УДК 621.577

Т. БЕС[1], В.В. ГОРИН[2], Н.И. РАДЧЕНКО[3], А.А. СИРОТА[4]

[1]*Щецинский технический университет, Польша*
[2]*Национальный технический университет Украины «КПИ», Украина*
[3]*Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина*
[4]*Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, Украина*

ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КОНДЕНСАТОРОВ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН СУДОВЫХ ДВС

Приведены основные положения методики расчета оптимальных массовых скоростей конденсирующегося хладагента в конденсаторах теплоиспользующих холодильных машин, обеспечивающие максимальные плотности теплового потока и эффективную утилизацию теплоты вторичных энергетический ресурсов ДВС.

утилизация, вторичные энергетические ресурсы, низкокипящее рабочее тело, теплоиспользующая холодильная машина, конденсатор, плотность теплового потока, оптимальная массовая скорость хладагента

Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Утилизация теплоты вторичных энергоресурсов (ВЭР) судовых ДВС (теплоты, отводимой с продуктами сгорания, охлаждающей водой и от наддувочного воздуха) является одним из основных и перспективных направлений повышения эффективности двигателей. Поскольку показатели ДВС существенно зависят от температуры наружного воздуха на их входе, ухудшаясь с ее повышением [1], то целесообразно использовать теплоту ВЭР для производства холода, который в свою очередь – для охлаждения воздуха на входе двигателей. Трансформация теплоты ВЭР в холод осуществляется с помощью теплоиспользующих холодильных машин (ТХМ).

Наиболее распространенными типами ТХМ являются абсорбционные холодильные машины (АХМ) и эжекторные (ЭХМ). Абсорбционным машинам свойственны повышенные габариты (соответственно и аэродинамическое сопротивление), и целесообразность их включения в газовый и воздушный тракты ДВС весьма проблематична. Эжекторные машины отличаются конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации, поскольку функцию наиболее сложного их элемента – компрессора – выполняет струйный аппарат – эжектор [2]. При использовании в качестве рабочего тела ЭХМ воды в испарителях необходимо поддерживать вакуум. При этом их тепловая эффективность существенно снижается. Кроме того, практически невозможно утилизировать теплоту ВЭР низкого потенциала (выпускных газов ДВС после утилизационных пароводяных котлов или турбогенераторов). Применение низкокипящих рабочих тел (НРТ) позволят утилизировать теплоту ВЭР низкого температурного уровня. Включение таких ТХМ в состав ДВС не приводит к заметному усложнению установки.

Схема эжекторной ТХМ, использующей теплоту уходящих газов для охлаждения наружного воздуха на входе ДВС, представлена на рис. 1. Эжекторная ТХМ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур служит для получения паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для поджатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из испарителя (воз-

© Т. Бес, В.В. Горин, Н.И. Радченко, А.А. Сирота

духоохладителя) холодильного контура, до давления в конденсаторе. Жидкий НРТ после конденсатора разделяют на два потока: первый подают насосом в генератор, где жидкость нагревается и испаряется при высоком давлении за счет теплоты, отводимой от уходящих газов ДВС, а второй дросселируют в дроссельном клапане и направляют в испаритель, где жидкость испаряется при низком давлении и соответственно температуре, отводя теплоту от наружного воздуха на входе ДВС. Пары НРТ всасывается из испарителя эжектором и подаются снова в конденсатор. Эжектор совмещает функции детандера паросилового контура (расширение пара происходит в его сопле) и компрессора холодильного контура (повышение давления пара, всасываемого из испарителя, происходит в камере смешения и диффузоре).

Эффективность ТХМ оценивается тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_г$, который представляет собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от воздуха на входе двигателя) к количеству теплоты $Q_г$, подведенной в генераторе к кипящему НРТ от уходящих газов. Зависимости теплового коэффициента ζ от температуры конденсации $t_к$ при разных температурах кипения t_0 в испарителе эжекторной ТХМ приведены на рис. 2.

