

Дмитрий Леонидович КАРЕЛИН¹

УДК 51-73: 621.574

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ МАШИН

¹ кандидат технических наук, доцент кафедры высокоэнергетических процессов и агрегатов, Набережночелнинский институт, филиал Казанского федерального университета
karelindl@mail.ru

Аннотация

Представлена динамическая модель парокompрессионной системы охлаждения, дополнительно учитывающая массу рабочего агента содержащегося в объеме теплообменника-испарителя, теплообменника-конденсатора и динамику паросодержания рабочего агента на входе в теплообменник-конденсатор. Выявлено и объяснено наличие «провалов» в переходных характеристиках температуры и давления испарения на первой секунде после пуска системы из состояния ожидания и влияние на них начальных значений температуры окружающей среды. Показано, что для исследования переходных характеристик парокompрессионных систем охлаждения необходимо использовать критериальные уравнения теплоотдачи, учитывающие всю карту режимов двухфазного течения при кипении, а также учитывать зоны перегрева и возможного переохлаждения рабочего агента на выходе и входе компрессора.

Ключевые слова

Динамическая модель, парокompрессионная система охлаждения, теплоотдача, температурный напор, компрессор, кипение, конденсация.

DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-2-22-42

Цитирование: Карелин Д. Л. Динамическая модель парокompрессионной системы охлаждения энергетических машин / Д. Л. Карелин // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2018. Том 4. № 2. С. 22-42.

DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-2-22-42

Введение

Система охлаждения — одна из основных элементов, отвечающих за стабильную работу энергетических агрегатов во всем диапазоне изменения тепловой нагрузки и внешних параметров окружающей среды. В результате развития отраслей производства тепловых и электрических двигателей мобильных машин и систем их управления в направлении повышения удельной мощности и экологической безопасности, вопрос эффективности их охлаждения остается актуальным. На проблеме решения этого вопроса акцентировано внимание в работах многих авторов: [9, 8, 13, 6, 12], которые предлагают различные варианты интенсификации процесса теплообмена, в частности, за счет повышения температур теплоносителя выше температуры кипения при нормальных условиях (высокотемпературное охлаждение) [9, 8]. Такой способ имеет существенные недостатки, поэтому применим не для всех систем. Разработан [12] способ повышения эффективности систем охлаждения и уменьшения габаритных размеров за счет улучшения теплопередающей способности радиаторов, достигаемой изменением функциональной схемы и способа передачи тепла с использованием процессов фазовых переходов теплоносителя. В своих исследованиях он использовал вместо классических теплоносителей (воды либо водного раствора этиленгликоля) азеотропный раствор воды (81,8%) и анилина (18,2%) с температурой кипения 75°C. В этой работе автор также указывает на возможность использования в качестве теплоносителей спиртов, хладонов и фреонов.

Рассматриваются способы повышения эффективности управления тепловой нагрузкой корабельных электрических систем, охлаждение которых имеет ряд проблемных вопросов, связанных с необходимостью рассеивания большого количества тепла, выделяемого этими современными энергосистемами высокой удельной мощности в ограниченном объеме [17]. Авторами отмечается, что для стабильной работы таких систем (например, электромагнитная пушка, радар, электромотор и моторный привод) требуется отдельная парокомпрессионная система охлаждения.

С целью расчета параметров и отработки систем управления авторами в работе [16] была представлена статическая модель парокомпрессионной системы охлаждения, основанная на использовании теоретических и эмпирических соотношениях. В этой модели температура хладагента в теплообменнике-испарителе и -конденсаторе, а также степень перегрева рабочего агента на выходе испарителя учитывались как входные данные. В качестве выходных данных рассматривались массовый расход хладагента, холодопроизводительность испарителя, потребляемая мощность компрессора и коэффициент трансформации парокомпрессионного цикла.

Свой вариант статической математической модели парокомпрессионной системы охлаждения предложен в работе [5]. Модель была получена в виде единого выражения, путем совместного решения уравнений баланса массы в компрессоре, теплообменнике-испарителе и -конденсаторе, а также уравнений среднего температурного напора, теплоотдачи и теплопередачи в теплообменнике-испарителе и -конденсаторе. Путем численного моделирования построены

статические характеристики количества отводимого тепла в зависимости от температуры и массового расхода окружающего воздуха, а так же проведено сравнение парокompрессионной и классической системой охлаждения при идентичных габаритных размерах теплообменников и условиях окружающей среды.

Предложена методика [4] расчета параметров термодинамического цикла парокompрессионной системы охлаждения, включающая новый метод [3] расчета температуры конденсации для различных рабочих агентов.

Моделированию теплового насоса с приводом от газового двигателя в режиме охлаждения посвящена работа [18]. Предложенная авторами математическая модель включала в себя полуэмпирическую зависимость спирального компрессора, соотношение для потребляемой газовым двигателем энергии как функции мощности компрессора, частоты вращения вала двигателя и температуры окружающего воздуха, а также модель пластинчатого испарителя.

В этих работах предметом исследования были параметры работы парокompрессионной системы охлаждения в установившемся режиме, однако динамика температуры окружающей среды тепловой нагрузки на охлаждение приводит к изменению частоты вращения вала компрессора. Подобная ситуация возникает и при запуске, и при выключении системы охлаждения. Поэтому для оптимального управления мощностью, подводимой к валу компрессора, очень важно провести оценку переходных характеристик на основе динамической модели системы охлаждения.

Авторами работы [22] представлена динамическая модель для компрессионных холодильных систем, основанная на законах сохранения массы и энергии. Были смоделированы все компоненты системы: испаритель, компрессор, конденсатор и расширительный клапан. В результате численного исследования были получены эксплуатационные характеристики системы, холодопроизводительность и коэффициент трансформации холода. Кроме того, исследованы такие параметры на стационарном режиме работы системы, как массовый расход хладагента, степень его перегрева на выходе из испарителя, а также частота вращения вала компрессора. Авторами замечено, что частота вращения вала компрессора и массовый расход хладагента быстро достигают своих установившихся значений.

Особый интерес представляет работа [21], в которой проведено моделирование динамики теплового насоса со спиральным компрессором, с приводом от газового двигателя. Предложенная математическая модель, подобно работе [22], основана на уравнениях баланса энергий и критериальных уравнениях теплоотдачи для двухфазных потоков. В результате численного решения уравнений математической модели с использованием метода Рунге — Кутты были получены переходные характеристики температур испарителя и конденсатора, холодопроизводительности, расхода топлива газовым двигателем и потребляемой мощности на валу компрессора.

Наиболее важным аспектом в процессе моделирования является учет факторов и внутренних процессов, оказывающих значительное влияние на точность

результата моделирования. Представленные в литературе математические модели не учитывают динамику паросодержания в испарителе, который, в зависимости от степени повышения давления в компрессоре, может существенно измениться в интервале времени от пуска системы до достижения ею установившегося состояния. Нерассмотренным остается вопрос численного определения массы хладагента в теплообменнике-испарителе и -конденсаторе.

