

**Received:** 22.02.2022

**Revised:** 21.03.2022



**Accepted:** 15.04.2022

**DOI:** 10.17804/2410-9908.2022.2.045-054

## DETERMINATION OF OPTIMAL DESIGN PARAMETERS OF A HEAT EXCHANGING SECTION BY NUMERICAL MODELING

E. S. Baymetova

*Kalashnikov Izhevsk State Technical University,  
7 Studencheskaya St., Izhevsk, 426069, Russian Federation*

 <https://orcid.org/0000-0002-4534-0936>  [Baymetova.e.s@gmail.com](mailto:Baymetova.e.s@gmail.com)

Corresponding author: E-mail: [Baymetova.e.s@gmail.com](mailto:Baymetova.e.s@gmail.com)

Address for correspondence: 7 Studencheskaya St., Izhevsk, 426069, Russian Federation

Tel.: +7(3412)77 60 55 (23 02)

With the development of industry, the need to improve the efficiency of oil coolers is particularly increasing, due primarily to the rising cost of equipment, as well as increased attention to the issues of resource and energy saving. Oil coolers should not only perform the required functions of oil cooling, but also be as reliable and environmentally friendly as possible. Meanwhile, the majority of serial oil coolers are designed on the basis of outdated technical solutions, and this predetermines the levels of efficiency and reliability of their work as not corresponding to modern requirements. In this connection, the issues of hydrodynamics and heat exchange in finned tubes of oil coolers and refinement of methods of their calculation are relevant both for modernization of existing devices and for design of new oil coolers.

**Keywords:** mathematical modeling; coupled heat exchange problem; optimization problem; oil coolers; cooling system.

### References

1. Tsygankov M.P., Kruchinin D.S. Characteristic features of mathematic modeling high-temperature heat exchangers. *Izvestiya Vuzov. Khimiya i Khimicheskaya Tekhnologiya*, 2013, vol. 56, pp. 95–99. (In Russian).
2. Taraday A.M., Kovalenko L.M., Gurin E.P. Evaluating the thermal power efficiency of heat-exchangers used in municipal heat-and-power engineering. *Novosti Teplosnabzheniya*, No. 6, pp. 40–43. (In Russian).
3. Jinov A.A., Shevelev D.V., Anan'ev P.A. Simulation of air pressure losses in the finned tube bundle of an air condenser. *Science & Education*, 2013, No. 03. DOI: 10.7463/0313.0544307. (In Russian).
4. Dmitriev A.V., Dmitrieva O.S. Heat exchange in counterflow around rows of air cooler tubes. *Vestnik Technologicheskogo Universiteta*, 2007, vol. 20, No. 13, pp. 40–43. (In Russian).
5. Kutateladze S.S. *Osnovy teorii teploobmena* [Fundamentals of Heat-exchange Theory]. 5<sup>th</sup> ed., Moscow, Atomizdat Publ., 1979, 416 p. (In Russian).
6. Idel'chik I.E. *Aerogidrodinamika tekhnologicheskikh apparatov* (podvod, otvod i raspredelenie potoka po secheniyu apparatov) [Fluid Dynamic Theory of Processing Vessel]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983, 351 p. (In Russian).
7. Sugiyama H., Akiyama M., Shibata K. Heat and Mass Transfer Analysis of Developing Turbulent Flow in a Square Duct. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B*, 1991, vol. 57 (535), pp. 1044–1050. DOI: 10.1299/kikaib.57.1044.

