

А. А. Кишкин, Н. А. Лавров,  
А. В. Делков, В. В. Мокеев

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ МАЛЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

*Выполнено моделирование работы холодильной установки малой производительности. Приведены математическая модель установки, система уравнений модели, методы решения системы уравнений, а также результаты расчетного и экспериментального исследования режимов работы холодильной установки.*

**E-mail:** spsp99@mail.ru; lavrov@power.bmstu.ru

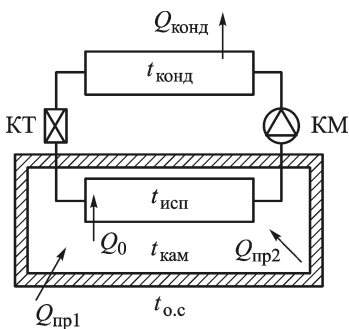
**Ключевые слова:** режим работы холодильной установки, математическая модель, нестационарный процесс, регулирование пуска-остановки компрессора.

Современный этап развития холодильной техники требует перехода к оптимизации проектируемых систем в целях повышения их эффективности, сокращения энергозатрат и капитальных вложений. Достаточно широко рассмотрены вопросы проектирования и расчетной оптимизации отдельных процессов в машинах и аппаратах, такие как интенсификация теплообмена, повышение эффективности работы компрессоров и т.д. Однако общая задача моделирования холодильной машины как сложной системы взаимосвязанных элементов в достаточной степени еще не решена [1].

Для решения этой задачи необходимо создать математическую модель, в которой соединить внешние и внутренние характеристики работы холодильной установки. К основным внешним характеристикам относятся параметры окружающей среды и теплопритоки в холодильной камере, к внутренним — геометрические и теплообменные параметры аппаратов, характеристики компрессора и расширительного устройства [2, 3].

Математическая модель, содержащая в своей основе уравнения характеристик установки, позволяет решать как прямую задачу (проектирование), так и обратную (проверочный расчет). Прямая задача характеризуется известными входными параметрами (температурами холодильной камеры и охлаждающей конденсатор среды, холодопроизводительностью машины), по которым определяются параметры рабочего цикла и основные характеристики элементов холодильной машины. Обратная задача для холодильной машины подразумевает следующее: для заданных геометрических параметров аппаратов, характеристик компрессора и расширительного устройства, температур окружающей среды и теплопритоков определяются температуры кипения и конденсации хладагента и его массовый расход.

Для моделирования рассмотрим обычную холодильную машину малой производительности, состоящую из четырех основных частей:



**Рис. 1. Схема холодильной установки**

обработки продукта ( $Q_{пр2}$ ). Холодопроизводительность установки  $Q_0$ , тепловая мощность конденсатора  $Q_{конд}$ .

В математической модели используются уравнения, описывающие рабочие процессы в основных элементах холодильной машины. Основа модели — это условия связи между элементами, т.е. тепловой и материальный баланс холодильной машины. Материальный баланс (условие неразрывности) описывается равенством массового расхода через компрессор  $\dot{m}_{км}$  и через капиллярную трубку  $\dot{m}_{кт}$ :

$$\dot{m}_{км} = \dot{m}_{кт}. \quad (1)$$

Тепловой баланс описывается равенством тепловой мощности конденсатора и суммы мощностей испарителя (холодопроизводительности) и компрессора:

$$Q_{конд} = Q_0 + N_{км}, \quad (2)$$

где  $Q$  — тепловая мощность,  $N_{км}$  — мощность компрессора.

В качестве уравнений рабочих процессов, являющихся характеристиками составных элементов системы, используются следующие.

Уравнения теплового баланса для испарителя и конденсатора:

$$Q_0 = kF_{исп}(t_{кам} - t_{исп}); \quad (3)$$

$$Q_{конд} = kF_{конд}(t_{конд} - t_{о.с}), \quad (4)$$

где  $k$  — коэффициент теплопередачи;  $F$  — площадь поверхности теплообмена.

Зависимость перепада давлений в капиллярной трубке от скорости потока хладагента:

$$\Delta p = \lambda \frac{\rho u^2 l}{2 D_0}, \quad (5)$$

где  $\lambda$  — коэффициент потерь на трение по длине КТ;  $\rho$  — плотность;  $D_0$  — диаметр КТ.