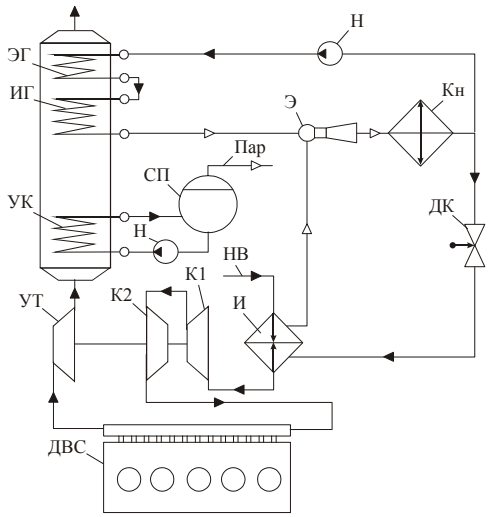
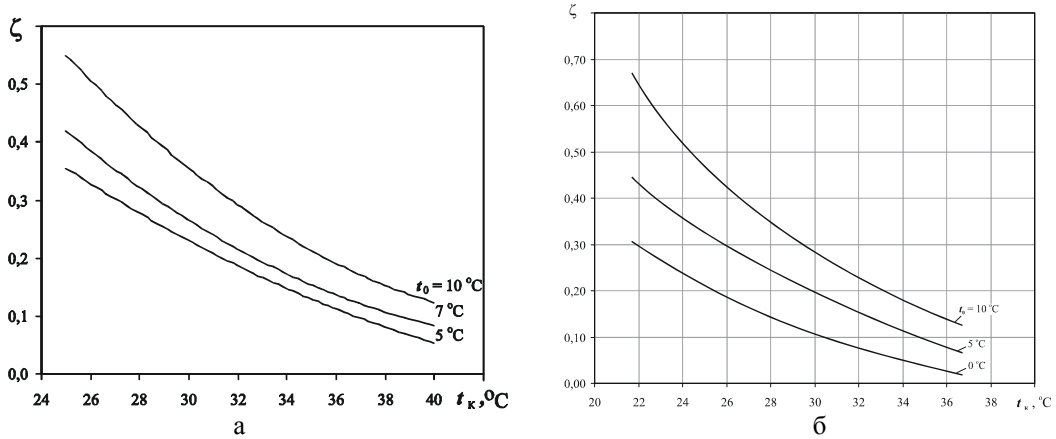


Рис. 1. Схема эжекторной ТХМ, использующей теплоту уходящих газов для охлаждения воздуха на входе ДВС: ЭГ, ИГ – экономайзерная и испарительная секции генератора паров НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух; И – испаритель (воздухоохладитель); К1, К2 – компрессоры первой и второй ступеней; УТ – утилизационная турбина; УК – утилизационный котел; СП – сепаратор водяного пара



а б

Рис. 2. Зависимости теплового коэффициента ζ от температуры конденсации $t_к$ при разных температурах кипения t_0 в испарителе эжекторной теплоиспользующей холодильной машины для озонобезопасных хладагентов: а – R600 (*н*-бутан); б – R142B

Как видно, тепловые коэффициенты ζ в значительной степени определяются температурой конденсации $t_к$, существенно снижаясь с ее повышением.

При неизменной температуре охлаждающей конденсатор среды (забортной воды) значение температуры конденсации $t_к$ зависит от температурного напора в конденсаторе (разности температур кон-

денсирующегося НРТ и охлаждающей воды), который, в свою очередь, – от интенсивности теплообмена: с увеличением интенсивности теплообмена температурный напор в конденсаторе сокращается, что приводит к повышению температуры $t_к$, соответственно теплового коэффициента ζ (рис. 2) и эффективности применения ТХМ в ДВС. Подтверждением этого служат представленные на рис. 3 зависимости приращения КПД ДВС $\bar{\eta}$ за счет охлаждения воздуха на входе ДВС в эжекторной ТХМ, использующей теплоту уходящих газов при установке генератора НРТ на выходе ДВС (температура уходящих газов на входе генератора НРТ $t_{г1}$ = 250 °С) и после пароводяного утилькотла ($t_{г1}$ = 180 °С). В качестве НРТ применен озонобезопасный хладон R142B.