Учет динамики паросодержания, а также массы рабочего агента позволит повысить точность прогнозирования продолжительности прогрева и охлаждения теплообменников энергетических агрегатов и аппаратуры, а также других характерных временных интервалов, что важно при проектировании блоков управления для парокompрессионных систем охлаждения.

В настоящей работе предложена математическая модель парокompрессионной системы охлаждения (рис. 1), работающая на фреоне-132b, включающая в себя уравнения ротационного пластинчатого компрессора, теплообменников (конденсатора и испарителя), учитывающая динамику паросодержания теплообменнике-испарителе, а также массы рабочего агента и позволяющая рассчитывать переходные характеристики температур и давлений конденсации и испарения (кипения).

1. Устройство и принцип действия парокompрессионной системы охлаждения

Термодинамический цикл и принцип действия моделируемой системы охлаждения по сути протекающих термодинамических процессов подобны тепловому насосу и кондиционеру. Она состоит из парокompрессионного контура 1-2-3-4 (рис. 1) циркуляции рабочего агента (фреон-132b), включающего: ротационный пластинчатый компрессор Ком, теплообменник-конденсатор ТК, расширительный клапан Др (регулируемый дроссель) и теплообменник-испаритель ТИ. Подвод тепла в теплообменнике-испарителе осуществляется от контура охлаждения, включающего: насос Н, рубашку охлаждения РО, в котором циркулирует теплоноситель (тосол 65). Отвод тепла от теплообменника-конденсатора осуществляется воздухом за счет обдува его вентилятором.

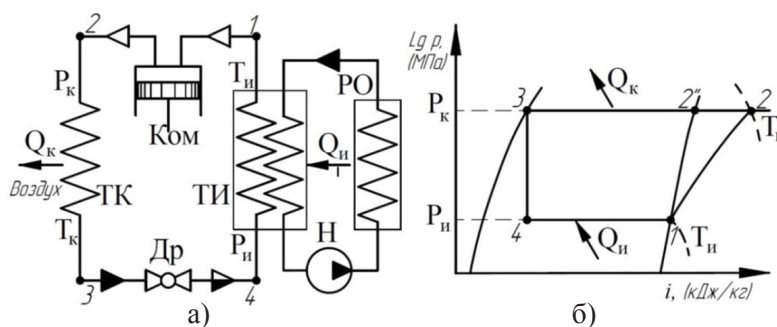


Рис. 1. Парокompрессионная система охлаждения: а — схема принципиальная; б — термодинамический цикл

Fig. 1. Vapor-compression cooling system: a — schematic diagram; б — thermodynamic cycle

2. Динамическая модель парокompрессионной системы охлаждения

2.1. Компрессор

Потребляемая (индикаторная) мощность на валу компрессора:

$$N_i = \frac{G_{Ком} \cdot P_1 \cdot v_1}{\eta_{ад}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (1)$$

где $G_{Ком}$ — массовый расход рабочего агента (фреон-132b), кг/с; $\eta_{ад}$ — адиабатный КПД для ротационного пластинчатого компрессора принимался равным 0,82 [11].

Объем пара, всасываемого первой ступенью ротационного пластинчатого компрессора, рассчитывался без учета толщины пластин по следующей зависимости:

$$V_{Ком} = 2 \cdot \pi \cdot D_{Ком} \cdot l_{Ком} \cdot \varepsilon_{Ком} \cdot n_{Ком} \cdot \lambda_{Ком}, \quad (2)$$

где $D_{Ком}$ — диаметр рабочей поверхности корпуса (цилиндра), м; $l_{Ком}$ — длина ротора (поршня), м; $\varepsilon_{Ком}$ — смещение центров образующих цилиндра и ротора (эксцентриситет), м; $n_{Ком}$ — число оборотов ротора, c^{-1} ; $\lambda_{Ком}$ — коэффициент расхода, зависящий от степени повышения давления $\pi_{Ком} = p_2 / p_1$ и размеров компрессора.

Из расчета допустимой нагрузки на пластину ротационных компрессоров в зависимости от степени повышения давления $\pi_{Ком}$ приняты [7, 11] соотношения между основными геометрическими размерами его рабочих элементов:

при $\pi_{Ком} = p_2 / p_1 \leq 2,5$:

$$\frac{l_{Ком}}{D_{Ком}} = 1,8; \quad \frac{2 \cdot \varepsilon_{Ком}}{D_{Ком}} = 0,14; \quad (3)$$

при $\pi_{Ком} = p_2 / p_1 \leq 5$:

$$\frac{l_{Ком}}{D_{Ком}} = 1,8; \quad \frac{2 \cdot \varepsilon_{Ком}}{D_{Ком}} = 0,115. \quad (4)$$

Для принятой в статье степени повышения давления $\pi_{Ком} = 4,52$ из (4) с учетом, что радиус поршня компрессора $R_{Ком} = D_{Ком} / 2$ и массовый расход $G_{Ком} = V_{Ком} / v_1$, уравнение динамики массового расхода ротационного пластинчатого компрессора будет иметь вид:

$$\frac{dG_{Ком}}{dt} = \frac{1,664 \cdot \pi \cdot R_{Ком}^3 \cdot \lambda_{Ком}}{v_1} \cdot \frac{dn_{Ком}}{dt}. \quad (5)$$

Эмпирическая зависимость $\lambda_{Ком}$ от степени повышения давления $\pi_{Ком}$ в уравнении (5) принята следующей [11]:

$$\lambda_{Ком} = 1,0 - a \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right), \quad (6)$$

где $a = 0,05$ для крупных и $a = 0,1$ для мелких компрессоров.

2.2. Уравнение динамики температуры конденсации

Если принимать классическое конструктивное исполнение конденсатора в виде теплообменного аппарата, состоящего из труб с оребрением, внутри которых течет рабочий агент (фреон-132b), а снаружи обдуваемых воздухом, то баланс его тепловой мощности имеет вид:

$$Q_k = Q_{Ком} - Q_{мп.к}. \quad (7)$$

Тепловая мощность (теплосодержание) рабочего агента приходит на 1 градус при условии, что пар в теплообменнике-конденсаторе полностью переходит из газообразного состояния в жидкое:

$$Q_k = \frac{Cp'_k + Cp''_k}{2} \cdot m_k \cdot \Delta T_k, \quad (8)$$

где Cp'_k и Cp''_k — соответственно изобарные теплоемкости жидкой и газообразной фазы рабочего агента, кДж/(кг·К); m_k — масса рабочего агента в теплообменнике-конденсаторе, кг.

Тепловая мощность, подводимая компрессором в теплообменник-конденсатор:

$$Q_{Ком.к} = (i_2 - i_3) \cdot G_{Ком}, \quad (9)$$

где i_2 и i_3 — энтальпии в рабочих точках (рис. 1 б), кДж/кг.