Уравнение, определяющее мощность компрессора через массовый расход и перепад энтальпий:

$$N_{\text{км}} = \frac{V_t}{v_0} \Delta h_{\text{км}}, \quad (6)$$

где  $V_t$  — описанный объем КМ в единицу времени;  $v_0$  — удельный объем на всасывании в КМ;  $h_{\text{км}}$  — энтальпия.

Режим работы холодильной машины определяется взаимосвязью температуры внешней среды и характеристиками частей системы. Формально это следует из цикла работы холодильной машины на диаграмме  $\lg p-h$  (рис. 2). Полные перепады температур в испарителе ( $\Delta t_{\text{исп}}$ ) и конденсаторе ( $\Delta t_{\text{конд}}$ ) зависят прежде всего от интенсивности и площади поверхности теплообмена, задают давления нагнетания и всасывания в компрессоре, а их значения определяют массовый расход через капиллярную трубку и мощность компрессора.

Будем учитывать два теплопритока в холодильную камеру: через ограждающие конструкции (теплоизоляцию)  $Q_{\text{пр1}} = k_{\text{орг}} F_{\text{орг}} (t_{\text{о.с}} - t_{\text{кам}})$  и от холодильной обработки продукта  $Q_{\text{пр2}} = c_{\text{пр}} m_{\text{пр}} \frac{\Delta t_{\text{пр}}}{\tau}$ , где  $k_{\text{орг}}$  и  $F_{\text{орг}}$  — коэффициент теплопередачи и площадь поверхности ограждения холодильной камеры;  $c_{\text{пр}}$  и  $m_{\text{пр}}$  — удельная теплоемкость и масса охлаждаемого продукта;  $\Delta t_{\text{пр}}$  — разность температур охлаждаемого продукта в начале и в конце обработки;  $\tau$  — время обработки.

Возможны два режима работы холодильной машины — установившийся (стационарный) и неуставившийся (нестационарный). Установившийся режим, или режим теплового равновесия (термостатирования), характеризуется постоянством во времени всех переменных, и для него теплоприток равен холодопроизводительности. Для неуставившегося режима равенство не выполняется. В этом случае температура  $t_{\text{кам}}$  в камере изменяется во времени  $\tau$  в зависимости от разности холодопроизводительности и теплопритока [4]:

$$\frac{dt_{\text{кам}}}{d\tau} = \frac{Q_0 - Q_{\text{тп}}}{m_{\text{пр}} c_{\text{пр}}}. \quad (7)$$

Температура в холодильной камере для холодильной машины малой производительности поддерживается периодически пуском и остановкой компрессора, как и в случае работы бытового холодильника. В этом случае температура в холодильной камере колеблется в диапазоне, который задается терморегулятором. Поэтому рассматриваемая холодильная машина работает в неуставившемся режиме.

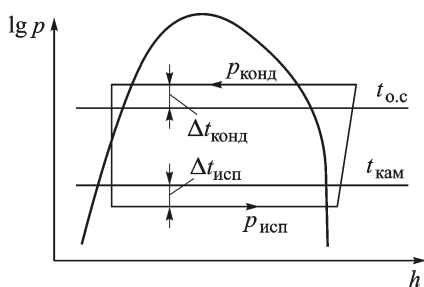


Рис. 2. Цикл работы холодильной машины в координатах  $\lg p-h$

Для решения стационарной задачи наиболее простым является метод последовательных приближений, в котором используется следующий алгоритм.

1. На испарителе задается постоянный полный перепад температур в 1 К, изменяется полный перепад температур на конденсаторе (1, 2, 3 К, ...).

2. При заданных полных перепадах температур определяются массовые расходы в капиллярной трубке и компрессоре. В случае выполнения (1) в пределах заданной точности, просчитываются мощности испарителя (3), конденсатора (4) и компрессора (5). Если тепловой баланс (2) выполняется, то имеем окончательное решение, при не выполнении — переходим к третьему шагу алгоритма.

3. На испарителе задается полный перепад температур, увеличенный на 1 К, происходит переход на первый шаг алгоритма до тех пор, пока не сойдется тепловой баланс.