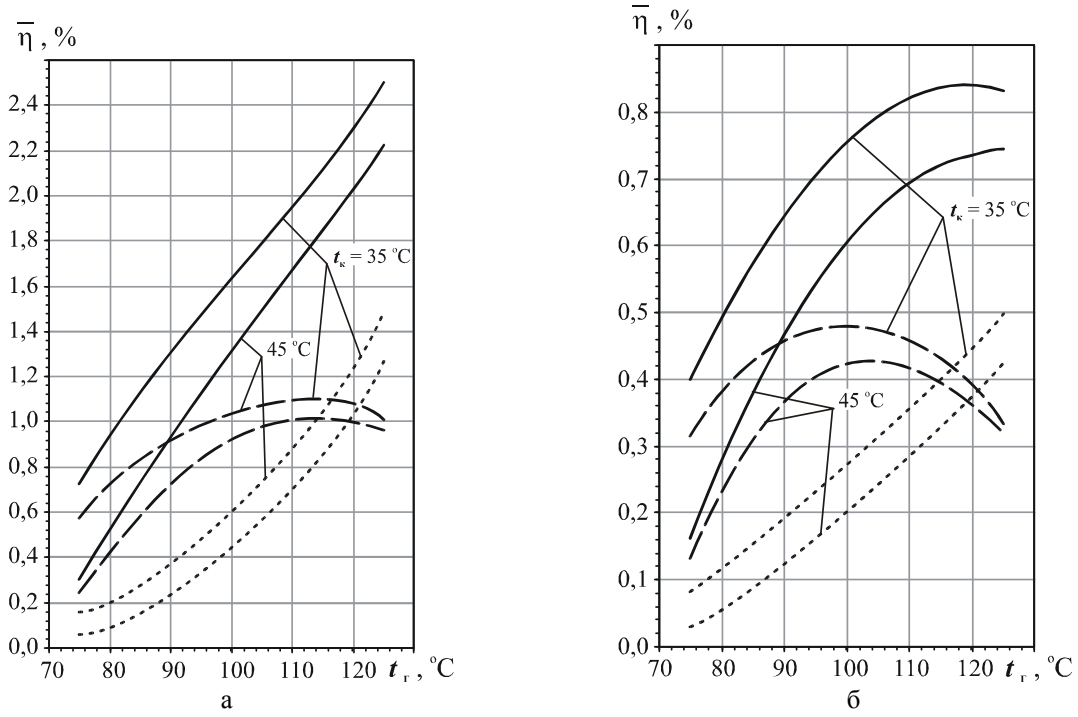


Рис. 3. Абсолютное приращение КПД ДВС $\bar{\eta}$ за счет уменьшения температуры воздуха на входе в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе $t_г$ при температурах кипения в испарителе (воздухоохладителе) t_0 = 0 °С и конденсации $t_к$ = 35 и 45 °С:
а – $t_{г1}$ = 250 °С; б – $t_{г1}$ = 180 °С;
— – за счет отвода теплоты генератором в целом $\bar{\eta}$;
- - - – испарительной секцией $\bar{\eta}$";
···· – экономайзерной секцией $\bar{\eta}$'

При расчетах температура газов после генератора НРТ принималась $t_{г2} = t_г + 20$ °С, т.е. близкой к минимальной, которая может быть достигнута, исходя из интенсивности теплопередачи между газом и кипящим НРТ. Эффект от применения ТХМ показан дифференцированно – в виде приращения КПД за счет отвода теплоты генератором НРТ в целом, а также его испарительной и экономайзерной секциями. Как видно, эффективность утилизации теплоты уходящих газов ДВС в генераторе ТХМ (в его испарительной и экономайзерной секциях) с последующей ее трансформацией в холод, который в свою очередь используется для охлаждения наружного воздуха на входе ДВС, существенно зависит от температуры конденсации $t_к$, т.е. эффективности работы конденсатора.

Целью выполненного исследования является определение оптимальных параметров конденсаторов

теплоиспользующих холодильных машин, обеспечивающих максимальные плотности теплового потока в них и, следовательно, эффективное применение ТХМ в ДВС.

