



DOI: 10.18721/JPM.11406

УДК 51-73: 621.574

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ

**Д.Л. Карелин<sup>1</sup>, А.В. Болдырев<sup>2</sup>, В.М. Гуреев<sup>3</sup>, С.В. Болдырев<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> Казанский (Приволжский) федеральный университет,  
г. Казань, Российская Федерация;

<sup>2</sup> Набережночелнинский институт (филиал) Казанского (Приволжского) федерального  
университета», г. Набережные Челны, Российская Федерация;

<sup>3</sup> Казанский национальный исследовательский технический университет  
им. А.Н. Туполева – КАИ, г. Казань, Российская Федерация

В работе представлена динамическая модель парокompрессионной системы охлаждения. Особенности модели являются учет массы рабочего агента в теплообменниках (испарителе и конденсаторе), изменения во времени паро-содержания этого агента на выходе из расширительного клапана и учет всего спектра режимов двухфазных течений при испарении рабочего агента. В ходе численного моделирования установлено, что для стабилизации температур и массового расхода в парокompрессионной системе охлаждения требуется большее время, чем для стабилизации частоты вращения вала компрессора. Показана связь отрицательной динамики температуры испарения с начальной температурой окружающей среды, а также связь задержки стабилизации массового расхода рабочего агента с указанной начальной температурой и степенью повышения давления в термодинамическом цикле парокompрессионной системы охлаждения.

**Ключевые слова:** динамическая модель, парокompрессионная система охлаждения, теплоотдача, температурный напор, компрессор

**Ссылка при цитировании:** Карелин Д.Л., Болдырев А.В., Гуреев В.М., Болдырев С.В. Моделирование динамических процессов в парокompрессионной системе охлаждения // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки. 2018. Т. 11. № 4. С. 61–76. DOI: 10.18721/JPM.11406

## MODELING OF DYNAMIC PROCESSES IN THE VAPOR COMPRESSION COOLING SYSTEM

**D.L. Karelin<sup>1</sup>, A.V. Boldyrev<sup>2</sup>, V.M. Gureev<sup>3</sup>, S.V. Boldyrev<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> Kazan (Volga region) Federal University, Kazan, Russian Federation;

<sup>2</sup> Kazan Federal University – Naberezhnye Chelny Institute,  
Naberezhnye Chelny, Russian Federation;

<sup>3</sup> Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev – KAI,  
Kazan, Russian Federation

In the paper, a dynamic model of a vapor compression cooling system is presented. In addition to the usual one, it takes into account the working agent's masses in the heat exchangers, this agent's vapor content behavior in time at the outlet of the expansion valve, and the whole spectrum of two-phase flow modes during the working agent's evaporation. It was established that it took more time for temperature's and mass flow's (in a vapor compression cooling system) transitions to steady states than

for the rotational speed of the compressor shaft. The connection between the negative dynamics of the evaporation temperature and the initial ambient temperature was shown. Moreover, it was the connection between the delay in stabilization of the mass flow of the working medium and the initial ambient temperature as well as the degree of a pressure increase in the thermodynamic cycle of the vapor compression cooling system.

**Keywords:** dynamic model, vapor-compression cooling system, heat transfer, temperature difference, compressor

**Citation:** D.L. Karelin, A.V. Boldyrev, V.M. Gureev, S.V. Boldyrev. Modeling of dynamic processes in the vapor compression cooling system, St. Petersburg Polytechnical State University Journal. Physics and Mathematics. 11 (4) (2018) 61–76. DOI: 10.18721/JPM.11406

### Введение

Современная тенденция развития энергетических машин неразрывно связана с проблемой постоянного обеспечения теплового состояния. Эта проблема усложняется ростом плотности тепловой энергии, подлежащей рассеянию системой охлаждения по всему диапазону изменения как нагрузки на энергетическую машину, так и внешних параметров окружающей среды. На данный момент известны различные решения, позволяющие существенно улучшить эффективность охлаждения. Одним из них является подъем температуры теплоносителя выше температуры кипения при нормальных условиях [1, 2] (высокотемпературное охлаждение), но оно имеет существенные недостатки: во-первых, не решает проблемы эффективности охлаждения при температуре окружающей среды, существенно превышающей допустимые значения, во-вторых, применимо не для всех систем [3]. В работе [4] предложен достаточно действенный способ повышения эффективности систем охлаждения и уменьшения габаритных размеров ввиду улучшения теплопередающей способности радиаторов (достигается изменением функциональной схемы) и способа передачи тепла с использованием процессов фазовых переходов теплоносителя. В своих исследованиях автор использовал вместо классических теплоносителей (вода либо водный раствор этиленгликоля) азеотропную смесь воды (81,8 %) и анилина (18,2 %) с температурой кипения 75 °С. В этой работе автор также отметил, что решение вопроса о высоких давлениях конденсации спиртов, хладонов и фреонов может дать возможность их использования

в качестве теплоносителей.

Эффективность управления тепловой нагрузкой корабельных электрических систем заключает в себе целый ряд проблем, связанных с необходимостью рассеяния большого количества тепла, которое выделяется в ограниченном объеме этими современными энергосистемами, обладающими высокой удельной мощностью [5, 6]. Авторы отмечают, что для стабильной работы таких систем (например, электромагнитная пушка, радар, электромотор и моторный привод) требуется отдельная парокомпрессионная система охлаждения. Такие системы нуждаются в особых подходах при проектировании, так как, в отличие от традиционных парокомпрессионных систем, работающих по стационарному циклу сжатия, в них возможны резкие динамические изменения тепловых потоков охлаждаемых объектов. В связи с вышеизложенным, задача проектирования парокомпрессионных систем охлаждения, которые используются для управления их тепловым состоянием, должна решаться с помощью динамических моделей [7].

В статье [8] представлена статическая модель парокомпрессионной системы охлаждения на основе теоретических и эмпирических зависимостей. Массовый расход хладагента, холодопроизводительность испарителя, потребляемая мощность компрессора и коэффициент трансформации цикла определены по значениям температур хладагента в испарителе и конденсаторе, а также степени его перегрева на выходе испарителя.

В то же время в работе [9] статическая математическая модель парокомпрессион-

ной системы охлаждения получена через совместное решение уравнений баланса массы в компрессоре и теплообменниках, а также уравнений теплового баланса в конденсаторе и испарителе. Рассчитаны зависимости количества отводимого тепла от температуры и массового расхода воздуха. Проведено сравнение параметров классической и парокompрессионной систем охлаждения при одинаковых габаритах теплообменников и условиях окружающей среды.

Авторами статьи [10] предложен новый метод расчета температуры конденсации, учитывающий тип выбранного хладагента, изменение температуры и массового расхода охлаждающего воздуха, а также тепловую нагрузку на парокompрессионную систему охлаждения. На основе указанного метода, в статье [11] разработана методика расчета параметров термодинамического цикла данной системы.

В работе [12] предложена математическая модель и проведено моделирование парокompрессионной системы охлаждения с приводом от газового двигателя. В расчетах авторы использовали: уравнения полуэмпирической модели спирального компрессора; зависимость потребляемой мощности газового двигателя от частоты вращения его вала, температуры окружающего воздуха и мощности компрессора; уравнения модели пластинчатого теплообменника-испарителя.

Следует отметить, что в рассмотренных работах предметом интереса были параметры работы парокompрессионных систем охлаждения в установившемся режиме. Однако в действительности указанные параметры изменяются во времени как при запуске и отключении, так и при изменении условий окружающей среды и прочих условий. Следовательно, для оптимального управления работой компрессора, для обеспечения требуемых быстродействия и запаса устойчивости парокompрессионных установок и других параметров актуальным является исследование их динамических характеристик.

Так, в статье [13] представлена математическая модель динамики парокompрессионной системы охлаждения на основе

законов сохранения массы и энергии в испарителе, компрессоре, конденсаторе и расширительном клапане. Исследованы эксплуатационные характеристики системы — холодопроизводительность и холодильный коэффициент цикла. Определены такие параметры, как установившийся массовый расход хладагента, степень его перегрева в испарителе и другие. При анализе временных зависимостей частоты вращения вала компрессора и массового расхода рабочего агента отмечено высокое быстродействие системы.

