} = t_s - 2^\circ\text{C}$;
- температура кипения t_0 для R134a и R22 $t_0 = t_{s2} - 5^\circ\text{C}$;
- то же для R717 $t_0 = t_{s2} - 3^\circ\text{C}$.

Далее самостоятельно выбирают параметры медных оребренных труб для конденсатора и испарителя, работающих на R134a и R22, и параметры гладких стальных труб для R717.

С учетом всех необходимых условий рассчитывают конструктивные параметры конденсатора и испарителя [3, 5], результаты расчета оформляют в виде таблицы для удобства ввода их в файлы исходных данных компьютерных программ.

2. Рассчитывают характеристики компрессора, конденсатора и испарителя. Для расчета характеристик компрессора и конденсатора принимают:

- изменение температуры кипения t_0 от -30°C до 10°C с шагом $\Delta t_0 = 5^\circ\text{C}$;

- три значения температур конденсации, а именно:
 $t_{к1} = t_k - 3^\circ\text{C}$; $t_{к2} = t_k$ и $t_{к3} = t_k + 3^\circ\text{C}$;

- изменение температуры рассола на выходе t_{s2} от -20°C до 0°C с шагом $\Delta t_{s2} = 5^\circ\text{C}$;

- в качестве хладоносителя принимают водный раствор дихлорида кальция.

Ввод исходных данных осуществляется путем редактирования файла с расширением «mid», например, «am&xkd.mid».

Запуск программы на счет производится файлом с расширением «bat», например, «fr&km.bat».

Результаты расчета считываются из файла с расширением «rez».

Имена основных каталогов (папок) и файлов даны в табл. 3.

Таблица 3

Список каталогов и файлов для расчета характеристик элементов ХМ

Элемент холодильной машины	Каталог	Файл исходных данных	Файл результатов расчета
Компрессор R134a, R22, R717	PK&FR PK&AM	fr&km.mid am&km.mid	fr&km.rez am&km.rez
Кондесатор R134a, R22, R717	MM&FR MM&NH3	fr&xkd.mid am&xkd.mid	fr&xkd.rez am&xkd.rez
Испаритель R134a, R22, R717	MM&FR MM&NH3	xisr22.mid xisNH3.mid	xisr22.rez xisNH3.rez

Данные автоматизированного расчета, необходимые для построения графических характеристик компрессора, конденсатора и испарителя, оформляются в виде таблиц, структуру которых студент выбирает самостоятельно или по прил. 2.

Задание заканчивается графоаналитическим расчетом характеристик исследуемой холодильной машины. В результате этого расчета получают графические зависимости Q_0 , N_e и ε_e от температуры

рассола t_{s_2} и от температуры воды t_{w_1} . Последовательность выполнения этой части задания изложена в работе [1] и прил. 2.

Контрольные вопросы к заданию № 2

1. Какие данные должны быть занесены в таблицу для построения характеристик компрессора?
2. Какие переменные являются независимым аргументом, функцией и параметром при расчете характеристик компрессора по холодопроизводительности?
3. Какие данные должна содержать характеристика конденсатора в табличной форме?
4. Назовите переменные, которые являются функцией, аргументом и параметром при расчете характеристик конденсатора.
5. Какие данные должна содержать итоговая таблица результатов расчета характеристик испарителя?
6. Назовите функцию, аргумент и параметр характеристики компрессорно-конденсаторного агрегата по холодопроизводительности.
7. Назовите функцию, аргумент и параметр характеристики компрессорно-конденсаторного агрегата по мощности.

ЗАДАНИЕ № 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПКХМ С ПОМОЩЬЮ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЕЁ РАБОТЫ

Цель задания: определить зависимость энергетической эффективности ПКХМ от следующих параметров:

- площади поверхности теплопередачи конденсатора;
- площади поверхности теплопередачи испарителя;
- теоретического объема, описанного поршнями компрессора.

Для выполнения задания используется математическая модель работы паровой компрессорной холодильной машины с открытым поршневым компрессором и с горизонтальными кожухотрубными конденсатором и испарителем. В зависимости от марки рабочего вещества применяются две программы: “D:\XMTS2” – для R22 и R134a и “D:\AMTS2” – для R717.

В состав программ входят файлы, перечень и назначение которых даны в табл. 4.

Таблица 4

Список файлов программы XMTS2

Имя и расширение файла	Назначение файла
xm.bat	Файл пуска программы на счет
xm.for	Программа на алгоритмическом языке «Фортран»
xm1.mid	Файл исходных данных
xm2.mid	Файл исходных данных
xm.rez	Файл результатов работы программы

В файлы с расширением «mid» заносятся следующие параметры:

- температура воды на входе в конденсатор t_{w1} ;
- температура рассола на выходе из испарителя t_{s2} ;
- теоретическая производительность компрессора V_T ;
- относительная величина мертвого пространства компрессора c ;
- относительные потери давления на всасывании δp_0 и нагнетании δp_k ;
- конструктивные параметры конденсатора и испарителя – см. задание № 2;
- перегрев на всасывании $\Delta t_{вс}$;
- охлаждение жидкого рабочего вещества ниже температуры конденсации – только для R717.

Кроме этих данных указывается марка рабочего вещества при присвоении переменной «AGENT» значения «2» для R22 и значения «3» для R134a [6].

В результате работы программы определяются как общие теплотехнические данные холодильной машины, так и рабочие коэффициенты компрессора, конденсатора и испарителя.

После ввода исходных данных проводят три серии вычислительных экспериментов, соответствующих трем частям цели задания (см. цель задания).

В первой серии расчетов принимают последовательно три следующих значения t_{s_2} : ($-20\text{ }^\circ\text{C}$, $-10\text{ }^\circ\text{C}$ и $0\text{ }^\circ\text{C}$) и три значения параметров $F_{\text{кд}}$ ($F_{\text{кд}}$, $0,8 F_{\text{кд}}$ и $0,7 F_{\text{кд}}$).

Для каждого из девяти наборов данных определяются параметры Q_0 , N_e и ε_e .

