

УДК 621.57

А.И. ЧУРАКОВ¹, Н.И. РАДЧЕНКО², А.А. СИРОТА³¹Одесская национальная морская академия, Украина²Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина³Николаевский государственный гуманитарный университет им. П. Могилы, Украина

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ, ИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ТЕПЛОТУ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬГЕНЕРАТОРОВ

Разработана математическая модель теплоиспользующей эжекторной холодильной машины. Она включает модели эжектора, испарителя и конденсатора, учитывает граничные режимы работы эжектора, особенности фазовых переходов при кипении и конденсации и позволяет определять параметры работы машины на расчетных и частичных режимах. Адекватность модели устанавливалась сравнением расчетных значений тепловых коэффициентов и коэффициентов эжекции с экспериментальными.

теплоиспользующая эжекторная холодильная машина, испаритель, конденсатор, фазовый переход

Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Повышение температуры окружающего воздуха вызывает резкое ухудшение энергетических показателей судовых дизельгенераторов (ДГ). Для устранения или хотя бы частичной компенсации ее отрицательного влияния необходимо охлаждение воздуха, подаваемого в цилиндры ДГ. Одним из перспективных направлений решения этой задачи является применение машинного холода, вырабатываемого, в частности, в эжекторных холодильных машинах (ЭХМ), использующих теплоту выхлопных газов. Поскольку изменение температуры окружающего воздуха сказывается на эффективности работы теплообменных аппаратов (ТОА) и ЭХМ в целом, а в случае повышенных температур может даже вызвать резкое ухудшение энергетических характеристик ЭХМ и, соответственно, ДГ, то необходимо учитывать работу эжектора на таких предельных режимах.

Работа ЭХМ определяется двумя основными характеристиками: напорно-циркуляционной (коэффициентом эжекции U) и энергетической (тепловым

коэффициентом ζ). Эти показатели являются оптимальными лишь на расчетном режиме. Однако, как показывает практика, в большинстве случаев ЭХМ эксплуатируются на разных температурных режимах.

Целью исследования является разработка математической модели ЭХМ, которая учитывала бы влияние изменения температурных режимов на основные ее характеристики – коэффициенты эжекции U и тепловые коэффициенты ζ .

Разработка математической модели ЭХМ и анализ результатов

Разработанная математическая модель ЭХМ включает математические модели ТОА (генератора пара высокого давления, испарителя пара низкого давления и конденсатора) и струйного компрессора – эжектора). Схема и цикл ЭХМ, использующей теплоту уходящих газов ДГ, приведены на рис. 1. Работа машины осуществляется следующим образом: эжектор всасывает пар низкого давления из испарителя, используя энергию рабочего пара высокого давления (точка 6), который поступает из гене-

ратора и расширяется в его сопле до давления (точка 7), несколько меньшего, чем давление пара на выходе из испарителя (точка 4), и сжимает его до давления конденсации (точка 1): процессы 6–7 – расширение рабочего пара высокого давления в сопле эжектора; 4–8 – понижение давления всасываемого из испарителя пара в приемной камере эжектора; 8–9 и 7–9 – смешение пара из испарителя и пара на выходе из сопла эжектора; 9–1 – повышение давления смешанного пара в камере смешения и диффузоре эжектора; 1–2 – конденсация пара в конденсаторе. После конденсатора жидкий хладагент разделяется на два потока: первый дросселируется в дроссельном клапане (процесс 2–3) и испаряется в испарителе при низких давлении и температуре (пр. 3–4), второй – сжимается в насосе до высокого давления (пр. 2–5) и испаряется в генераторе (пр. 5–6).

Эффективность эжектора характеризуется коэффициентом эжекции (отношением эжектируемого G_0 и рабочего G_r расходов): $U = G_0/G_r$, а ЭХМ – тепловым коэффициентом (отношением количеств теплоты подведенной к хладагенту в испарителе Q_0 , холодопроизводительности, и в генераторе Q_r):

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_r} = \frac{G_0(i_4 - i_3)}{G_r(i_6 - i_5)} = U \frac{(i_4 - i_3)}{(i_6 - i_5)}.$$

Математическая модель ЭХМ учитывает влияние эксплуатационных режимов (температуры охлаждающей воды или воздуха на входе в конденсатор, охлаждаемого воздуха на входе в испаритель, уходящих газов ДГ на входе в генератор) на энергетическую эффективность (тепловой коэффициент ζ) ЭХМ и теплогидродинамические характеристики ТОА (интенсивность теплопередачи, температурный напор, плотность теплового потока, гидравлическое сопротивление). Кроме того, она включает обратные связи между ее элементами (ТОА и эжектором), отражающими взаимную обусловленность их параметров.