В работе [14] выполнено экспериментальное и численное исследование динамики теплового насоса, работающего в режиме охлаждения и снабженного приводом спирального компрессора от газового двигателя. Математическая модель представлена уравнениями баланса энергии, критерияльными уравнениями теплоотдачи для двухфазных течений в теплообменниках и уравнениями для расчета параметров газового двигателя. Давления всасывания и нагнетания приняты равными давлениям, при которых происходит испарение и конденсация хладагента соответственно. Дифференциальные уравнения решены методом Рунге — Кутты. Исследовано изменение во времени температур испарения и конденсации, холодопроизводительности, расхода топлива газовым двигателем и потребляемой мощности на валу компрессора.

Тем не менее, в представленных работах не рассматривалось изменение во времени паросодержания в испарителе и масс хладагента в теплообменниках, что оказывает значительное влияние на точность результатов моделирования, поскольку указанные характеристики могут существенно изменяться в течение переходных процессов, например во временном интервале между запуском установки и моментом достижения ею стационарного режима работы. В то же время, учет данных факторов позволит повысить точность прогнозирования как времени нагрева и охлаждения энергетических агрегатов, теплообменников и аппаратов, так и других характеристик переходных процессов, информация о которых необходима при проектировании блоков

управления парокompрессионных систем охлаждения.

В настоящей работе разработана математическая модель динамики парокompрессионной системы охлаждения (рис. 1). Модель основана на решении уравнения ротационного пластинчатого компрессора и дифференциальных уравнений теплообменника-конденсатора, теплообменника-испарителя. Кроме того, модель учитывает массы рабочего агента, содержащиеся в теплообменнике-конденсаторе и теплообменнике-испарителе, изменение во времени паросодержания, а также теплоотдачу при кипении рабочего агента в соответствии с диаграммой режимов двухфазных течений. С помощью модели рассчитаны переходные характеристики, в частности изменение во времени температур конденсации и испарения (кипения), а также массового расхода рабочего агента, нагнетаемого компрессором.

#### Устройство и принцип действия парокompрессионной системы охлаждения

Моделируемая система работает по термодинамическому циклу, подобному тепловому насосу и кондиционеру. Она включает в себя парокompрессионный кон-

тур  $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4$  (рис. 1, *b*) циркуляции рабочего агента (фреон-132b), содержащий одноступенчатый ротационный пластинчатый компрессор (Com), теплообменник-конденсатор (СНЕ), расширительный клапан (регулируемый дроссель Thr) и теплообменник-испаритель (ЕНЕ). Теплота подводится к теплообменнику-испарителю из контура охлаждения, включающего насос (P), обеспечивающий циркуляцию теплоносителя (тосол-65), и рубашку охлаждения (CJ). Для отвода теплоты теплообменник-конденсатор обдувается воздухом из вентилятора (Air).

#### Динамическая модель парокompрессионной системы охлаждения

**Принятые допущения.** При разработке математической модели динамики парокompрессионной системы охлаждения приняты следующие допущения:

в дифференциальных уравнениях теплового баланса теплообменников при расчете коэффициента теплопередачи не учитывались термические сопротивления загрязнений и паровой пленки;

температура на границе внутренней стенки трубок теплообменников и паровой пленки считалась равной температуре про-

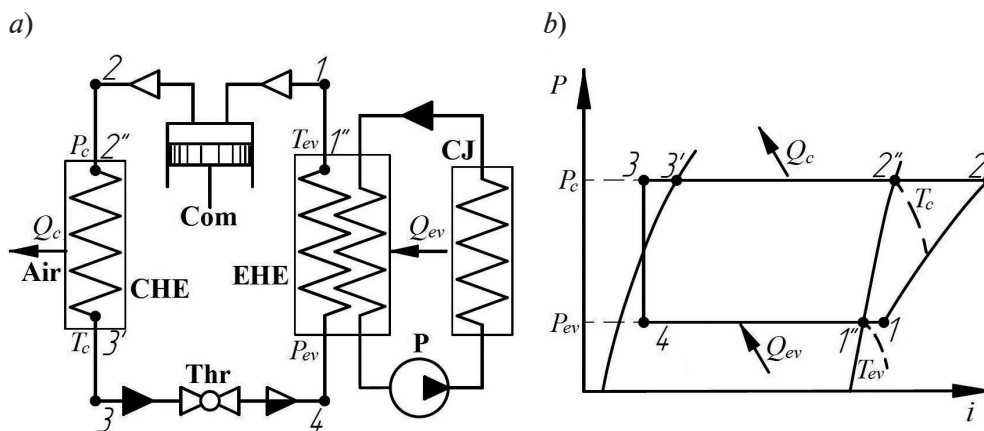


Рис. 1. Принципиальная схема парокompрессионной системы охлаждения (*a*) и ее термодинамический цикл  $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4$  (*b*):

Com – одноступенчатый ротационный пластинчатый компрессор, СНЕ – теплообменник-конденсатор, Thr – расширительный клапан, ЕНЕ – теплообменник-испаритель, P – насос, CJ – рубашка охлаждения; Air – воздух от вентилятора;  $T_c, P_c, T_{ev}, P_{ev}$  – температуры и давления процессов конденсации и испарения, соответственно;  $Q_{ev}, Q_c$  – тепловые мощности испарителя и конденсатора;  $P(i)$  – термодинамическая диаграмма  $P$ - $i$  рабочего агента (зависимость давления от удельной энтальпии для жидкой и паровой фаз); жирным пунктиром показаны изотермы

цесса конденсации  $T_c$  и испарения  $T_{ev}$ , соответственно (см. рис. 1);

масса рабочего агента рассчитывалась по гомогенной модели, предполагающей равномерное распределение паровой и жидкой фаз и не учитывающей эффект скольжения фаз на границе раздела;

процесс дросселирования рабочего агента в расширительном клапане считался изоэнтальпийным;

температуры и массовые расходы охлаждаемой (тосол-65) и охлаждающей (воздух) сред считались постоянными;

не учитывались тепловые потери в окружающую среду.

**Компрессор.** Удельная работа  $l_a$  адиабатного сжатия рабочего агента в компрессоре определялась по уравнению:

$$l_a = P_1 v_1 \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (1)$$

где  $P_1, P_2$ , Па, – давления в точках 1 и 2 термодинамического цикла;  $v_1$ , м<sup>3</sup>/кг, – удельный объем;  $k$  – показатель политропы.

Потребляемая (индикаторная) мощность  $N_i$  на валу компрессора:

$$N_i = \frac{l_a G_{com}}{\eta_{ad}}, \quad (2)$$

где  $G_{com}$ , кг/с, – массовый расход рабочего агента (фреон-132b);  $\eta_{ad}$  – адиабатный КПД, который для ротационного пластинчатого компрессора принимался равным 0,82 [15].

Объемный расход пара  $V_{com}$  (м<sup>3</sup>/с), всасываемого ротационным пластинчатым компрессором, рассчитывался (без учета толщины пластин) по следующей зависимости:

$$V_{com} = 2\pi D_{com} l_{com} \varepsilon_{com} n_{com} \lambda_{com}, \quad (3)$$

где  $D_{com}$ , м, – диаметр рабочей поверхности корпуса (цилиндра);  $l_{com}$ , м, – длина ротора (поршня);  $\varepsilon_{com}$ , м, – смещение центров образующих цилиндра и ротора (эксцентриситет);  $n_{com}$ , с<sup>-1</sup>, – число оборотов ротора в минуту;  $\lambda_{com}$  – коэффициент расхода, зависящий от степени повышения давления  $\pi_{com} = P_2 / P_1$  и размеров компрессора.