При решении данной задачи параметры состояния рабочего тела, используемого в холодильной машине, определялись с помощью баз данных. Благодаря этому можно построить поверхность состояния рабочего тела в координатах давления  $p$ , удельного объема  $v$  и температуры  $T$ . Другие координаты и функции состояния параметров тела (энтальпия, энтропия, теплоемкость) могут быть получены из поверхности состояния с использованием дифференциальных выражений термодинамики. Представленная на рис. 3 поверхность построена по таблицам состояния фреона R22.

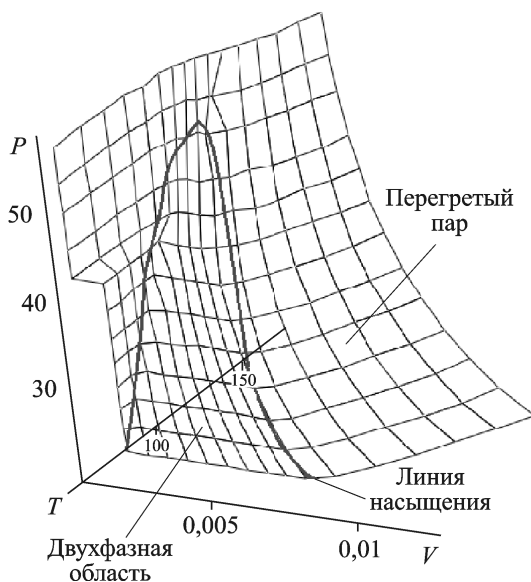


Рис. 3. Поверхность состояния фреона R22

При моделировании нестационарной задачи компрессор и капиллярная трубка считаются безынерционными звеньями и переходные процессы рассматриваются только в теплообменниках: испарителе и конденсаторе. Согласно данным работы [1] в теплообменниках происходят отдельно два независимых процесса: изменение давления в адиабатных процессах подачи (нагнетания) и выпуска (расширения) рабочего тела; теплообмен с окружающей средой и охлаждаемым объектом.

Изменение давления в адиабатных процессах описывается следующим дифференциальным уравнением [4]:

$$T_{\text{вр}} \frac{dx}{dT} + x = k_c \frac{(\dot{m}_{\text{км}} - \dot{m}_{\text{кт}})}{m_0}, \quad (8)$$

где  $T_{\text{вр}} = \frac{V}{\dot{V}_{\text{км}}}$  — постоянная времени, учитывающая объем теплообменника и расход через него, при вычислениях;  $V$  — объем теплообменника;  $\dot{V}_{\text{км}}$  — объемный расход через компрессор;  $x = \frac{\Delta p}{p_0}$  — относительное изменение давления ( $p_0$  — начальное значение);  $k_c$  — коэффициент усиления системы, характеризующий ее начальное состояние, в расчетах  $k_c = \frac{m_0}{\dot{V}_{\text{км}} \rho_0}$ ;  $m_0$  — начальная масса хладагента в теплообменнике;  $\rho_0$  — начальная плотность хладагента.

Тепловые процессы в аппаратах описываются дифференциальным уравнением теплового баланса [1], согласно которому теплота, аккумулируемая в объеме  $V$  теплообменника, равна алгебраической сумме входящих и выходящих тепловых потоков рабочего тела и внешнего притока теплоты:

$$V \frac{d(\rho c_p t_{\text{кам}})}{dt} = \Delta (\dot{V} \rho c_p t) + V q_V, \quad (9)$$

где  $t$  — температура потока рабочего тела;  $\dot{V}$  — объемный расход;  $q_V$  — внешний приток теплоты на единицу объема теплообменника,  $q_V = k F_{\text{уд}} (t_{\text{о.с}} - t)$ ;  $F_{\text{уд}}$  — площадь теплообменника, отнесенная к его объему.

В результате получается система двух дифференциальных уравнений (8) и (9), которая дополняется начальными условиями для температуры  $t = t_{\text{о.с}}$  и относительного изменения давления  $x = 0$ . Поскольку оба уравнения системы непосредственно связывает только временная координата, то решение получается как совокупность двух независимых процессов переноса массы и теплоты. При численном расчете на каждом шаге по времени определяются изменения сначала давлений в адиабатном процессе нагнетания по (8), а затем, по найденным зна-

чениям давлений и массовым расходам — значения тепловых потоков и температур в процессе теплообмена по (9).