Во второй и третьей сериях расчетов для тех же температур t_{s_2} определяют значения Q_0 , N_e и ε_e при изменениях параметров $F_{\text{и}}$ и $V_{\text{т}}$ соответственно.

Планы экспериментов даны в табл. 5–7.

Таблица 5

План первой серии расчетов

t_{s_2} , °C	$F_{\text{кд}}$			$0,8F_{\text{кд}}$			$0,7F_{\text{кд}}$		
	Q_0 , кВт	N_e , кВт	ε_e	Q_0 , кВт	N_e , кВт	ε_e	Q_0 , кВт	N_e , кВт	ε_e
-20									
-10									
0									

Таблица 6

План второй серии расчетов

t_{s_2} , °C	$F_{\text{и}}$			$0,8 F_{\text{и}}$			$0,7 F_{\text{и}}$		
	Q_0 , кВт	N_e , кВт	ε_e	Q_0 , кВт	N_e , кВт	ε_e	Q_0 , кВт	N_e , кВт	ε_e
-20									
-10									
0									

Таблица 7

План третьей серии расчетов

t_{s_2} , °C	$V_{\text{т}}$			$0,8 V_{\text{т}}$			$0,7 V_{\text{т}}$		
	Q_0 , кВт	N_e , кВт	ε_e	Q_0 , кВт	N_e , кВт	ε_e	Q_0 , кВт	N_e , кВт	ε_e
-20									
-10									
0									

По данным табл. 5–7 строятся графики следующих зависимостей:

$$Q_0, N_e, \varepsilon_e = f_1(t_{s_2}, F_{\text{кд}});$$

$$Q_0, N_e, \varepsilon_e = f_2(t_{s_2}, F_{\text{и}});$$

$$Q_0, N_e, \varepsilon_e = f_3(t_{s_2}, V_{\text{т}}).$$

Все рисунки в отчете должны быть пронумерованы, снабжены подрисуночными подписями. В тексте отчета должны быть пояснения к рисункам, в конце его даются выводы и рекомендации.

Контрольные вопросы к заданию № 3

1. Какой параметр внешней среды сохраняет свое значение во всех трех сериях расчетов?
2. Какие переменные принимаются за функцию, аргумент и параметры при построении графика характеристики машины по холодопроизводительности?
3. Какие данные необходимы для построения характеристики исследуемой холодильной машины по эффективной мощности?
4. Влияет ли на коэффициент обратимости цикла работы данной холодильной машины скорость движения рассола в испарителе?
5. Какой параметр потока воды, подаваемой на конденсатор, влияет на численное значение удельной работы цикла-образца?
6. Приведите примеры тех производственных ситуаций, в которых могла бы быть эффективно использована рассмотренная математическая модель работы ПКХМ.

ЗАДАНИЕ № 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Плавное изменение частоты вращения вала

В настоящее время этот способ находит всё более широкое применение в холодильной технике. Плавное изменение частоты вращения ротора приводного электродвигателя осуществляется по-

средством изменения частоты питающего напряжения. Теоретические расчёты и эксперименты показали, что этот способ характеризуется наибольшей энергетической эффективностью по сравнению со всеми остальными известными способами. К недостаткам рассматриваемого пути регулирования производительности относят сравнительно высокую стоимость электронных частотных преобразователей напряжения.

Подключение дополнительного мёртвого пространства

Этот способ позволяет уменьшить производительность компрессора за счёт снижения коэффициента подачи. Метод характеризуется достаточно высокой энергетической эффективностью, однако область его применения ограничивается крупными малооборотными компрессорами с малым числом цилиндров из-за конструктивных трудностей при размещении дополнительного объёма.

Дросселирование пара на всасывании

Способ позволяет осуществить плавное регулирование производительности с помощью дроссельного устройства – вентиля или задвижки, устанавливаемых перед всасывающим патрубком компрессора. В варианте автоматического регулирования на всасывающей линии компрессора устанавливают регулятор давления “после себя”. Суть способа заключается в том, что компрессор переводится на работу с более низким давлением всасывания, в результате чего холодопроизводительность его уменьшается. Система имеет ограниченное применение, так как при дросселировании увеличивается отражение давлений нагнетания и всасывания, общая температурная напряжённость компрессора и, соответственно, удельный расход энергии. Эту систему можно использовать при необходимости регулирования холодопроизводительности на компрессорах, не оборудованных специальным устройством.

Кроме изучения способов регулирования производительности данная работа ставит своей целью приобретение опыта планирования, проведения и обработки вычислительного эксперимента на математической модели характеристик поршневого холодильного компрессора.

Методика проведения работы

Работа проводится на математической модели для расчёта характеристик поршневого холодильного компрессора открытого типа. Модель размещена в каталоге “LAB1” по адресу D:/ LAB1. Этот каталог содержит файлы, назначение которых указано в табл. 8.

Таблица 8

Файлы математической модели

Обозначение файла	Назначение файла
frskm. bat	Командный файл для запуска программы на счёт
frskm. mid	Файл исходных данных
frskm. for	Программа на алгоритмическом языке «Фортран»
frskm1. rez frskm2. rez frskm3. rez	Результаты вычисления

В командном файле frskm. bat содержатся служебные сообщения, а также путь доступа к вычислительному комплексу «THERMODYN», предназначенному для расчёта термодинамических свойств рабочих веществ.

Форма и содержание файла исходных данных frskm. mid показаны в табл. 9.

Число исходных данных, их взаимное расположение, позиции знаков и цифр должны быть именно такими, какие указаны в табл. 9. Любая неточность в выполнении этих требований приводит к остановке счёта и сообщению об ошибке. Численные значения исходных параметров не являются постоянными и выбираются отдельно для каждой работы.

Ниже даются краткие пояснения к выбору численных значений параметров в табл. 9.

