

УДК 628.165

Изучение влияния параметров режима пленочного испарения на производительность испарителя-конденсатора опреснительной установки

Е. В. БЛАГИН¹, А. А. ГОРШКАЛЕВ², М. Ю. АНИСИМОВ³,
канд. техн. наук Д. А. УГЛАНОВ⁴, Р. А. ПАНЬШИН⁵
¹evgenyblagin@gmail.com, ²agorsh@bk.ru, ³anis_micle_63@mail.ru,
⁴dmitry.uglanov@mail.ru, ⁵teplotex_ssau@bk.ru

Самарский национальный исследовательский университет им. академика С. П. Королёва
(Самарский университет)

Проведено исследование процесса пленочного испарения в испарителе-конденсаторе дистилляционной опреснительной установки. Представленная установка предназначена для опреснения морской воды за счет последовательных процессов выпаривания и конденсации. Энергия в установку подается посредством парокompрессора, который повышает давление пара из последней ступени и направляет его в первую ступень. В испарителе-конденсаторе происходят процессы пленочной конденсации пара внутри трубок и пленочного испарения морской воды на наружной поверхности трубок. Режим пленочного испарения поддерживается при определенном расходе орошаемой воды, изменение которого приводит к изменению коэффициентов теплоотдачи, так и к возможному срыву режима. Рассмотрены границы режима пленочного испарения, а также проведена оценка влияния расхода орошаемой воды на коэффициент теплопередачи. Также оценена возможность регулирования процесса конденсации пара за счет изменения расхода орошаемой воды.

Ключевые слова: дистилляционная опреснительная установка, испаритель-конденсатор, пленочное испарение.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 15.11.2018, принята к печати 11.02.2019

DOI: 10.17586/1606-4313-2019-18-1-17-21

Язык статьи — русский

Ссылка для цитирования:

Благин Е. В., Горшкалев А. А., Анисимов М. Ю., Угланов Д. А., Панышин Р. А. Изучение влияния параметров режима пленочного испарения на производительность испарителя-конденсатора опреснительной установки // Вестник Международной академии холода. 2019. № 1. С. 17–21.

Study of film evaporation regime parameters influence on output of the evaporator-condenser of distillation desalination plant

E. V. BLAGIN¹, A. A. GORSHKALEV, M. Yu. ANISIMOV³,
Ph. D. D. A. UGLANOV⁴, R. A. PANSHIN⁵

¹evgenyblagin@gmail.com, ²agorsh@bk.ru, ³anis_micle_63@mail.ru, ⁴dmitry.uglanov@mail.ru, ⁵teplotex_ssau@bk.ru
Samara National Research University

This article deals with research of the film evaporation process in evaporator-condenser of a distillation desalination plant. Presented plant is used for desalination of seawater by consecutive processes of evaporation and condensation. Energy is added to plant by means of steam compressor which increases steam pressure from the last stage and feeds it to first stage. In evaporator-condenser the processes of film condensation of steam inside tubes and film evaporation of seawater on external surface of tubes take place. The regime of film evaporation is maintained at a certain flow rate of feed water, the change of which causes both the change of the heat transfer ratio and possible regime break. The film evaporation regime boundaries are determined as well as the influence of the feed water flow rate on heat transfer ratio. Also, a possibility to regulate steam condensation process by means of feed water rate change is investigated.

Keywords: distillation desalination plant, evaporator-condenser, film evaporation.

Article info:

Received 15/11/2018, accepted 11/02/2019

DOI: 10.17586/1606-4313-2019-18-1-17-21

Article in Russian

For citation:

Blagin E. V., Gorshkalev A. A., Anisimov M. Yu., Uglanov D. A., Panshin R. A. Study of film evaporation regime parameters influence on output of the evaporator-condenser of distillation desalination plant. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2019. No 1. p. 17–21.

Введение

Опреснение морской воды становится все более активно развивающейся отраслью энергетики. К примеру, в период с 2008 по 2012 гг. наблюдался значительный рост увеличения (на 57%) суммарной производительности мировых опреснительных установок [1]. Данная тенденция прослеживается и на текущий момент: совокупная производительность опреснительных установок во всем мире увеличивается в среднем на 7–9% в год [2]. Это отражает рост населения планеты, а также рост индустриализации таких стран, как Китай, Индия, что приводит к росту потребления пресной воды. Однако, источники пресной воды не всегда доступны, что приводит к необходимости поиска альтернативных источников. Одним из наиболее обещающих таких источников является опреснение морской воды.

