

УДК 62-971

DOI: 10.37890/jwt.vi81.534

О количественной оценке теплового эффекта теплопередачи

А.А. Панасенко

ORCID: 0000-0003-2067-884X

С.В. Петрашёв

ORCID: 0000-0003-3183-5150

Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского, Владивосток, Россия

Аннотация: В связи с постоянным удорожанием энергетических ресурсов, а также ужесточением правил для предприятий по экологическим показателям, необходим тщательный анализ работы не только тепловых двигателей, а также и вспомогательного энергооборудования, в т. ч. теплообменных аппаратов. Одним из критериев совершенства тепловых процессов в теплообменном аппарате может служить величина безвозвратно утраченного качества энергии [2]. Задачей этой статьи является оценка максимальной переданной тепловой мощности при известных имеющихся тепловых мощностях теплоносителей с помощью различных методов: 1) арифметического, используя среднелогарифмическое значение разницы теплообменивающихся сред 2) графоарифметического, с использованием гипербол постоянной мощности теплообменивающихся сред 3) расчета минимального значения суммарной потери энтропии в результате необратимых процессов теплообмена при теплообмене. Перечисленные методы разработаны авторами и не противоречат подобным разработкам отечественных и иностранных авторов [1- 4].

Ключевые слова: теплообменный аппарат; водяной эквивалент; располагаемая мощность; горячий источник; холодный источник; необратимый процесс; приращение энтропии.

On the quantitative assessment of the thermal effect of heat transfer

Andrey A. Panasenko

ORCID: 0000-0003-2067-884X

Sergey V. Petrashev

ORCID: 0000-0003-3183-5150

Maritime State University named after Admiral G.I. Nevelskoi, Vladivostok, Russia

Abstract: Due to the constant rise in the cost of energy resources, as well as the tightening of rules for enterprises on environmental indicators, a thorough analysis of the operation of not only heat engines, but also auxiliary power equipment, including heat exchangers, is necessary. One of the criteria for the perfection of thermal processes in a heat exchanger can be the value of the irretrievably lost quality of energy [2]. The objective of this article is to estimate the maximum transferred thermal power, with known available thermal powers of heat carriers, using various methods: 1. arithmetic, using the logarithmic mean value of the difference in heat-exchanging media, 2. graphical arithmetic, using hyperbolas of constant power of heat-exchanging media, 3. calculating the minimum value of the total entropy loss as a result of irreversible heat exchange processes from a hot heat carrier to a wall, through a wall and from a wall to a cold heat carrier. The listed methods were developed by the authors and do not contradict similar developments by domestic and foreign authors [1- 4].

Keywords: heat exchanger; water equivalent; available power; hot source; cold source; irreversible process; entropy increase.

Введение

При анализе конструкций теплообменных аппарата разных типов и конструктивных исполнений возникает необходимость приближённо оценить тепловой эффект, который может быть получен при его работе. В зависимости от взаимного направления токов теплоносителя эффективность теплообменных аппаратов будет заметно отличаться.

Цель статьи

Одной из актуальных задач проектирования теплообменного оборудования является оценка эффективности организованного в нем теплообмена. Описание трёх методов (вариантов) решения указанной задачи является целью данной статьи.

Оценка эффективности теплообмена

Наиболее экономичный процесс теплообмена можно организовать, если обеспечить противоточную подачу холодного и горячего теплоносителей. Расчетная схема с противоточной организацией процесса теплообмена представлена на рис. 1. Из рисунка видно, что в теплообменных аппаратах разность температур потоков вдоль поверхности теплообмена непрерывно меняется, поэтому в расчетах в качестве $(T_+ - T_-)$ разности температур горячего и холодного теплоносителей принимается среднелогарифмическое значение этой разницы [1].