Файл исходных данных

№ п/п	Параметр	Обозначение
1	Минимальная температура кипения, °С	$t_{0\min}$
2	Максимальная температура кипения, °С	$t_{0\max}$
3	Шаг изменения температуры кипения, °С	DELTO
4	Температура конденсации, °С	$t_{\text{к}}$
5	Перегрев пара на всасывании, °С	$\Delta t_{\text{вс}}$
6	Относительная величина мёртвого пространства	c
7	Относительная потеря давления во всасывающем клапане	$KCP1$
8	Относительная потеря давления в нагнетательном клапане	$KCP2$
9	Коэффициент для расчета показателя политропы процесса сжатия	$KCP3$
10	Диаметр цилиндра, м	D
11	Номинальный ход поршня	$S_{\text{ном}}$
12	Эффективный ход поршня, м	$S_{\text{эф}}$
13	Номинальное число цилиндров	$Z_{\text{ном}}$
14	Эффективное число цилиндров	$Z_{\text{эф}}$
15	Частота вращения вала, с ⁻¹	n
16	Рабочее вещество	$AGENT$
17	Коэффициент дросселирования	$KDROS$
(1 – R12; 2 – R22; 3 – R134a; 4 – R142; 5 – R13)		

В справочной литературе [1] характеристики поршневого компрессора даются в интервале температур кипения t_0 от -40 °С до 10 °С, т. е. $t_{0\min} = -40$ °С и $t_{0\max} = 10$ °С.

Шаг изменения температуры кипения выбирается произвольно; для данной работы целесообразно принять его равным 15 °С. Температура конденсации может быть выбрана в интервале температур от 20 до 60 °С.

Перегрев пара на всасывании выбирается в пределах от 10 до 15 °С; охлаждение жидкости после конденсатора рассчитывается автоматически по условиям регенеративного цикла.

Относительная величина мёртвого пространства для поршневых компрессоров средней и крупной производительности находится в пределах 0,04 – 0,05.

Параметры пунктов 7–9 выбираются по данным табл. 10.

Таблица 10

Относительные потери давления в клапанах

Рабочее вещество	$KCP1 = \frac{\Delta p_{вс}}{p_{вс}}$	$KCP2 = \frac{\Delta p_{н}}{p_{н}}$	$KCP3$
R12, R22, R134a	0,03 – 0,08	0,04 – 0,1	0,92 – 0,99
R717	0,02 – 0,04	0,03 – 0,06	0,92 – 0,99

Конструктивные параметры компрессора – диаметр цилиндров, их число, ход поршня и частота вращения вала – выбираются из справочника [1] для конкретного типа серийно выпускаемого компрессора.

Коэффициент дросселирования $KDROS$ позволяет рассчитать давление всасывания по уравнению:

$$p_{вс} = p_0 - KDROS \cdot p_0.$$

Одновременно с формированием блока исходных данных составляется план эксперимента.

Ниже приводится для примера один из возможных планов проведения работы:

1. Принимают марку рабочего вещества R12.
2. Принимают температуру конденсации $t_k = 30$ °С.
3. Принимают три значения температур кипения, а именно:
 $t_0 = -30$ °С; -15 °С и ± 0 °С (шаг $\Delta T_0 = 15$ °С).
4. Степень (глубина) регулирования $1 - 0,25$.

Каждому из трёх исследуемых способов регулирования соответствует переменный регулирующий параметр (регулятор), приведенный в табл. 11.

При исследовании каждого способа регулирования в блок исходных данных вводят последовательно различные численные значения соответствующего регулятора, при этом два остальных имеют постоянное номинальное значение.

Таблица 11

Регулирующие параметры

Способ регулирования производительности	Регулирующий параметр	Интервал изменения регулирующего параметра
Изменение частоты вращения вала	$n, \text{с}^{-1}$	от $n_{\text{ном}}$ до n_{min}
Подключение дополнительного мёртвого пространства	c	от $c_{\text{ном}}$ до c_{max}
Дросселирование пара на всасывании	$KDROS$	от $KDROS_{\text{ном}} = 0$ до $KDROS_{\text{max}}$

Для определения общего числа исследуемых режимов рассмотрим план эксперимента для регулирования производительности изменением частоты вращения вала для одного значения температуры кипения, а именно: $t_0 = -30 \text{ }^\circ\text{C}$ (табл. 12).

Таблица 12

Регулирование производительности изменением частоты вращения

Температура кипения, $^\circ\text{C}$	$t_0 = -30 \text{ }^\circ\text{C}$			
	$Q_{\text{ном}}$	$0,75 Q_{\text{ном}}$	$0,5 Q_{\text{ном}}$	$0,25 Q_{\text{ном}}$
Холодопроизводительность	$Q_{\text{ном}}$	$0,75 Q_{\text{ном}}$	$0,5 Q_{\text{ном}}$	$0,25 Q_{\text{ном}}$
Частота вращения вала	$n_{\text{ном}}$	n_1	n_2	n_3
N_e	$N_{e\text{ном}}$	N_{e1}	N_{e2}	N_{e3}
ε_e	$\varepsilon_{e\text{ном}}$	ε_{e1}	ε_{e2}	ε_{e3}
c	$c_{\text{ном}} = \text{const}$			
$KDROS$	$KDROS_{\text{ном}} = 0$			

Из табл. 12 видно, что для каждого значения температуры кипения t_0 необходимо рассчитать четыре режима работы компрессора. Так как значений температуры кипения три, то число режимов для всех изотерм t_0 будет равно $4 \cdot 3 = 12$.

С учётом трёх способов регулирования общее число рассчитываемых режимов составит $12 \cdot 3 = 36$.

Результаты расчёта параметров каждого режима заносят в общую таблицу, являющуюся аналогом протокола испытаний.

Форма заполненной таблицы дана в прил. 3.

По данным этой таблицы строятся графики, пример которых дан в прил. 4.

Расчет основных параметров

Теоретический объём, описанный поршнями компрессора,

$$V_T = \frac{\pi D^2 S z n}{4}.$$

Холодопроизводительность компрессора

$$Q_0 = \frac{\lambda V_T q_0}{v_{BC}}.$$

Индикаторный коэффициент всасывания

$$\lambda_i = \left(\frac{p_{BC} - \Delta p_1}{p_{BC}} \right)^{\frac{1}{n_c}} - c \left[\left(\frac{p_H + \Delta p_3}{p_{BC}} \right)^{\frac{1}{n_p}} - \left(\frac{p_{BC} - \Delta p_1}{p_{BC}} \right)^{\frac{1}{n_c}} \right].$$

Коэффициент подогрева и неплотностей

$$\lambda'_w = \frac{T_0}{T_K},$$

где T_0, T_K подставляются в Кельвинах.

Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_i \lambda'_w.$$

Индикаторная мощность:

$$N_i = p_{BC} - \Delta p_{BC} V_T \left[\sigma_c 1 + c \left(\frac{1}{\pi_{КВН}^{\sigma_c} - 1} \right) - \sigma_p c \left(\pi_{КВН} - \pi_{КВН}^{\frac{\sigma_p - 1}{\sigma_p}} \right) \right].$$

Изоэнтروпная мощность

$$N_s = G_a i_{2s} - i_1.$$

Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{N_s}{N_i}.$$

Мощность трения

$$N_{\text{тр}} = p_{i \text{ тр}} \cdot V_{\text{T}}.$$

Эффективная мощность

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}}.$$

Эффективный холодильный коэффициент

$$\varepsilon_e = \frac{Q_0}{N_e}.$$

В результате проведенного исследования оформляется отчет, в первой части которого приводятся основные теоретические положения по вопросам характеристик поршневых компрессоров и способам регулирования их производительности.

Далее приводится план эксперимента, исходные данные и результаты расчёта в табличной и графической формах (см. прил. 3, 4).

В заключительной части отчёта даются выводы и рекомендации по применению исследуемых способов регулирования поршневых компрессоров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Основной

1. **Герасимов Е.Д.** Введение в математическое моделирование характеристик паровых компрессорных холодильных машин. – СПб.: СПбГАХИТ, 1995. – 148 с.
2. Холодильные машины / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 941 с.
3. **Борзенко Е.А., Зайцев А.В.** Установка и системы низкотемпературной техники. Автоматизированный расчет и моделирование процессов криогенных установок и систем. – СПб.: СПбГУНИИТ, 2006. – 232 с.
4. Математическое моделирование химико-технологических процессов / А.В. Кравцов, Н.В. Ушева, Е.А. Кузьменко, А.Ф. Федоров. – Томск, 2009. – 135 с.
5. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Под. ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.
6. **Очков В.Ф.** Теплотехнические этюды с Excel, Mathcad и Интернет. – СПб.: БХВ-Петербург, 2014. – 336 с.

Дополнительный

7. **Risto Ciconkov** Refrigeration solved examples – Faculty of mechanical engineering University «SV. Kiril and Metodij» Skopje. – Macedonia, 2004.
8. **Vujic Setal** Refrigerating system – Faculty of Mechanical engineering. – Belgrade, Yugoslavia, 1990 (in Serbian).
9. Compression Cycles for Environmentally acceptable refrigeration, airconditioning, and heat pump, International Institute of Refrigeration. – Paris, France, 1992.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ЗАДАНИЯ № 1

Расчет режимов совместной работы компрессора, конденсатора и испарителя по упрощенной математической модели

Исходные данные:

V_T – теоретический объем, описанный поршнями компрессора, м³/с,
 F_k, F_i – площади поверхностей теплопередачи конденсатора и испарителя, м²,

k_k, k_i – коэффициенты теплопередачи в конденсаторе и испарителе,
 $\frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$,

t_w – средняя температура воды в конденсаторе, °С,

t_s – средняя температура хладоносителя (рассола) в испарителе, °С.

Рабочее вещество.

1. Задаемся температурами кипения и конденсации:

$$t_{0, \text{нач}} = t_s - 2 \quad \text{и} \quad t_{k, \text{нач}} = t_w + 2.$$

2. Строим цикл в диаграмме с осями $lgr - i$.

Для NH₃ – нерегенеративный цикл, задаемся перегревом 10 °С.
Для всех дальнейших расчетов принятое значение перегрева неизменно.

Для фреонов – регенеративный цикл с перегревом на всасывании 10 ÷ 15 °С.

Для всех дальнейших расчетов принятое значение перегрева неизменно.

Энтальпию рабочего вещества на входе в регенеративный теплообменник i_4 определяют из теплового баланса регенеративного теплообменника, считая, что из конденсатора выходит насыщенная жидкость:

$$i_1 - i_6 = i_3 - i_4.$$

3. Заполняем таблицу с параметрами узловых точек цикла. Пример ее представлен в табл. 13.

Таблица 13

Параметры узловых точек

Параметр	1	2	2 _s	3	4	5	6
p , бар							
t , °C							
i , кДж/кг							
v , м ³ /кг		–	–	–	–	–	–

4. Рассчитываем коэффициент подачи компрессора:

$$\lambda = \left[\left(\frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_c}} - c \left[\left(\frac{p_k + \Delta p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_p}} - \left(\frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_c}} \right] \right] \frac{T_0}{T_k},$$

где абсолютные потери давления определяются через относительные значения (см. табл. 1), т. е. $\Delta p_0 = \delta p_0 \cdot p_0$ и $\Delta p_k = \delta p_k \cdot p_k$.

5. Удельный тепловой поток в конденсаторе определяется разностью энтальпий

$$q_k = i_2 - i_3.$$

Энтальпия перегретого пара на входе в конденсатор определяется уравнением

$$i_2 = i_1 + \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_i},$$

где i_1, i_{2s} – энтальпии пара в начале и в конце изоэнтропного процесса сжатия в компрессоре.

Индикаторный КПД компрессора

$$\eta_i = \lambda \frac{P_{iТ}}{P_i}$$

Среднее теоретическое индикаторное давление

$$P_{iТ} = \frac{i_{2s} - i_1}{v_1}$$

Среднее индикаторное давление

$$P_i = P_0 - \Delta P_0 \left[\sigma_c \left(1 + c \pi_k^{1/\sigma_c} - 1 \right) - \sigma_p c \left(\pi_k - \pi_k^{\frac{\sigma_p - 1}{\sigma_p}} \right) \right],$$

где степень сжатия в компрессоре:

$$\pi_k = \frac{P_k + \Delta P_k}{P_0 - \Delta P_0};$$

число политропы сжатия и обратного расширения:

$$\sigma_c = \frac{n_c}{n_c - 1} \quad \text{и} \quad \sigma_p = \frac{n_p}{n_p - 1}.$$

6. Уточняем значение температуры конденсации:

$$t_{к1} = t_w + \frac{\lambda V_T q_k}{k_{кд} F_{кд} v_1}.$$

7. Строим опять цикл с новым значением $t_{к1}$ и не изменяя значение t_0 .