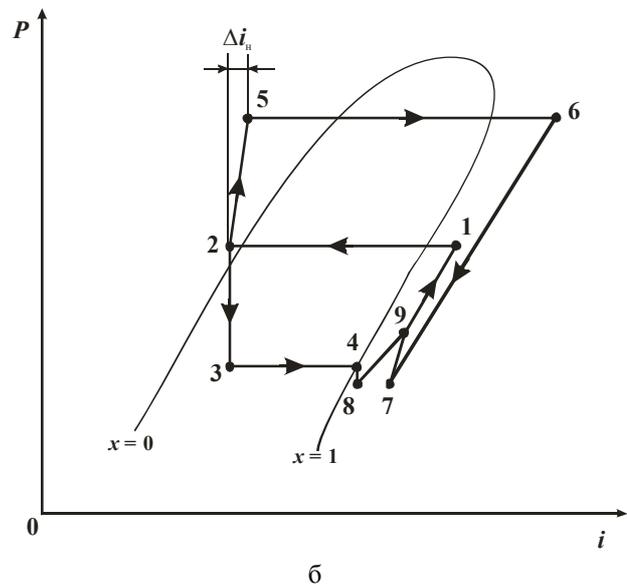
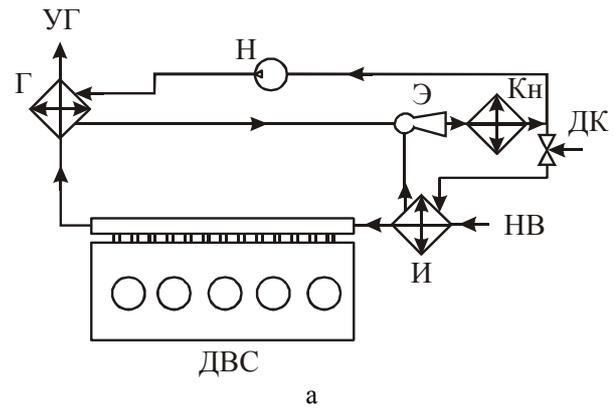


Рис. 1. Схема (а) и цикл (б) ЭХМ:

Г – генератор рабочего пара; Э – эжектор; Кн – конденсатор; ДК – дроссельный клапан; И – испаритель-воздухоохладитель; Н – насос; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы

Входные параметры для модели эжектора: давление и температура рабочего (P_r, t_r), эжектируемого (P_0, t_0) и сжатого (P_k, t_k) потоков пара; диаметры выходного сечения сопла d_{p1} , камеры смешения d_3 и горла сопла $d_{кр}$.

Выходные параметры: коэффициенты эжекции и тепловые коэффициенты.

Математическая модель эжектора базируется на теоретических основах гидродинамики потоков [3]. Существующие методики расчета позволяют определить характеристики эжекторов на предельных режимах, но для решения поставленной задачи они должны быть модифицированы с учетом влияния

интенсивности теплообмена в ТОА на разности температур между рабочими средами в них, от которых в свою очередь зависят исходные параметры для расчета эжектора: давления и температуры P_Γ и t_Γ ; P_0 и t_0 ; P_κ и t_κ . В то же время выходные параметры модели эжектора (расходы хладагента) являются входными для расчета ТОА.

Расчет газодинамических соотношений для сопел производится по общепринятым уравнениям. Приведенные массовые скорости в характерных сечениях эжектора:

$$q_{p2} = \frac{f_{kp}}{f_{p1}};$$

$$q_{n2} = \frac{P_p \cdot f_{kp} \cdot U \cdot \sqrt{\vartheta}}{P_0 \cdot f_{n2}};$$

$$q_{c3} = \frac{P_\Gamma \cdot f_{kp} \cdot (1 + U \sqrt{\vartheta})}{P_\kappa \cdot f_3},$$

