

УДК 621.1

А. Э. Пиир¹, А. Б. Сухоцкий², В. Б. Кунтыш²¹Северный (Арктический) федеральный университет имени М. В. Ломоносова
(Российская Федерация)²Белорусский государственный технологический университет**СПОСОБЫ РЕАЛИЗАЦИИ ЭТАЛОННОГО
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ЭДВАРДСА**

Основное направление технической политики России в области энергетики – совершенствование технологии ее производства. Программные документы предлагают решать эту задачу в первую очередь за счет повышения начальных параметров рабочего тела паротурбинных и газотурбинных энергоустановок с внедрением новых жаропрочных материалов. Неизбежное при этом удорожание оборудования отрицательно скажется на себестоимости энергии.

Известно, что энергетические установки всего мира для получения энергии используют, как правило, паровой термодинамический цикл Ренкина или газовые термодинамические циклы Джоуля, Дизеля, Отто, которые далеки от совершенства. Несмотря на это, советская термодинамическая школа ошибочно считает цикл Карно эталоном совершенства для энергоустановок, действующих на продуктах сгорания топлива, а термодинамический цикл Ренкина – превосходной реализацией этого цикла. Для совершенствования прочих циклов предполагалась их «карно-тизация», проекты которой успехом не увенчались.

В действительности эталоном теплового совершенства для двигателей внутреннего и внешнего сгорания, источником тепла которого служит топливо, а тепловым стоком – окружающая среда, является внешне и внутренне обратимый цикл Эдвардса.

В цикле Эдвардса в качестве источника теплоты используются продукты сгорания топлива, а тепловой сток осуществляется в окружающую среду. Цикл образован изохорным, адиабатным, изотермическим процессами. Рассмотрены два варианта реализации цикла: на базе газотурбинного двигателя и с помощью комбинированной газопаровой установки. Осуществлены расчеты термического КПД цикла газотурбинной установки (ГТУ), реализующего эталонный цикл Эдвардса, и комбинированной установки. Также вычислены КПД циклов Джоуля, Карно, Ренкина, Отто при одинаковых температурных условиях. Показано, что внедрение энергоустановок с реализацией цикла Эдвардса не имеет инженерных трудностей, при этом он обеспечивает экономию топлива на 12–20% в сравнении с циклом Ренкина, широко применяемым в паротурбинных установках. Внедрение цикла Эдвардса является наиболее простым способом совершенствования энергетики.

Ключевые слова: эталонный цикл, термический КПД, цикл Карно, газотурбинный цикл.

A. E. Piir¹, A. B. Sukhotski², V. B. Kuntys²¹Northern (Arctic) Fedral University of M. V. Lomonosov²Belarusian State Technological University**WAYS OF IMPLEMENTATION OF THE REFERENCE
EDWARDS'S THERMODYNAMIC CYCLE**

Main route of a technical policy of Russia in the field of power engineering – perfection of production engineering of its manufacture. Programm deeds suggest to solve this problem first of all at the expense of raise of initial parametres of a working medium of the steam-turbine and газотурбинных power installations, introducing new high-temperature materials. Inevitable thus equipment rise in price negatively affects the energy cost price.

It is known that power installations of the whole world for energy reception use, as a rule, steam thermodynamic cycle of Renkina or gas thermodynamic cycles of Joule, the Injection engine, Otto which are far from perfect.

Despite it the Soviet thermodynamic school wrongly considers a Carnot cycle as the standard of perfection for the power installations acting on products of combustion of fuel, and a thermodynamic cycle of Renkina excellent implementation of this cycle. For perfection of other cycles it was assumed them «Carnotion» which designs success did not crown.

Actually the standard of thermal perfection for propellers of the internal and external combustion as which heat source fuel serves, and a thermal flow – environment, is outwardly and Edwards's internally reversible cycle.