8. Рассчитываем значение «холодопроизводительности» компрессора:

$$Q_{0\text{ км}} = \frac{\lambda V_T}{v_1} q_0,$$

где удельная холодопроизводительность

$$q_0 = i_6 - i_5 \text{ — для фреонов;}$$

$$q_0 = i_1 - i_4 \text{ — для аммиака.}$$

Холодопроизводительность испарителя

$$Q_{0и} = k_{и} F_{и} t_s - t_0 .$$

9. Вычисляем относительную погрешность

$$\delta Q_0 = \left| \frac{Q_{0км} - Q_{0и}}{Q_{0км}} \right| ,$$

если погрешность превышает 5 %, корректируем значение t_0 как

$$t_{01} = t_s - \frac{\lambda' V_T q'_0}{v_1 k_{и} F_{и}}$$

и повторяем расчет с п.2 (построения нового цикла и определения его параметров).

10. Если δQ_0 не превышает 5 %, рассчитываем:

эффективную мощность

$$N_e = N_i + N_{тр},$$

где индикаторная мощность определяется как

$$N_i = p_i V_T ,$$

мощность трения определяется как

$$N_{тр} = p_{тр} V_T ,$$

где $p_{тр}$ — давление трения: для R12, R134a, R22 — 40 кПа; для R717 — 60 кПа;

«холодопроизводительность» конденсатора:

$$Q_{0 \text{ кл}} = \frac{k_{\text{к}} F_{\text{к}} t_{\text{к}} - t_{\text{w}}}{q_{\text{к}}} q_0,$$

коэффициент обратимости

$$\eta_{\text{обр}} = \frac{\varepsilon_e T_w - T_s}{T_s}.$$

11. Вносим в табл. 14 полученные данные по «ручному» расчету, а также результаты расчета по программе «ТЕМА1» для хладонов R12, R134a и R22 и «ТЕМА1а» для R717.

Таблица 14

Данные результатов «ручного» расчета и на ЭВМ

	1-й расчет	2-й расчет	n-й расчет	ЭВМ
$t_0, \text{ }^\circ\text{C}$				
$t_{\text{к}}, \text{ }^\circ\text{C}$				
$q_0, \text{ кДж/кг}$				
$q_{\text{к}}, \text{ кДж/кг}$				
$v_1, \text{ м/с}$				
$i_2, \text{ кДж/кг}$				
λ				
η_i				
$p_i, \text{ кПа}$				
$Q_{0 \text{ км}}, \text{ кВт}$				
$Q_{0 \text{ кл}}, \text{ кВт}$				
$Q_{0 \text{ и}}, \text{ кВт}$				
$N_e, \text{ кВт}$				
$N_i, \text{ кВт}$				
$\eta_{\text{обр}}$				
ε_e				
$k_{\text{к}} F_{\text{к}}, \text{ кВт/К}$				
$k_{\text{и}} F_{\text{и}}, \text{ кВт/К}$				

12. Сравнение результатов обычного и автоматизированного расчетов (см. табл.2).

13. Рассчитаем значения характеристик холодильной машины при изменении значения температуры рассола (объекта) и неизменной температуре воды (окружающей среды). Пример дан в табл. 15.

Таблица 15

Результаты автоматизированного расчета для хладагента ____

$t_s, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_0, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_k, \text{ }^\circ\text{C}$	$N_e, \text{ кВт}$	$Q_0, \text{ кВт}$	ε_e
-30					
-25					
-20					
-15					
-10					
-5					
0					
5					
$t_w = \text{const} = \text{ }^\circ\text{C}$					

14. Строим следующие графики:

$$Q_0 = f(t_s, t_w), N_e = f(t_s, t_w), \varepsilon_e = f(t_s, t_w).$$

15. Делаем вывод по работе.

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ЗАДАНИЯ № 2

Расчет характеристик холодильной машины графоаналитическим методом

Исходные данные:

V_T, t_{s2}, t_{w1} , холодоносительный агент.

Задаемся температурами кипения и конденсации:

для аммиака $t_0 = t_{s2} - 3$ и $t_k = t_{w2} + 3$;

для фреонов $t_0 = t_{s2} - 5$ и $t_k = t_{w2} + 5$;

$\Delta t_s = t_{s1} - t_{s2} = 5$ °С, $\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1} = 4 \div 6$ °С.

Если даны средние температуры воды и рассола, тогда:

$t_{w1} = t_w - 2$ °С и $t_{w2} = t_w + 2$ °С;

$t_{s1} = t_s + 2$ °С и $t_{s2} = t_s - 2$ °С.

Принимаем параметры, характеризующие теплопередающую поверхность:

для аммиака – трубы стальные цельнотянутые гладкие (табл.16, строки – 1, 2);

для фреонов – трубы медные оребренные (табл. 16, строки с 3 по 5).

Таблица 16

Варианты геометрии труб

Параметр	$d_{вн}, м$	$d_{нар}, м$	ψ	β	$S_{гор}, м$
1	0,02	0,025	1	1,25	0,032
2	0,032	0,038	1	1,2	0,048
3	0,0115	0,0133	1,58	3,95	0,02
4	0,0132	0,0165	1,61	3,8	0,025
5	0,0132	0,0176	1,545	3,6	0,025

Хладоноситель – $CaCl_2$.

Принимаем скорость воды в конденсаторе и рассола в испарителе

$$w_w = w_s = 1,1 \frac{м}{с}.$$

Строим цикл в диаграмме с осями $\lg p - i$:

для NH_3 (аммиак) – нерегенеративный цикл, задаемся перегревом 10°C ;

для фреонов – регенеративный цикл с перегревом на всасывании $10\div 15^\circ\text{C}$.