Среди существующих установок можно выделить установки следующих типов:

- установки обратного осмоса [3];
- установки электродиализа [4];
- установки замораживающего типа [5, 6];
- дистилляционные опреснительные установки [7];
- установки для получения воды из атмосферного воздуха [8].

Установки обратного осмоса обладают наибольшей эффективностью, однако требуют частой замены мембран. Установки электродиализа применимы в случаях опреснения воды с малой соленостью. Замораживающие опреснительные установки в настоящее время находятся на этапе активной разработки и позволят в дальнейшем использовать низкопотенциальную энергию сжиженного природного газа для получения пресной воды.

Дистилляционные опреснительные установки в свою очередь подразделяются на одно- и многоступенчатые установки [9], установки мгновенного вскипания [10], установки с термической компрессией пара [11] и установки с механической компрессией пара [12]. Среди них наиболее эффективными [13] являются установки с механической компрессией пара. Еще одним их достоинством является необходимость только в одном источнике энергии — электроэнергии. В то же время, при наличии вторичного источника тепла в виде пара, установки других типов могут быть более выгодны с экономической точки зрения.

Дистилляционные опреснительные установки с механической компрессией пара предназначены для получения пресной воды (дистиллята) из морской воды при помощи последовательных процессов конденсации — испарения, в которых испарившаяся вода поступает в последующую ступень испарителя-конденсатора с пониженным относительно предыдущей давлением, где она конденсируется, отводя тепло во вновь появившийся пар. За счет подобной схемы достигается высокая степень использования подводимой энергии. В установках с механической компрессией пара подводимой энергией является электроэнергия, которая затрачивается на привод парокompрессора и насосов. Данный тип установок состоит из блока испарителей-конденсаторов, блока парокompрессора, блока вакуумирования и блока предвари-

тельного подогрева. Принципиальная схема установки приведена на рис. 1.

В основном, работы по теме дистилляционных опреснительных установок направлены на энергетический анализ опресняющих циклов, и не ставят задачи изучения особенностей процесса теплопередачи внутри ступеней испарителей-конденсаторов. В работе [14] экспериментально оценивается коэффициент теплопередачи в испарителях-конденсаторах такого вида и анализируется влияние некоторых факторов на величину коэффициента теплопередачи, однако исследования носят поверхностный характер, и не ставят своей целью выяснение физических основ протекающих процессов, концентрируются в основном на получении статистических зависимостей коэффициента теплопередачи.

Цели и задачи исследования

Целью исследования является изучение особенностей процесса пленочного испарения в испарителях-конденсаторах, а также возможностей регулирования величины коэффициента теплопередачи, за счет изменения расхода орошающей воды.

Для выполнения поставленной цели решались следующие задачи:

- составление математической модели для процесса теплоотдачи в случае пленочного испарения на горизонтальных трубках;
- получение расчетных зависимостей для заданных исходных данных;
- анализ полученных данных и принятие решения о возможности регулирования величины коэффициента теплопередачи за счет изменения расхода орошающей воды.

Особенности пленочного испарения в испарителях-конденсаторах

В дистилляционных опреснительных установках ключевую роль играет теплообмен между конденсирующимся паром и испаряющейся водой. Снижение коэффициента теплопередачи может привести к уменьшению тепловой мощности ступени, что в свою очередь приводит к уменьшению количества произведенного пара в ступени. Очевидно, что это приведет к уменьшению количества пара, поступающего в следующую ступень,

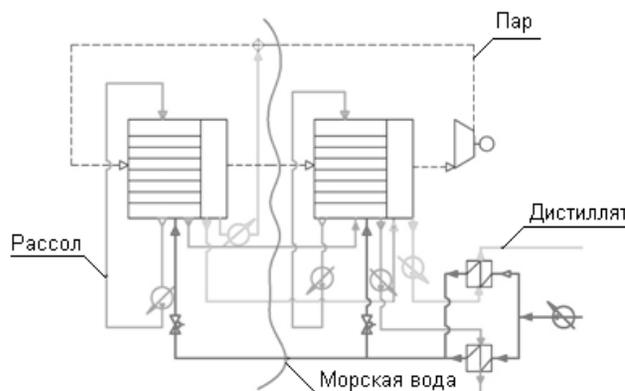


Рис. 1. Принципиальная схема вакуумной дистилляционной испарительной установки

Fig. 1. Vacuum distillation evaporation plant

что снизит располагаемую тепловую мощность ступени, что вызовет цепной эффект, снижающий выработку дистиллята на каждой ступени. Исследования показывают, что оптимальный коэффициент теплоотдачи в испарителе-конденсаторе наблюдается при наличии пленочного испарения на наружных стенках трубок [15]. В данном случае суммарный коэффициент теплопередачи в испарителе-конденсаторе достигает 2000–2200 Вт/(м² К) [14].