Мощность теплопередачи в теплообменнике-конденсаторе с учетом средне-логарифмического температурного напора имеет следующий вид:

$$Q_{мп.к} = F_k \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \frac{\delta_{мп.к}}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_k}} \cdot \frac{(T_k - T'_g) - (T_k - T''_g)}{\ln \left(\frac{T_k - T'_g}{T_k - T''_g} \right)}, \quad (10)$$

где F_k — площадь теплопередающей поверхности теплообменника-конденсатора, м²; $\delta_{мп.к}$ — толщина стенки трубки теплообменника-конденсатора, м; λ_m — теплопроводность материала трубки теплообменника-конденсатора (медь принята в настоящей работе), Вт/(м·К); T_k — температура конденсации рабочего агента в теплообменнике-конденсаторе, °С; T'_g и T''_g — соответственно температуры воздуха на входе и выходе теплообменника-конденсатора.

На основе баланса тепловой мощности (7) и его составляющих уравнений (8-10) подводимых и отводимых тепловых мощностей, уравнение динамики температуры конденсации примет следующий вид:

$$m_k(t) \cdot \frac{(Cp'_k + Cp''_k)}{2} \cdot \frac{dT_k}{dt} = (i_2 - i_3) \cdot G_{Ком}(t) - F_k \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_\theta} + \frac{\delta_{mp,k}}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_k(t)}} \cdot \frac{(T_k - T'_\theta) - (T_k - T''_\theta)}{\ln\left(\frac{T_k - T'_\theta}{T_k - T''_\theta}\right)}. \quad (11)$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_\theta(t)$ при конденсации рабочего агента в круглых трубах [20]:

$$\alpha_k(t) = \alpha_{ж}(t) \cdot \left(\frac{5}{9} + \frac{2,04}{Pr^{0,38}(t)} \right), \quad (12)$$

где $\alpha_k(t)$ — функция коэффициента теплоотдачи по времени t , Вт/(м²·К) для однофазной области [19].

$$\alpha_{ж}(t) = \left(\frac{\lambda_\phi(t)}{d_{к.вн}} \right) \cdot 0,023 \cdot Re^{0,8}(t) \cdot Pr^n(t), \quad (13)$$

где n — показатель степени для процесса конденсации равен 0,4 [15, 19]; λ_ϕ — теплопроводность фреона-132b, Вт/(м·К); $d_{к.вн}$ — внутренний диаметр трубки теплообменника-конденсатора, м.

Число Рейнольдса для потока хладагента внутри трубы вычислялось по формуле:

$$Re = \frac{4 \cdot G_{Ком}}{\mu \cdot \pi \cdot d_{к.вн}}. \quad (14)$$

Коэффициент теплоотдачи для воздуха в конденсаторе-теплообменнике, представляющем собой пучок труб шахматного расположения с наружным оребрением круглой формы [1]:

$$\alpha_\theta = 0,23 \cdot \frac{\lambda_{\theta-к}}{b} \cdot \left(\frac{v_{в-к} \cdot b}{v_{\theta-к}} \right)^{0,65} \cdot \left(\frac{b}{d_{к.н}} \right)^{0,54} \cdot \left(\frac{h}{b} \right)^{0,14} \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_z, \quad (15)$$

где $\varepsilon_c = (S1_k - d_{к.н}) / (S2_k - d_{к.н})^{0,2}$; ε_z — коэффициент, учитывающий количество вертикальных рядов в теплообменнике-конденсаторе; $S1_k$ и $S2_k$ — соответственно продольный и поперечный шаг трубок, м.

Уравнение (15) справедливо в диапазоне $Re_B = 300 \div 22\,500$, за определяющий размер принят шаг оребрения b , м; за определяющую скорость — максимальная скорость в узком сечении, м/с:

$$v_{в_к} = \frac{G_{в}}{\rho_{в} \cdot \left(1 - \frac{d_{к.н}}{S1_{к}} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{h_p}{b} \cdot \frac{\delta_p}{d_{к.н}} \right) \right)} \cdot F_{к.ф}, \quad (16)$$

где $\rho_{в}$ — плотность воздуха, кг/м³; h_p — высота ребра, м; δ_p — толщина ребра, м; $F_{к.ф}$ — фронтальная площадь теплообменника-конденсатора, м².

2.3. Уравнение для расширительного клапана

Сконденсированный рабочий агент входит в расширительный клапан, где дросселируется от давления конденсации до давления кипения и изоэнтальпийно расширяется (рис. 1), при этом часть его массы переходит в газообразную фазу $i_3 = i_4$ (17)

2.4. Уравнение динамики температуры испарения

Конструкция теплообменника-испарителя была принята кожухотрубной многоходовой. Внутри труб течет рабочий агент (фреон-132b), а снаружи пучок труб обтекает тосол. При этом баланс тепловой мощности теплообменника-испарителя имеет следующий вид:

$$Q_u = Q_{тн.и} - Q_{Ком.и}. \quad (18)$$

Тепловая мощность (теплосодержание) рабочего агента приходится на 1 градус в теплообменнике-испарителе при полном его переходе в газообразное состояние:

$$Q_u = \frac{Cp'_u + Cp''_u}{2} \cdot m_u \cdot \Delta T_u, \quad (19)$$

где Cp'_u и Cp''_u — соответственно изобарные теплоемкости жидкой и газообразной фазы рабочего агента, кДж/(кг·К); m_u — масса рабочего агента в теплообменнике-испарителе, кг.

Тепловая мощность, отводимая компрессором от теплообменника-испарителя:

$$Q_{Ком.и} = (i_1 - i_4) \cdot G_{Ком}, \quad (20)$$

где i_1 и i_4 — энтальпии в рабочих точках (рис. 1), кДж/кг.

Мощность теплопередачи в теплообменнике-испарителе с учетом средне-логарифмического температурного напора примет следующий вид:

$$Q_{тн.и} = F_u \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Тос}} + \frac{\delta_{тр.и}}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_u}} \cdot \frac{(T'_{Тос} - T_u) - (T''_{Тос} - T_u)}{\ln \left(\frac{T'_{Тос} - T_u}{T''_{Тос} - T_u} \right)}, \quad (21)$$

где F_u — площадь теплопередающей поверхности теплообменника-испарителя, м²; $\delta_{тр.и}$ — толщина стенки трубки теплообменника-испарителя, м; T_u — темпера-

тура конденсации рабочего агента в теплообменнике-испарителе, °С; T'_{Toc} и T''_{Toc} — соответственно температуры теплоносителя (тосол 65) на входе и выходе теплообменника-испарителя.