Энтальпию рабочего вещества на входе в регенеративный теплообменник i_4 определяют из теплового баланса регенеративного теплообменника, считая, что из конденсатора выходит насыщенная жидкость:

$$i_1 - i_6 = i_3 - i_4.$$

Заполняем таблицу с параметрами узловых точек цикла (пример см. в табл.13).

Рассчитываем коэффициент подачи компрессора:

$$\lambda = \left[\left(\frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_c}} - c \left[\left(\frac{p_k + \Delta p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_p}} - \left(\frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_c}} \right] \right] \frac{T_0}{T_k},$$

где абсолютные потери давления определяются через относительные значения (см. табл. 1).

Удельный тепловой поток в конденсаторе определяется разностью энтальпий

$$q_k = i_2 - i_3.$$

Энтальпия перегретого пара на входе в конденсатор определяется уравнением

$$i_2 = i_1 + \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_i},$$

где i_1, i_{2s} – энтальпии пара в начале и в конце изоэнтропного процесса сжатия в компрессоре.

Индикаторный КПД компрессора

$$\eta_i = \lambda \frac{p_{i\tau}}{p_i}.$$

Среднее теоретическое индикаторное давление

$$p_{iT} = \frac{i_{2s} - i_1}{v_1}.$$

Среднее индикаторное давление

$$p_i = p_0 - \Delta p_0 \left[\sigma_c \cdot 1 + c \cdot \pi_k^{1/\sigma_c} - 1 - \sigma_p \cdot c \left(\pi_k - \pi_k^{\frac{\sigma_p - 1}{\sigma_p}} \right) \right],$$

где степень сжатия в компрессоре:

$$\pi_k = \frac{p_k + \Delta p_k}{p_0 - \Delta p_0}.$$

Число политропы сжатия и обратного расширения:

$$\sigma_c = \frac{n_c}{n_c - 1} \quad \text{и} \quad \sigma_p = \frac{n_p}{n_p - 1}.$$

Массовый расход рабочего вещества

$$G_a = \frac{\lambda V_T}{v_1}.$$

Холодопроизводительность

$$Q_0 = \frac{\lambda V_T}{v_1} q_0,$$

где удельная холодопроизводительность

$$q_0 = i_6 - i_5 \text{ — для фреонов}$$

и

$$q_0 = i_1 - i_4 \text{ — для аммиака.}$$

Теплота конденсации

$$Q_k = G_a i_2 - i_3 .$$

Изоэнтروпная мощность

$$N_s = G_a i_{2s} - i_1 .$$

Эффективная мощность

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}},$$

где индикаторная мощность

$$N_i = p_i \cdot V_T ;$$

мощность трения

$$N_{\text{тр}} = p_{\text{тр}} \cdot V_T .$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon_e = \frac{Q_0}{N_e} .$$

РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА

Принимаем плотность теплового потока в конденсаторе, Вт/м²

$$q_{\text{вн}} = 7000 .$$

Площадь внутренней теплопередающей поверхности

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_k}{q_{\text{вн}}} .$$

Суммарная длина труб

$$l_{\Sigma}^{\text{кд}} = \frac{F_{\text{вн}}^{\text{кд}}}{F_{\text{вн}}^{\text{1м}}} = \frac{F_{\text{вн}}^{\text{кд}}}{\pi d_{\text{вн}}}.$$

Количество труб по внешней диагонали шестиугольника

$$m^{\text{кд}} = 0,75 \sqrt[3]{\frac{F_{\text{вн}}^{\text{кд}}}{d_{\text{вн}} S_{\text{гор}} l/D}},$$

принимаяем $l/D = 4,5 \div 10$.

Диаметр обечайки

$$D^{\text{кд}} = m^{\text{кд}} S_{\text{гор}}.$$

Массовый расход воды через конденсатор

$$G_w = \frac{Q_k}{c_w \Delta t_w},$$

где c_w – удельная теплоемкость воды при средней температуре ее

в конденсаторе $t_{w \text{ ср}} = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2}$.

Объемный расход воды

$$V_w = \frac{G_w}{\rho_w}.$$

Число труб в одном ходе

$$n_1 = \frac{4V_w}{\pi d_{\text{вн}}^2 w_w}.$$

Задаемся количеством ходов в аппарате $z = 2, 4, 6, 8$.

Число труб в конденсаторе

$$n^{\text{кд}} = z n_1.$$

Также $n = 0,75m^2 + 0,25$.

Освобождаем несколько рядов труб под ресивер

$$n_{\text{иск}} = i \frac{m+1}{2} + [1+2+\dots+i-1],$$

где i – число исключаемых рядов труб.

Число оставшихся труб $n_{\text{ост}} = n - n_{\text{иск}}$. Это число должно соответствовать полученному значению $n^{\text{кд}}$.

Если необходимо, недостающее до $n^{\text{кд}}$ количество труб размещаем в верхней части аппарата.

Длина труб в аппарате

$$l_{\text{кд}} = \frac{F_{\text{вн}}^{\text{кд}}}{\pi d_{\text{вн}} n^{\text{кд}}}.$$

Произведем проверку l/D .

Это соотношение не должно превышать $l/D = 4,5 \div 10$.

Если это значение выше, корректируем геометрию конденсатора: увеличиваем число ходов в аппарате и повторяем расчет.

РАСЧЕТ ИСПАРИТЕЛЯ

Массовый расход рассола

$$G_s = \frac{Q_0}{c_s t_{s1} - t_{s2}},$$

где c_s – теплоемкость рассола, определенная при температуре замерзания рассола $t_{\text{зам}} = t_0 - 10$ °С и средней температуре рассола

$$t_{s \text{ ср}} = \frac{t_{s1} + t_{s2}}{2}.$$

Объемный расход рассола

$$V_s = \frac{G_s}{\rho_s},$$

где ρ_s – плотность рассола, определенная при температуре замерзания рассола $t_{\text{зам}} = t_0 - 10$ °С и средней температуре рассола

$$t_{s \text{ ср}} = \frac{t_{s1} + t_{s2}}{2}.$$

Площадь «живого» сечения труб за один ход рассола в аппарате

$$F_{\text{ж с}}^{1\text{x}} = \frac{V_s}{w_s}.$$

Площадь сечения одной трубы

$$f_{1 \text{ тр}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4}.$$

Число труб в одном ходе

$$n_1 = \frac{F_{\text{ж с}}^{1\text{x}}}{f_{1 \text{ тр}}}.$$

Принимаем плотность теплового потока в испарителе, Вт/м²

$$q_{\text{вн}}^{\text{и}} = 3500.$$

Площадь внутренней теплопередающей поверхности испарителя

$$F_{\text{вн}}^{\text{и}} = \frac{Q_0}{q_{\text{вн}}^{\text{и}}}.$$

Общая длина труб в испарителе

$$L = \frac{F_{\text{вн}}^{\text{и}}}{F_{1\text{м}}} = \frac{F_{\text{вн}}^{\text{и}}}{\pi d_{\text{вн}} l}.$$