В таком случае необходимо определить границы режима пленочного испарения, при котором коэффициент теплопередачи будет максимален. Для этого определяется параметр плотности орошения, который представляет собой отношение расхода орошающей воды к периметру поперечного сечения теплообменных труб:

$$\Gamma = \frac{G}{\Pi} \tag{1}$$

Минимально допустимая плотность орошения, при которой сохраняется режим пленочного испарения, определяется по формуле:

$$\frac{\Gamma_{\min}}{\rho \nu} = \left(\frac{\sigma}{g^{1/3} \rho \nu^{4/3}} \right)^{0,625} \tag{2}$$

где ν — кинематическая вязкость, ρ — плотность жидкости, g — ускорение свободного падения, σ — поверхностное натяжение жидкости.

Пленочные аппараты рассчитывают таким образом, чтобы рабочая величина Γ , определенная по формуле (1), находилась в пределах $(1,5 \div 3) \Gamma_{\min}$. При $\Gamma > 3\Gamma_{\min}$ волновые эффекты при течении пленки по поверхности труб начинают отрицательно влиять на стабильность работы аппарата [16].

После выбора рабочей плотности орошения Γ , становится возможным определить толщину пленки жидкости δ , среднюю скорость ее течения w и среднее время пребывания жидкости в зоне нагрева аппарата за один проход жидкости τ_1 :

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3\Gamma\mu}{g\rho^2}} \tag{3}$$

$$w = \frac{\Gamma}{\rho\delta} \tag{4}$$

$$\tau_1 = \frac{l\rho\delta}{\Gamma} \tag{5}$$

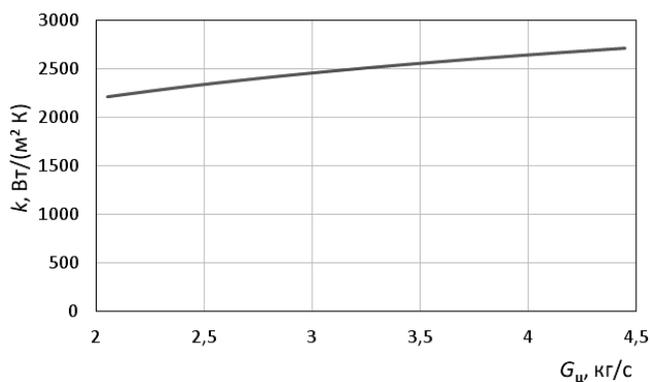


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплопередачи от расхода циркуляционной воды

Fig. 2. The influence of condensing water flow on heat transfer ratio

где μ — динамическая вязкость; l — длина трубок.

В режиме пленочного испарения коэффициент теплоотдачи может быть определен из следующего уравнения:

$$Nu = 0,00544 Re^{0,856} Pr^{0,344} \tag{6}$$

где за определяющий линейный размер в числе Нуссельта Nu принята толщина пленки δ .

Исследуем возможность регулирования процессов теплообмена при помощи изменения расхода рециркулируемой воды.

Как было указано выше, изменение расхода рециркулируемой воды приводит к изменению плотности орошения, вследствие чего изменяются число Рейнольдса Re и коэффициент теплоотдачи. Таким образом, можно изменять тепловую мощность установки без внесения конструктивных изменений за счет изменения мощности циркуляционных насосов. Это может применяться при выходе установки на нерасчетный режим, когда величина расхода вторичного пара отличается от заданной.

Оценка влияния изменения расхода на теплопередачу

Расчет проводился по методике, изложенной выше. Геометрические данные о ступени брались из теплового расчета первой ступени установки УВВ5 (см. табл.).