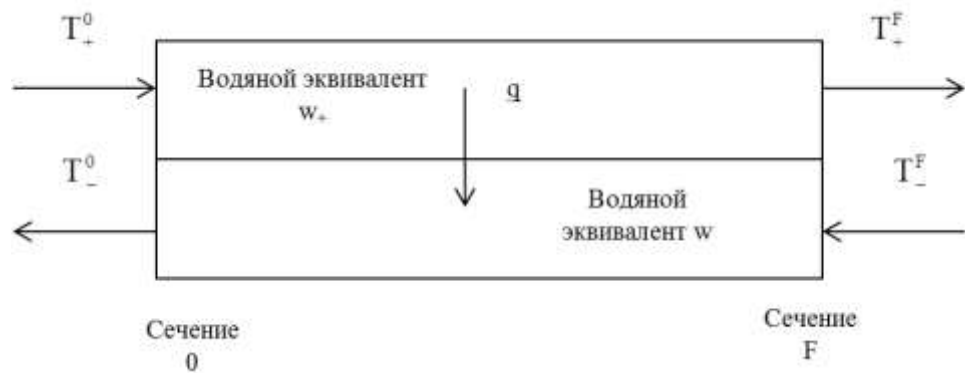


Рис.1. Схема противоточного теплообменника

Разделим случаи теплообмена с отношениями водяных эквивалентов горячего источника к холодному $\frac{w_+}{w}$ больше единицы и меньше единицы. Для первого случая, передаваемую тепловую мощность можно оценить по зависимости:

$$q = \alpha \Delta t = \alpha \frac{(T_+^F - T_-^F) - (T_+^0 - T_-^0)}{\ln \left(\frac{T_+^F - T_-^F}{T_+^0 - T_-^0} \right)} = \alpha \frac{-\frac{q}{w_+} + \frac{q}{w}}{\ln \left(\frac{T_+^0 - \frac{q}{w_+} - T_-^F}{T_+^0 - T_-^F - \frac{q}{w}} \right)} = \frac{\alpha q \left(\frac{1}{w} - \frac{1}{w_+} \right)}{\ln \left(\frac{T_+^0 - T_-^F - \frac{q}{w_+}}{T_+^0 - T_-^F - \frac{q}{w}} \right)} \quad (1)$$

Отсюда

$$q = w(T_+^0 - T^F) \left(1 - \frac{1 - \frac{w}{w_+}}{\exp\left(\frac{\alpha}{w} - \frac{\alpha}{w_+}\right) - \frac{w}{w_+}} \right) \quad (2)$$

Для второго случая тепловая мощность может быть представлена как

$$q = w_+(T_+^0 - T^F) \left(1 - \frac{1 - \frac{w_+}{w}}{\exp\left(\frac{\alpha}{w_+} - \frac{\alpha}{w}\right) - \frac{w_+}{w}} \right) \quad (3)$$

В уравнениях (1 - 3) w_+, w – водяные эквиваленты горячего и холодного потоков; T_+^F, T^F – температуры горячего и холодного потоков в сечении F ; T_+^0, T^0 – температуры горячего и холодного потоков в сечении 0 ; F – площадь теплообменника; α – коэффициент теплопередачи от горячего к холодному потоку.

Вывод, следующий из анализа полученных уравнений: максимальная тепловая мощность теплообмена для противотока равна разности температур входящих в теплообменник сред помноженной на водяной эквивалент среды, который является меньшим из имеющихся двух.

Если изобразить гиперболы располагаемых мощностей $q_{расч+} = w_+T_+^0 = const$ и $q_{расч-} = wT^F = const$ для горячего и холодного теплоносителей (рис. 1), то можно получить фигуру с тремя углами, площадь которой равна максимально возможной мощности при теплопередаче.

Максимальная мощность передачи теплоты (рис. 2) будет ограничена фигурой ABC. Водяной эквивалент теплоносителя греющего теплоносителя w_+ не изменится, а температура T_+^0 может максимально уменьшиться до T^F нагреваемого теплоносителя.

Максимальная мощность передачи теплоты будет равна площади фигуры ABC.

$$q_{max} = w_+T_+^0 \int_{T^F}^{T_+^0} \frac{dT}{T} - w_+(T_+^0 - T^F) = w_+T_+^0 \left(\ln \frac{T_+^0}{T^F} - 1 \right) + w_+T^F \quad (4)$$

Максимальная мощность передачи теплоты для случая располагаемой мощности горячего теплоносителя большей, чем холодного теплоносителя (рис. 3) будет ограничено фигурой ABC. Водяной эквивалент нагреваемого теплоносителя w не изменится, а температура T^F может максимально увеличиться до T_+^0 греющего теплоносителя.