где $\vartheta = \frac{T_0}{T_\Gamma} = \frac{a_{n*}^2}{a_{p*}^2}$, a_{p*} , a_{n*} , a_{c*} – скорость звука в характерных сечениях эжектора:

$$a_* = \sqrt{2P \cdot v \frac{k}{k+1}}.$$

Относительное давление:

$$\Pi = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$\Pi_{kp} = \left(\frac{2}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Приведенную изоэнтальпную скорость находят методом последовательных приближений из уравнения

$$q = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Участки характеристики, соответствующие предельным коэффициентам эжекции, рассчитываются из условия достижения предельных режимов. Для эжектора с цилиндрической камерой смешения предельным является второй предельный режим:

$$U_{\Gamma p2} = \left(\frac{f_3}{f_{kp}} - \frac{1}{q_{c3}}\right) \cdot \sqrt{\vartheta} \cdot \frac{P_0}{P_\Gamma}.$$

Расход хладагента через генератор, конденсатор и испаритель:

$$G_\Gamma = \frac{f_{kp} \cdot k \cdot \Pi_{kp} \cdot P_\Gamma}{a_{p*}};$$

$$G_\kappa = \frac{f_3 \cdot k \cdot \Pi_{kp} \cdot P_\kappa \cdot q_{c3}}{a_{c*}};$$

$$G_0 = \frac{f_{n2} \cdot k \cdot \Pi_{kp} \cdot P_0 \cdot q_{n2}}{a_{n*}}.$$

Уравнение энергии в виде баланса энтальпий имеет вид

$$T_c = \frac{G_\Gamma \cdot T_\Gamma + G_0 \cdot T_0}{G_\kappa}.$$

Уравнение импульсов с учетом потерь на трение:

$$\varphi_2 \cdot (G_\Gamma \cdot \omega_{p2} + G_0 \cdot \omega_{n2}) - (G_\Gamma + G_0) \cdot \omega_3 =$$

$$= (P_3 - P_{p2}) \cdot f_{p2} + (P_3 - P_{n2}) \cdot f_{n2},$$

где φ_2 – коэффициент скорости камеры смешения;

ω_{p2} , ω_{n2} – массовые скорости рабочего и всасываемого потоков во входном сечении камеры смешения;

ω_3 – скорость смешанного потока в выходном сечении камеры смешения;

P_{p2} , P_{n2} , P_3 – давление рабочего и всасываемого потоков во входном сечении и смешанного потока в выходном сечении камеры смешения;

f_{p2} , f_{n2} – площади рабочего и всасываемого потоков во входном сечении камеры смешения.

После ряда преобразований получают уравнение характеристик эжектора с цилиндрической камерой смешения:

при постоянных давлениях кипения хладагента в генераторе P_Γ и испарителе P_0 , но переменном давлении конденсации P_κ :

$$P_\kappa = \frac{P_0}{\Pi_{c3}} \left(\frac{\Pi_{p2} \cdot P_\Gamma \cdot f_{p1}}{P_0 \cdot f_3} + \frac{\Pi_{n2} \cdot f_{n2}}{f_3} + \right.$$

$$\left. + k \frac{\Pi_{kp} \cdot f_{kp} \cdot P_\Gamma}{\varphi \cdot f_3 \cdot P_0} \left(K_1 \cdot \lambda_{p2} + K_2 \cdot U \cdot \lambda_{n2} \sqrt{\vartheta} - \lambda_{c3} (1 + U \sqrt{\vartheta}) \right) \right)$$

при постоянных P_Γ и P_κ , но переменном P_0 :

$$P_0 = \frac{P_\Gamma}{\Pi_{H2}} \left(\frac{\Pi_{C3} \cdot P_\kappa \cdot f_3}{P_\Gamma \cdot f_{H2}} + \frac{\Pi_{P2} \cdot f_{P1}}{f_{H2}} + k \frac{\Pi_{KP} \cdot f_{KP}}{\Phi \cdot f_{H2}} \left(K_1 \cdot \lambda_{P2} + K_2 \cdot U \cdot \lambda_{H2} \sqrt{\vartheta} - \lambda_{C3} (1 + U \sqrt{\vartheta}) \right) \right),$$

где λ_{P2} , λ_{H2} , λ_{C3} – относительные изоэнтропные скорости рабочего, эжектируемого и смешанного потоков;

Π_{P2} , Π_{H2} , Π_{C3} – относительные давления рабочего, эжектируемого и смешанного потоков;

коэффициенты скорости диффузора $\Phi = 0,9$; $K_1 = 0,834$ и $K_2 = 0,812$ [3].