По данным расчета видно, что во всех режимах соблюдался режим пленочного испарения. При этом вели-

Данные теплового расчета первой ступени установки УВВ5

Heat calculation for the first stage of UVV5 plant

Число трубок	1156	Площадь теплообмена, м ²	144
Число рядов по горизонтали	19	Внешний диаметр трубки, мм	20
Число рядов по вертикали	63	Толщина трубки, мм	1
Ширина ступени, мм	514	Расход рециркулируемой воды, кг/с	2,95
Высота ступени, мм	1650	Мощность рециркуляционного насоса, Вт	59,8
Длина ступени, мм	1990	Коэффициент сохранения полного давления	0,99

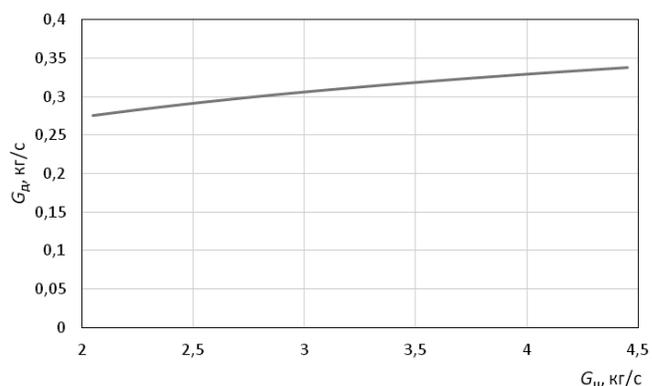


Рис. 3. Зависимость расхода дистиллята, получаемого в ступени, от расхода циркуляционной воды

Fig. 3. The influence of condensing water flow on distillate flow rate in the stage

чина коэффициента теплоотдачи конденсирующего пара была взята постоянной и оказалась равна 5250 Вт/(м² К).

Для анализа полученных результатов построим графики зависимости коэффициента теплопередачи и производительности дистиллята, которую можно обеспечить заданным расходом воды, от расхода. Графики представлены на рис. 2 и 3.

По графикам, представленным на рис. 2, 3, видно, что влияние расхода циркуляционной воды на величину коэффициента теплопередачи, и, следовательно, расхода дистиллята сравнительно невелико (увеличение коэффициента теплопередачи на 10% требует увеличения расхода на 50%), что говорит о сравнительной неэффективности увеличения расхода воды для увеличения производительности ступени. Однако, в случае выхода установки на нерасчетный режим с уменьшенным расходом пара во внутритрубном пространстве, имеет смысл снизить расход циркулируемой воды для понижения энергозатрат установки.

Заключение

Результаты проведенного исследования позволяют сделать вывод, что поддержание режима пленочного испарения в испарителях-конденсаторах дистилляционной опреснительной установки позволяет обеспечить ста-

бильный режим переноса тепла с высоким коэффициентом теплопередачи. Для установки, предложенной в [15], режим пленочного испарения наблюдается при диапазоне расходов орошаемой воды от 3 до 6 кг/с. Увеличение расхода более этого значения приводит к срыву пленки из-за волновых особенностей течения. При этом увеличение коэффициента теплопередачи при увеличении расхода орошаемой воды относительно невелико (10% при увеличении расхода на 50%), что позволяет сделать вывод об относительной сложности регулирования процесса теплопередачи в испарителе-конденсаторе за счет изменения расхода орошаемой воды в ходе работы установки. В качестве дальнейших исследований рекомендуется верификация полученных расчетных моделей при помощи численного моделирования в САЕ-системах и путем экспериментальных исследований.

Работа выполнена в организации Головного исполнителя НИОКТР при финансовой поддержке Министерством образования и науки Российской Федерации в рамках реализации постановления Правительства РФ от 09.04.2010 г. № 218 по договору об условиях предоставления и использования субсидии от 01 декабря 2015 г. № 02. G25.31.0150.