Максимальная мощность передачи теплоты будет равна площади фигуры ABC.

$$q_{max} = wT^F \int_{T^F}^{T_+^0} \frac{dT}{T} - w(T_+^0 - T^F) = wT^F \left(\ln \frac{T_+^0}{T^F} + 1 \right) - wT_+^0 \quad (5)$$

Вывод, следующий из анализа гипербол располагаемых мощностей теплоносителей: максимальная тепловая мощность теплообмена для противотока зависит от располагаемой мощности теплоносителя с меньшим водяным

эквивалентом и натурального логарифма отношения располагаемых температур теплоносителей.

При анализе эффективности теплообменника (рис. 1) подразумевалось, что передача теплоты осуществляется по мере течения теплоносителя вдоль передающей поверхности. Если скорость теплоносителя мала и ей можно пренебречь, коэффициент теплоотдачи будет зависеть от составляющей излучения и коэффициента теплопроводности.

Для анализа совершенства процесса теплообмена, воспользуемся уравнениями необратимой термодинамики [6 – 14].

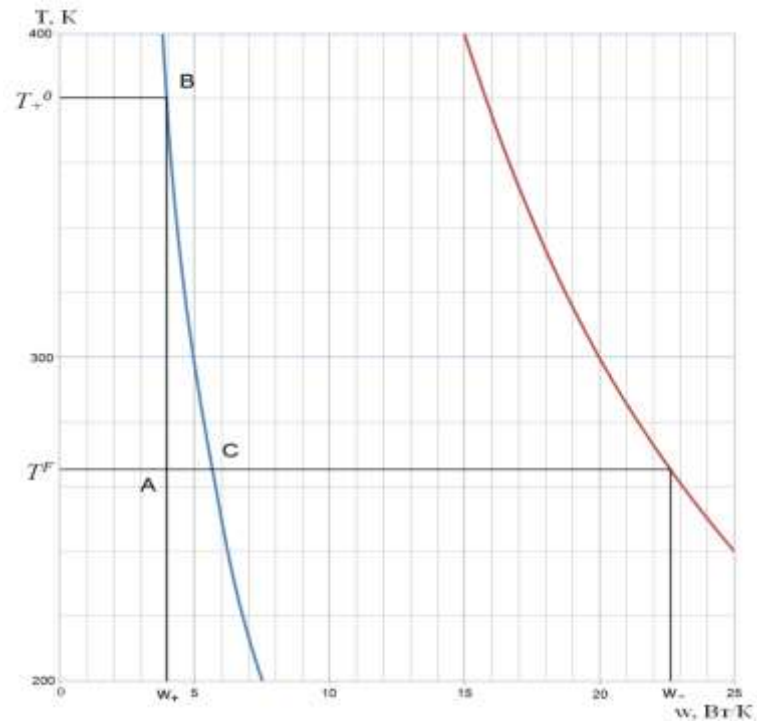


Рис.2. Иллюстрация передачи максимальной мощности при теплообмене в случае, если располагаемая мощность горячего источника больше располагаемой мощности холодного источника

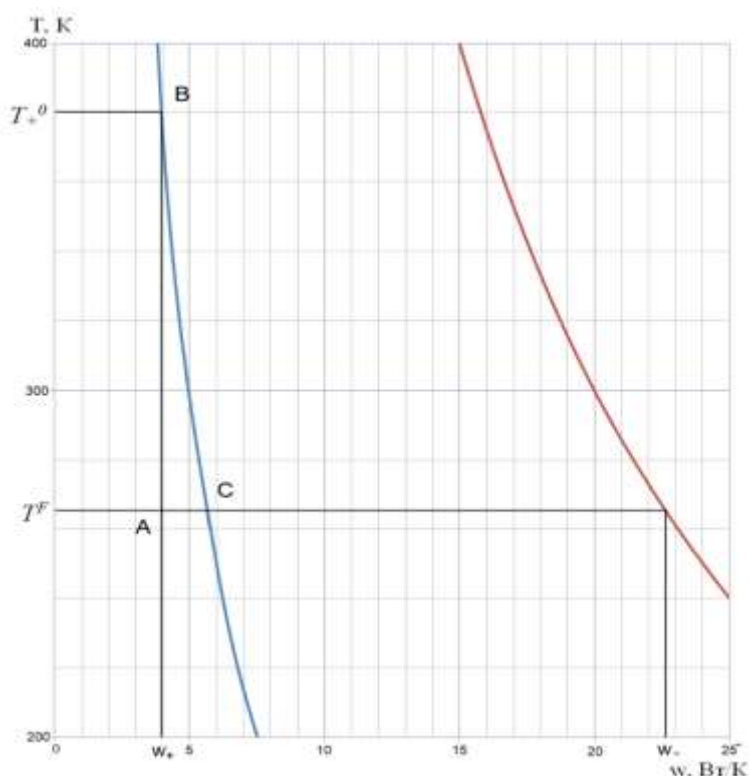


Рис.3. Иллюстрация передачи максимальной мощности при теплообмене в случае если располагаемая мощность горячего источника меньше располагаемой мощности холодного источника