Исходя из баланса тепловой мощности (18) и его составляющих уравнений (19-21) подводимых и отводимых тепловых мощностей, уравнение динамики температуры испарения получим в следующем виде:

$$m_u(t) \cdot \frac{(Cp'_u + Cp''_u)}{2} \cdot \frac{dT_u}{dt} = F_u \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Toc}} + \frac{\delta_{mp,u}}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_u(t)}} \times \\ \times \frac{(T'_{Toc} - T_u) - (T''_{Toc} - T_u)}{\ln\left(\frac{T'_{Toc} - T_u}{T''_{Toc} - T_u}\right)} - (i_1 - i_4) \cdot G_{Ком}(t) \quad (22)$$

Коэффициент теплоотдачи при кипении рабочего агента в круглых трубах двухфазного течения [14]:

$$\alpha_u = 0,65 \cdot 10^5 \cdot \frac{\lambda'_{u_{\varepsilon}}}{d_{u_{\varepsilon}}} \cdot \left(\frac{v''_u \cdot d_{u_{\varepsilon}}}{v''_u}\right)^{0,73} \cdot \left(\frac{v'_u \cdot d_{u_{\varepsilon}}}{v'_u}\right)^{-0,73} \cdot \left(\frac{v'_u}{a'_u}\right)^{0,3} \cdot \left(\frac{L_u}{d_{u_{\varepsilon}}}\right)^{-1,69}, \quad (23)$$

где v''_u и v'_u — соответственно скорости движения газообразной и жидкой фазы рабочего агента, м/с, которые вычислялись по следующим соотношениям:

$$v''_u(t) = \frac{G_{Ком}(t) \cdot x_u(t)}{2 \cdot \rho''_u(t) \cdot S_{mp,u} \cdot z_u}, \quad (24)$$

$$v'_u(t) = \frac{G_{Ком}(t) \cdot (1 - x_u(t))}{2 \cdot \rho'_u(t) \cdot S_{mp,u} \cdot z_u}, \quad (25)$$

где X — паросодержание в рабочей точке 4 (рис. 1) [2]:

$$x_u(t) = \frac{i_4(t) - i'_4(t)}{i_1(t) - i'_4(t)}. \quad (26)$$

Коэффициент теплоотдачи тосола для кожухотрубного многоходового теплообменника-испарителя определялся из уравнения подобия для обтекания пучка труб с шахматным расположением [11]:

$$\alpha_{Toc,u} = 0,41 \cdot \frac{\lambda'_{Toc,u}}{d_{u,u}} \cdot \left(\frac{v_{Toc,u} \cdot d_{u,u}}{v_{Toc,u}}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{v_{Toc,u}}{a_{Toc,u}}\right)^{0,33}. \quad (27)$$

В уравнении (27) за определяющий размер принят наружный диаметр $d_{и.н}$ обтекаемой трубы пучка, м, а за определяющую скорость $v_{Тос.и}$ — максимальная скорость в пучке в самом узком сечении.

2.5. Масса рабочего агента в теплообменнике-испарителе и конденсаторе

Теоретическая масса рабочего агента в теплообменнике-испарителе и -конденсаторе принималась постоянной, так как система замкнута и для номинального режима работы определялась суммой жидкой и парообразной фаз:

$$m = m_{жс} + m_n = V \cdot \left[\frac{\int_0^L \rho_n \cdot \frac{S_n}{S} dl + \int_0^L \rho_{жс} \cdot \frac{S_{жс}}{S} dl}{\int_0^L dl} \right]. \tag{28}$$

С учетом того что удельное объемное паросодержание α' для элементарного объема выраженное через отношение площадей равно:

$$\alpha' = \frac{S_n}{S_n + S_{жс}}, \tag{29}$$

то выражение (28) можно преобразовать в уравнение следующего вида:

$$m = V \cdot \left[\frac{\int_0^L (\rho_n \cdot \alpha' + (1 - \alpha') \cdot \rho_{жс}) dl}{L} \right], \tag{30}$$

где L — эквивалентная длина теплообменника-испарителя (отношение внутреннего объема V к суммарной площади проходного сечения $S_{сум}$), м.

В свою очередь, массовое паросодержание определяется отношением массового расхода паровой фазы к полному массовому расходу:

$$x = \frac{m_n}{m_n + m_{жс}}, \tag{31}$$

с учетом того что $m = \rho \cdot S \cdot v$, удельное объемное паросодержание (29) можно привести к уравнению вида:

$$\alpha' = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \cdot \frac{\rho_n}{\rho_{жс}} \cdot \gamma \right]^{-1}, \tag{32}$$

где $\gamma = v_n/v_{жс}$ — коэффициент скольжения фаз на границе раздела ($\gamma = 1$ для гомогенной модели).

После совместного решения уравнений (30) и (32) относительно массы m_n рабочего агента получим выражение для расчета ее численного значения в теплообменнике-испарителе при номинальном режиме работы с учетом паросодержания в рабочей точке 4 термодинамического цикла (рис. 1 а):

$$m_u = \frac{V_u}{L_u} \cdot \int_0^{L_u} \left(\rho_{n.u} + \frac{\rho_{ж.и} - \rho_{n.и}}{1 + \left[\frac{1}{\left(\frac{1-x}{L_u} \cdot l + x \right)} - 1 \right] \cdot \frac{\rho_{n.и}}{\rho_{ж.и}}} \right) dl, \quad (33)$$

где $1/\left(\frac{1-x}{L_u} \cdot l + x\right)$ — функция изменения паросодержания X по длине L_u теплообменника-испарителя (при значении $l = 0$ (рис. 3 а) паросодержание равно его текущему значению в рабочей точке 4 (рис. 1 б) $x = X$, при значении $l = L_u$ текущее паросодержание принимает значение $x = 1$).

Соответственно, выражение для расчета массы m_k рабочего агента в теплообменнике-конденсаторе, предполагая, что процесс конденсации происходит полностью, а паросодержание меняется в диапазоне от 1 до 0, получается в виде:

$$m_k = \frac{V_k}{L_k} \cdot \int_0^{L_k} \left(\rho_{n.к} + \frac{\rho_{ж.к} - \rho_{n.к}}{1 + \left[\frac{1}{\left(1 - \frac{l}{L_k} \right)} - 1 \right] \cdot \frac{\rho_{n.к}}{\rho_{ж.к}}} \right) dl, \quad (34)$$

где $1/\left(1 - \frac{l}{L_k}\right)$ — функция изменения паросодержания X по длине L_k теплообменника-конденсатора (при значении $l = 0$ (рис. 3 а) паросодержание равно $x = 1$, при значении $l = L_k$ текущее паросодержание принимает значение $x = 0$).