В основу моделей ТОА положены уравнения тепловых балансов для испарителя-воздухоохладителя, конденсатора и генератора:

$$Q_0 = G_0 (i_4 - i_3);$$

$$Q_\kappa = G_\kappa (i_1 - i_2);$$

$$Q_\Gamma = G_\Gamma (i_6 - i_5).$$

Особенностью разработанных математических моделей ТОА является то, что они позволяют рассчитывать локальные по длине трубки гидродинамические и тепловые параметры хладагента и воздуха (газа, воды). При этом длина трубки L разбивалась на k участков длиной dz . На каждом i -м участке из уравнений тепловых балансов по хладагенту и воздуху (воде) и теплопередачи определялись параметры хладагента (давление P_i , температура кипения или конденсации t_i , паросодержание x_i), воздуха или воды (температура t_{ei} , энтальпия I_{ei}) и количество теплоты Q_i , которая была отведена (подведена) от воздуха (воды).

Уравнения тепловых балансов по хладагенту, воздуху и теплопередачи для i -го участка трубки воздухоохладителя имеют вид:

$$Q_i = G_0 r (x_{2i} - x_{1i});$$

$$Q_i = G_\kappa c_\kappa (t_{ei} - t_{ei+1});$$

$$Q_i = k_i \theta_i F_i.$$

Приращение паросодержания dx рассчитывается из баланса теплоты, подведенной в процессе тепло-

передачи и воспринятой хладагентом в процессе фазового перехода:

$$dz = \frac{d_{en} \cdot (\rho w) \cdot r \cdot dx}{4q_i}.$$

Плотность теплового потока на i -м участке трубки воздухоохладителя:

$$q_i = k_i \theta_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{\alpha_e}} \cdot \frac{t_{e1} - t_{e2} + \Delta t_0}{\ln \frac{t_{e1} - t_{o2}}{t_{e2} - (t_{o2} + \Delta t_0)}},$$

где α_a , α_e – коэффициенты теплоотдачи к хладагенту и воздуху.

Следует подчеркнуть, что это уравнение является трансцендентным, поскольку в его правую часть входят коэффициент теплоотдачи при фазовых переходах α_a и падение температуры хладагента Δt_{0i} , обусловленное гидравлическим сопротивлением двухфазного потока ΔP_i , зависящим, как и α_a , от паросодержания, которое в свою очередь – от заранее неизвестной плотности теплового потока q_i . Поэтому оно решается итерационным методом.

Падение температуры кипения Δt_{0i} , обусловленное гидравлическим сопротивлением ΔP_i , рассчитывается по уравнению Клаузиуса–Клапейрона:

$$\frac{dP_i}{dt_{0i}} = \frac{r}{T_0 \cdot (v_n - v_{жс})} \approx \frac{\Delta P}{\Delta t_0},$$

где гидравлическое сопротивление dP_i определяется по методу Локкарта–Мартинелли.

При расчете теплоотдачи к кипящему хладагенту в трубках испарителя и генератора учитывалось наличие кризиса кипения, имеющего место при переходе от дисперсно-кольцевого течения к дисперсно-му течению, который сопровождается осушением внутренней стенки трубки и, соответственно, падением интенсивности теплоотдачи.

Эти же положения были положены в основу математической модели конденсатора с использованием уравнений для расчета теплоотдачи при конденсации в двух режимах: под действием сил гравитации и в конвективном режиме с доминированием скорости.

Математическая модель была реализована в виде компьютерной программы расчета параметров ЭХМ

Адекватность математической модели устанавливалась путем сравнения расчетных данных с экс-