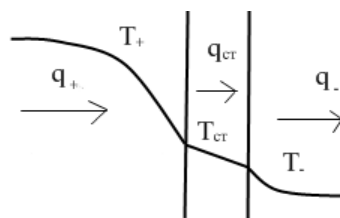


Рис.4. Передача теплоты от горячего теплоносителя холодному через стенку

Передача теплоты через стенку зависит от коэффициента теплоотдачи горячего теплоносителя к стенке α_+ , коэффициента теплопроводности стенки λ и коэффициента теплоотдачи стенки холодному теплоносителю α_- .

При организации процесса теплообмена, для рационального использования тепла, необходимо избегать слишком большой и слишком малой разности температур теплообмениваемых сред [7].

Рассмотрим процесс передачи теплоты для случая площади теплопередающей поверхности $F=1 \text{ м}^2$.

Переданная теплота от горячего теплоносителя стенке равна

$$q_+ = \alpha_+(T_+ - T_{cm+}),$$

где T_+ – средняя динамическая температура горячего теплоносителя;

T_{cm+} – температура теплопередающей поверхности со стороны горячего теплоносителя.

Переданная теплота через стенку равна

$$q_{ж} = \lambda_+(T_{cm+} - T_{cm-}),$$

где T_{cm-} – температура теплопередающей поверхности со стороны холодного теплоносителя.

Переданная теплота от стенки холодному теплоносителю равна

$$q_- = \alpha_-(T_{cm-} - T_-),$$

где T_- – средняя динамическая температура горячего теплоносителя.

Величина переданной теплоты одинакова (рис. 4)

$$q_+ = q_{ж} = q_-$$

Энтропия в результате необратимого процесса теплоотдачи от горячего теплоносителя стенке будет равна

$$\Delta S_{in} = \alpha_+(T_+ - T_{cm+}) \left(\frac{1}{T_{cm+}} - \frac{1}{T_+} \right) = \alpha_+ \left(\frac{T_+}{T_{cm+}} + \frac{T_{cm+}}{T_+} - 2 \right) \quad (6)$$

Изменение энтропии в результате необратимого процесса теплоотдачи через стенку будет равна

$$\Delta S_{in} = \lambda(T_{cm+} - T_{cm-}) \left(\frac{1}{T_{cm-}} - \frac{1}{T_{cm+}} \right) = \lambda \left(\frac{T_{cm+}}{T_{cm-}} + \frac{T_{cm-}}{T_{cm+}} - 2 \right) \quad (7)$$

Изменение энтропии в результате необратимого процесса теплоотдачи от стенки холодному теплоносителю будет равна

$$\Delta S_{in} = \alpha_-(T_{cm-} - T_-) \left(\frac{1}{T_-} - \frac{1}{T_{cm-}} \right) = \alpha_- \left(\frac{T_{cm-}}{T_-} + \frac{T_-}{T_{cm-}} - 2 \right) \quad (8)$$

Необходимо найти минимальное значение суммарной энтропии в результате необратимых процессов теплообмена от горячего теплоносителя стенке, через стенку и от стенки холодному теплоносителю.

Для этого выразим T_{cm+} через T_+ , T_{cm-} , T_- :

$$T_{cm+} = \frac{\alpha_+ T_+ + \lambda T_{cm-}}{\alpha_+ + \lambda} \quad (9)$$

Возьмём производную по параметру T_{cm-} от суммы трёх составляющих приращений энтропий (6, 7, 8) и найдём критическую точку

$$T_{cm-} = \sqrt{\frac{T_+ T_- (\lambda \alpha_+ T_+ + \lambda \alpha_- T_- + \alpha_+ \alpha_- T_-)}{\lambda \alpha_+ T_- + \lambda \alpha_- T_+ + \alpha_+ \alpha_- T_+}} \quad (10)$$

Убеждаемся, что эта точка являются точкой минимума от суммы трёх составляющих приращений энтропий.