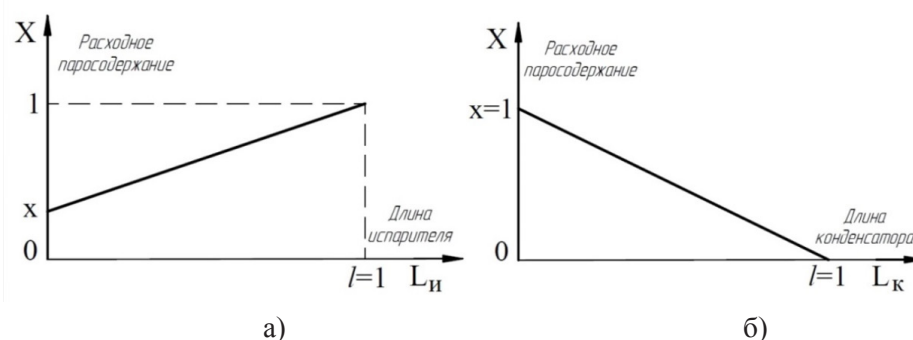


Рис. 2. Изменение расходного паросодержания: а — при кипении рабочего агента в теплообменнике-испарителе; б — при конденсации рабочего агента в теплообменнике-конденсаторе

Fig. 2. Variation of steam consumption: а — during working medium boiling in the heat exchanger-evaporator; б — during the working medium condensation in the heat exchanger-condenser

2.6. Принятые допущения и метод расчета

При составлении динамической модели системы охлаждения были приняты упрощающие расчет допущения: в дифференциальных уравнениях теплового баланса теплообменника-испарителя и -конденсатора при расчете коэффициента теплопередачи не учитывалось термическое сопротивление загрязнений и паровой пленки; температура на границе внутренней стенки трубок теплообменников и паровой пленки считалась равной температуре процесса конденсации T_k и испарения T_u соответственно; масса рабочего агента определялась с использованием гомогенной модели (32); изэнтропийность процесса дросселирования рабочего агента в расширительном клапане; постоянство температур и массовых расходов охлаждаемой (тосол 65) и охлаждающей (воздуха) сред; во всем интервале расчета теплоотдачи при кипении использовалось уравнение (23) для смоченных режимов.

Уравнения динамики (формулы (11) и (22)) температур в теплообменнике-испарителе и -конденсаторе решались численным методом Рунге — Кутты 4-го порядка. При этом значения переменных входящих в эти уравнения: коэффициенты теплоотдачи при конденсации α_k (12) и испарении α_u (23) в двухфазной области, определялись функцией массового расхода $G_{Ком}(t)$ (5), зависящей от оборотов вала компрессора по времени, при этом динамика оборотов вала задавалась экспоненциально уравнением вида:

$$n(t) = n_{Ком} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{n}} \right), \quad (35)$$

где n_n — время достижения компрессором номинального режима работы, с.

В начальный момент времени $t = 0$ считалось, что массы рабочего агента, содержащиеся в теплообменнике-испарителе $m_{u,0}$ и -конденсаторе $m_{k,0}$ средней

суммарной плотности $\rho_{к.0} = \rho'_{к.0} + \rho''_{к.0}/2$ и $\rho_{и.0} = \rho'_{и.0} + \rho''_{и.0}/2$, распределены пропорционально их объемам V_u и V_k при давлении насыщенного пара соответствующего температуре окружающей среды равной 25°C:

$$m_{и.0} = \frac{m_{сум}}{V_u \cdot V_k} \cdot V_u, \quad (36)$$

$$m_{к.0} = \frac{m_{сум}}{V_u \cdot V_k} \cdot V_k, \quad (37)$$

где $m_{сум} = m_k + m_u$ — суммарная масса рабочего агента в теплообменниках конденсаторе и испарителе в номинальном режиме работы парокompрессионной системы охлаждения.

Численные значения теплоемкостей Cp' жидкой и Cp'' газообразной фаз рабочего агента в конденсаторе и испарителе, а также энтальпий i в рабочих точках цикла (рис. 1 б), теплопроводности λ , динамической вязкости μ и плотности ρ' и ρ'' определялись по значению температур в теплообменнике-конденсаторе и -испарителе (формулы (11) и (22)) путем интерполяции данных в таблицы [10].

3. Результаты моделирования и их анализ

В результате выполненных расчетов построены переходные характеристики температур рабочего агента в теплообменнике-испарителе T_u и -конденсаторе T_k и соответствующих им давлений $P_u^{interp}(T_u)$, $P_k^{interp}(T_k)$ (путем интерполяции данных в таблицы [10]) в процессах конденсации и испарения в момент запуска системы из режима ожидания при температуре окружающей среды плюс 25°C и 50°C (рис. 3-6).

По характеру изменения температур T_u , T_k (рис. 3 и 4) и давлений P_u , P_k (рис. 5 и 6) отмечается малое время стабилизации. Так, температура испарения T_u достигает установившегося значения за 4 с, а температура конденсации T_k — 3,5 с, независимо от значений температуры окружающей среды и, соответственно, температуры рабочего агента в момент перед запуском системы. Обращает на себя внимание «провал» характеристик температуры T_u (рис. 3 б) и давления P_u (рис. 5 б) испарения рабочего агента в течении первой секунды после пуска системы при температуре окружающей среды плюс 50°C. Причиной этого, если исходить из уравнения динамики (22), является малое значение коэффициента теплопередачи, вызванное сравнительно небольшим логарифмическим температурным напором и невысокими значениями скоростей v'_u , v''_u (23) движения фаз рабочего агента в сравнении с большей величиной отведенного тепла компрессором.

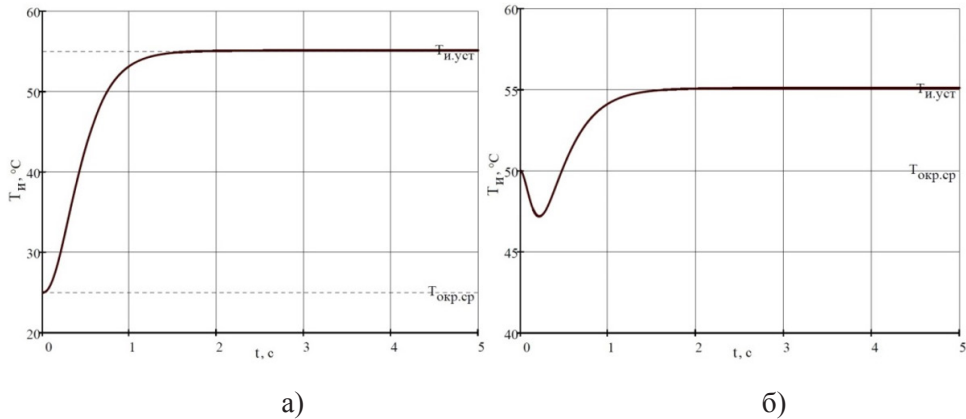


Рис. 3. Переходные характеристики T_u при запуске системы из режима ожидания: а — при температуре окружающей среды плюс 25°C; б — при температуре окружающей среды плюс 50°C

Fig. 3. Transient characteristics T_u at the system start from standby mode: а — at ambient temperature of plus 25°C; б — at ambient temperature of plus 50°C