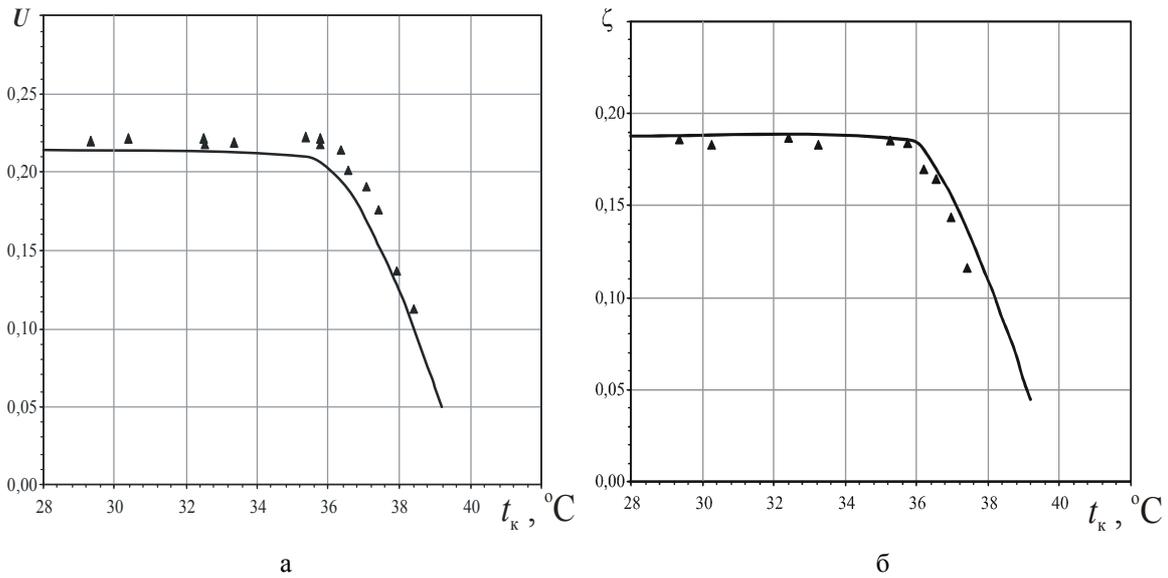


Рис. 2. Зависимости коэффициентов эжекции U (а) и тепловых коэффициентов ζ (б) на граничных режимах от t_k при $t_0 = 7^\circ\text{C}$; $t_r = 80^\circ\text{C}$:
 ▲ – экспериментальные данные для R142 [1, 2]