По такому же принципу выразим T_{cm-} через T_+ , T_{cm+} , T_- ,

$$T_{cm-} = \frac{\alpha_- T_- + \lambda T_{cm+}}{\alpha_- + \lambda} \quad (11)$$

Возьмём производную по параметру T_{cm+} от суммы трёх составляющих приращений энтропий (6, 7, 8) и найдём критическую точку

$$T_{cm+} = \sqrt{\frac{T_+ T_- (\lambda \alpha_+ T_+ + \lambda \alpha_- T_- + \alpha_+ \alpha_- T_+)}{\lambda \alpha_+ T_- + \lambda \alpha_- T_+ + \alpha_+ \alpha_- T_-}} \quad (12)$$

Убеждаемся, что эта точка является точкой минимума от суммы трёх составляющих приращений энтропий.

В результате этих расчётов получаем, что максимальный тепловой эффект при теплопередаче равен

$$q_{+max} = \alpha_+ \left(T_+ - \sqrt{\frac{T_+ T_- (\lambda \alpha_+ T_+ + \lambda \alpha_- T_- + \alpha_+ \alpha_- T_+)}{\lambda \alpha_+ T_- + \lambda \alpha_- T_+ + \alpha_+ \alpha_- T_-}} \right), \quad (13)$$

или

$$q_{жс} = \lambda \left(\sqrt{\frac{T_+ T_- (\lambda \alpha_+ T_+ + \lambda \alpha_- T_- + \alpha_+ \alpha_- T_+)}{\lambda \alpha_+ T_- + \lambda \alpha_- T_+ + \alpha_+ \alpha_- T_-}} - \sqrt{\frac{T_+ T_- (\lambda \alpha_+ T_+ + \lambda \alpha_- T_- + \alpha_+ \alpha_- T_-)}{\lambda \alpha_+ T_- + \lambda \alpha_- T_+ + \alpha_+ \alpha_- T_+}} \right) \quad (14)$$

или

$$q_{-max} = \alpha_- \left(\sqrt{\frac{T_+ T_- (\lambda \alpha_+ T_+ + \lambda \alpha_- T_- + \alpha_+ \alpha_- T_-)}{\lambda \alpha_+ T_- + \lambda \alpha_- T_+ + \alpha_+ \alpha_- T_+}} - T_- \right). \quad (15)$$

На практике коэффициент теплопроводности стенки $\lambda \gg \alpha_-$, также $\lambda \gg \alpha_+$, поэтому приближённо максимальная тепловая мощность при теплопередаче равна

$$q_{+max} = \alpha_+ \left(T_+ - \sqrt{\frac{T_+ T_- (\alpha_+ T_+ + \alpha_- T_-)}{\alpha_+ T_- + \alpha_- T_+}} \right), \quad (16)$$

или

$$q_{-max} = \alpha_- \left(\sqrt{\frac{T_+ T_- (\alpha_+ T_+ + \alpha_- T_-)}{\alpha_+ T_- + \alpha_- T_+}} - T_- \right) \quad (17)$$

Для случая $\alpha_- = \alpha_+$,

$$q_{+max} = \alpha_+ T_+ \left(1 - \sqrt{\frac{T_-}{T_+}} \right), \quad (18)$$

или

$$q_{\text{max}} = \alpha_{-} T_{-} \left(\sqrt{\frac{T_{+}}{T_{-}}} - 1 \right) \quad (19)$$

Отметим, что стоящее в скобках выражение (18) представляет собой к.п.д. цикла Карно при его максимальной мощности [6].