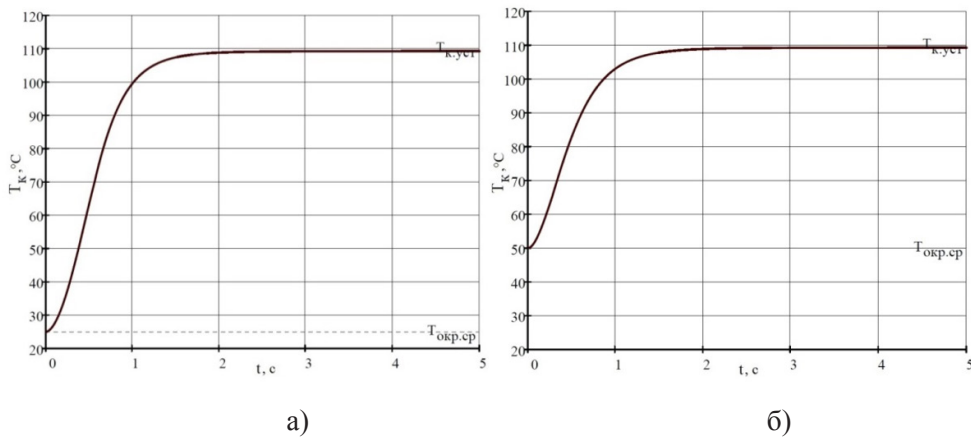


Рис. 4. Переходные характеристики T_k при запуске системы из режима ожидания: а — при температуре окружающей среды плюс 25°C; б — при температуре окружающей среды плюс 50°C

Fig. 4. Transient characteristics T_k at the system start from standby mode: а — at ambient temperature of plus 25°C; б — at ambient temperature of plus 50°C

При значении температуры окружающей среды плюс 25°C увеличившийся логарифмически температурный напор компенсирует малое значение коэффициента теплопередачи и динамическая характеристика, температуры T_u (рис. 3 а) и давления P_u (рис. 5 а), плавно возрастает до установившегося значения $T_{u,уст}$.

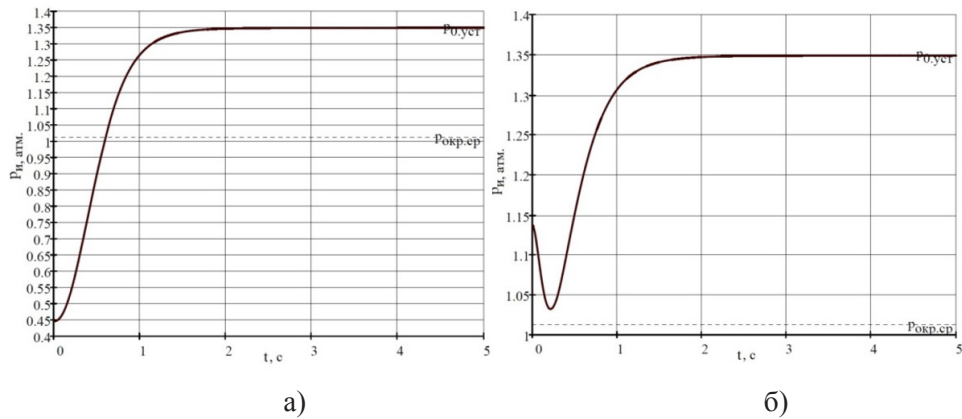


Рис. 5. Переходные характеристики P_u при запуске системы из режима ожидания: а — при температуре окружающей среды плюс 25°C; б — при температуре окружающей среды плюс 50°C

Fig. 5. Transient characteristics P_u at the system start from standby mode: а — at ambient temperature of plus 25°C; б — at ambient temperature of plus 50°C

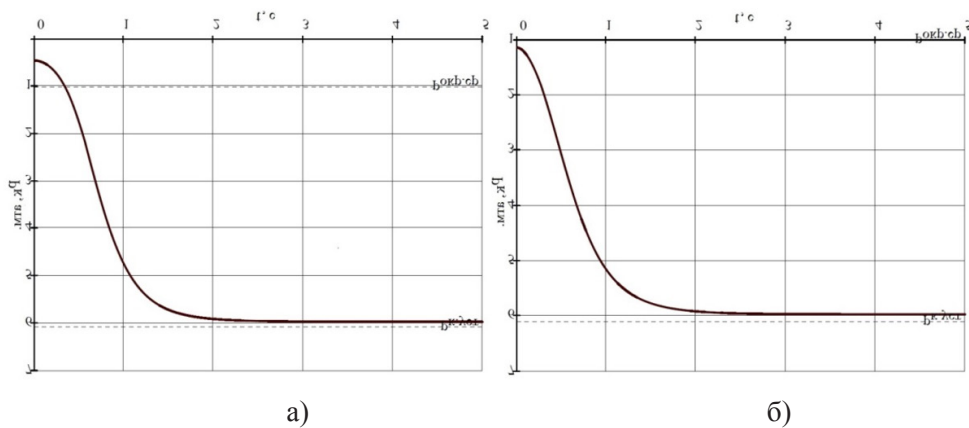


Рис. 6. Переходные характеристики P_k при запуске системы из режима ожидания: а — при температуре окружающей среды плюс 25°C; б — при температуре окружающей среды плюс 50°C

Fig. 6. Transient characteristics P_k at system start from standby mode: а — at ambient temperature of plus 25°C; б — at ambient temperature of plus 50°C

Очевидно, одним из факторов, оказывающих влияние на время стабилизации параметров системы охлаждения, согласно уравнениям динамики (11) и (22), является величина теплосодержания рабочего агента, определяемая его массой, содержащейся в теплообменнике-испарителе и -конденсаторе. В свою очередь, эта масса, в соответствии с выражениями (33) и (34), существенно зависит от объемов V_u и V_k , следовательно, от площадей теплопередающих поверхностей F_u и F_k , которые в практике расчета парокompрессионных систем охлаждения

определяются с использованием статических критериальных уравнений для номинального режима работы, при котором паросодержание X рабочего агента на входе в теплообменник-испаритель составляет 20-30%. Такое паросодержание соответствует снарядному, снарядно-кольцевому двухфазному режиму течения [14], при котором теплоотдача кратно выше, чем при расслоенном и расслоенном с гладкой волновой границей раздела фаз течения.

Другим фактором, сокращающим время стабилизации параметров (в отличие от результата эксперимента, представленного в работе [21]) системы охлаждения, является наличие области перегрева 2 – 2" (рис. 1 б), в которой процесс теплоотдачи осуществляется от перегретого пара стенке теплообменника-конденсатора, и коэффициент теплоотдачи тоже существенно меньше, чем непосредственно в области 2" – 3 (рис. 1 б) конденсации. Это обстоятельство также увеличивает объем, следовательно, массу рабочего агента в теплообменнике-конденсаторе.