На основании представленной модели нестационарного режима работы холодильной машины была создана компьютерная программа, имитирующая рабочий цикл при регулировании пуска-остановки компрессора. Программа позволяет изменять геометрические характеристики компонентов, температуру окружающей среды, теплопритоки, начальную температуру, теплоемкость и массу объекта охлаждения. В результате расчета определяются временные изменения температуры, давления, холодопроизводительности, мощности компрессора и другие величины.

На рис. 4 приведены графики расчетных временных зависимостей температур испарения, конденсации и объекта охлаждения. На полученных графиках четко выделяются периоды пуска, непрерывной работы и остановки компрессора.

Для апробации созданной компьютерной программы была проведена серия экспериментальных исследований на стенде, сделанном на базе бытового морозильника “Бирюса-14” с рабочим телом R22. Стенд позволяет изменять температуру окружающей среды и снабжен термометрами и датчиками давления, с помощью которых измерялись входные и выходные параметры работы частей холодильной установ-

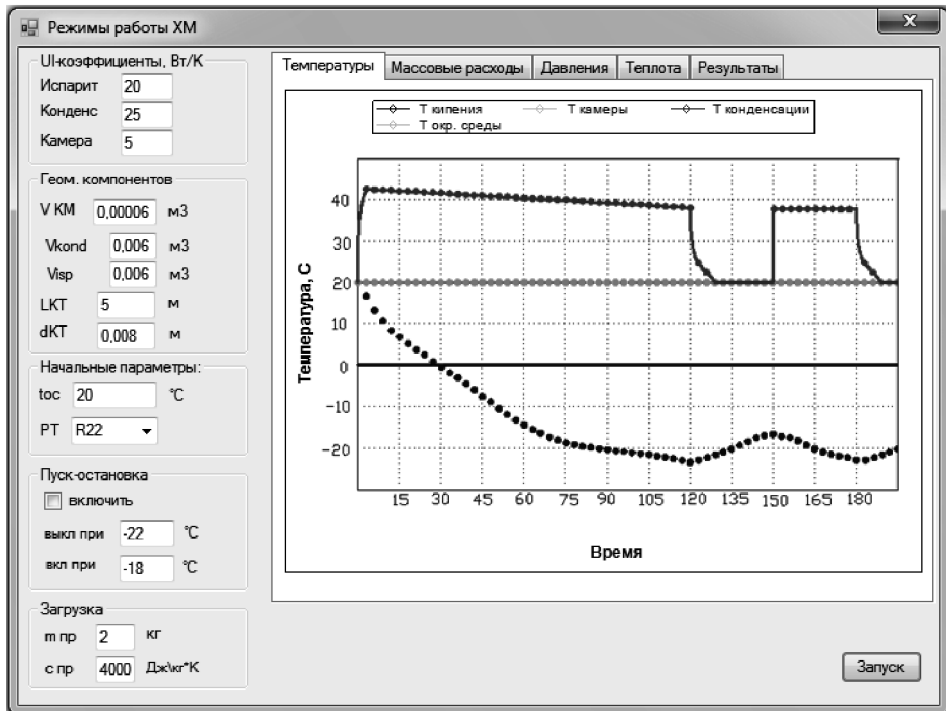
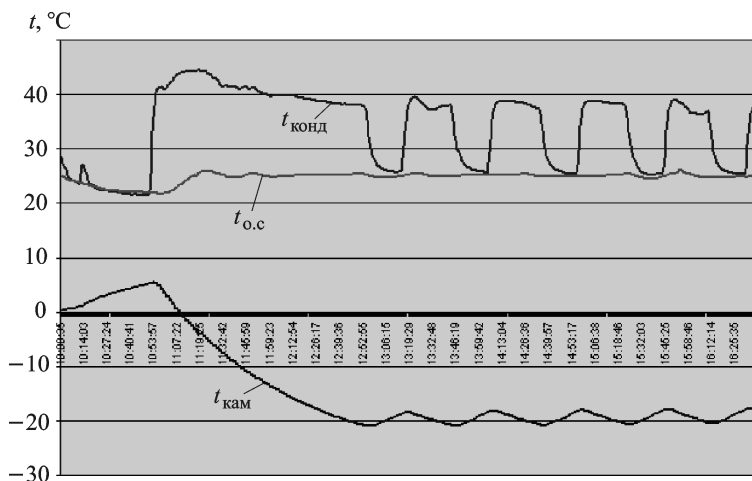