8. Huser A., Biringen S. Direct numerical simulation of turbulent flow in a square duct. *Journal of Fluid Mechanics*, 1993, vol. 257, pp. 65–95. DOI: 10.1017/S002211209300299X.
9. Myong H.K. Numerical investigation of fully developed turbulent fluid flow and heat transfer in a square duct. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1991, vol. 12, pp. 344–352. DOI: 10.1016/0142-727X(91)90023-O.
10. Şenay G., Kaya M., Gedik E., Kayfeci M. Numerical investigation on turbulent convective heat transfer of nanofluid flow in a square cross-sectioned duct. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 2019, vol. 29 (4), pp. 1432–1447. DOI: 10.1108/HFF-06-2018-0260.
11. Liu J., Hussain S., Wang W., Xie G., Sundřın Bengt. Heat transfer enhancement and turbulent flow in a rectangular channel using perforated ribs with inclined holes. *Journal of Heat Transfer*, 2019, vol. 141 (4), article No. 041702. DOI: 10.1115/1.4042841.
12. Kumar R., Kumar A., Goel V. Performance improvement and development of correlation for friction factor and heat transfer using computational fluid dynamics for ribbed triangular duct solar air heater *Renewable Energy*, 2019, vol. 131, pp. 788–799. DOI: 10.1016/j.renene.2018.07.078.
13. Sharma N., Tariq A., Mishra M. Experimental Investigation of Heat Transfer Enhancement in Rectangular Duct with Pentagonal Ribs. *Heat Transfer Engineering*, 2019, vol. 40 (1–2), pp. 147–165. DOI: 10.1080/01457632.2017.1421135.
14. Schindler A., Younis B.A., Weigand B. Large-Eddy Simulations of turbulent flow through a heated square duct. *International Journal of Thermal Sciences*, 2019, vol. 135, pp. 302–318. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2018.09.018.
15. D'yachenko A.Yu., Terekhov V.I., Yarygina N.I. Turbulent flow past a transverse cavity with inclined side walls. 2. Heat transfer. *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*, 2007, vol. 48, No. 4, pp. 486–491. DOI: 10.1007/s10808-007-0061-4.
16. Dreitser G.A., Lobanov I.E. Limiting Intensification of Heat Exchange in Tubes Due to Artificial Turbulization of the Flow. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2003, vol. 76, pp. 54–60. DOI: 10.1023/A:1022959006920.
17. Baymetova E.S., Chernova A.A., Koroleva M.R., Kelemen M. Optimization of the developed outer surface of an industrial oil cooler. *MM Science Journal*, 2021, vol. 2021, pp. 4764–4768. DOI: 10.17973/MMSJ.2021\_10\_2021027.
18. Baymetova E.S., Gizzatullina A.F., Pushkarev F.N. Conjugate Heat Transfer Problem in the Ribbed Tube with OpenFOAM. *Khimicheskaya Fizika i Mezoskopiya* [Chemical Physics and Mesoscopy], 2021, vol. 23, No. 2, pp. 154–164. DOI: 10.15350/17270529.2021.2. (In Russian).
19. Koroleva M.R., Saburova E.A., Chernova A.A. Studying the efficiency of cooling and resistance of ribbed tubular elements. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, vol. 1675, 012009. DOI: 10.1088/1742-6596/1675/1/012009.
20. Korolyova M.R., Terentyev A.N., Chernova A.A. Fluid dynamics of a complicated collector. *Vestnik Rybinskoy gosudarstvennoy aviatsionnoy tekhnologicheskoy akademii im. P.A. Solovieva*, 2021, No. 3 (58), pp. 50–55. (In Russian).
21. Zhukauskas A.A. *Konvektivnyi perenos v teploobmennikakh* [Convective transfer in heat exchangers]. M., Nauka Publ., 1982, 472 p. (In Russian).
22. Salakhov R.R. *Raschet teploobmennyykh apparatov c naruzhnym orebreniem* [Calculation of externally finned heat-exchange apparatus: scientific research report]. Kazan, 2017, 68 p.
23. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. In: K. Hanjalić, ed. *Proc. 4th. Int. Symp. on Turbulence, Heat and Mass Transfer*, Begell House, 2003, 8 p.

Подана в журнал: 22.02.2022



УДК 536.24

DOI: 10.17804/2410-9908.2022.2.045-054

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛООБМЕННОЙ СЕКЦИИ ПУТЕМ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Е. С. Байметова

*Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
«Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашиникова»  
д. 7, ул. Студенческая, г. Ижевск, 426069, Российская Федерация.*

 <https://orcid.org/0000-0002-4534-0936>  [Baimetova.e.s@gmail.com](mailto:Baimetova.e.s@gmail.com)

Ответственный автор. Электронная почта: [Baimetova.e.s@gmail.com](mailto:Baimetova.e.s@gmail.com)

Адрес для переписки: ул. Студенческая, 7, г. Ижевск, 426069, Российская Федерация

Тел.: +7(3412)77-60-55 (доб. 23-02)

С развитием промышленности, необходимость повышения эффективности работы маслоохладителей особенно возрастает. Это связано в первую очередь с увеличением стоимости оборудования, а также повышенным вниманием к вопросам ресурсо- и энергосбережения. Маслоохладители должны не только выполнять требуемые функции по охлаждению масла, но и быть максимально надежными и экологически безопасными. Между тем большинство серийных маслоохладителей разработаны на основе устаревших технических решений, что определяет уровни эффективности и надежности их работы, не соответствующие современным требованиям. В связи с этим вопросы исследования гидродинамики и теплообмена в оребренных трубках маслоохладителей, а также уточнение методик их расчета являются актуальными как для модернизации существующих аппаратов, так и при проектировании новых маслоохладителей.