Заключение

В данной работе представлена динамическая модель парокompрессионной системы охлаждения, учитывающая массу рабочего агента непосредственно в области испарения и конденсации, а также динамики параметра паросодержания рабочего агента на входе в теплообменник-конденсатор.

Выявлено и объяснено наличие «провалов» на переходных характеристиках температуры и давления испарения в первую секунду после пуска системы из состояния ожидания, а также влияние на них начальных значений температуры окружающей среды.

Результат моделирования показал, что для исследования переходных характеристик недостаточно использовать критериальные уравнения, полученные для каких-либо одних режимов двухфазного течения, которые могут давать удовлетворительную сходимость в номинальном режиме работы парокompрессионной системы охлаждения.

Таким образом, дальнейшее развитие математической модели целесообразно вести в направлении учета всей карты режимов двухфазного течения при кипении в совокупности с соответствующими ей критериальными уравнениями, а также учета зон перегрева и возможного переохлаждения рабочего агента на выходе и входе компрессора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авчухов В. В. Задачник по процессам тепломассообмена: учебное пособие для вузов / В. В. Авчухов, Б. Я. Паюсте. М.: Энергоатомиздат, 1986. 144 с.
2. Болгарский А. В. Термодинамика и теплопередача: учебн. для вузов / А. В. Болгарский, Г. А. Мухачев, В. К. Щукин. Изд. 2-ое, перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1975. 495 с.

3. Карелин Д. Л. Метод расчета температуры конденсации рабочего агента для парожидкостных компрессионных систем охлаждения / Д. Л. Карелин, В. М. Гуреев // Вестник КГТУ им. Туполева. Казань: КНИТУ КАИ, 2016. № 4. С. 20-24.
4. Карелин Д. Л. Методика расчета параметров термодинамического цикла пароконденсационной системы охлаждения / Д. Л. Карелин // Труды Академэнерго. Казань, 2017. № 3. С. 23-31.
5. Карелин Д. Л. Моделирование системы охлаждения с парожидкостной компрессионной установкой / Д. Л. Карелин, В. М. Гуреев, В. Л. Мулюкин // Вестник КГТУ им. Туполева. Казань: КНИТУ КАИ, 2015. № 5. С. 5-10.
6. Кораблев В. А. Интенсификация теплообмена в системе обеспечения теплового режим полупроводникового электронного прибора / В. А. Кораблев, Л. А. Савинцева, А. В. Шарков // Научно-технический вестник ИТМО. 2003. № 3. С. 141-145.
7. Кошкин Н. Н. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Н. Н. Кошкин. Л.: Машиностроение, 1976. 402 с.
8. Кривов В. Г. Теплоотвод в зарубашечное пространство форсированного тепловозного дизеля при его высокотемпературном охлаждении / В. Г. Кривов, С. А. Синатов, Ф. Г. Ким, Н. А. Устинов // Двигателестроение. 1986. № 11. С. 5-11.
9. Патрахальцев Н. Н. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом / Н. Н. Патрахальцев, А. А. Савастенко. М.: Легион-Автодата, 2004. 176 с.
10. Промышленные фторорганические продукты: справ. изд. / Б. Н. Максимов, В. Г. Баранов, В. С. Зотиков и др. Л.: Химия, 1990. 464 с.
11. Розенфельд Л. М. Холодильные машины и аппараты / Л. М. Розенфельд, А. Г. Ткачев. М.: ГИТЛ, 1960. 666 с.
12. Склифус Я. К. Фазовые переходы теплоносителя в системе охлаждения дизеля тепловоза / Я. К. Склифус // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. 2014. № 4 (29). С. 92-95.
13. Утиленко А. И. Принципы построения высокоэффективных систем охлаждения электронных приборов: дисс. ... докт. техн. наук / А. И. Утиленко. Рязань, 2009. 419 с.
14. Чумак И. Г. Холодильные установки / И. Г. Чумак, В. П. Чепурненко, С. Г. Чулкин. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. 344 с.
15. ASHRAE Handbook. Fundamentals. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2001.
16. Cabello R. Experimental Evaluation of the Internal Heat Exchanger Influence on a Vapor-Compression Plant Performance Using R134a, R407C And R22 as Working Fluids / R. Cabello, E. Torrella, J. Navarro-Esbri // Appl Therm Eng. 2004. Vol. 24. Pp. 1905-1917. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2003.12.003
17. Dilay E. A Volume Element Model (VEM) for Energy Systems Engineering / E. Dilay, J. V. C. Vargas, J. A. Souza, J. C. Ordonez, S. Yang, A. B. Mariano. Int J Energy Res. 2015. Vol. 39(1). Pp. 46-74. DOI: 10.1002/er.3209
18. Elgendy E, Schmidt J, Khalil A, Fatouh M. Modelling and Validation of a Gas Engine Heat Pump Working with R410A for Cooling Applications // Appl Energy. 2011. Vol. 88(12). Pp. 4980-4988. DOI: 10.1016/j.apenergy.2011.06.046

19. Jabardo J. M. S. Modeling and Experimental Evaluation of an Automotive Air Conditioning System with a Variable Capacity Compressor / J. M. S. Jabardo, W. G. Mammani, M. R. Ianella // *Int J Refrigeration*. 2002. Vol. 25. Pp. 1157-1172.
DOI: 10.1016/S0140-7007(02)00002-6
20. Klimenko V. V. A Generalized Correlation for Two-Phase Forced flow Heat Transfer / V. V. Klimenko // *Int J Heat Mass Trans.* 1988. Vol. 31(3). Pp. 541-552.
DOI: 10.1016/0017-9310(88)90035-X
21. Sanaye S. Dynamic Modeling of Gas Engine Driven Heat Pump System in Cooling Mode / S. Sanaye, M. Chahartaghi, H. Asgari // *Energy*. 2013. Vol. 55. Pp. 195-208.
DOI: 10.1016/j.energy.2013.03.074
22. Zhao Lei. Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system / Lei Zhao, M. Zaheeruddin // *Appl Therm Eng.* 2005. Vol. 25. Pp. 2258-2271.
DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2005.01.002

Dmitry L. KARELIN¹

UDC 51-73:621.574

THE DYNAMIC MODEL OF VAPOR-COMPRESSION COOLING SYSTEM OF POWER MACHINES

¹ Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor, Department of High-Energy Processes and Aggregates, Naberezhnye Chelny Institute (Kazan Federal University Branch)
karelindl@mail.ru

Abstract

This article presents a dynamic model of a vapor-compression cooling system, considering the mass of the working medium contained in the volume of the heat exchanger-evaporator, the heat exchanger-condenser, and the dynamics of the vapor content of the working medium at the inlet to the heat exchanger-condenser. The author has revealed and explained the presence of “dips” in the transient characteristics of temperature and evaporation pressure at the first second after the system start from standby mode, as well as the influence of the initial values of the ambient temperature on them. He shows that in order to study the transient characteristics of vapor-compression cooling systems, it is necessary to use criterial heat transfer equations that take into account the entire two-phase flow mode map during boiling, as well as to account for the overheating zones and possible supercooling of the working medium at the compressor outlet and inlet.