Разработка методики и анализ результатов расчета рациональных параметров конденсаторов теплоиспользующих холодильных машин

Тепловая эффективность конденсаторов характеризуется плотностью теплового потока q. Чем выше плотность теплового потока q, тем меньше габариты конденсатора, а при неизменных габаритах – меньше температурные напоры θ в них между конденсирующимся НРТ и охлаждающей средой, соответственно выше температура конденсации $t_{к1}$, тепловые коэффициенты ζ (рис. 2) и, в конечном счете, эффективность применения ТХМ в ДВС. Зависимость плотности теплового потока q от коэффициента теплопередачи k и температурного напора θ ($q = k\theta$), а θ, в свою очередь, – от падения температуры конденсации, обусловленного гидравлическим сопротивлением двухфазного потока ΔP, и, в конечном счете, зависимость обоих параметров k и θ от массовой скорости ρw конденсирующегося НРТ ставит перед проектантами задачу нахождения оптимальной массовой скорости НРТ $(\rho w)_{opt}$, которая обеспечивает q_{max}.

Существование максимума плотности теплового потока q вытекает из влияния массовой скорости ρw на коэффициент теплопередачи k и температурный напор θ, причем это влияние сказывается на q противоположным образом: если с увеличением ρw коэффициенты теплоотдачи при конденсации $\alpha_к$ и теплопередачи k возрастают, то увеличение гидравлического сопротивления ΔP, наоборот, приводит к падению температуры конденсации $\Delta t_к$ и, как следствие, температурного напора θ.

Выражение для плотности теплового потока, отнесенной к внутренней поверхности канала (на стороне конденсирующегося НРТ), можно записать в виде:

$$q = k\ \theta = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_к} + \frac{1}{\alpha_w \cdot \beta} + R_з} \cdot \theta ,$$

где $\alpha_к$, α_w – коэффициенты теплоотдачи к хладагенту и охлаждающей среде, отнесенные каждый к своей поверхности; $R_з$ – термическое сопротивление загрязнений и всевозможных отложений; β – степень оребрения.

Теплоотдача при пленочной конденсации в гравитационном режиме описывается законом У. Нуссельта с соответствующей поправкой С.С. Кутателадзе, учитывающей волнообразование в стекающей пленке [3]:

$$\alpha_г = \Omega \left[\frac{\lambda_ж^3 \rho_ж (\rho_ж - \rho_п) g r}{\mu_ж d (T_0 - T_{ст})} \right]^{0,25} ,$$

где $\Omega = 0,728\ \beta^{0,75}$, причем объемное паросодержание β можно рассчитать по формуле С.Г. Банкоффа [4]:

$$\beta = \frac{0,71 + 2,35 \rho_п / \rho_ж}{1 + \frac{1-x}{x} \cdot \frac{\rho_п}{\rho_ж}} ,$$

температура стенки $T_{ст}$ находится по уравнению $T_{ст} = T_к - q/\alpha_a$, в которое входит заранее неизвестная плотность теплового потока q.

Теплоотдача при конденсации в конвективном режиме описывается зависимостью:

$$\alpha_к = 0,15 \Phi_ж \frac{\lambda_ж}{d} \mathrm{Pr}_ж \mathrm{Re}_ж^{0,9} \cdot I^{-1} ,$$

где $\mathrm{Pr}_ж$ – число Прандтля для жидкости; I – комплекс, для вычисления которого согласно предложенной в [5] модели пристенной пленки жидкости используются следующие выражения:

$$I = 0,707\ \mathrm{Pr}_ж \mathrm{Re}_ж^{0,5} \quad \text{при } \mathrm{Re}_ж < 50;$$

$$I = 5\mathrm{Pr}_ж + 6,7 \ln [1 + 0,75 \mathrm{Pr}_ж (0,09636\ \mathrm{Re}_ж^{0,585} - 1)]$$

$$\text{при } \mathrm{Re}_ж > 50.$$

Критерий Рейнольдса для жидкости:

$$\mathrm{Re}_ж = \frac{\rho w \cdot (1-x) \cdot d_{вн}}{\mu_ж} .$$

При текущем паросодержании x из $\alpha_г$ и $\alpha_к$ выбирают большее значение.

Логарифмическая разность температур θ для противотока в случае, когда изменение температуры конденсации $\Delta t_к = t_{к1} - t_{к2}$ меньше, чем охлаждающей среды (воды) $\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1}$ (при малых расходах воды), или при воздушном охлаждении конденсатора, т.е. когда $\Delta t_к < \Delta t_w$:

$$\theta = \frac{(t_{к2} - t_{w1}) - (t_{к1} - t_{w2})}{\ln \dfrac{t_{к2} - t_{w1}}{t_{к1} - t_{w2}}} = \frac{(t_{w2} - t_{w1}) - \Delta t_к}{\ln \dfrac{t_{к1} - \Delta t_к - t_{w1}}{t_{к1} - t_{w2}}},$$

где $\Delta t_к$ – падение температуры конденсации НРТ вследствие гидравлического сопротивления ΔP.