**Ключевые слова:** математическое моделирование; сопряженная задача теплообмена; задача оптимизации; маслоохладители; система охлаждения.

### 1. Введение

В промышленности в качестве жидких рабочих сред широко используются различные виды технических масел, предназначенных для снижения сопротивления движущихся частей механизмов, а также повышения их долговечности и поддержания температурного режима. В процессе эксплуатации масло нагревается, в связи с этим для отвода тепла необходима установка маслоохладителя, геометрия которого напрямую влияет на тепловую эффективность устройства [1]. Проблема выбора формы оребрения маслоохладителей, как и задача оптимизации их конструктивных параметров, в настоящее время остаются актуальными в виду широкого использования в промышленности гидравлических установок и электродвигателей, функционирование которых без достаточного охлаждения невозможно из-за перегрева элементов, и как следствие, последующей их деформации и разрушения [2–4].

Основным конструктивным элементом маслоохладителей остается алюминиевая либо медная трубка прямоугольного сечения, оребренная по внешним поверхностям. Оребрение необходимо для того, чтобы увеличить эффективную площадь теплоотдачи, через которую тепло будет отводиться в окружающую среду. Одной из наиболее эффективных технологий оребрения является строгание или деформационное резание. Теплообменные трубы, изготовленные данным методом, имеют значительные габариты, а следовательно, и более высокую массу изделия, а частота оребрения, как и основные геометрические характеристики

единичного ребра, существенным образом влияют и на теплоэффективность устройства и на его металлоемкость. При этом вопросы исследования теплоэффективности маслоохладителей [5–16], как и вопросы тепловых режимов их функционирования [11, 13, 16–21] остаются недостаточно изученным. Так, можно выделить ряд работ, посвященных вопросам исследования влияния внутренней геометрии каналов на гидродинамику и теплообмен. В работах [5, 6] показано, что профилирование внутренних каналов является удобным и эффективным инструментом для турбулизации течения, с одной стороны, и определяет образование вторичных вихревых противотечений – с другой. В работах [7–9] исследовано влияние прямоугольной формы внутреннего канала на эффективность теплоотдачи в стенку в рамках стационарного течения газа. В работе [7] приведены первые аналитические модели для математического описания процессов переноса тепла в профилированных каналах различной геометрии, представлены результаты экспериментального исследования процессов сопряженного теплообмена в каналах треугольного сечения.

Аспекты прикладного использования общих закономерностей управления эффективностью теплоотвода путем профилирования внутреннего канала, в том числе использования модифицированных лунками, канавками, траншеями и т.п. поверхностей, приведены в работах [10–14]. В [15] выявлено и показано, что дополнительно к непосредственной форме канала угловое расположение стенок, а именно – угол наклона боковых стенок, является одним из управляющих параметров для интенсификации теплоотдачи в прямоугольной камере при начальной степени турбулентности потока более 0,15. Обобщение значительного числа результатов исследования влияния параметров набегающего потока, а именно – начальной степени турбулентности, на процессы интенсификации теплоотдачи во внутренних каналах, в виде математической модели для оценки предельных параметров конвективного теплообмена и гидравлического сопротивления с учетом степени начальной интенсивности турбулентности потока представлено в работе [16].

Объектом исследования является многосекционный коллектор со сложной формой поперечного сечения каналов подвода жидкости и с развитой внешней поверхностью для эффективного охлаждения теплоносителя [22]. Поперечный разрез элемента развитой внешней поверхности изображен на рис. 1.

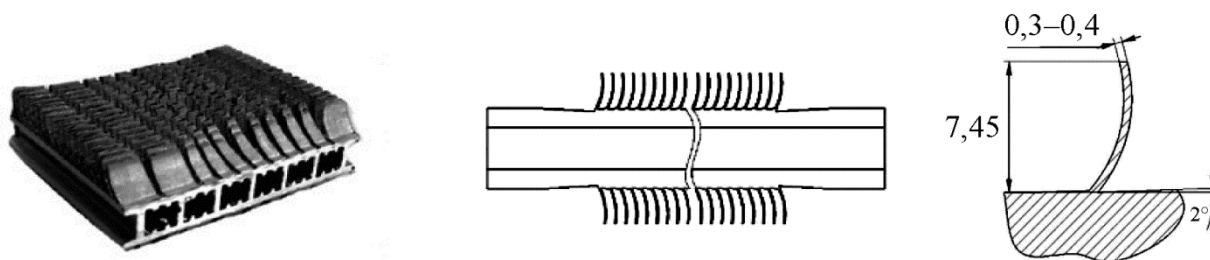


Рис. 1. Внешний вид охлаждающей секции (а) и элементов развитой внешней поверхности (б и в)

В работе решается задача оптимизации геометрии развитой внешней поверхности промышленного маслоохладителя с использованием методов вычислительной механики.