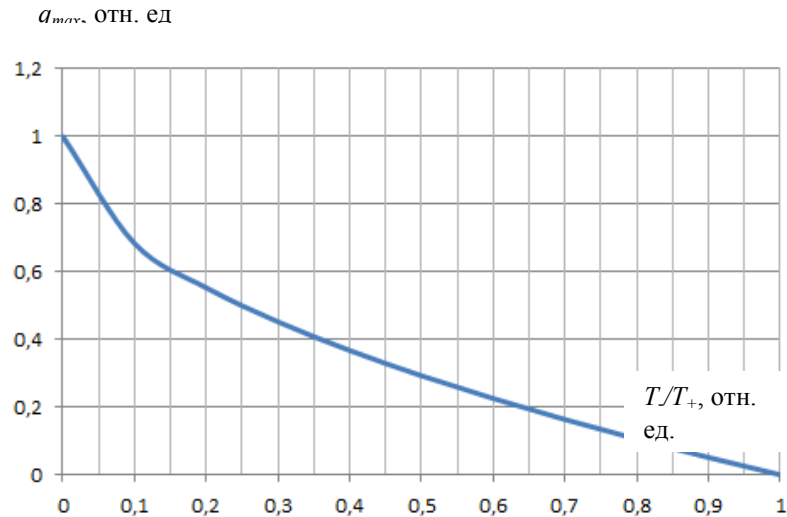


Рис.5. Максимальная доля переданной теплоты от горячего теплоносителя в зависимости от соотношения среднединамических температур

Рисунок 5 показывает, на какую долю теплоты можно рассчитывать при подогреве (или охлаждении) какого-либо теплоносителя.

Выражения (13 - 19) позволяют оценить максимальную переданную мощность при теплопередаче в первом приближении.

Заключение

В этой статье проанализирована оценка максимальной переданной тепловой мощности при известных имеющихся тепловых мощностях теплоносителей с помощью различных методов. При использовании арифметического и графоарифметического метода получены уравнения максимальной возможной переданной мощности от горячего к холодному теплоносителю. С помощью этих методов можно сказать о предельной передаче теплоты, на которую может рассчитывать проектант оборудования.

Третий представленный метод основан на расчете минимального значения суммарной потери энтропии в результате необратимых процессов теплообмена. Третий метод позволяет судить о максимальной передаче теплоты при управляемом процессе.

Вывод, следующий из анализа минимального изменения приращения энтропии при суммарной теплопередаче через стенку: максимальная тепловая мощность теплообмена зависит от коэффициентов теплоотдачи между теплоносителем и стенкой, квадратного корня отношения среднединамических температур сред.

Список литературы

1. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. - М.: Машиностроение, 1989. - 365 с., ил.
2. Xie, G.N., Sunden, B., Wang, Q.W. Optimization of compact heat ex-changers by a genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, 2008, 28, pp. 895–906.
3. Amelkin S.A., Hoffmann K.H., Sicre B., Tsirlin A.M. Extreme performance of heat exchangers of various hydrodynamic models of flows // *Periodica Polytechnica ser. Chem. Eng.*, v.44, N.1, p.3-16, 2001.
4. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок: Учеб.пособие для вузов / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, П.Г. Удыма; под ред. А.М. Бакластова. М.: Энергоиздат, 1981, 336 с.
5. Гавра Г. Г., Михайлов П. М., Рис В. В. Тепловой и гидравлический расчет теплообменных аппаратов компрессорных установок. Учебное пособие.- Л., ЛПИ, 1982, 72 с.
6. Цирлин А.М. Методы оптимизации в необратимой термодинамике и микроэкономике. // М.: ФИЗМАТЛИТ. 2003. – 416 с.
7. Бродянский В.М. 12 правил энергосбережения, или что нужно и что не нужно делать для снижения потерь, связанных с несовершенством энергетических процессов // *Новости теплоснабжения*. 2002. № 9. С. 52.
8. Панасенко А.А. Влияние окружающей среды на эффективность работы теплообменников // *Техническая эксплуатация флота – пути совершенствования. Материалы региональной научно-практической конференции. (18 - 19 мая 2005 г.) / Морской гос. ун-т. - Владивосток, 2005. - С. 69-73.*
9. Ахременков А.А. Предельные возможности управляемых полей температур // *Информационные технологии моделирования и управления*, 2006, № 9(34). - С. 1130-1137.
10. Ахременков А.А. Оценка термодинамического совершенства теплообменных систем // *Труды XX Международной научной конференции "Математические методы в технике и технологиях"*, том 2, 129-131.
11. Ахременков А.А., Цирлин Л.М. Минимальная необратимость, оптимальное распределение поверхности и тепловой нагрузки теплооб-менных систем // *ТОХТ*, 2008 г., №1.
12. Tsirlin A.M., Kazakov V.A., Alimova N.A., Ahremenkov A.A. Thermodynamic model of capital extraction in economic systems. // *Journal Interdisciplinary Description of Complex Systems*. № 4, 2005.
13. Линецкий С.Б., Цирлин А.М. Оценка термодинамического совершенства и оптимизация теплообменников // *Теплоэнергетика*. 1988. № 10. С.87-91.
14. Новиков И.И. Термодинамика. М.: Машиностроение, 1984. - 592с.