Из расчета допустимой нагрузки на пластину ротационных компрессоров, в зависимости от степени повышения давления  $\pi_{com}$ , приняты соотношения между основными геометрическими размерами его рабочих элементов [15, 16]:

$$\frac{l_{com}}{D_{com}} = 1,8; \quad \frac{2\varepsilon_{com}}{D_{com}} = 0,140 \quad (4)$$

$$\text{при } \pi_{com} = P_2 / P_1 \leq 2,5;$$

$$\frac{l_{com}}{D_{com}} = 1,8; \quad \frac{2\varepsilon_{com}}{D_{com}} = 0,115 \quad (5)$$

$$\text{при } \pi_{com} = P_2 / P_1 \leq 5,0.$$

В данной работе степень повышения давления принята равной  $\pi_{com} = 4,52$ , поэтому с учетом выражений (5) и соотношений для радиуса поршня компрессора  $R_{com} = D_{com}/2$  и массового расхода  $G_{com} = V_{com}/v_1$  уравнение массового расхода ротационного пластинчатого компрессора принимает вид:

$$G_{com}(t) = \frac{1,664\pi R_{com}^3 \lambda_{com} n_{com}}{v_1}. \quad (6)$$

Эмпирическая зависимость  $\lambda_{com}$  от степени повышения давления  $\pi_{com}$  в уравнении (6) принята следующей [15]:

$$\lambda_{com} = 1,0 - a \left( \frac{P_2}{P_1} \right), \quad (7)$$

где  $a = 0,05$  и  $0,10$  для крупных и для мелких компрессоров, соответственно.

**Уравнение динамики температуры испарения.** Конструкция теплообменника-испарителя принята кожухотрубной и многоходовой. Рабочий агент (фреон-132b) движется внутри пучка труб, который снаружи обтекается тосолом. Баланс тепловой мощности теплообменника-испарителя имеет следующий вид:

$$Q_{ev} = Q_{th, ev} - Q_{com, ev}, \quad (8)$$

где  $Q_{ev}$ , Вт, – изменение энтальпии рабочего агента в теплообменнике-испарителе за единицу времени;  $Q_{th, ev}$ , Вт, – мощность теплопередачи в теплообменнике-испарителе;  $Q_{com, ev}$ , Вт, – тепловая мощность, отводимая компрессором от теплообменника-испарителя.

Изменение энтальпии рабочего агента



в теплообменнике-испарителе за единицу времени выражается как

$$Q_{ev} = \frac{Cp'_{ev} + Cp''_{ev}}{2} \cdot m_{ev} \cdot \frac{dT_{ev}}{dt}, \quad (9)$$

где  $Cp'_{ev}$ ,  $Cp''_{ev}$ , Дж/(кг·К), – изобарные теплоемкости жидкой и газообразной фаз рабочего агента, соответственно;  $m_{ev}$ , кг, – масса рабочего агента в теплообменнике-испарителе;  $T_{ev}$ , К, – температура испарения рабочего агента в теплообменнике-испарителе;  $t$ , с, – время.

Тепловая мощность  $Q_{com, ev}$ , отводимая компрессором от теплообменника-испарителя выражается как

$$Q_{com, ev} = (i_1 - i_4)G_{com}, \quad (10)$$

где  $i_1$ ,  $i_4$ , Дж/кг, – удельные энтальпии рабочего агента в точках цикла (см. рис. 1, б).

Мощность теплопередачи в теплообменнике-испарителе, с учетом среднелогарифмического температурного напора, примет следующий вид:

$$Q_{th, ev} = F_{ev} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{cf, ev}} + \frac{\delta_{p, ev}}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_{ev}}} \times \frac{(T'_{cf} - T_{ev}) - (T''_{cf} - T_{ev})}{\ln\left(\frac{T'_{cf} - T_{ev}}{T''_{cf} - T_{ev}}\right)}, \quad (11)$$

где  $F_{ev}$ , м<sup>2</sup>, – площадь теплопередающей поверхности теплообменника-испарителя;  $\delta_{p, ev}$ , м, – толщина стенки трубки теплообменника-испарителя;  $T'_{cf}$ ,  $T''_{cf}$ , К, – температуры теплоносителя (тосола 65, *англ.* cooling fluid) на входе и выходе теплообменника-испарителя соответственно;  $\alpha_{ev}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), – коэффициент теплоотдачи при кипении рабочего агента в круглых трубах;  $\alpha_{cf, ev}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), – коэффициент теплоотдачи тосола для кожухотрубного многоходового теплообменника-испарителя;  $\lambda_m$ , Вт/(м·К), – коэффициент теплопроводности материала стенки теплообменника-испарителя.

На основании баланса тепловой мощности (8) и уравнений подводимой и отводимой тепловых мощностей (9) – (11), нами получено следующее уравнение динамики температуры испарения:

$$m_{ev}(t) \cdot \frac{(Cp'_{ev} + Cp''_{ev})}{2} \cdot \frac{dT_{ev}}{dt} = F_{ev} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{cf, ev}} + \frac{\delta_{p, ev}}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_{ev}(t)}} \times \frac{(T'_{cf} - T_{ev}) - (T''_{cf} - T_{ev})}{\ln\left(\frac{T'_{cf} - T_{ev}}{T''_{cf} - T_{ev}}\right)} - (i_1 - i_4)G_{com}(t). \quad (12)$$

Коэффициент теплоотдачи при кипении рабочего агента в круглых трубах следует выражению [22]:

$$\alpha_{ev}(t) = 0,28 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\lambda'_{ev}(t)}{d_{ev\_in}} \times \left(\frac{v''_{ev}(t) \cdot d_{ev\_in}}{v''_{ev}(t)}\right)^{0,19} \cdot \left(\frac{v'_{ev}(t) \cdot d_{ev\_in}}{v'_{ev}(t)}\right)^{0,66} \times \left(\frac{v'_{ev}(t)}{a'_{ev}(t)}\right)^{0,3} \cdot \left(\frac{L_{ev}}{d_{ev\_in}}\right)^{1,66}, \quad (13)$$

которое справедливо для разделенных режимов (расслоенного с гладкой и волновой границей двухфазного течения);

$$\alpha_{ev}(t) = 0,65 \cdot 10^5 \cdot \frac{\lambda'_{ev}(t)}{d_{ev\_in}} \times \left(\frac{v''_{ev}(t) \cdot d_{ev\_in}}{v''_{ev}(t)}\right)^{0,73} \cdot \left(\frac{v'_{ev}(t) \cdot d_{ev\_in}}{v'_{ev}(t)}\right)^{-0,73} \times \left(\frac{v'_{ev}(t)}{a'_{ev}(t)}\right)^{0,3} \cdot \left(\frac{L_{ev}}{d_{ev\_in}}\right)^{-1,69}, \quad (14)$$

для перемежающихся режимов (снарядного, снарядно-кольцевого двухфазного течения);

$$\alpha_{ev}(t) = 0,018 \cdot \frac{\lambda'_{ev}(t)}{d_{ev\_in}} \cdot \left(\frac{v''_{ev}(t) \cdot d_{ev\_in}}{v''_{ev}(t)}\right)^{1,19} \times \left(\frac{v'_{ev}(t) \cdot d_{ev\_in}}{v'_{ev}(t)}\right)^{-0,3} \cdot \left(\frac{v'_{ev}(t)}{a'_{ev}(t)}\right)^{0,3}, \quad (15)$$

для дисперсных режимов (дисперсного, дисперсно-кольцевого и кольцевого двухфазного течения),

где  $\lambda'_{ev}$ , Вт/(м·К), – коэффициент теплопроводности жидкой фазы рабочего агента в испарителе;  $d_{ev\_in}$ , м, – внутренний диаметр трубок в испарителе;  $L_{ev}$ , м, – длина

трубок в испарителе;  $v''_{ev}, v'_{ev}$ , м/с, – приведенные функции скорости движения газообразной и жидкой фаз рабочего агента в испарителе, соответственно;  $v''_{ev}, v'_{ev}$ , м<sup>2</sup>/с, – кинематические коэффициенты вязкости газообразной и жидкой фаз рабочего агента в испарителе;  $a'_{ev}$ , м<sup>2</sup>/с, – коэффициент температуропроводности жидкой фазы рабочего агента в испарителе.

В уравнениях (13) – (15)  $v''_{ev}$  и  $v'_{ev}$  – приведенные функции скорости движения газообразной и жидкой фаз рабочего агента, рассчитываемые по следующим соотношениям:

$$v''_{ev}(t) = \frac{G_{com}(t) \cdot x_{ev}(t)}{\rho''_{ev}(t) \cdot S_{p,ev} \cdot z_{ev}}; \quad (16)$$

$$v'_{ev}(t) = \frac{G_{com}(t) \cdot (1 - x_{ev}(t))}{\rho'_{ev}(t) \cdot S_{p,ev} \cdot z_{ev}}, \quad (17)$$

где  $z_{ev}$  – количество параллельных трубок в теплообменнике-испарителе,  $x_{ev}$  – массовое паросодержание в рабочей точке 4 (см. рис. 1, b);

$$x_{ev}(t) = \frac{i_4(t) - i'_4(t)}{i_1''(t) - i'_4(t)}, \quad (18)$$

где  $i_1''$ ,  $i_4'$ , Дж/кг, – удельные энтальпии рабочего агента в точках цикла (см. рис. 1, b).