## 2. Постановка задачи и методы решения

Предварительный анализ внешней развитой поверхности маслоохладителя позволил выявить наиболее перспективные для оптимизации конструктивные параметры. Геометрически внешняя поверхность маслоохладителя представляет собой последовательно расположенные тонкие ребра, ориентированные нормально к поверхности канала. Принудительный обдув холодным воздухом обеспечивает охлаждение внешней поверхности маслоохладителя, что повышает эффективность теплоотдачи жидкость/стенка. Однако влияние конструктив-

ных параметров на процесс охлаждения требует дополнительного изучения и является потенциальным средством оптимизации конструкции маслоохладителя. Поэтому, для дальнейшего изучения в рамках первого этапа оптимизации геометрии внешней поверхности, выбран ряд управляющих параметров (рис. 2).

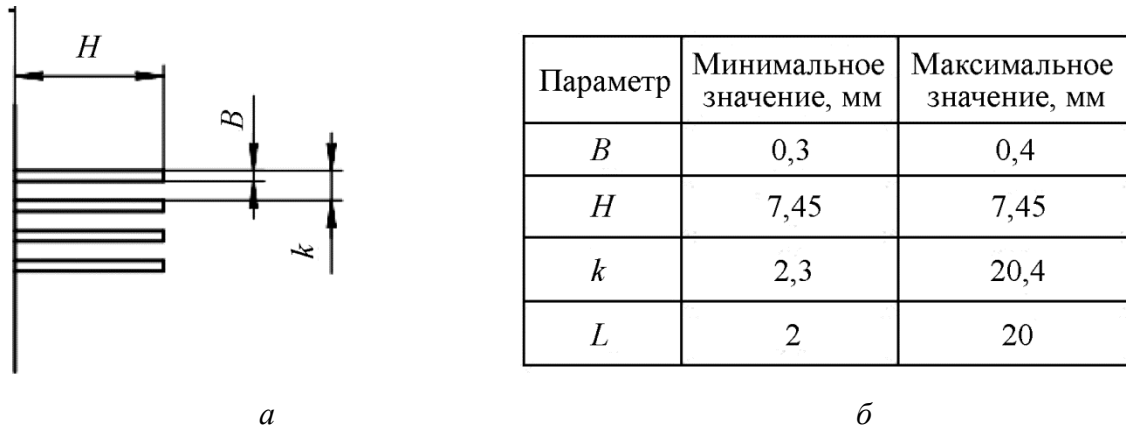


Рис. 2. Управляющие параметры маслоохладителя: *a* – исследуемые параметры; *б* – диапазон изменений управляющих параметров, где *B* – толщина ребра; *H* – высота ребра; *k* – межреберное расстояние с учетом толщины ребра *B*; *L* – межреберное расстояние

При построении математической модели процесса охлаждения использовали следующие допущения:

1. Рассматривали малый сегмент маслоохладителя, включающий два ребра, границы внешней области определяли неотражающими граничными условиями.
2. Материал пластины изотропен, процессы теплопроводности не учитывали, температуру внешней поверхности определяли температурой рабочей жидкости в канале, т. е. процессы теплопередачи жидкость/металл принимали мгновенными, а нагрев – равномерным.
3. Ввиду длительности рассматриваемых процессов, рассматривались стационарные процессы обтекания воздухом ребер маслоохладителя и конвективного теплообмена [20, 21].
4. Влияние рельефа внешней поверхности маслоохладителя считался незначительным, вследствие чего шероховатость материала не учитывалась.
5. На первом этапе решения задачи оптимизации исследовалось влияние расстояния между ребрами внешней развитой поверхности маслоохладителя – значение параметра *L* на распределения температур в управляющих сечениях расчетной области.