In Edwards's scraper in the capacity of a warmth source products of combustion of fuel are used, and the thermal flow is carried out in a circumambient. The cycle is formed изохорным, adiabatic, isothermal by processes. Two alternatives of implementation of a cycle are observed: on the basis of the gas-turbine engine and by means of combined газопаровой installations. Calculations of thermal efficiency of gas-turbine plant cycle realising a reference cycle of Edwards, and the combined installation are carried out. Also efficiency of cycles of Joule, Carnot, Renkina, Otto are computed under equal temperature conditions. It is shown that a heading of power installations with implementation of a cycle of Edwards has no engineering difficulties, thus it provides a fuel economy on 12–20 % in comparison with the cycle of Renkina widely applied in steam-turbine plants. A heading of a cycle of Edwards is most simple way of perfection of power engineering.

Key words: reference cycle, thermal efficiency, a Carnot cycle, gas-turbine cycle.

Введение. Проблема экономичности тепловых двигателей возникла в начале XVIII века одновременно с появлением первых паровых машин, потребляющих значительное количество топлива. Ее решение получил Сади Карно, опубликовав в 1824 г. сочинение [1], в котором сформулировал условия достижения высокого КПД:

1) «движущая сила огня» не зависит от рабочего тела и тем выше, чем больше теплопадение между верхним и нижним источником теплоты;

2) работа цикла будет максимальной, если все термодинамические процессы будут внешние и внутренне обратимы.

Со времен С. Карно КПД тепловых двигателей вырос более чем в 40 раз, но проблема тепловой экономичности по-прежнему актуальна, так как непрерывный рост потребления топлива на тепловых электростанциях, морским, автомобильным, железнодорожным и авиационным транспортом сопровождается увеличением его стоимости.

Термодинамическое совершенство современных тепловых двигателей, как правило, оставляет желать лучшего, поскольку установки внешнего сгорания, действующие по циклу Ренкина или Стирлинга, отвечают условию внешней обратимости лишь в части отвода теплоты в окружающую среду, а передача теплоты от продуктов сгорания к рабочему телу протекает в них необратимо.

В двигателях внутреннего сгорания, действующих по циклам Отто, Дизеля, Джоуля, подвод теплоты при сгорании топлив в атмосфере сжатого воздуха протекает обратимо, но отвод теплоты выхлопных газов в изотермическую окружающую среду протекает необратимо с потерей эксергии.

При использовании в качестве источника тепла продуктов изобарного (лучше изохорного) сгорания топлива в атмосфере сжатого воздуха, а в качестве теплового стока изотермической окружающей среды, условиям внешней и внутренней обратимости отвечает идеальный цикл Эдвардса [2]. Как видно из рис. 1, а, его

образуют адиабатные процессы сжатия воздуха 1–2 и расширения продуктов сгорания 3–4, изобарного горения топлива 2–3 и изотермического сжатия 4–1. Термический КПД идеального цикла Эдвардса вычисляется по формуле

$$\eta_t^E = 1 - \frac{T_0}{T_{\text{ср}}} = 1 - \frac{T_1 \ln(T_3 / T_2)}{T_3 - T_2},$$

где $T_{\text{ср}}$ – средняя термодинамическая температура подвода теплоты на участке 2–3, К; $T_0 = T_1$ – температура окружающей среды, К; T_2 – температура сжатого воздуха, К; T_3 – температура продуктов сгорания, К.

При температуре $T_1 = 300$ К, $T_2 = 450$ К, степени сжатия воздуха $\pi = p_2 / p_1 = 4,13$ и температуре продуктов сгорания $T_3 = 1500$ К, термический КПД цикла Эдвардса составит

$$\eta_t^E = 1 - \frac{300 \ln(1500 / 450)}{1500 - 450} = 0,657.$$

При том же самом источнике теплоты – продуктов сгорания с температурой 1500–450°C, термический КПД известных термодинамических циклов (рис. 1 б, в, г) равен:

идеального цикла Джоуля [3]

$$\eta_t^D = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{300}{450} = 0,333;$$

идеального цикла Отто [3]

$$\eta_t^O = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{300}{450} = 0,333;$$

идеального цикла Карно для двигателя внешнего сгорания

$$\eta_t^K = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{300}{450} = 0,333.$$