Падение температуры конденсации $\Delta t_к$, обусловленное гидравлическим сопротивлением $\Delta P_к$, рассчитывается, как и в случае кипения, по уравнению Клаузиуса–Клапейрона

$$\frac{dP_к}{dt_к} = \frac{r}{T_к \cdot (v_п - v_ж)} \approx \frac{\Delta P_к}{\Delta t_к}.$$

Падение давления $\Delta P_к$ конденсирующегося НРТ рассчитывают по модели со скольжением фаз Локкарта–Мартинелли–Нельсона [6]. В выражения для нахождения $\Delta P_к$ входит длина канала (трубки) L, которая при проектировании является искомой величиной. Ее находят из теплового баланса − равенства количеств теплоты (тепловых потоков), переданной на участке поверхности канала длиной L в процессе теплопередачи, и теплоты, отведенной в процессе конденсации пара и переохлаждения жидкости:

$$Q = q\pi d_{вн} L = 0{,}25\pi d_{вн}^2 (\rho w)[r + c_ж \Delta t_ж].$$

Поскольку в приведенные выше соотношения, как и в формулу для расчета $\alpha_г$, входит плотность теплового потока q, которая является искомой величиной, то вычисления производятся итерационным методом − до совпадения принятой величины q с рассчитанной как $q = k\,\theta$.

Вычисляя q для ряда значений ρw, находят максимальную ее величину q_{max}, которой и будет соответствовать оптимальная массовая скорость НРТ в трубке $(\rho w)_{opt}$. Для заданной тепловой нагрузки на конденсатор Q_0 минимальная внутренняя поверхность теплообмена определяется соотношением