Математическая модель движения текучих сред основана на уравнениях Навье–Стокса. Режимы движения газа согласно числам Рейнольдса ( $20000 < Re < 400000$ ) соответствуют турбулентному диапазону, поэтому для моделирования течения газа была подключена модель турбулентности SST [23]. Система уравнений, описывающая движение сплошных сред в общем случае имеет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) + F_i \tag{2}$$



$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial \rho E u_j}{\partial x_j} = - \frac{\partial p u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial q_j}{\partial x_j} + F_i u_i \quad (3)$$

$$p = cRT. \quad (4)$$

В системе уравнений (1)–(4) приняты следующие обозначения:  $\rho$  – плотность среды;  $u_i$  – компоненты вектора скорости  $u$ ;  $p$  – давление;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости;  $E = C_v T + 0.5u_i^2$  – полная удельная энергия среды;  $H = E + p/\rho = C_p T + 0.5u_i^2 = h + 0.5u_i^2$  – полная удельная энтальпия;  $\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$  – тензор вязких напряжений;  $S_{i,j} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$  – тензор скоростей деформаций;  $q_j = \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j}$  – тепловой поток;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности среды;  $T$  – температура.

Построенная на основе уравнений сохранения система уравнений в частных производных (1)–(4) решается приближенно на основе метода конечных объемов в рамках стационарной постановки на основе инструментария Open-source платформы OpenFOAM.

Граничные условия заданы следующим образом: на входе в область и на верхней границе задавались скорость и температура набегающего потока (температура воздуха  $T_b = 15\text{--}25$  °С, скорость воздуха  $U_b = 1\text{--}20$  м/с); на выходе определено условие нулевого градиента для скорости и температуры, фиксированное значение давления; на твердых (непроницаемых) поверхностях заданы условия прилипания для скорости и нулевого градиента для давления, заданная температура рабочей поверхности (температура пластины и ребер  $T_p = 40\text{--}60$  °С).

В процессе построения расчетной сетки используется ранее подготовленный эскиз элемента маслоохладителя, развитая внешняя поверхность которого была помещена в куб, обозначающий границы области расчета, по полученным в нем вырезам от орбренных элементов была сформирована окончательная расчетная область (рис. 3) и построена ее дискретизация по пространству, включающая более 2,5 млн тетраэдров, с плотностью сгущения вблизи ребер относительно выходных границ – 2,5:1.

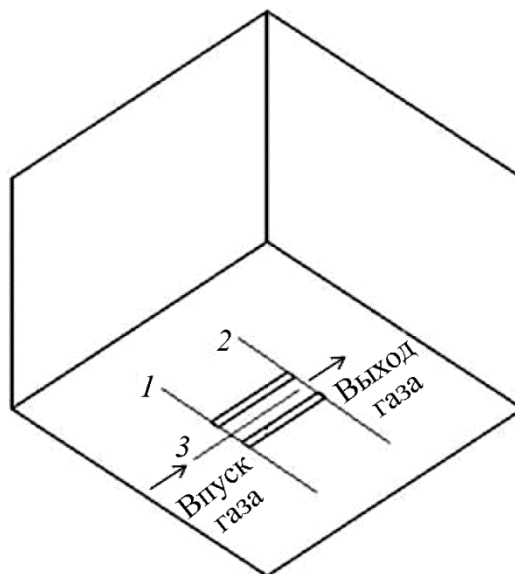


Рис. 3. Расчетная область с указанием исследуемых сечений 1–3:  
1 – на входе в зону развитой внешней поверхности; 2 – на выходе из зоны развитой внешней поверхности; 3 – в межреберном сечении

### 3. Результаты и обсуждение

Изменяемым параметром является расстояние между элементами оребрения в диапазоне  $L = 2-20$  мм с шагом в 2 мм. Рассматриваемый участок обтекается потоком холодного воздуха, который охлаждает пластину за счет конвективного теплопереноса.