Литература

1. Desalination Industry Enjoys Growth Spurt as Water Scarcity Starts to Bite. Topsfield, MA, USA (PRWEB) September 28, 2012. [Electronic resource]: <https://www.prweb.com/releases/2012/9/prweb9950990.htm>
2. Кадир М., Смахтин В. Где взять воду. // Экономическое обозрение. 2018. № 20 (1234).
3. Sunil J. Wimalawansa. Purification of Contaminated Water with Reverse Osmosis: Effective Solution of Providing Clean Water for Human Needs in Developing Countries // International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering. 2013. No 3 (12). P. 75–89.
4. Largier T. D., Wang D., Mueller J., & Cornelius C. Improving electrodialysis based water desalination using a sulfonated Diels-Alder poly (phenylene) // Journal of Membrane Science. 2017. No 531. P. 103–110.
5. Stein Jack. A modified method of seawater desalination by vacuum freezing. SSEE 2009: Solutions for a Sustainable Planet. (2009): 130.
6. Антипов С. Т. Эксергетический анализ концентрирующей вымораживающей установки / С. Т. Антипов, В. Ю. Овсянников, Я. И. Кондратьева, А. А. Корчинский // Вестник Международной академии холода. 2017. № 2. С. 78–83.
7. Michels T. Recent achievements of low temperature multiple effect desalination in the western areas of Abu Dhabi, UAE // Desalination. 1993. 93 (1-3), P. 111–118.
8. Железняк К. Е. Определение энергетических параметров эффективности атмосферных генераторов воды / К. Е. Железняк, Д. А. Угланов, И. Е. Воротынцев, П. А. Чертыковцев // Вестник Международной академии холода. 2017. № 4. С. 46–51.
9. Hisham T. El-Dessouky, Hisham M. Ettouney, Faisal Mandani. Performance of parallel feed multiple effect evaporation system for seawater desalination // Applied Thermal Engineering. 2000. No 20 (17). P. 1679–1706.

References

1. Desalination Industry Enjoys Growth Spurt as Water Scarcity Starts to Bite. Topsfield, MA, USA (PRWEB) September 28, 2012. [Electronic resource]: <https://www.prweb.com/releases/2012/9/prweb9950990.htm>
2. Kadir M., Smakhtin V. Where to get water. *Economic review*. 2018. № 20 (1234). (in Russian)
3. Sunil J. Wimalawansa. Purification of Contaminated Water with Reverse Osmosis: Effective Solution of Providing Clean Water for Human Needs in Developing Countries. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*. 2013. No 3 (12). P. 75–89.
4. Largier T. D., Wang D., Mueller J., & Cornelius C. Improving electrodialysis based water desalination using a sulfonated Diels-Alder poly (phenylene). *Journal of Membrane Science*. 2017. No 531. P. 103–110.
5. Stein Jack. A modified method of seawater desalination by vacuum freezing. SSEE 2009: Solutions for a Sustainable Planet. (2009): 130.
6. Antipov S. T. Exergy analysis of freeze concentration unit / S. T. Antipov, V. Yu. Ovsyannikov, Ya. I. Kondratieva, A. A. Korchinsky. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2017. No. 2. P. 78–83. (in Russian)
7. Michels T. Recent achievements of low temperature multiple effect desalination in the western areas of Abu Dhabi, UAE // Desalination. 1993. 93 (1-3), P. 111–118.
8. Zheleznyak K. E. Determination of the energy parameters of the efficiency of atmospheric water generators / K. E. Zheleznyak, D. A. Uglanov, I. E. Vorotyntsev, P. A. Chertykovtsev. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2017. No. 4. P. 46–51. (in Russian)
9. Hisham T. El-Dessouky, Hisham M. Ettouney, Faisal Mandani. Performance of parallel feed multiple effect evaporation system for seawater desalination. *Applied Thermal Engineering*. 2000. No 20 (17). P. 1679–1706.