$$F_{min} = Q_0 / q_{max}.$$

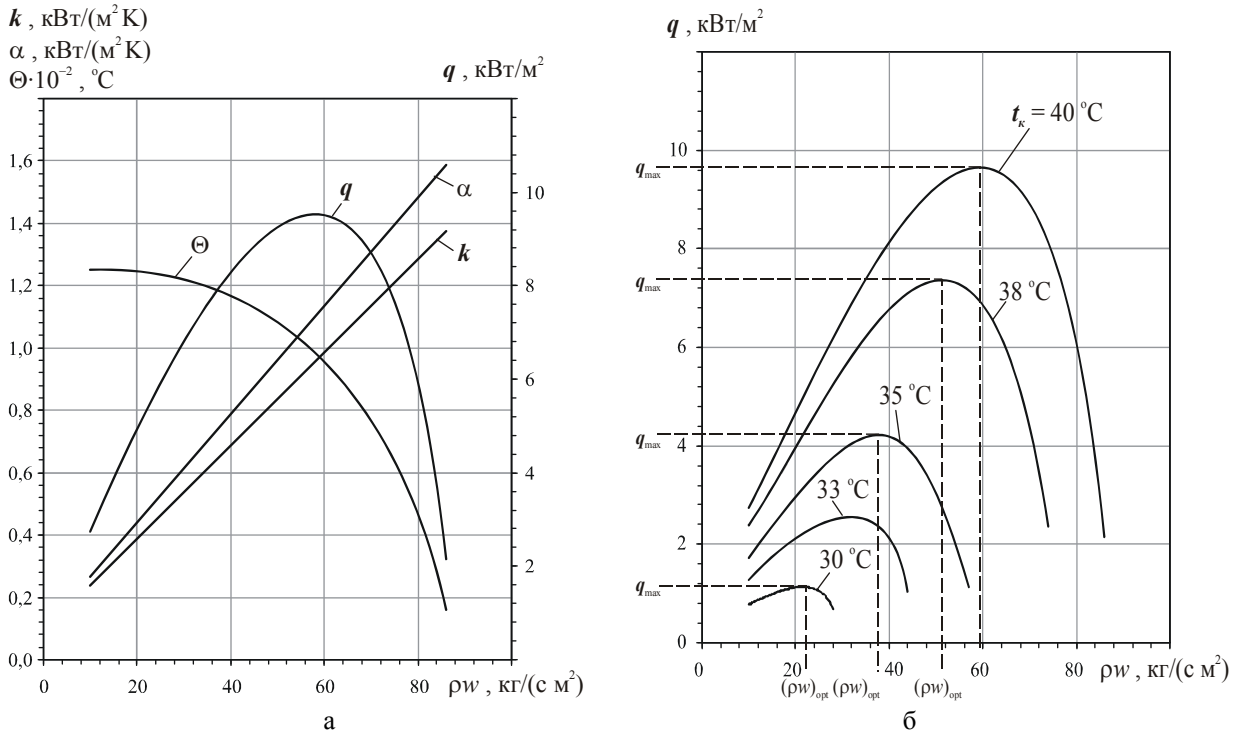


Рис. 4. Зависимости коэффициентов теплоотдачи α_a и теплопередачи k, температурного напора θ и плотности теплового потока q от массовой скорости ρw хладона R142B в конденсаторе при $t_{w1} = 25$ ºС и $t_{w2} = 30$ ºС; $d_{вн} = 10$ мм, $d_{экв} = 17$ мм; $t_к = 40$ ºС (а) и плотности теплового потока q при разных $t_к$ (б)

На рис. 4, а приведены зависимости коэффициентов теплоотдачи α_a и теплопередачи k, температурного напора θ и плотности теплового потока q от массовой скорости ρw хладона R142B при температуре конденсации $t_{к2}$ = 40 ºС и параметрах работы конденсатора: t_{w1} = 25 ºС и t_{w2} = 30 ºС; $d_{вн}$ = 10 мм, $d_{экв}$ = 17 мм.

Как видно, функция $q = f(\rho w)$ имеет явно выраженный максимум, которому соответствует $(\rho w)_{opt}$. Значительное уменьшение q при $(\rho w)_{opt} >> (\rho w)_{opt}$ обусловлено резким снижением θ, которое в свою очередь – падением температуры конденсации $\Delta t_к$ из-за гидравлического сопротивления ΔP.

О влиянии температуры конденсации $t_к$ на поведение функции $q = f(\rho w)$ можно судить по зависимостям плотности теплового потока q от массовой скорости ρw хладона R142B при $t_к$ = 30, 33, 35, 38 и 40 ºС и указанных выше параметрах работы конденсатора (рис. 4, б).

Как видно из рис. 4, б, с уменьшением температуры конденсации и, соответственно, температурных напоров θ, падение температуры конденсации $\Delta t_к$, обусловленное гидравлическим сопротивлением ΔP, зависящим в свою очередь от ρw, сказывается на сокращении θ сильнее, что ограничивает допускаемое увеличение ρw.

В результате имеют место более низкие значения $(\rho w)_{opt}$ и q_{max}.

Выводы и перспективы дальнейшего использования результатов

1. Показано, что от тепловой эффективности конденсаторов во многом зависит эффективность применения теплоиспользующих холодильных машин в ДВС.

2. Приведены основные положения методики расчета оптимальных массовых скоростей конденсирующегося хладагента в конденсаторах, обеспечивающие максимальные плотности теплового потока.

Литература

1. Колпакчи Э.М., Кохановский А.И. Особенности технической эксплуатации судовой энергетической установки пассажирского судна, работающего в условиях стесненного фарватера // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА. – 2004. – Вып. 11. – С. 23-33.

2. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.

3. Справочник по теплообменникам. Т. 1 / Пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова и В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат,1987. – 561 с.

4. Bankoff S.G. A variable density single fluid model for two - phase flow with particular reference to steam water flow // Trans. ASME: Serie C. – 1960. – Vol. 82. – P. 256-272.

5. Radchenko N., Gorin V. Prediction of heat transfer during forced convection condensation of steam inside tubes // Proceedings of the 11 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE–2006. – Szczecin, Poland. – 2006. –P. 645-652.

6. Martinelli R.C., Nelson D.B. Prediction of pressure drop during forced - circulation boiling of water // Trans. ASME. – 1948. – Vol. 70. – P. 695-702.

Поступила в редакцию 30.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Голиков, Одесская национальная морская академия, Одесса.