Коэффициент теплоотдачи тосола для кожухотрубного многоходового теплообменника-испарителя определялся по критериальному уравнению для обтекания потоком жидкости пучка труб с шахматным расположением [15]:

$$\alpha_{cf,ev} = 0,41 \cdot \frac{\lambda'_{cf,ev}}{d_{ev,out}} \times \left( \frac{v_{cf,ev} \cdot d_{ev,out}}{v_{cf,ev}} \right)^{0,6} \cdot \left( \frac{v_{cf,ev}}{a_{cf,ev}} \right)^{0,33}, \quad (19)$$

где  $\lambda'_{cf,ev}$ , Вт/(м·К), – коэффициент теплопроводности тосола в испарителе;  $d_{ev,out}$ , м, – наружный диаметр трубок в испарителе;  $v_{cf,ev}$ , м/с, – максимальная скорость тосола в пучке трубок в испарителе в самом узком сечении;  $v_{cf,ev}$ , м<sup>2</sup>/с, – кинематический коэффициент вязкости тосола в испарителе;  $a_{cf,ev}$ , м<sup>2</sup>/с, – коэффициент температуропроводности тосола в испарителе.

В этом уравнении за определяющий размер принят наружный диаметр ( $d_{ev,out}$ , м) обтекаемой трубы пучка, а за определяющую скорость ( $v_{cf,ev}$ , м/с) – максимальная скорость в пучке в самом узком сечении.

**Уравнение для расширительного клапана.** После полной конденсации рабочий агент проходит через расширительный клапан, где изоэнтальпийно расширяется (процесс 3 → 4, см. рис. 1, b) с понижением давления от давления  $P_c$  конденсации до давления  $P_{ev}$  испарения с переходом части его массы в паровую фазу:

$$i_3 = i_4, \quad (20)$$

где  $i_3, i_4$ , Дж/кг, – удельные энтальпии рабочего агента в точках цикла (см. рис. 1, b).

**Уравнение динамики температуры конденсации.** В работе принято классическое конструктивное исполнение конденсатора как теплообменного аппарата, состоящего из медных труб с оребрением, внутри которых течет рабочий агент (фреон-132b), а снаружи движется воздух. Тогда баланс его тепловой мощности имеет вид:

$$Q_c = Q_{com,c} - Q_{th,c}, \quad (21)$$

где  $Q_c$ , Вт, – изменение энтальпии рабочего агента в теплообменнике-конденсаторе за единицу времени;  $Q_{com,c}$ , Вт, – тепловая мощность, подводимая компрессором в теплообменник-конденсатор;  $Q_{th,c}$ , Вт, – мощность теплопередачи в теплообменнике-конденсаторе.

Изменение энтальпии рабочего агента в теплообменнике-конденсаторе за единицу времени выражается как

$$Q_c = \frac{Cp'_c + Cp''_c}{2} \cdot m_c \cdot \frac{dT_c}{dt}, \quad (22)$$

где  $Cp'_c, Cp''_c$ , Дж/(кг·К), – изобарные теплоемкости жидкой и газообразной фазы рабочего агента в конденсаторе, соответственно;  $m_c$ , кг, – масса рабочего агента в теплообменнике-конденсаторе;  $T_c$ , К, – температура конденсации рабочего агента в теплообменнике-конденсаторе.

Тепловая мощность, подводимая компрессором в теплообменник-конденсатор, определяется как

$$Q_{com,c} = (i_2 - i_3)G_{com}, \quad (23)$$

где  $i_2, i_3$ , Дж/кг, – удельные энтальпии рабочего агента в точках цикла (см. рис. 1, b).

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

$$Q_{th.c} = F_c \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta_{t.c}}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_c}} \times \frac{(T_c - T'_a) - (T_c - T''_a)}{\ln\left(\frac{T_c - T'_a}{T_c - T''_a}\right)}, \quad (24)$$

где  $F_c$ , м<sup>2</sup>, – площадь теплопередающей поверхности теплообменника-конденсатора;  $\delta_{t.c}$ , м, – толщина стенки трубки теплообменника-конденсатора;  $\lambda_m$ , Вт/(м·К), – коэффициент теплопроводности материала трубки теплообменника-конденсатора;  $T'_a, T''_a$ , К, – температуры воздуха на входе и выходе теплообменника-конденсатора соответственно;  $\alpha_c$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), – коэффициент теплоотдачи при конденсации рабочего агента в круглых трубах;  $\alpha_a$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), – коэффициент теплоотдачи для воздуха в конденсаторе-теплообменнике.

На основе баланса тепловой мощности (21) и уравнений подводимой и отводимой тепловых мощностей (22) – (24) получено следующее уравнение динамики температуры конденсации:

$$m_c(t) \frac{Cp'_c + Cp''_c}{2} \cdot \frac{dT_c}{dt} = (i_2 - i_3)G_{com}(t) - F_c \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta_{t.c}}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_c(t)}} \cdot \frac{(T_c - T'_a) - (T_c - T''_a)}{\ln\left(\frac{T_c - T'_a}{T_c - T''_a}\right)}. \quad (25)$$

Для определения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_f$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), в однофазной области перегрева 2 – 2'' и переохлаждения 3' – 3 (см. рис. 1, b) рабочего агента использовалось критериальное уравнение [15, 18]:

$$\alpha_f(t) = \left(\frac{\lambda_{cf}(t)}{d_{c.in}}\right) \cdot 0,023 \cdot Re^{0,8}(t) \cdot Pr^n(t), \quad (26)$$

где  $n$  – показатель степени для процесса конденсации,  $n = 0,4$  [18, 19];

$\lambda_{cf}$ , Вт/(м·К), – коэффициент теплопроводности фреона R132b;  $d_{c.in}$ , м, – внутренний диаметр трубки теплообменника-конденсатора;  $Re, Pr$  – числа Рейнольдса и Прандтля для потока хладагента внутри трубы, соответственно.

Критерий Рейнольдса для потока хладагента внутри трубы в уравнении (26) вычислялся по формуле:

$$Re = \frac{4G_{com}}{\mu \lambda d_{c.in}}. \quad (27)$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи при конденсации рабочего агента в круглых трубах  $\alpha_c$  для двухфазной области 2''– 3' (см. рис. 1, b), в соответствии с [20], определялось из уравнения:

$$\alpha_c(t) = \alpha_f(t) \cdot \left(\frac{5}{9} + \frac{2,04}{Pr^{0,38}(t)}\right), \quad (28)$$

где  $\alpha_f$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), – коэффициент теплоотдачи, используемый для расчета в однофазной области по уравнению (26).

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_a$  для воздуха в конденсаторе-теплообменнике, представляющем собой пучок труб шахматного расположения с наружным оребрением круглой формы [21]:

$$\alpha_a = 0,23 \frac{\lambda_{a.c}}{b} \left(\frac{v_{a.c} \cdot b}{v_{a.c}}\right)^{0,65} \times \left(\frac{b}{d_{c.out}}\right)^{0,54} \left(\frac{h_{fin}}{b}\right)^{0,14} \varepsilon_c \varepsilon_z, \quad (29)$$

где  $\varepsilon_c = (S1_c - d_{c.out}/S2_c - d_{c.out})^{0,2}$  – коэффициент;  $\varepsilon_z$  – коэффициент, учитывающий количество вертикальных рядов в теплообменнике-конденсаторе;  $S1_c, S2_c$ , м, – продольный и поперечный шаг трубок, соответственно;  $d_{c.out}$ , м, – наружный диаметр трубки теплообменника-конденсатора;  $b$ , м, – шаг оребрения;  $h_{fin}$ , м, – высота ребра;  $\lambda_{a.c}$ , Вт/(м·К), – коэффициент теплопроводности воздуха в конденсаторе;  $v_{a.c}$ , м/с, – скорость воздуха в пучке трубок в конденсаторе;  $v_{a.c}$ , м<sup>2</sup>/с, – кинематический коэффициент вязкости воздуха в конденсаторе.