References

1. Bazhan P.I., Kanevets G.E., Seliverstov V.M. Handbook of heat ex-changers. - Moscow: Mashinostroenie, 1989. - 365 p., ill.
2. Xie, G.N., Sunden, B., Wang, Q.W. Optimization of compact heat ex-changers by a genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, 2008, 28, pp. 895–906.
3. Amelkin S.A., Hoffmann K.H., Sicre B., Tsirlin A.M. Extreme performance of heat exchangers of various hydrodynamic models of flows // *Periodica Polytechnica ser. Chem. Eng.*, v.44, N.1, p.3-16, 2001.
4. Design, installation and operation of heat and mass transfer installations: Textbook for universities / A.M. Baklastov, V.A. Gorben-ko, P.G. Udyma; edited by A.M. Baklastov. Moscow: Energoizdat, 1981, 336 p.
5. Gavra G.G., Mikhailov P.M., Ris V.V. Thermal and hydraulic calculation of heat exchangers of compressor units. Textbook. - Leningrad, LPI, 1982, 72 p.
6. Tsirlin A.M. Optimization methods in irreversible thermodynamics and microeconomics. // Moscow: FIZMATLIT. 2003. - 416 p.
7. Brodyansky V.M. 12 rules of energy saving, or what should and should not be done to reduce losses associated with imperfections in energy processes // *Heat supply news*. 2002. No. 9. P. 52.

8. Panasenko A.A. Influence of the environment on the efficiency of heat exchangers // Technical operation of the fleet - ways of improvement. Materials of the regional scientific and practical conference. (May 18 - 19, 2005) / Maritime State University. - Vladivostok, 2005. - P. 69-73.
9. Akhremenkov A.A. Limiting capabilities of controlled temperature fields // Information technologies of modeling and control, 2006, No. 9 (34). - P. 1130-1137.
10. Akhremenkov A.A. Evaluation of thermodynamic perfection of heat exchange systems // Proceedings of the XX International Scientific Conference "Mathematical Methods in Engineering and Technology", Vol. 2, 129-131.
11. Akhremenkov A.A., Tsirlin L.M. Minimum irreversibility, optimal distribution of surface and thermal load of heat exchange systems // ТОИТ, 2008, No. 1.
12. Tsirlin A.M., Kazakov V.A., Alimova N.A., Ahremenkov A.A. Thermodynamic model of capital extraction in economic systems. // Journal Interdisciplinary Description of Complex Systems. No. 4, 2005.
13. Linetsky S.B., Tsirlin A.M. Evaluation of thermodynamic perfection and optimization of heat exchangers // Thermal Power Engineering. 1988. No. 10. P. 87-91.
14. Novikov I.I. Thermodynamics. Moscow: Mechanical Engineering, 1984. - 592 p.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Панасенко Андрей Александрович, к.т.н.,
доцент, доцент кафедры эксплуатации
автоматизированных судовых энергетических
установок, МГУ им. адм. Г.И. Невельского,
ул. Верхнепортовая, д. 50а, г. Владивосток,
Россия, 690003, e-mail:
AAPanasenko@msun.ru,

Andrey A. Panasenko, PhD in Engineering
Science, Associate Professor of Ship's Power
Plants Automation Department, Maritime State
University named after admiral G.I. Nevelskoi,
690003, 50a, Verkhneportovaya St., Vladivostok,
Russia, e-mail: AAPanasenko@msun.ru,

Петрашёв Сергей Владимирович, к.т.н.,
доцент, доцент кафедры теории и устройства
судна, МГУ им. адм. Г.И. Невельского, ул.
Верхнепортовая, д. 50а, г. Владивосток,
Россия, 690003, e-mail: petrashov@msun.ru

Sergey V. Petrashev, PhD in Engineering
Science, Associate Professor of the Theory and
Vessel Construction Department, Maritime State
University named after admiral G.I. Nevelskoi,
690003, 50a, Verkhneportovaya St., Vladivostok,
Russia, e-mail: petrashov@msun.ru

Статья поступила в редакцию 08.11.2024; опубликована онлайн 20.12.2024.
Received 08.11.2024; published online 20.12.2024.