

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРОДОЛЬНОГО ПРЯМОУГОЛЬНОГО ОРЕБРЕНИЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕНА В ДВУХТРУБНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ.

Н. Ф. Тимербаев¹, А. К. Али², О. А. М. Альмохаммед³, А.Р. Корякин⁴

¹Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

²Инженерный колледж университета Анбар, Республики Ирак

³ Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

⁴Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва,
Россия

ORCID*: <https://orcid.org/0000-0001-9209-2085>, omeralhaly1@yahoo.com

Резюме: В статье проводится математическое моделирование двухтрубного теплообменника, имеющего продольные прямоугольные оребрения размером (2*3*1000) мм, установленные на внешней поверхности внутренней трубки теплообменника. В данной работе математически обосновано преимущество применения такой конструкции при передаче тепла между жидкостями, протекающими через теплообменник, и влияние установки продольных прямоугольных оребрений на эффективность работы теплообменника. Проведенные исследования позволяют проводить расчет оптимальных конструктивных параметров теплообменников. Для исследований была использована компьютерная программа ANSYS Workbench 15.0, с целью расчета и визуализации поведения жидкостей внутри теплообменника и получения результатов.

Ключевые слова: эффективность, теплопередача, продольные прямоугольные оребрения, теплообменник, оптимальный дизайн, давление.

SIMULATION OF THE INFLUENCE OF LONGITUDINAL RECTANGULAR OBSERVATION ON THE EFFICIENCY OF HEAT EXCHANGE IN A TWO-TUBE EXCHANGER.

N. F. Timerbaev¹, A. K. Ali², O. A. M. Almohamed³, A.R. Koryakin⁴

¹Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

²Engineering College of Anbar University, Republic of Iraq

³Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

⁴Moscow State Technical University th. N.E. Bauman, Moscow, Russia

Abstract: In the article, a mathematical simulation of a two-tube heat exchanger is carried out, having longitudinal rectangular fins measuring (2 * 3 * 1000) mm, mounted on the outer surface of the inner tube of the heat exchanger. In this paper, the advantage of using such a design for the transfer of heat between liquids flowing through the heat exchanger and the effect of the installation of longitudinal rectangular fins on the efficiency of the heat exchanger is mathematically justified. The carried out researches allow to carry out calculation of optimum design parameters of heat exchangers. For the research, ANSYS Workbench 15.0 was used to calculate and visualize the behavior of liquids inside the heat exchanger and obtain results.

Keywords: efficiency, heat transfer, longitudinal rectangular fins, heat exchanger, optimum design, pressure.

Введение

Одним из факторов при конструировании теплообменников является величина теплопередачи, влияющая на размеры теплообменника и позволяющая их минимизировать. Для снижения расхода используемых при производстве теплообменников материалов необходимо повышать эффективность теплообмена. Простейшим устройством, которое передает тепло от горячей жидкости к холодной, является двухтрубный теплообменник. Одно из преимуществ этой системы - низкая стоимость, однако пространство, которое он занимает, относительно велико по сравнению с другими типами теплообменников [1].

Для повышения эффективности теплообменников используется два метода. Первый метод - активный. Он включает в себя улучшение передачи тепла, за счет управления потоком, вибрации и пульсации потока путем периодического изменения давления в системе. Пассивный метод - это метод повышения теплопроводности за счет увеличения поверхности теплообмена, изменения типа используемого материала либо шероховатости поверхности. Предлагаемый в статье пассивный метод улучшения теплопередачи в двухтрубном теплообменнике, включает в себя установку продольных прямоугольных оребрений на теплообменных поверхностях для увеличения эффективности теплообмена и уменьшения его размера. В работе изучено влияние расширения площади внутренней трубы в двухтрубном теплообменнике противоточного типа на эффективность работы теплообменника. Из анализа литературных данных известно, что для решения этой задачи Чен и др. [2] предлагают использовать ямочки на внутренней трубе для улучшения теплообмена. Ляо и др. [3], Иямсан и др. [4] и Бхуия и др. [5] предлагали использовать спиральный перфорированный плавник на трубке для увеличения количества теплопередачи.

Математическое моделирование процесса теплопереноса в двухтрубном теплообменнике с оребрением

В каждом теплообменнике имеются две жидкости, протекающие в разных условиях и направлениях. Соотношение между отношением холодной и горячей теплоемкости ограничивает форму профиля температуры в теплообменнике [6] как показано на рисунке (1).