Уравнение (29) справедливо в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re_a = 300 - 22500$ . За



определяющий размер принят шаг орebreния  $b$ , а за определяющую скорость – максимальная скорость в узком сечении:

$$v_{a-c} = G_a \left( \rho_a F_{c,f} \left( 1 - \frac{d_{c,out}}{S1_c} \times \left( 1 + 2 \cdot \frac{h_{fin}}{b} \cdot \frac{\delta_{fin}}{d_{c,out}} \right) \right) \right)^{-1}, \quad (30)$$

где  $\rho_a$ , кг/м<sup>3</sup>, – плотность воздуха;  $\delta_{fin}$ , м, – высота и толщина ребра;  $F_{c,f}$ , м<sup>2</sup>, – фронтальная площадь теплообменника-конденсатора;  $G_a$ , кг/с, – массовый расход воздуха через конденсатор.

**Масса рабочего агента в теплообменнике-испарителе и конденсаторе.** Теоретическая масса рабочего агента  $m$  (кг) в теплообменнике-испарителе и в теплообменнике-конденсаторе, при условии замкнутой системы, принималась постоянной и определялась для номинального режима работы по формуле

$$m = m_f + m_v = \frac{V}{L} \left[ \int_0^L \rho_v \frac{S_v}{S} dl + \int_0^L \rho_f \frac{S_f}{S} dl \right], \quad (31)$$

где  $m_f$ ,  $m_v$ , кг, – массы жидкой и газообразной фаз рабочего агента, соответственно;  $V$ , м<sup>3</sup>, – внутренний объем трубок;  $l$ , м, – продольная координата;  $\rho_f$ ,  $\rho_v$ , кг/м<sup>3</sup>, – плотности жидкой и газообразной фаз рабочего агента, соответственно;  $S$ , м<sup>2</sup>, – площадь проходного сечения трубок;  $S_f$ ,  $S_v$ , м<sup>2</sup>, – площади жидкой и газообразной фаз рабочего агента, соответственно;  $L$ , м, – эквивалентная длина трубок ( $V/S$ ).

С учетом того, что удельное объемное паросодержание  $\alpha'$  для элементарного объема равно

$$\alpha' = \frac{S_v}{S_v + S_f}, \quad (32)$$

формулу (31) можно записать в следующем виде:

$$m = \frac{V}{L} \left[ \int_0^L (\rho_v \alpha' + (1 - \alpha') \rho_f) dl \right]. \quad (33)$$

Удельное массовое паросодержание  $X$

определяется отношением массового расхода паровой фазы  $\dot{m}_v$  (кг/с) к полному массовому расходу хладагента  $\dot{m}_v + \dot{m}_f$  (кг/с):

$$X = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_v + \dot{m}_f}. \quad (34)$$

Если учесть, что  $\dot{m} = \rho \cdot S \cdot v$ , то удельное объемное паросодержание (32) можно привести к уравнению вида

$$\alpha' = \left[ 1 + \left( \frac{1 - X}{X} \right) \frac{\rho_v}{\rho_f} \gamma \right]^{-1}, \quad (35)$$

где  $\gamma = v_v/v_f$  – коэффициент скольжения фаз на границе раздела ( $\gamma = 1$  для гомогенной модели).

После совместного решения уравнений (33) и (35) получим выражение для расчета массы рабочего агента  $m_{ev}$  (кг), например, в теплообменнике-испарителе, при номинальном режиме работы с учетом паросодержания в рабочей точке 4 термодинамического цикла (см. рис. 1, b):

$$m_{ev} = \frac{V_{ev}}{L_{ev}} \int_0^{L_{ev}} \left( \rho_{v,ev} + \frac{\rho_{f,ev} - \rho_{v,ev}}{1 + f_1} \right) dl, \quad (36)$$

где

$$f_1 = [((1 - x_{ev}) \cdot l/L_{ev} + x_{ev})^{-1} - 1] (\rho_{v,ev}/\rho_{f,ev})$$

– функция, учитывающая изменение удельного массового паросодержания  $X$  по длине  $L_{ev}$  теплообменника-испарителя (при  $l = 0$  паросодержание равно его текущему значению в рабочей точке 4, т. е.  $X = x_{ev}$  (см. рис. 1, b); при  $l = L_{ev}$  паросодержание принимает значение  $X = 1$ );  $\rho_{v,ev}$ ,  $\rho_{f,ev}$ , кг/м<sup>3</sup>, – плотности газообразной и жидкой фаз рабочего агента в испарителе;  $V_{ev}$ , м<sup>3</sup>, – внутренний объем трубок испарителя.

Соответственно выражение для расчета массы  $m_c$  (кг) рабочего агента в теплообменнике-конденсаторе, с учетом предположения, что процесс конденсации происходит полностью и удельное массовое паросодержание меняется в диапазоне от 1 до 0, имеет вид

$$m_c = \frac{V_c}{L_c} \int_0^{L_c} \left( \rho_{v,c} + \frac{(\rho_{f,c} - \rho_{v,c})}{1 + f_2} \right) dl, \quad (37)$$

где

$$f_2 = [(1 - l/L_c)^{-1} - 1] \cdot (\rho_{v,c}/\rho_{f,c})$$

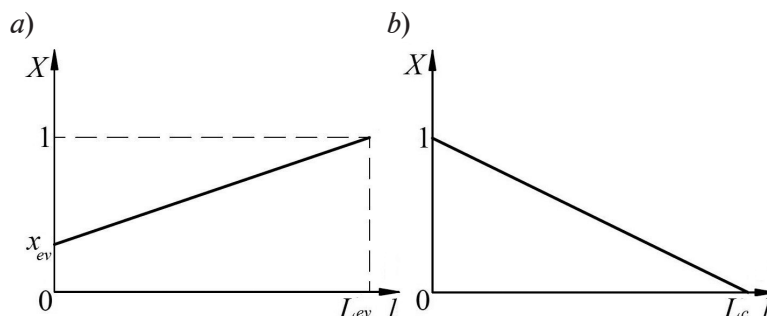


Рис. 2. Изменение удельного массового паросодержания  $X$ :  $a$  – по длине теплообменника-испарителя  $L_{ev}$  при кипении хладагента;  $b$  – по длине теплообменника-конденсатора  $L_c$  при конденсации хладагента;  $x_{ev}$  – массовое паросодержание в рабочей точке 4 цикла,  $l$  – продольная координата

– функция, учитывающая изменение паросодержания  $X$  по длине  $L_c$  теплообменника-конденсатора (при  $l = 0$  паросодержание равно  $X = 1$ , при  $l = L_c$  паросодержание принимает значение  $X = 0$ );  $L_c$ , м – длина трубок в конденсаторе;  $V_c$ , м<sup>3</sup> – внутренний объем трубок конденсатора;  $\rho_{v,c}$ ,  $\rho_{f,c}$ , кг/м<sup>3</sup>, – плотности газообразной и жидкой фаз рабочего агента в конденсаторе.

На рис. 2 изменение удельного массового паросодержания  $X$  представлено на графиках.