Рис. 4. Графики расчетных временных зависимостей температур



**Рис. 5.** Экспериментальные временные зависимости температур в холодильной камере, конденсаторе и температуры окружающей среды

ки. Измеряемые величины записывались на электронный носитель с интервалом в одну минуту.

На рис. 5 представлены экспериментальные временные зависимости температур в конденсаторе, охлаждаемом объеме (холодильной камере) и окружающей среды. В начале работы части холодильной машины имели температуру окружающей среды, температура в охлаждаемом объеме составляла  $+6^{\circ}\text{C}$ . Из графика следует, что на режим система вышла через 2 ч после запуска компрессора, далее пуск и остановка компрессора осуществлялись с периодом 30 мин, т.е. коэффициент рабочего времени составлял 0,5. Температура в охлаждаемом объеме менялась в диапазоне  $-18 \dots -22^{\circ}\text{C}$ , максимальная температура хладагента в конденсаторе достигала  $+39^{\circ}\text{C}$  во время рабочего режима.

Сравнение расчетных и экспериментальных данных показало качественное совпадение изменений температур в системе, что позволяет сделать вывод о пригодности в целом основных физических допущений созданной модели и возможности использования ее как первого приближения поставленной задачи. В дальнейшем предполагается дополнить созданную модель следующим образом:

1. При рассмотрении теплообмена в испарителе и конденсаторе использовать двухфазность потоков и изменение температуры по длине теплообменников согласно [5, 6].
2. Учитывать толщину, материал стенок теплообменников через их тепловую инерционность;
3. Рассматривать действительный процесс сжатия в компрессоре.

Преимуществом предлагаемой методики расчета является возможность ее модификации для учета различных факторов. Дальнейшими

направлениями исследований, которые могут быть реализованы с использованием представленной математической модели холодильной установки, являются:

1. Учет геометрических характеристик элементов системы в целях получения оптимальных конструкторских характеристик. В качестве целевой функции используется себестоимость элементов и эксплуатационные затраты. В качестве параметров, по которым проводится поиск экстремума целевой функции, используются характеристики капиллярной трубки и теплоизоляций.

2. Определение оптимального количества заправляемого хладагента в холодильную машину, методы и средства оценки этого количества и влияния утечек хладагента.

3. Определение временных характеристик циклов работы холодильной машины при регулировании пуском и остановкой компрессора, их оптимизация в зависимости от полного перепада температур на испарителе и конденсаторе.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. О н о с о в с к и й В. В. Моделирование и оптимизация холодильных установок: Учеб. пособие. – Л.: Изд-во ЛГУ, 1990.
2. С а м а р с к и й А. А., М и х а й л о в А. П. Математическое моделирование: Идеи. Методы. Примеры. – М.: Физматлит, 2001.
3. Т а р а с и к В. П. Математическое моделирование технических систем: Учебник для вузов. – Минск: Дизайн-ПРО, 1997. – 641 с.
4. Н и з к о т е м п е р а т у р н ы е холодильные установки / В.Д. Вайнштейн, В.И. Канторович. – М.: Пищевая промышленность, 1972. – С. 169–171.
5. К з а д а ч е об изменении температуры криогенных жидкостей при откачке их паров и хранении / А.М. Архаров, И.А. Архаров, С.О. Тычкова // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2010. – Спец. вып. – С. 41–46.
6. Л а в р о в Н. А., С а в е л ь е в Е. Г. Моделирование процессов в низкотемпературных установках: Метод. указания к выполнению домашних заданий по курсам “Математическое моделирование криогенных и холодильных установок” и “Математические модели тепловых процессов и оптимизация”. – М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004, – 12 с.

Статья поступила в редакцию 27.06.2012