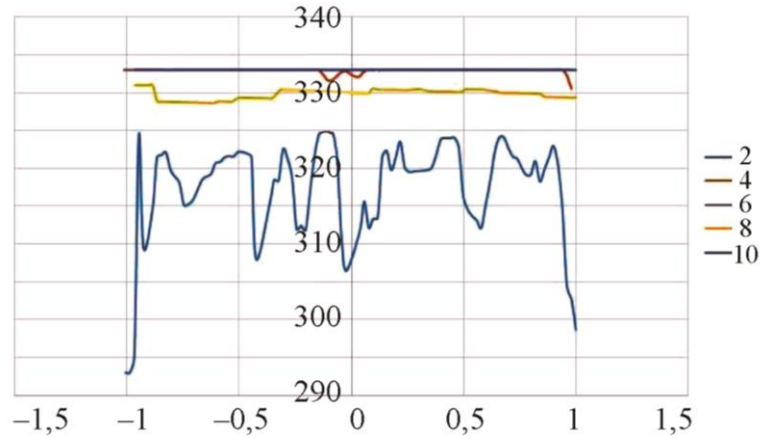


Рис. 4. Температурные профили в продольном сечении между элементами оребрения

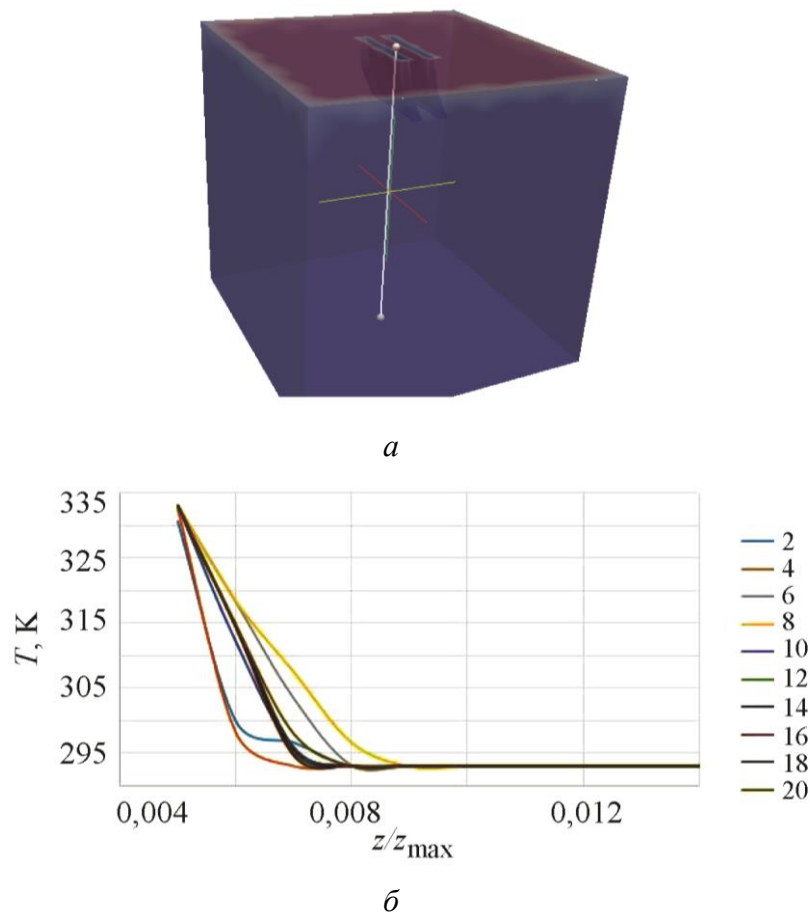


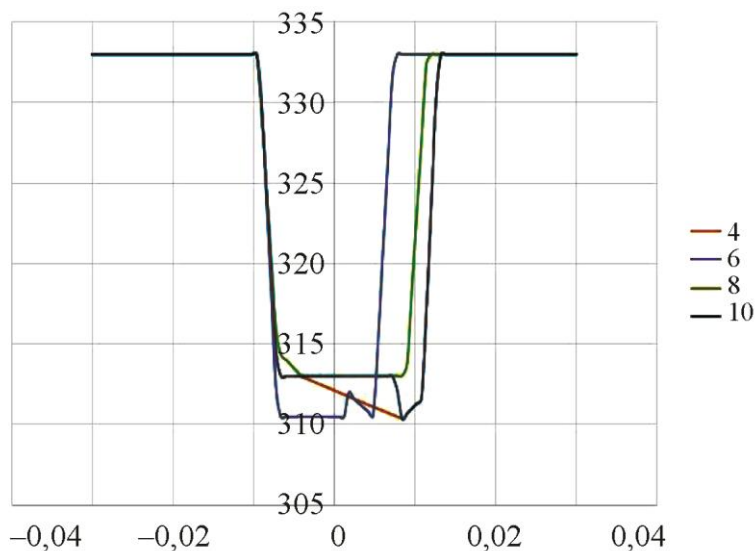
Рис. 5. Температурные профили в поперечном сечении: *a* – линия измерения; *б* – графики распределения температуры в поперечном сечении

Для оценки эффективности были построены температурные профили на поверхности пластины между элементами оребрения: в поперечных (рис. 4, линии 1, 2) и продольном