КПД идеального цикла Ренкина при давлении свежего пара $p_{\text{св}} = 14$ МПа и температуре насыщения $T_{\text{св}} = 608$ К [4]

$$\eta_t^R = 1 - \frac{T_1}{T_{\text{св}}} = 1 - \frac{300}{608} = 0,51.$$

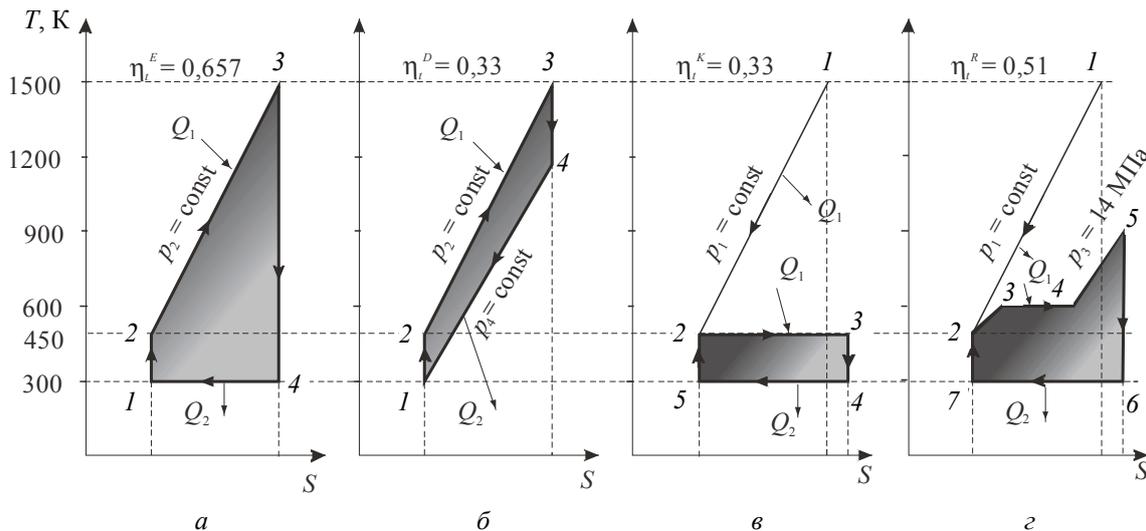


Рис. 1. Идеальные термодинамические циклы Эдвардса (а), Джоуля (б), Карно (в) и Ренкина (г)

при одинаковом изобарном источнике тепла и процессы в них:
 а: 1–2 – адиабатное сжатие; 2–3 – изобарный нагрев; 3–1 – адиабатное расширение; 4–1 – изотермическое сжатие; б: 1–2 – адиабатное сжатие; 2–3 – изобарный нагрев; 3–1 – адиабатное расширение; 4–1 – изобарное охлаждение;
 в: 1–2 – изобарное охлаждение; 2–3 – изотермическое расширение; 3–1 – адиабатное расширение; 4–5 – изотермическое сжатие; 5–2 – адиабатное сжатие;
 г: 1–2 – изобарное охлаждение; 2–3 – изобарный нагрев воды; 3–4 – испарение воды; 4–5 – нагрев пара; 5–6 – адиабатное расширение пара; 6–7 – конденсация пара; 7–2 – адиабатное сжатие

Таким образом, при использовании одного и того же источника тепла – продуктов сгорания топлива с температурой от 1500 до 450 К циклы Эдвардса и Ренкина имеют наибольшие КПД – 0,657 и 0,510, а остальные циклы Джоуля, Отто и Карно – 0,333.

Советская теплотехническая школа считала цикл Карно эталоном теплового совершенства энергоустановок [5–9] на органическом топливе, в цикл Ренкина – его реализацией. По этой причине проект «карнотизации» циклов газотурбинных [10] и парогазовых [11] установок привел к скромным результатам и внедрением не увенчался.

Теперь же, когда эталонный цикл для установок на продуктах сгорания топлива известен, возникает вопрос о способах его реализации. Рассмотрим два варианта реализации: на базе газотурбинного двигателя и с помощью комбинированной газопаровой установки. Как показано на рис. 2, а, газотурбинный вариант установки состоит из нескольких ступеней сжатия атмосферного воздуха с промежуточными охладителями, камеры сгорания и газовой турбины с глубоким расширением продуктов сгорания. Отвод теплоты в окружающую среду приближен к обратимому. Вычислим термический КПД этого цикла, считая теплоемкость рабочего тела равной единице, а энтальпию численно

равной единице. Пусть минимальная и максимальная температуры цикла и температура сжатого воздуха будут те же, что и в эталонном цикле: 1500 К, 450 К, 300 К.