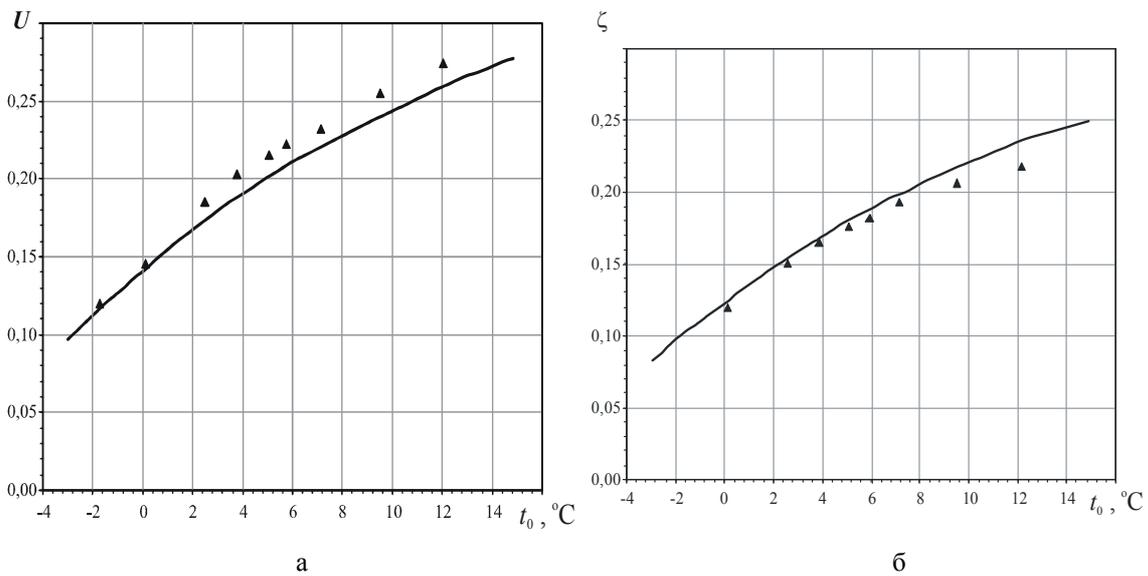


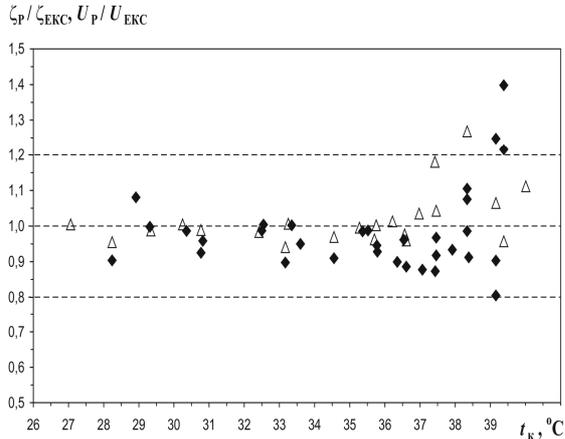
Рис. 3. Зависимости коэффициентов эжекции U (а) и тепловых коэффициентов ζ (б) на граничных режимах от t_0 при $t_k = 35^\circ\text{C}$; $t_r = 80^\circ\text{C}$:
 ▲ – экспериментальные данные [1, 2]

на предельных режимах, максимально достигаемых коэффициентов эжекции и тепловых коэффициентов, а также оптимальных геометрических характеристик эжектора на расчетных режимах.

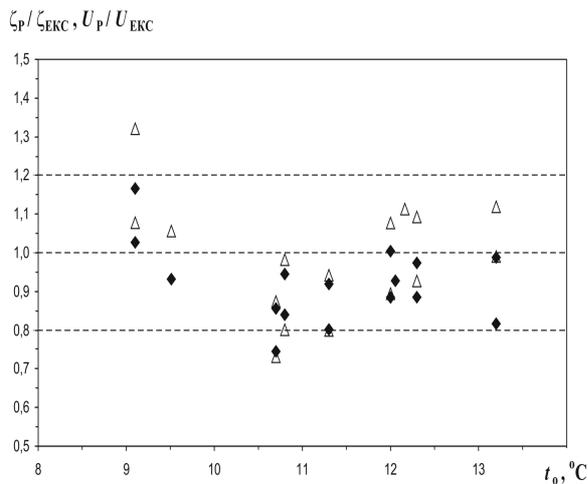
периментальными. Результаты сравнения расчетных значений коэффициентов эжекции U_p и тепловых коэффициентов ζ_p с экспериментальными $U_{\text{экс}}$ и $\zeta_{\text{экс}}$ [1, 2] на предельных режимах при переменных тем-

пературах кипения в испарителе t_0 и конденсации t_k приведены на рис. 2 и 3.

Как видно из рис. 4, расчетные значения удовлетворительно согласовываются с экспериментальными, при этом расхождение не превышает 20 %.



а



б

Рис. 4. Результаты сравнения расчетных значений коэффициентов эжекции U_p и тепловых коэффициентов ζ_p с экспериментальными $U_{экc}$ и $\zeta_{экc}$ [1, 2]:
 а – при $t_0 = \text{const}$; $t_k = \text{const}$ и переменных t_k ;
 б – при $t_k = \text{const}$; $t_0 = \text{const}$ и переменных t_0 :
 Δ – $\zeta_p / \zeta_{экc}$; \blacklozenge – $U_p / U_{экc}$

Выводы

1. Разработанная математическая модель ЭХМ учитывает взаимную обусловленность параметров работы эжектора, испарителя и конденсатора, учитывает предельные режимы работы эжектора, особенности фазовых переходов при кипении и конденсации и позволяет моделировать работу ЭХМ на расчетных и частичных режимах.

2. Адекватность модели подтверждена результатами сравнения расчетных значений тепловых коэффициентов и коэффициентов эжекции с экспериментальными.

3. Разработанная математическая модель может быть использована при выборе рациональных схемных решений (с регенерацией теплоты, ступенчатыми фазовыми переходами в ТОА).

Литература

1. Петренко В.А. Теоретическое и экспериментальное исследование эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 2 (71). – С. 12-18.

2. Петренко В.А. Исследование эжекторной холодильной машины на фреоне R142. Дисс. ... канд. техн. наук. – Одесса, 1978. – 228 с.

3. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1970 – 288 с.

Поступила в редакцию 6.06.2006

Рецензент: д-р техн. наук, проф. И.Г. Чумак, Одесская государственная академия холода, Одесса.