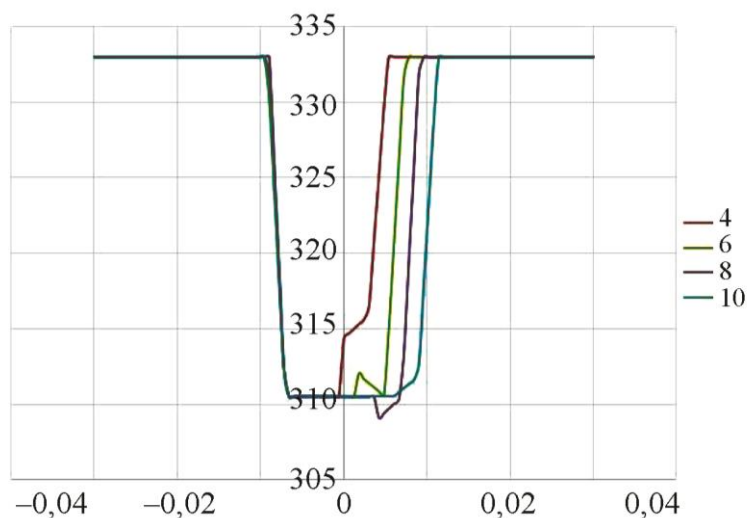
(рис. 4, линия 3) направлениях в сечении между элементами оребрения для различных межреберных расстояний  $B-k$ .

Анализ данных позволил выявить неэффективный диапазон изменения межреберного расстояния  $L = 10-20$  мм. При этом продольные колебания температур при  $L < 4$  отличается существенной неоднородностью, что недопустимо в реальном устройстве.

С целью уточнения влияния межреберного расстояния  $L$  на эффективность теплосъема с оребренной поверхности, был получен и проанализирован относительный температурный профиль в поперечном сечении (по координате  $z/z_{max}$ ), приведенный на рис. 5.



*a*



*б*

Рис. 6. График распределения температуры: *a* – на входе в межреберное пространство с абсолютными величинами температуры; *б* – на выходе из межреберного пространства с абсолютными величинами температуры

Анализ изменения поперечных температурных профилей от межреберного расстояния позволяет выделить зону смещения тепловых потоков – зону интенсивного теплообмена не превышающую  $1,2k$ , из рис. 5 *б* видно, что межреберное расстояние существенным образом влияет на скорость теплосъема с поверхности маслоохладителя. Угол  $\gamma$  температурного пре-



дела, определяемый интенсивностью теплообмена можно оценить по аппроксимационной зависимости от межреберного расстояния, как:

$$\gamma = 70 + 8 \cdot \sin(k - B + 3).$$

Из графика на рис. 5 б видно, что при расстоянии между элементами  $L = 8$  мм снижение температуры с изменением высоты максимальное, т. е. в данном случае нагретая прослойка воздуха самая узкая.

Также рассмотрим распределение температуры на границе входа и выхода воздушного потока, линии, по которым оно будет изучаться изображены на рис. 4 под номерами 1 и 2. В данном случае получим изменение температуры по оси  $y$ . На основании рассчитанных данных были построены графики в относительных и абсолютных величинах.

На рис. 4–6 видно, что максимальное охлаждение на данной линии преобладает при межреберных расстояниях  $L = 4$  мм и  $L = 8$  мм.

#### 4. Заключение

В результате проведенных расчетов получены распределения полей скорости, давления, температуры и теплового потока вблизи непроницаемых поверхностей рассматриваемого фрагмента внешнего оребрения маслоохладителя [17], получены интегральные теплофизические характеристики воздушного потока до и после прохождения элементов оребрения в зависимости от величины варьируемого межреберного расстояния. Анализ полученных теплофизических характеристик, в том числе полученных температурных профилей, позволил выявить оптимальное, с точки зрения тепловой эффективности маслоохладителя, расстояние между элементами оребрения, составляющее 8 мм.

Таким образом, методами вычислительного эксперимента, путем решения задачи воздушного охлаждения парных ребер единичной охлаждающей секции, поведена оптимизация геометрии группы элементов оребрения.

#### Литература

1. Цыганков М. П., Кручинин Д. С. Особенности математического моделирования высокотемпературных теплообменников // Известия вузов. Химия и химическая технология. – 2013. – Т. 56, вып. 3. – С. 95–99.
2. Тарадай А. М., Коваленко Л. М., Гурин Е. П. К вопросу оценки теплоэнергетической эффективности теплообменников, применяемых в муниципальной теплоэнергетике // Новости теплоснабжения. – 2003. – № 6. – С. 40–43.
3. Жинов А. А., Шевелев Д. В., Ананьев П. А. Моделирование потерь давления воздуха в оребренном трубном пучке воздушного конденсатора // Наука и образование. – 2013. – № 03. – DOI: 10.7463/0313.0544307.
4. Дмитриев А. В., Дмитриева О. С. Теплообмен при встречном обтекании рядов труб аппарата воздушного охлаждения // Вестник технологического университета. – 2017. – Т. 20, № 13 – С. 40–43.
5. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. – М. : Атомиздат, 1979. – 416 с.
6. Идельчик И. Е. Аэрогидродинамика технологических аппаратов (подвод, отвод и распределение потока по сечению аппаратов). – М. : Машиностроение, 1983. – 351 с.
7. Sugiyama H., Akiyama M., Shibata K. Heat and Mass Transfer Analysis of Developing Turbulent Flow in a Square Duct // Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B. – 1991. – Vol. 57 (535). – P. 1044–1050. – DOI: 10.1299/kikaib.57.1044.
8. Huser A., Biringen S. Direct numerical simulation of turbulent flow in a square duct // Journal of Fluid Mechanics. – 1993. – Vol. 257. – P. 65–95. – DOI: 10.1017/S002211209300299X.