### Моделирование, его результаты и их обсуждение

Уравнения динамики (12) и (25) температур в испарителе и конденсаторе (соответственно) решались численным методом Рунге – Кутты 4-го порядка с фиксированным шагом. Коэффициенты теплоотдачи при испарении ( $\alpha_{ev}$ , см. формулы (13) – (15)) и конденсации ( $\alpha_c$ , (28)) в двухфазной области, а также массы рабочего агента в испарителе ( $m_{ev}$ , (36)) и конденсаторе ( $m_c$ , (37)) являлись функциями массового расхода ( $G_{com}(t)$ , (6)), который, в свою очередь, зависел от частоты вращения вала компрессора. При этом процесс разгона вала компрессора при включении установки описывался экспоненциальной функцией ( $n_s$ , об/мин, – установившееся значение частоты вращения вала;  $t_s$ , мин, – время разгона вала):

$$n(t) = n_s \left( 1 - \exp\left(\frac{-7t}{t_s}\right) \right). \quad (38)$$

Расчеты выполнены при допущении, что в начальный момент времени  $t = 0$  массы хладагента в конденсаторе  $m_{c,0}$  (кг) и испарителе  $m_{ev,0}$  (кг) распределены пропорционально внутренним объемам этих теплообменников  $V_c$  и  $V_{ev}$ , при давлении насыщенного пара, соответствующем температуре окружающей среды, равной 25°C для первого случая и 50°C для второго:

$$m_{c,0} = \frac{m_\Sigma}{V_{ev} + V_c} V_c; \quad (39)$$

$$m_{ev,0} = \frac{m_\Sigma}{V_{ev} + V_c} V_{ev}, \quad (40)$$

где  $m_\Sigma = m_c + m_{ev}$ , кг, – суммарная масса рабочего агента в теплообменниках (испарителе и конденсаторе) в номинальном режиме работы парокompрессионной системы охлаждения.

Значения теплоемкостей жидкой и газообразной фаз ( $Cp'$  и  $Cp''$ ) рабочего агента в конденсаторе и испарителе, удельных энтальпий  $i$  в рабочих точках цикла (см. рис. 1,  $b$ ), коэффициентов теплопроводности  $\lambda$ , динамической вязкости  $\mu$  и плотностей жидкой и газообразной фаз ( $\rho'$  и  $\rho''$ ) определялись в каждый момент времени как функции температуры испарения и конденсации, путем интерполяции данных в справочных таблицах [23].

По результатам численного моделирования были построены переходные характеристики системы в моменты запуска из режима ожидания при температурах окружающей среды 25 и 50°C, которые пред-

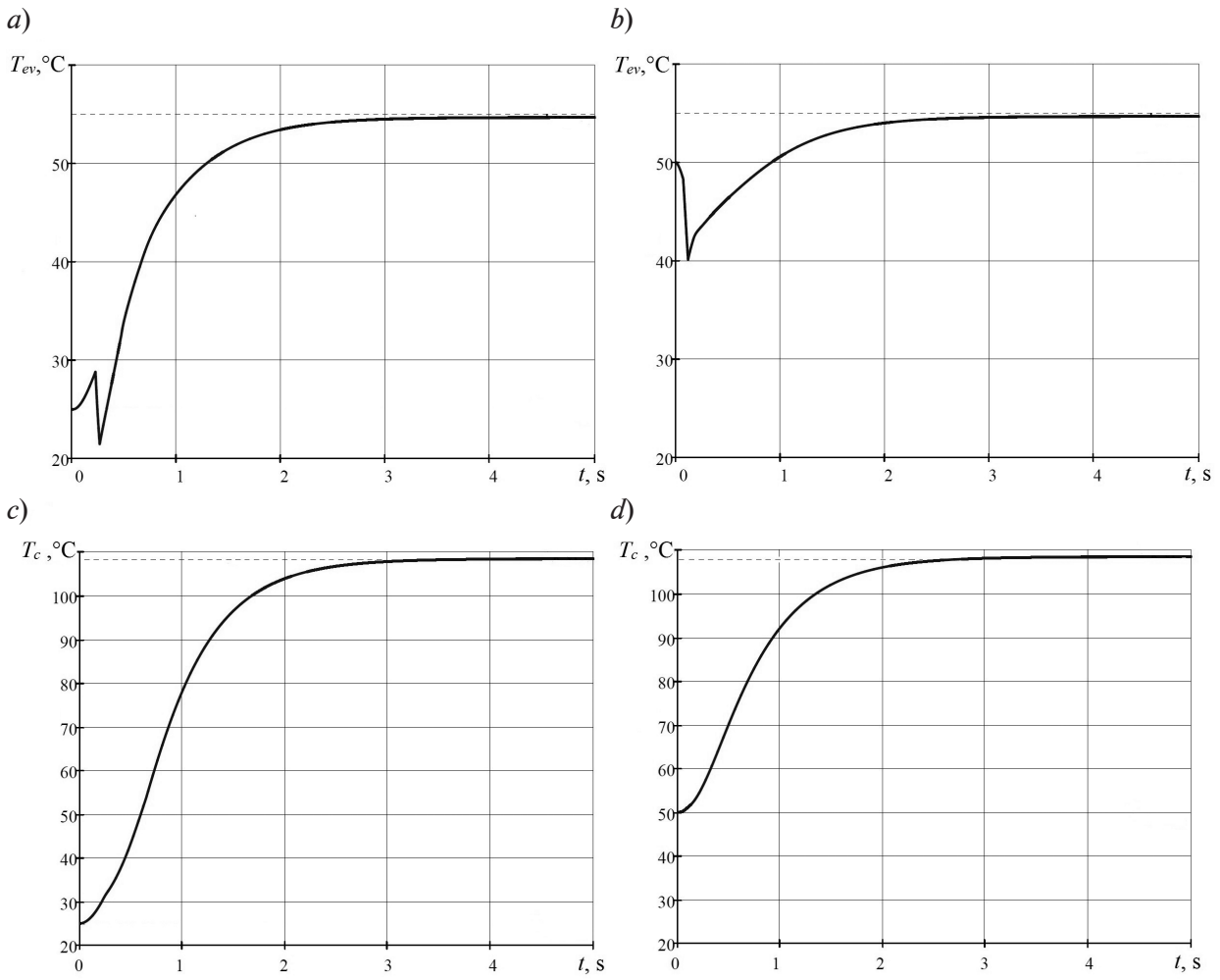


Рис. 3. Переходные характеристики температур испарения  $T_{ev}$  (a, b) и конденсации  $T_c$  (c, d) при температурах окружающей среды плюс  $25^\circ\text{C}$  (a, c) и  $50^\circ\text{C}$  (b, d); установившиеся значения  $T_{ev}$  и  $T_c$  показаны пунктиром

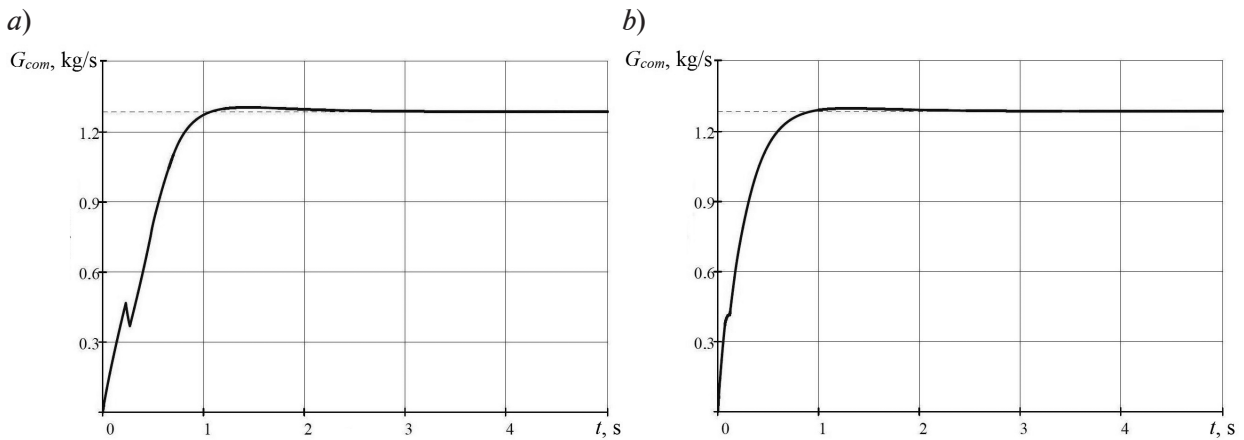


Рис. 4. Переходные характеристики массового расхода рабочего агента при температурах окружающей среды плюс  $25^\circ\text{C}$  (a) и  $50^\circ\text{C}$  (b); установившиеся значения массового расхода показаны пунктиром

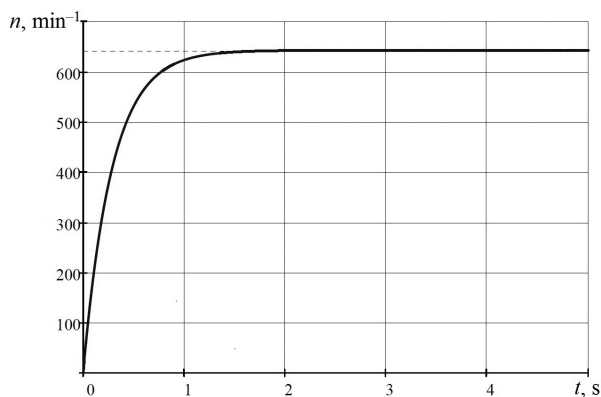


Рис. 5. Динамика частоты вращения вала компрессора; установившееся значение частоты показано пунктиром

ставлялись в виде зависимостей температур рабочего агента в испарителе и конденсаторе и соответствующих им удельных объемов рабочего агента (получены интерполяцией данных в таблицах [21]) (рис. 3 – 5).