Keywords

Dynamic model, vapor-compression cooling system, heat transfer, temperature difference, compressor, boiling, condensation.

DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-2-22-42

Citation: Karelin D. L. 2018. “The Dynamic Model of Vapor-Compression Cooling System of Power Machines”. Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy, vol. 4, no 2, pp. 22-42.

DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-2-22-42

REFERENCES

1. Avchuhov V. V., Payuste B. Ya. 1986. Zadachnik po processam teplomassoobmena. Uchebnoe posobie dlya vuzov [Book on Heat and Mass Transfer Processes: A Textbook for Universities]. Moscow: Energoatomizdat.
2. Bolgarskiy A. V., Mukhachev G. A., Shchukin V. K. 1975. Termodinamika i teploperedacha. Uchebn. dlya vuzov [Thermodynamics and Heat Transfer: A Textbook for Universities]. 2nd edition, revised. Moscow: Vysshaya shkola.
3. Karelin D. L., Gureev V. M. 2016. "Metod rashcheta temperatury kondensatsii rabocheho agenta dlya parozhidkostnykh kompressionnykh sistem okhlazhdeniya" [The Method of Calculating the Condensing Temperature Working Agent for Gas and Liquid Compression Cooling Systems]. Vestnik KGTU im. Tupoleva, no 4, pp. 20-24. Kazan: redaktsiya zhurnala KNITU KAI.
4. Karelin D. L. 2017. "Metodika rashcheta parametrov termodinamicheskogo tsikla parokompressionnoy sistemy okhlazhdeniya" [Methods of Calculation of Parameters of the Thermodynamic Cycle Gas Compressing Cooling System]. Trudy Akademenergo, no 3, pp. 23-31. Kazan.
5. Karelin D. L., Gureev V. M., Mulyukin V. L. 2015. "Modelirovanie sistemy okhlazhdeniya s parozhidkostnoy kompressionnoy ustanovkoy" [Simulation of Cooling System with Gas-Liquid Compression iInstallation]. Vestnik KGTU im. Tupoleva, no 5, pp. 5-10. Kazan: redaktsiya zhurnala KNITU KAI.
6. Korablev V. A., Savintseva L. A., Sharkov A. V. 2003. "Intensifikatsiya teploobmena v sisteme obespecheniya teplovogo rezhim poluprovodnikovogo elektronnoho pribora" [Heat Transfer Intensification of Heat Management System Mode of Semiconductor Electronic Device]. Nauchno-tehnicheskii vestnik ITMO, no 3, p. 141-145.
7. Koshkin N. N. 1976. Teplovye i konstruktivnye rashchety kholodil'nykh mashin [Thermal and Structural Calculations of Refrigerating Machines]. Leningrad: Mashinostroenie.
8. Krivov V. G., Sinatov S. A., Kim F. G., Ustinov N. A. 1986. "Teplootvod v zarubashechnoe prostranstvo forsirovannogo teplovoznogo dizelya pri ego vysokotemperaturnom okhlazhdenii" [The Heat Transfer into the Inner Space of the Forced Diesel Engine while Keeping Its Cooling Temperature High]. Dvigatelistroenie, no 11, p. 5-11.
9. Patrakhaltsev N. N., Savastenko A. A. 2004. Forsirovanie dvigateley vnutrennego sgoraniya nadduvom [Forcing the Supercharging of Internal Combustion Engines]. Moscow: Legion-Avtodata.
10. Maksimov B. N., Baranov V. G., Zotikov V. S. et al. 1990. Promyshlennyye ftororganicheskie produkty. Sprav. izd. [Industrial Fluorinated Organic Products: Reference Book]. Leningrad: Khimiya.
11. Rozenfeld L. M., Tkachev A. G. 1960. Kholodil'nye mashiny i apparaty [Refrigerating Machines]. Moscow: GITL.
12. Sklifus Ya. K. 2014. "Fazovye perekhody teplonositelya v sisteme okhlazhdeniya dizelya teplovoza" [Phase Transitions of the Coolant in the Cooling System of a Diesel Locomotive]. Trudy Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya, no 4 (29), pp. 92-95.

13. Utilenko A. I. 2009. "Printsiipy postroeniya vysokoe ffektivnykh sistem okhlazhdeniya elektronnykh priborov" [Principles of Constructing Highly Efficient Cooling Systems and Electronic Devices]. Cand. Sci. (Tech.) diss. Ryazan.
14. Chumak I. G., Chepurenko V. P., Chuklin S. G. 1981. Kholodil'nye ustanovki [Refrigeration]. 2nd edition, revised. Moscow: Legkaya i pishchevaya promyshlennost.
15. ASHRAE. 2001. ASHRAE Handbook, Fundamentals. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
16. Cabello R., Torrella E., Navarro-Esbri J. 2004. "Experimental Evaluation of the Internal Heat Exchanger Influence on a Vapor-Compression Plant Performance Using R134a, R407C and R22 as Working Fluids". Applied Thermal Engineering, vol. 24, no 13, pp. 1905-1917. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2003.12.003
17. Dilay E., Vargas J.V. C., Souza J. A., Ordonez J. C., Yang S., Mariano A. B. 2015. "A Volume Element Model (VEM) for Energy Systems Engineering". International Journal of Energy Research, vol. 39, no 1, pp. 46-74. DOI: 10.1002/er.3209
18. Elgendy E, Schmidt J, Khalil A, Fatouh M. 2011. "Modelling and Validation of a Gas Engine Heat Pump Working with R410A for Cooling Applications". Applied Energy, vol. 88, no 12, pp. 4980-4988. DOI: 10.1016/j.apenergy.2011.06.046
19. Jabardo J. M. S., Mammani W. G., Ianella M. R. 2002. "Modeling and Experimental Evaluation of an Automotive Air Conditioning System with a Variable Capacity Compressor". International Journal of Refrigeration, vol. 25, pp. 1157-1172. DOI: 10.1016/S0140-7007(02)00002-6
20. Klimenko V. V. 1988. "A Generalized Correlation for Two-Phase Forced flow Heat Transfer". International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 31, no 3, pp. 541-552. DOI: 10.1016/0017-9310(88)90035-X
21. Sanaye S., Chahartaghi M., Asgari H. 2013. "Dynamic Modeling of Gas Engine Driven Heat Pump System in Cooling Mode". Energy, vol. 55, pp. 195-208. DOI: 10.1016/j.energy.2013.03.074
22. Zhao Lei, Zaheeruddin M. 2005. "Dynamic Simulation and Analysis of a Water Chiller Refrigeration System". Applied Thermal Engineering, vol. 25, pp. 2258-2271. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2005.01.002