При трех ступенях сжатия со степенью повышения температуры $\tau = 450 / 300 = 1,5$ каждая степень понижения температуры в турбине $\tau_t = \tau^3 = 1,5^3 = 3,375$. Температура уходящих газов из турбины составит $T_8 = T_7 / \tau_t = 1500 / 3,375 = 444$ К. Термический КПД идеального газового цикла, реализующий эталонный цикл Эдвардса, составит

$$\eta_t^{ГТЗ-1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{3(450 - 300)}{1500 - 450} = 0,571,$$

где Q_1 – подведенная теплота к продуктам сгорания; Q_2 – отведенная теплота в окружающую среду.

В идеальном газотурбинном цикле с тремя ступенями расширения (рис. 2, б) и тремя ступенями сжатия термический КПД будет ниже и составит

$$\eta_t^{ГТЗ-3} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1000 - 300 + 2(450 - 300)}{1500 - 450 + 2(1500 - 1000)} = 0,512.$$

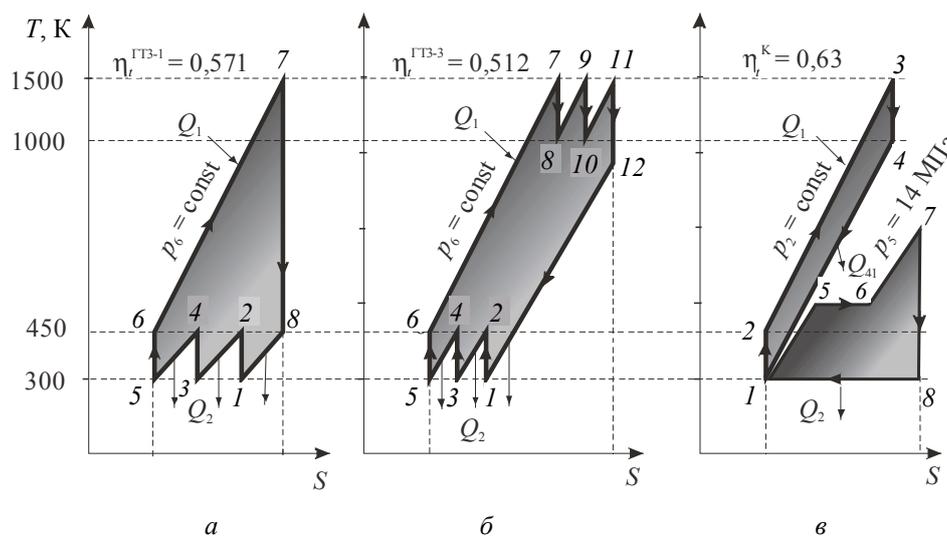


Рис. 2. Идеальные термодинамические циклы газотурбинный (а) и газопаровой (в), реализующие цикл Эдвардса, а также карнотизированный цикл Джоуля (б) и процессы в них:
 а: 1-2, 3-4, 5-6 – адиабатное сжатие; 8-1, 2-3, 4-5 – изобарное охлаждение; 6-1 – изобарный нагрев;
 б: 1-2, 3-4, 5-6 – адиабатное сжатие; 6-7, 8-9, 10-11 – изобарный нагрев; 12-1, 2-3, 4-5 – изобарное охлаждение; в: 1-2 – адиабатное сжатие; 2-3 – изобарный нагрев; 3-4 – адиабатное расширение; 4-1 – изобарное охлаждение; 1-5-6-7 – изобарный нагрев, испарение воды, перегрев пара; 7-8 – адиабатное расширение пара

Из сравнения газотурбинных циклов следует, что «карнотизация» идеального цикла Эдвардса снижает его тепловую экономичность на 10% и усложняет тепловую схему.