Количество труб по внешней диагонали шестиугольника

$$m^{\text{и}} = 0,75 \sqrt[3]{\frac{F_{\text{вн}}^{\text{и}}}{d_{\text{вн}} S_{\text{гор}} l/D}},$$

принимая $l/D = 4,5 \div 10$.

Диаметр обечайки

$$D^{\text{и}} = m^{\text{и}} S_{\text{гор}}.$$

Задаемся количеством ходов в аппарате $z = 2, 4, 6, 8$.

Число труб в конденсаторе

$$n^{\text{и}} = z n_1.$$

Также $n = 0,75m^2 + 0,25$.

Освобождаем несколько верхних рядов труб (как правило, освобождается два верхних ряда)

$$n_{\text{иск}} = i \frac{m+1}{2} + [1 + 2 + \dots + i - 1],$$

где i – число исключаемых рядов труб.

Число оставшихся труб:

$n_{\text{ост}} = n - n_{\text{иск}}$. Это число должно соответствовать полученному значению $n^{\text{и}}$.

Длина труб в аппарате

$$l_{\text{и}} = \frac{L}{n^{\text{и}}}.$$

Произведем проверку l/D . Это соотношение не должно превышать 10.

Если это значение выше, корректируем геометрию испарителя: увеличиваем число ходов в аппарате и повторяем расчеты.

Ниже приведены результаты расчета на ЭВМ (табл. 17–19) и таблицы для расчета на ЭВМ (табл. 20–22).

Таблица 17

Результат расчета компрессора на ЭВМ
 для $t_{к1} = t_{к} - 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{к2} = t_{к} \text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{к3} = t_{к} + 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$t_0, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$Q_0, \text{ кВт}$	$N_e, \text{ кВт}$	ε_e
-30			
-25			
...			
0			
5			
10			

Таблица 18

Результат расчета конденсатора на ЭВМ

$t_0, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$Q_0, \text{ кВт}$		
	$t_{к1} = t_{к} - 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{к2} = t_{к}$	$t_{к3} = t_{к} + 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
-30			
-25			
...			
0			
5			
10			

Таблица 19

Результат расчета испарителя на ЭВМ

$^* t_0, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$Q_0, \text{ кВт}$				
	$^* t_{s2} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$^* t_{s2} = - 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$^* t_{s2} = - 9 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$^* t_{s2} = - 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$^* t_{s2} = - 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
-30					
-25					
...					
-5					
0					

* Значения t_0 и t_{s2} могут отличаться от значений, приведенных в таблице.

Таблица 20

Данные для расчета компрессора

$V_T, \text{м}^3/\text{с}$	$t_{0\text{min}}, \text{°C}$	$t_{0\text{max}}, \text{°C}$	$\Delta t_0, \text{°C}$	$t_K, \text{°C}$	$\Delta t_{\text{BC}}, \text{°C}$	c	δp_{BC}	δp_{H}	n_c	n_p

Таблица 21

Данные для расчета конденсатора

$d_{\text{BH}}, \text{м}$	$d_{\text{H}}, \text{м}$	β	ψ	$l, \text{м}$	$n, \text{шт.}$	$m, \text{шт.}$	$n_1, \text{шт.}$	$\omega, \text{м/с}$	$t_{w1}, \text{°C}$	$\Sigma(\delta_i/\lambda_i), (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$
										$2,6 \cdot 10^{-4}$

Таблица 22

Данные для расчета испарителя

$t_{s2}, \text{°C}$	$t_{0\text{max}} = t_{s2} - 2, \text{°C}$	$l, \text{м}$	$n, \text{шт.}$	$m, \text{шт.}$	$n_1, \text{шт.}$	$\omega, \text{м/с}$	$\Sigma(\delta_i/\lambda_i), (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$
							$0,8 \cdot 10^{-3}$

Приложение 3

1. Номинальные технические данные компрессора:
 $D = 115$ мм; $S = 87$ мм; $z = 4$; $n = 24$ с⁻¹.
2. Рабочее вещество: R12.
3. Интервал изменения температур кипения: t_0 [-30; ±0 °С].
4. Способы регулирования:
 - 1) изменением частоты вращения вала;
 - 2) изменением относительной величины мёртвого пространства;
 - 3) дросселированием на всасывании.
5. Степень регулирования: $t_0 = -30$ °С (25 %); $t_0 = -15$ °С (25 %);
 $t_0 = \pm 0$ °С (25 %).

Методы регулирования характеристик компрессора указаны в табл. 23–25.