9. Myong H. K. Numerical investigation of fully developed turbulent fluid flow and heat transfer in a square duct // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. – 1991. – Vol. 12. – P. 344–352. – DOI: 10.1016/0142-727X(91)90023-O.
10. Numerical investigation on turbulent convective heat transfer of nanofluid flow in a square cross-sectioned duct / G. Şenay, M. Kaya, E. Gedik, M. Kayfeci // *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*. – 2019. – Vol. 29 (4). – P. 1432–1447. – DOI: 10.1108/HFF-06-2018-0260.
11. Heat transfer enhancement and turbulent flow in a rectangular channel using perforated ribs with inclined holes / J. Liu, S. Hussain, W. Wang, G. Xie, Sundhın Bengt // *Journal of Heat Transfer*. – 2019. – Vol. 141 (4). – Article No. 041702. – DOI: 10.1115/1.4042841.
12. Kumar R., Kumar A., Goel V. Performance improvement and development of correlation for friction factor and heat transfer using computational fluid dynamics for ribbed triangular duct solar air heater // *Renewable Energy*. – 2019. – Vol. 131. – P. 788–799. DOI: 10.1016/j.renene.2018.07.078.
13. Sharma N., Tariq A., Mishra M. Experimental Investigation of Heat Transfer Enhancement in Rectangular Duct with Pentagonal Ribs // *Heat Transfer Engineering*. – 2019. – 40 (1–2). – P. 147–165. – DOI: 10.1080/01457632.2017.1421135.
14. Schindler A. B., Younis A., Weigand B. Large-Eddy Simulations of turbulent flow through a heated square duct // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2019. – Vol. 135. – P. 302–318. – DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2018.09.018.
15. D'yachenko A. Yu., Terekhov V. I., Yarygina N. I. Turbulent flow past a transverse cavity with inclined side walls. 2. Heat transfer // *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*. – 2007. – Vol. 48, No. 4. – P. 486–491. – DOI: 10.1007/s10808-007-0061-4.
16. Dreitser G. A., Lobanov I. E. Limiting Intensification of Heat Exchange in Tubes Due to Artificial Turbulization of the Flow // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. – 2003. – Vol. 76. – P. 54–60. – DOI: 10.1023/A:1022959006920.
17. Optimization of the developed outer surface of an industrial oil cooler / E. S. Baymetova, A. A. Chernova, M. R. Koroleva, M. Kelemen // *MM Science Journal*. – 2021. – Vol. 2021 – P. 4764–4768. – DOI: 10.17973/MMSJ.2021\_10\_2021027.
18. Байметова Е. С., Гиззатуллина А. Ф., Пушкарев Ф. Н. Решение задачи сопряженного теплообмена в оребренной трубке с использованием openFOAM // *Химическая физика и мезоскопия*. – 2021. – Т. 23, № 2. – С. 154–164.
19. Koroleva M. R., Saburova E. A., Chernova A. A. Studying the efficiency of cooling and resistance of ribbed tubular elements // *Journal of Physics : Conference Series*. – 2020. – Vol. 1675. – 12009. – DOI: 10.1088/1742-6596/1675/1/012009.
20. Королева М. Р., Терентьев А. Н., Чернова А. А. Гидродинамика коллектора сложной формы // *Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П. А. Соловьева*. – 2021. – № 3 (58). – С. 50–55.
21. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М. : Наука, 1982. – 472 с.
22. Салахов Р. Р. Расчет теплообменных аппаратов с наружным оребрением : отчет по научно-исследовательской работе. – Казань, 2017. – 68 с.
23. Menter F. R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model // *4th. Int. Symp. on Turbulence, Heat and Mass Transfer : proceedings / ed. by K. Hanjalіж*. – Begell House, 2003. – 8 p.