Рассмотрим второй способ реализации обобщенного цикла Эдвардса посредством комбинированной газопаровой установки, состоящей из цикла Джоуля, действующего на продуктах сгорания топлива, и цикла Ренкина, работающего на тепле уходящих из газовой турбины продуктов сгорания (рис. 2, в).

Выберем минимальную и максимальную температуру цикла Джоуля 300 К и 1500 К, коэффициент повышения давления $\pi = 4,13$, коэффициент повышения температуры $\tau = 1,5$.

Примем начальные параметры пара в цикле Ренкина: давление – 14 МПа, температура – 560°C. Средняя термодинамическая температура подвода теплоты в цикле Ренкина составит [3]

$$T_{1R} = \Delta h_R / \Delta S_R = (833 - 33) / (1,577 - 0,1) = 542 \text{ К},$$

где Δh_R – изменение энтальпии; ΔS_R – изменение энтропии.

Вычислим термический КПД комбинированной установки, считая энтальпию рабочего тела численно равной его температуре. Полезная работа цикла Джоуля в условных единицах

$$l_D = q_D \eta_t^D = (1500 - 450) 0,33 = 350.$$

Полезная работа в цикле Ренкина в условных единицах

$$l_R = q_R \eta_t^R = (1000 - 300) (1 - 300 / 542) = 313.$$

Термический КПД комбинированной установки

$$\eta_t^{EK} = \frac{l_D + l_R}{q_D} = 1 - \frac{350 + 313}{1050} = 0,63,$$

который на 5% ниже термического КПД эталонного цикла Эдвардса.

В таблице приведено сравнение результатов расчета термического КПД известных термодинамических циклов и цикла Эдвардса.

Сравнение тепловой экономичности идеальных термодинамических установок при одинаковых температурных условиях

Наименование цикла	η_t
1. Эталонный цикл Эдвардса	0,657
2. Цикл Джоуля	0,333
3. Цикл Отто	0,333
4. Цикл Карно	0,333
5. Цикл Джоуля карнотизированный	0,512
6. Цикл Ренкина	0,51
7. Газотурбинный цикл Эдвардса	0,571
8. Комбинированный газопаровой цикл Эдвардса	0,63

Реализацией идеального цикла Эдвардса можно считать паросиловую установку двух давлений английской АЭС Колдер Холл [12] с газоохлаждаемым реактором, а также комбинированные газопаровые установки типа Северо-Западной ТЭЦ [13] Санкт-Петербурга. Достоинством энергоустановок, реализующих эта-

лонный цикл Эдвардса, является высокий КПД (равный 0,71 [2]) при умеренных начальных температурах 1100–1200°C.

Приведенные в табл. 1 значения КПД не являются предельными и могут быть увеличены за счет оптимизации параметров цикла или повышения начальных значений.

Заключение. Внедрение энергоустановок, реализующих термодинамический цикл Эдвардса, не имеет принципиальных технических трудностей.

По сравнению с циклом Ренкина газотурбинный и газопаровой циклы Эдвардса дают экономию топлива 12–22%.

Литература

1. Карно С. Размышления о движущей силе огня и машинах, способных развивать эту силу. М.: Стайт, 1924. 74 с.
2. Пиир А. Э. Эталонный цикл Эдвардса для двигателей внутреннего и внешнего сгорания // Энергетика (Изв. высш. учеб. заведений и энергет. об-ний СНГ). 2014. № 3. С. 62–66.
3. Литвин А. М. Техническая термодинамика. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1963. 312 с.
4. Вукалович, М. П. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. М.; Л.: Энергия, 1965. 400 с.
5. Ястржембский А. С. Термодинамика и история ее развития. М.; Л.: Энергия, 1966. 668 с.
6. Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейдлин А. Е. Техническая термодинамика. М.: Энергия, 1968. 472 с.
7. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. М.; Л.: Энергия, 1967. 400 с.
8. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. М.: Энергоиздат. 1982. 360 с.
9. Двигатели внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.
10. Андриющенко А. И., Лапшов В. Н. Парогазовые установки электростанций. М.: Энергия, 1965. 236 с.
11. Уваров В. В. Газовые турбины и газотурбинные установки. М.: Высш. шк., 1970. 320 с.
12. Калафати Д. Д. Термодинамические циклы атомных электростанций. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1963. 280 с.
13. Трухний А. Д., Макаров А. А., Клименко В. В. Современная теплоэнергетика // Основы энергетики / под. общ. ред. Е. В. Аметистова. М.: МЭИ, 2002. Ч. 1. 368 с.