Таблица 23

Изменение частоты вращения вала

$t_0, ^\circ\text{C}$	– 30 °C				– 15 °C				± 0 °C			
n, c^{-1}	24	18	12	6	24	18	12	6	24	18	12	6
$Q_0, \text{кВт}$	32,6	24,4	16,3	8,1	76,8	57,6	38,4	19,2	152,9	114,7	76,5	138,2
$N_i, \text{кВт}$	14,5	10,9	7,2	3,6	21,8	16,4	10,9	5,5	25,6	19,2	12,8	6,4
$N_e, \text{кВт}$	17,97	13,47	8,98	4,49	25,27	18,95	12,64	6,32	29,1	21,83	14,56	7,28
ε_e	1,81	1,81	1,81	1,81	3,04	3,04	3,04	3,04	5,25	5,25	5,25	5,25

Таблица 24

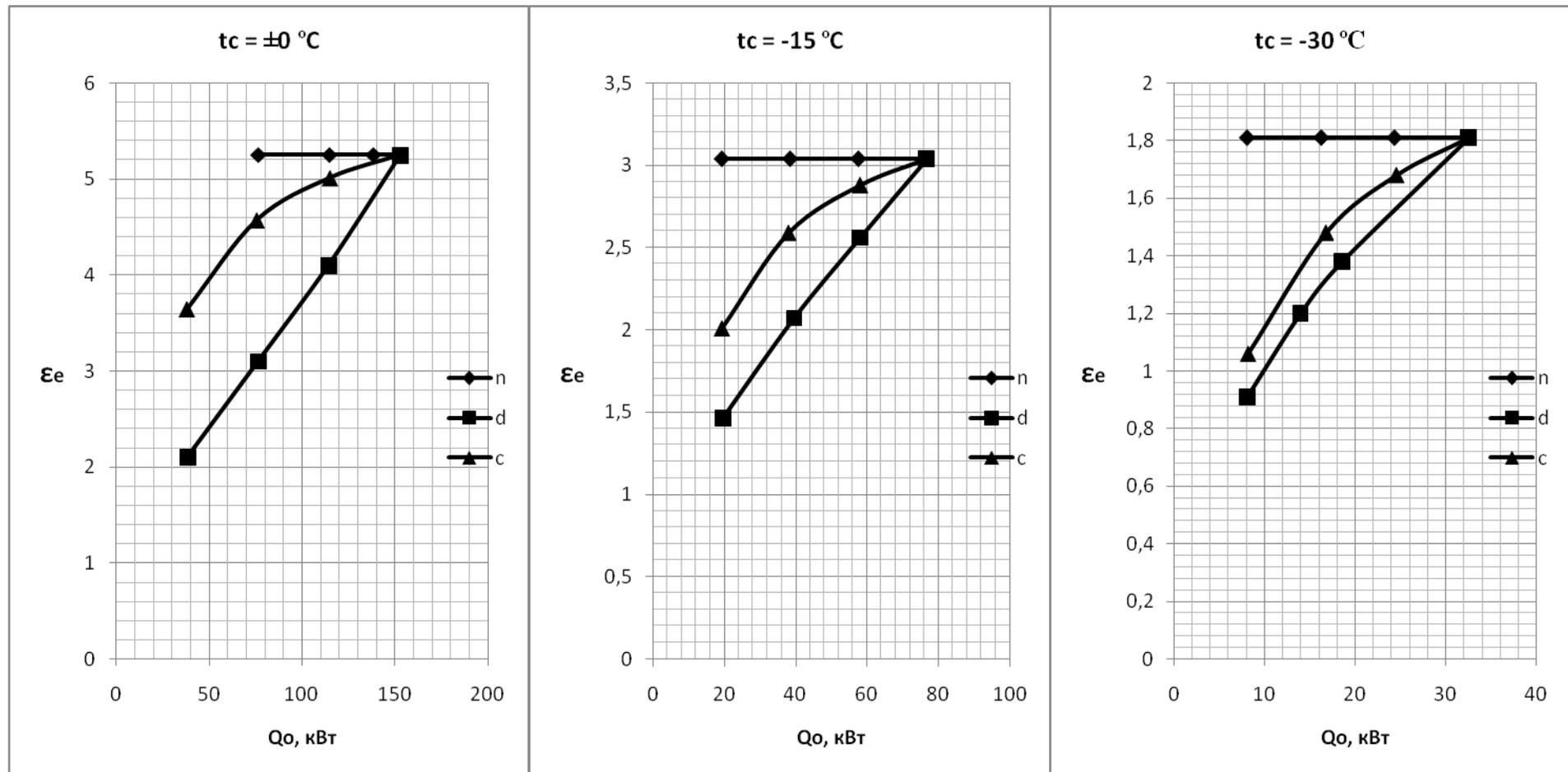
Дросселирование пара на всасывании

$KDROS$	0	0,3	0,4	0,53	0	0,2	0,4	0,62	0	0,22	0,44	0,668
$Q_0, \text{кВт}$	32,6	18,6	14,0	8,1	76,8	58	39,5	19,5	152,9	114,2	76,4	38,3
$N_i, \text{кВт}$	14,5	10,0	8,2	5,5	21,8	19,2	15,6	9,9	25,6	24,4	21,2	14,8
$N_e, \text{кВт}$	17,97	13,52	11,69	8,94	25,3	22,7	15,1	13,4	29,1	27,9	24,7	18,2
ε_e	1,81	1,38	1,2	0,91	3,04	2,56	2,07	1,46	5,25	4,1	3,1	2,1

Таблица 25

Изменение величины мёртвого пространства

c	0,045	0,073	0,1	0,13	0,045	0,11	0,18	0,245	0,045	0,19	0,34	0,483
Q_0 , кВт	32,6	24,6	16,8	8,2	76,8	58,1	38,0	19,3	152,9	115	75,7	38,2
N_i , кВт	14,5	11,1	7,9	4,2	21,8	16,7	11,2	6,1	25,6	19,5	13,1	7,0
N_e , кВт	18,0	14,6	11,3	7,7	25,3	20,2	14,7	9,6	29,1	22,9	16,6	10,5
ε_e	1,81	1,68	1,48	1,06	3,04	2,88	2,59	2,01	5,25	5,01	4,57	3,64



Энергетическая эффективность различных способов регулирования производительности компрессора:

n – изменение частоты вращения вала; d – дросселирование на всасывании,

c – изменение относительной величины мертвого пространства

Татаренко Юлия Валентиновна

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ПРОЦЕССОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ
СИСТЕМ**

Учебно-методическое пособие

Ответственный редактор
Т.Г. Смирнова

Редактор
Р.А. Сафарова

Компьютерная верстка
Н.В. Гуральник

Дизайн обложки
Н.А. Потехина

Подписано в печать 20.05.2015. Формат 60×84 1/16
Усл. печ. л. 2,79. Печ. л. 3,0. Уч.-изд. л. 2,63
Тираж 50 экз. Заказ № С 33

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

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