Отмечено большее время стабилизации температур испарения, конденсации (рис. 3) и массового расхода (рис. 4) относительно установления номинальных оборотов вала компрессора (рис. 5). Так, температуры испарения и конденсации рабочего агента достигают установившегося значения в среднем за 4,5 с, причем независимо от значений температуры окружающей среды в момент запуска системы (и перед ним).

Обнаружено некоторое снижение температуры испарения рабочего агента в течение 0,1 с после пуска системы при температуре окружающей среды плюс 50°C (см. рис. 3, *b*). Наблюдающийся вслед за этим резкий спад температуры испарения вызван сменой режима двухфазного течения с разделенного на перемежающийся (первый излом характеристики). При переходе к дисперсному режиму (второй излом характеристики) зафиксирован плавный рост температуры испарения до установившегося значения. Причиной отрицательной динамики температуры испарения, согласно уравнению (12), является малое значение коэффициента теплопередачи, вызванное сравнительно небольшим логарифмическим температурным напором и невысокими приведенными скоростями  $v''_{ev}$ ,  $v'_{ev}$

(см. формулы (16) и (17)) движения фаз рабочего агента при значительно большей величине тепла, отведенного компрессором.

Для варианта с температурой окружающей среды 25°C, существенно увеличившийся температурный напор в теплообменнике-испарителе компенсирует малое значение коэффициента теплопередачи при малых приведенных скоростях движения рабочего агента. Поэтому температура испарения  $T_{ev}$  (см. рис. 3, *a*) возрастает до того момента времени, когда изменение значений приведенных скоростей приведет к смене режимов двухфазного течения. На перемежающемся режиме происходит уменьшение температуры испарения. После установления в трубках теплообменника-испарителя дисперсного течения, температура испарения  $T_{ev}$  плавно возрастает до установившегося значения.

В ходе анализа зависимости изменения переходных характеристик массового расхода хладагента  $G_{com}$  (см. рис. 4) и числа оборотов в единицу времени  $n_{com}$  вала компрессора от времени (см. рис. 5) было установлено, что расход стабилизируется медленнее, чем частота вращения вала, причем задержка составляет 1,2 с при температуре окружающей среды 25°C и 0,8 с – при 50°C.

Очевидно, что на время стабилизации температур испарения  $T_{ev}$  и конденсации  $T_c$  в парокompрессионной системе охлаждения, согласно уравнениям динамики (12) и (25), оказывает влияние теплосодержание рабочего агента в испарителе и конденсаторе, определяемое его массой, а также величина теплоотдачи, зависящая от режима двухфазного течения в испарителе.

Увеличение времени стабилизации массового расхода компрессора  $G_{com}$ , согласно уравнению (5), связано с тем, что удельный объем рабочего агента в рабочей точке *I* (см. рис. 1, *b*) зависит от температуры испарения  $T_{ev}$  и утечек  $\lambda_{com}$ , величина которых возрастает с увеличением степени повышения давления  $\pi_{com}$  (6).

### Заключение

В данной работе представлена динамическая модель парокompрессионной системы охлаждения, дополнительно учитывающая

(посредством критериальных уравнений) массы рабочего агента в теплообменниках (испарителе и конденсаторе), изменение во времени паросодержания рабочего агента в точке 4 термодинамического цикла на выходе из расширительного клапана и весь спектр режимов двухфазных течений при испарении рабочего агента. В ходе численного моделирования установлено, что для стабилизации температур и массового расхода в парокompрессионной системе охлаждения требуется большее время, чем для частоты вращения вала компрессора. Замедление зависит от значений масс рабочего агента в теплообменниках и коэффициента теплоотдачи в испарителе, существенно изменяющегося в зависимости от

режима двухфазного течения. Кроме того, задержка стабилизации массового расхода связана с утечками рабочего агента, которые увеличиваются пропорционально степени повышения давления  $\pi_{com}$ , а также с влиянием начальных условий работы системы, в частности исходной температуры окружающей среды.

На переходных характеристиках выявлены временные интервалы, когда после пуска системы из состояния ожидания наблюдалось снижение температуры испарения со временем. Установлена связь отрицательной динамики температуры  $T_{ev}$  с исходной температурой окружающей среды, а также со сменой режима двухфазного течения.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом. М.: Легион–Автодата, 2004. 176 с.
2. Кривов В.Г., Синатов С.А., Ким Ф.Г., Устинов Н.А. Теплоотвод в зарубашечное пространство форсированного тепловозного дизеля при его высокотемпературном охлаждении // Двигателестроение. 1986. № 11. С. 5–11.
3. Соколовский Э.И., Улитенко А.И., Пяткина Т.А. Оптимизация режима теплоотвода от твердотельных СВЧ-приборов в условиях повышенной температуры окружающей среды // Электроника: Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 1978. С. 128–131.
4. Склифус Я.К. Фазовые переходы теплоносителя в системе охлаждения дизеля тепловоза // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. 2014. № 4 (29). С. 92–95.
5. Dilay E., Vargas J.V.C., Souza J.A., Ordonez J.C., Yang S., Mariano A.B. A volume element model (VEM) for energy systems engineering // International Journal of Energy Research. 2015. Vol. 39. No. 1. Pp. 46–74.
6. Nunes T.K., Vargas J.V.C., Ordonez J.C., Shah D., Martinho L.C.S. Modeling, simulation and optimization of a vapor compression refrigeration system dynamic and steady state response // Applied Energy. 2015. Vol. 158. No. 15. Pp. 540–555.
7. Catano J., Zhang T., Wenc J.T., Jensen M.K., Peles Y. Vapor compression refrigeration cycle for electronics cooling. Part I: Dynamic modeling and experimental validation // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2013. Vol. 66. November. Pp. 911–921.
8. Cabello R., Torrella E., Navarro-Esbri J. 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. 2004. Vol. 24. No. 13. Pp. 1905–1917.
9. Карелин Д.Л., Гуреев В.М., Мулюкин В.Л. Моделирование системы охлаждения с парожидкостной компрессионной установкой // Вестник КГТУ им. Туполева. 2015. № 5. С. 5–10.
10. Карелин Д.Л., Гуреев В.М. Метод расчета температуры конденсации рабочего агента для парожидкостных компрессионных систем охлаждения // Вестник КГТУ им. Туполева. 2016. № 4. С. 20–24.
11. Карелин Д.Л. Методика расчета параметров термодинамического цикла парокompрессионной системы охлаждения // Труды Академэнерго. 2017. № 3. С. 23–31.
12. Elgendy E., Schmidt J., Khalil A., Fatouh M. Modelling and validation of a gas engine heat pump working with R410A for cooling applications // Applied Energy. 2011. Vol. 88. No. 11. Pp. 4980–4988.
13. Lei Zhao, Zaheeruddin M. Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system // Applied Thermal Engineering. 2005. Vol. 25. No. 14–15. Pp. 2258–2271.
14. Sanaye S., Chahartaghi M., Asgari H. Dynamic modeling of gas engine driven heat pump system in cooling mode // Energy. 2013. Vol. 55. 15 June. Pp. 195–208.
15. Розенфельд Л.М., Ткачев А.Г. Холодильные машины и аппараты. М.: ГИТЛ, 1960. 666 с.



16. Кошкин Н.Н. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. Л.: Машиностроение, 1976. 402 с.

17. Klimentov V.V. A generalized correlation for two-phase forced flow heat transfer // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1988. Vol. 31. No. 3. Pp. 541–552.