10. Roberto Borsani, Silvio Rebagliati. Fundamentals and costing of MSF desalination plants and comparison with other technologies // *Desalination*. 2005. No 182 (1-3), p. 29–37.
11. Lucas M., Hessemans S. Advantages of the ejectocompression process in sea water desalination // *Desalination*. 1981. No 38, P. 57–63.
12. Lucas M., Tabourier B. The mechanical vapour compression process applied to seawater desalination: a 1,500 ton/day unit installed in the nuclear power plant of Flamanville, France // *Desalination*. 1985. No 52 (2). P. 123–133.
13. Бирюк В. В., Благин Е. В., Горшкалев А. А. и др. Методика оценки эффективности дистилляционных опреснительных установок // *Успехи современной науки*. 2016. Т. 8. № 12. С. 188–192.
14. Mu X. Experimental study on overall heat transfer coefficient of seawater on three tube arrangements for horizontal-tube falling film evaporator / Mu, X., Shen, S., Yang, Y., Liang, G., Chen, X., Zhang, J. // *Desalination and Water Treatment*. May 2016. Vol. 57, Is. 21, 2, P. 9993–10002.
15. Лукачев С. В., Бирюк В. В. и др. Создание семейства импортозамещающих энергосберегающих установок, основанных на применении инновационных технологий для опреснения морской воды и получения дистиллята из сточных вод производительностью до 10 м куб./час. / Отчет по НИОКР по договору от 20 июля 2015 года № 77/15. — Самара, 2016. 275 с.
16. Трошенькин Б. А. РТМ 26-01-71-75. Испарители со стекающей пленкой: Методика теплового и гидромеханического расчета. // *Химическое нефтеперерабатывающее машиностроение*. 1975. № 5. С. 4–5.
10. Roberto Borsani, Silvio Rebagliati. Fundamentals and costing of MSF desalination plants and comparison with other technologies. *Desalination*. 2005. No 182 (1-3), p. 29–37.
11. Lucas M., Hessemans S. Advantages of the ejectocompression process in sea water desalination. *Desalination*. 1981. No 38, P. 57–63.
12. Lucas M., Tabourier B. The mechanical vapour compression process applied to seawater desalination: a 1,500 ton/day unit installed in the nuclear power plant of Flamanville, France. *Desalination*. 1985. No 52 (2). P. 123–133.
13. Biryuk V. V., Blagin E. V., Gorshkalev A. A. and others. Methods of evaluating the effectiveness of distillation desalination plants. *Advances in modern science*. 2016. Vol. 8. No. 12. P. 188–192. (in Russian)
14. Mu X. Experimental study on overall heat transfer coefficient of seawater on three tube arrangements for horizontal-tube falling film evaporator / Mu, X., Shen, S., Yang, Y., Liang, G., Chen, X., Zhang, J. *Desalination and Water Treatment*. May 2016. Vol. 57, Is. 21, 2, P. 9993–10002.
15. Lukachev S. V., Biryuk V. V. and others Creation of a family of import-substituting energy-saving plants based on the use of innovative technologies for desalination of sea water and obtaining distillate from wastewater with a capacity of up to 10 cubic meters/hour. Report on NIOKR under contract No. 77/15 of 20 July 2015. Samara, 2016. 275 p. (in Russian)
16. Troshenkin B. A. RTM 26-01-71-75. Evaporators with flowing film: thermal and hydro-mechanical calculation Method. *Chemical petroleum-refining engineering*. 1975. No. 5. Pp. 4–5. (in Russian)

Сведения об авторах

Благин Евгений Валерьевич

старший преподаватель кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского национального исследовательского университета им. академика С. П. Королева, 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, evgenyblagin@gmail.com

Горшкалев Алексей Александрович

старший преподаватель кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского национального исследовательского университета им. академика С. П. Королева, 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, agorsh@bk.ru

Анисимов Михаил Юрьевич

доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского национального исследовательского университета им. академика С. П. Королева, 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, anis_micle_63@mail.ru

Угланов Дмитрий Александрович

к. т. н, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского национального исследовательского университета им. академика С. П. Королева, 443086, Россия, г. Самара, Московское шоссе, 34, dmitry.uglanov@mail.ru

Паньшин Роман Андреевич

студент кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского национального исследовательского университета им. академика С. П. Королева, 443086, Россия, г. Самара, Московское шоссе, 34, teplotex_ssau@bk.ru

Information about authors

Blagin Evgeny Valerievich

Senior lecturer of the Department of Heat engineering and thermal engines of the Samara National Research University, 34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia, evgenyblagin@gmail.com

Gorshkalev Aleksey Aleksandrovich

Senior lecturer of the Department of Heat engineering and thermal engines of the Samara National Research University, 34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia, agorsh@bk.ru

Anisimov Mikhail Yurievich

Assistant professor of the Department of Heat engineering and thermal engines of the Samara National Research University, 34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia, anis_micle_63@mail.ru

Uglanov Dmitry Aleksandrovich

Ph. D., associate Professor of the Department of Heat engineering and thermal engines of the Samara National Research University, 34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia, dmitry.uglanov@mail.ru

Panshin Roman Andreevich

Student of the Department of Heat engineering and thermal engines of the Samara National Research University, 34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia, teplotex_ssau@bk.ru