References

1. Carno S. *Razmyshleniya o dvizhushchey sile ognya i mashinakh, sposobnykh razvivat' etu silu* [Reflections on the driving force of fire and machines capable of developing this force]. Moscow, Stayt Publ., 1924. 74 p.
2. Piir A. E. Edwards' Reference Cycle for Internal and External Combustion Engines. *Energetika. Izv. vyssh. ucheb. zavedeniy i energet. ob'yedineniy SNG* [Energetika. Proceedings of the CIS higher education institutions and power engineering associations], 2014, no. 3. pp. 62–66 (In Russian).
3. Litvin A. M. *Tekhnicheskaya termodinamika* [Technical thermodynamics]. Moscow; Leningrad, Gosenergoizdat Publ., 1963. 312 p.
4. Vukalovich M. P. *Tablitsy termodinamicheskikh svoystv vody i vodyanogo para* [Tables of thermodynamic properties of water and water vapor]. Moscow; Leningrad, Energiya Publ., 1965. 400 p.
5. Yastrzhembskiy A. S. *Termodinamika i istoriya yeye razvitiya* [Thermodynamics and the history of its development]. Moscow; Leningrad, Energiya Publ., 1966. 668 p.
6. Kirillin V. A., Sychev V. V., Sheydlin A. Ye. *Tekhnicheskaya termodinamika* [Technical thermodynamics]. Moscow, Energiya Publ., 1968. 472 p.
7. Ryzhkin V. Ya. *Teplovyye elektricheskiye stantsii* [Thermal power plants]. Moscow; Leningrad, Energiya Publ., 1967. 400 p.
8. Sokolov E. Ya. *Teplofikatsiya i teplovyye seti* [Heat and heat networks]. Moscow, Energoizdat Publ., 1982. 360 p.
9. Orlin A. S., Kruglov M. G. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: teoriya porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal combustion engines: the theory of piston and combined engines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1983. 372 p.
10. Andryushchenko A. I., Lapshov V. N. *Parogazovyye ustanovki elektrostantsiy* [Steam-gas installations of power plants]. Moscow, Energiya Publ., 1965. 236 p.
11. Uvarov V. V. *Gazovyye turbiny i gazoturbinnyye ustanovki* [Gas Turbines and Gas Turbine Plants]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1970. 320 p.

12. Kalafati D. D. *Termodinamicheskiye tsikly atomnykh elektrostantsiy* [Thermodynamic cycles of nuclear power plants]. Moscow; Leningrad, Gosenergoizdat Publ., 1963. 280 p.

13. Trukhniy A. D., Makarov A. A., Klimenko V. V. Modern heat power engineering. *Osnovy energetiki* [Fundamentals of energy]. Ed. by E. V. Ametistova. Moscow, MEI Publ., 2002. Part 1. 368 p.

Информация об авторах

Пиир Адольф Эдвардович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры теплотехники и теплоэнергетики. Северный (Арктический) федеральный университет (САФУ) имени М. В. Ломоносова (163002, г. Архангельск, наб. Северной Двины, 17, Российская Федерация). E-mail: ado@piir.ru

Сухоцкий Альберт Борисович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: alk2905@mail.ru

Кунтыш Владимир Борисович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: egit@belstu.by

Information about the authors

Piir Adol'f Edvardovich – DSc (Engineering), Professor, the Department of Heat Engineering and Heat Power Engineering. Northern (Arctic) Federal University of M. V. Lomonosov (17, Emb. of Northern Dvina, Arkhangel'sk, 163002, Russian Federation). E-mail: ado@piir.ru

Sukhotski Al'bert Borisovich – PhD (Engineering), Associate Professor, Assistant Professor, the Department of Energy-saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: alk2905@mail.ru.

Kuntyshev Vladimir Borisovich – DSc (Engineering), Professor, Professor, the Department of Energy-saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: egit@belstu.by

Поступила 11.09.2019