18. 2001 ASHRAE handbook: Fundamentals. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2001. 544 p.

19. Jabardo J.M.S., Mammani W.G., Ianella M.R. Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor // International Journal of Refrigeration. 2002. Vol. 25. No. 8.

Pp. 1157–1172.

20. Shah M.M. A general correlation for heat transfer during film condensation in tubes // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1974. Vol. 22. No. 4. Pp. 547–556.

21. Авчугов В.В., Паюсте Б.Я. Задачник по процессам теплообмена. М.: Энергоатомиздат, 1986. 144 с.

22. Чумак И.Г., Чепурненко В.П., Чуклин С.Г. Холодильные установки. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. 344 с.

23. Максимов Б.Н., Барабанов В.Г., Серушкин И.Л. Промышленные фторорганические продукты. Ленинград: Химия, 1990. 464 с.

*Статья поступила в редакцию 13.05.2018, принята к публикации 02.11.2018.*

#### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**КАРЕЛИН Дмитрий Леонидович** – кандидат технических наук, доцент кафедры высокоэнергетических процессов и агрегатов Казанского (Приволжского) федерального университета, г. Казань, Российская Федерация.

420008, Российская Федерация, Республика Татарстан, г. Казань, Кремлевская ул., 18  
karelindl@mail.ru

**БОЛДЫРЕВ Алексей Владимирович** – кандидат технических наук, доцент кафедры высокоэнергетических процессов и агрегатов Казанского (Приволжского) федерального университета, г. Казань, Российская Федерация.

423812, Российская Федерация, Республика Татарстан, г. Набережные Челны, пр. Мира, 68/19 (1/18).  
alexeyboldyrev@mail.ru

**ГУРЕЕВ Виктор Михайлович** – доктор технических наук, заведующий кафедрой теплоэнергетики и энергетического машиностроения Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н. Туполева – КАИ, г. Казань, Российская Федерация.

420111, Российская Федерация, Республика Татарстан, г. Казань, ул. К. Маркса, 10.  
victor.gureev@kai.ru

**БОЛДЫРЕВ Сергей Владимирович** – кандидат технических наук, доцент кафедры высокоэнергетических процессов и агрегатов Казанского (Приволжского) федерального университета, г. Казань, Российская Федерация.

423812, Российская Федерация, Республика Татарстан, г. Набережные Челны, пр. Мира, 68/19 (1/18).  
underminder@mail.ru

#### REFERENCES

[1] N.N. Patrakhaltsev, A.A. Savastenko, Forsirovaniye dvigateley vnutrennego sgoraniya nadduvom [Boosting internal combustion engines], Legion – Avtodata, Moscow (2004).

[2] V.G. Krivov, S.A. Sinatov, F.G. Kim, N.A. Ustinov, Teplootvod v zarubashechnoye prostranstvo forsirovannogo teplovoznogo dizelya pri yego vysokotemperaturnom okhlazhdenii [Heat removal to the volume of the boosted diesel engine with

its high-temperature cooling], Dvigatelistroyeniye. (11) (1986) 5–11.

[3] Eh.I. Sokolovskij, A.I. Ulitenko, T.A. Pyatkina, Mode optimization of the heat removal from the solid-state microwave devices under high-temperature ambient conditions // Ehlektronika: Mezhevuz. sb. nauch. trudov. Ryazan' (1978) 128–131.

[4] Ya.K. Sklifus, Fazovyye perekhody

teplonositel'ya v sisteme okhlazhdeniya dizelya teplovoza [Phase transitions of the coolant in diesel locomotive cooling system], Proceedings of Rostov State Transport University. (4(29)) (2014) 92–95.

[5] **E. Dilay, J.V.C. Vargas, J.A. Souza, et al.**, A volume element model (VEM) for energy systems engineering, International Journal of Energy Research. 39 (1) (2015) 46–74.

[6] **T.K. Nunes, J.V.C. Vargas, J.C. Ordonez, et al.**, Modeling, simulation and optimization of a vapor compression refrigeration system dynamic and steady state response, Applied Energy. 158 (15) (2015) 540–555.

[7] **J. Catano, T. Zhang, J.T. Wenc, et al.**, Vapor compression refrigeration cycle for electronics cooling, Part I: Dynamic modeling and experimental validation, International Journal of Heat and Mass Transfer. 66 (Nov.) (2013) 911–921.

[8] **R. Cabello, E. Torrella, J. Navarro-Esbri**, 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. 24 (13) (2004) 1905–1917.

[9] **D.L. Karelin, V.M. Gureyev, V.L. Mulyukin**, Modeling system of cooling with two-phase compression installation, Vestnik KGTU im. Tupoleva. (5) (2015) 5–10.

[10] **D.L. Karelin, V.M. Gureyev**, One method of calculation of condensing temperature of the working agent for vapour-liquid compression cooling systems, Vestnik KGTU im. Tupoleva. (4) (2016) 20–24.

[11] **D.L. Karelin**, Metodika rascheta parametrov termodinamicheskogo tsikla parokompressionnoy sistemy okhlazhdeniya [Method for calculating the parameters of the thermodynamic cycle of a vapor compression cooling system]. Trudy Akademenergo. (3) (2017) 23–31.

[12] **E. Elgandy, J. Schmidt, A. Khalil, M. Fatouh**, Modelling and validation of a gas engine heat pump working with R410A for cooling applications, Applied Energy. 88 (11) (2011) 4980–4988.

[13] **Lei Zhao, M. Zaheeruddin**, Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system, Applied Thermal Engineering. 25 (14–15) (2005) 2258–2271.

[14] **S. Sanaye, M. Chahartaghi, H. Asgari**, Dynamic modeling of gas engine driven heat pump system in cooling mode, Energy. 55 (15 June) (2013) 195–208.

[15] **L.M. Rozenfeld, A.G. Tkachev**, Kholodilnyye mashiny i apparaty [Refrigerating machines and devices], GITL, Moscow (1960).

[16] **N.N. Koshkin**, Teplovyye i konstruktivnyye raschety kholodilnykh mashin [Thermal and structural calculations of refrigerating machines], Mashinostroyeniye, Leningrad (1976).

[17] **V.V. Klimenko**, A generalized correlation for two-phase forced flow heat transfer, International Journal of Heat and Mass Transfer. 31 (3) (1988) 541–552.

[18] 2001 ASHRAE handbook, Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta (2001).

[19] **J.M.S. Jabardo, W.G. Mammani, M.R. Ianella**, Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor, International Journal of Refrigeration. 25 (8) (2002) 1157–1172.

[20] **M.M. Shah**, A general correlation for heat transfer during film condensation in tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer. 22 (4) (1974) 547–556.

[21] **V.V. Avchukhov, B.Ya. Payuste**, Zadachnik po protsessam teplomassoobmena [Book of problems in heat and mass transfer processes], Energoatomizdat, Moscow (1986).

[22] **I.G. Chumak, V.P. Chepurnenko, S.G. Chuklin**, Kholodilnyye ustanovki [Refrigeration units], 2<sup>nd</sup> ed., Legkaya i pishchevaya promyshlennost [Light and Food Industry PH], Moscow (1981).

[23] **B.N. Maksimov, V.G. Barabanov, I.L. Serushkin**, Promyshlennyye ftororganicheskiye produkty [Industrial organofluorine ware], Chemistry PH, Leningrad (1990).

*Received 13.05.2018, accepted 02.11.2018.*

#### THE AUTHORS

**KARELIN Dmitriy L.**

*Kazan (Volga region) Federal University*

18 Kremlyovskaya St., Kazan, Republic of Tatarstan, 420008, Russian Federation

karelindl@mail.ru

**BOLDYREV Alexey V.**

*Kazan Federal University – Naberezhnye Chelny Institute*

68/19 (1/18) Mir Ave., Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, 423812, Russian Federation

alexeyboldyrev@mail.ru

**GUREEV Viktor M.**

*Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev – KAI*  
10 K. Marx St., Kazan, Republic of Tatarstan, 420111, Russian Federation  
viktor.gureev@kai.ru

**BOLDYREV Sergey V.**

*Kazan Federal University – Naberezhnye Chelny Institute*  
68/19 (1/18) Mir Ave., Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, 423812, Russian Federation  
underminder@mail.ru