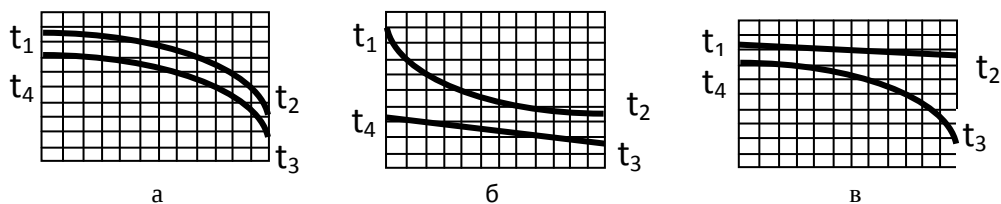


Рис. 1. Профиль температуры

На (рис.1) t_1 представляет температуру на входе в горячую жидкость, а t_2 - температура выходящей горячей жидкости. t_3 и t_4 входная и выходная температуры холодной жидкости. Первый случай (а) происходит, когда коэффициент теплоемкости:

$$CR_{\text{горячий}} \approx CR_{\text{холодный}} \longrightarrow CR_{\text{минимум}} / CR_{\text{максимум}} \approx 1$$

Второй случай (б), когда коэффициент теплоемкости:

$$CR_{\text{холодный}} > CR_{\text{горячий}} \longrightarrow CR_{\text{минимум}} / CR_{\text{максимум}} \approx 0.25$$

Последний случай (в), когда коэффициент теплоемкости горячей жидкости больше, чем коэффициент теплоемкости холодной воды:

$$CR_{\text{горячий}} \gg CR_{\text{холодный}} \longrightarrow CR_{\text{минимум}} / CR_{\text{максимум}} \approx 0$$

где: CR- коэффициент теплоемкости [7], который равен:

$$CR = \dot{m} c_p \quad (1)$$

где:

$\dot{m}$ - массовый расход (кг / с);

c_p - удельная теплота жидкости (кДж / кг. °C).

Эффективность теплообменника может определяться, как способность передавать тепло от одной жидкости к другой [8]. Она зависит от коэффициента теплоемкости жидкости при постоянном давлении(CR), который показывает способность жидкости поглощать тепло. Коэффициент (CR) связывает количество тепла с разностью температур жидкости, как показано ниже:

$$Q = CR \Delta t \quad (2)$$

где: Q- количество поглощенного тепла (Вт), Δt - разность температур (°C).

В случае идеального теплообменника тепло, отводимое из горячей жидкости, будет поглощаться холодной жидкостью так, что:

$$Q_{\text{горячий}} = Q_{\text{холодный}}$$

$$Q_{\text{горячий}} = CR_{\text{горячий}} (t_{\text{вход}} - t_{\text{выход}})_{\text{горячий}} \quad (3)$$

$$Q_{\text{холодный}} = CR_{\text{холодный}} (t_{\text{выход}} - t_{\text{вход}})_{\text{холодный}} \quad (4)$$

В идеальном теплообменнике жидкость, которая имеет минимальный коэффициент теплоемкости, должна иметь максимальную разность температур (т. е. разницу между температурой входа холодных и горячих жидкостей), это обеспечит максимальную теплопередачу, что называется идеальным количеством теплопередачи (Q_{ideal}) [9]. На самом деле нет идеальной системы, но эффективность системы определяется по сравнению с идеальной, по следующему соотношению:

$$\text{Эффективность} = \frac{\text{фактическое тепло, переданное системой}}{\text{тепло, переносимое идеальной системой}}$$

Производительность теплообменников зависит от того используются они для обогрева, либо для охлаждения. В случае если теплообменник используется для нагрева, эффективностью является соотношение между:

$$\varepsilon_h = \frac{Q_{\text{фактический}}}{Q_{\text{теоретический}}} = \frac{CR_{\text{холодный}} (t_{\text{выход}} - t_{\text{вход}})_{\text{холодный}}}{CR_{\text{минимум}} (t_{hi} - t_{ci})} \quad (5)$$

где:

ε_h - эффективность в случае нагрева теплообменником,

$CR_{\text{минимум}}$ - коэффициент теплоемкости жидкости, которая имеет максимальную разность температур,

t_{hi} - температура на входе горячей жидкости,

t_{ci} - температура на входе холодной жидкости.

В случае если теплообменник используется для охлаждения, эффективностью является соотношение между:

$$\varepsilon_c = \frac{Q_{\text{фактический}}}{Q_{\text{теоретический}}} = \frac{CR_{\text{горячий}}(t_{\text{вход}} - t_{\text{выход}})_{\text{горячий}}}{CR_{\text{минимум}}(t_{hi} - t_{ci})} \quad (6)$$

где:

ε_c - эффективность в случае охлаждения теплообменником.

Численный анализ

Численное моделирование системы проводилось для системы, в которой содержится трубка диаметром 16,05 мм и толщиной стенок 1,5 мм, вставленная внутрь трубки большего размера диаметром 34,1 мм. Исследование учитывает изменение площади поверхности внутренней трубки за счет установки продольного прямоугольного оребрения. Размеры оребрения показаны на (рис.2). При моделировании сравнивались системы с оребрением и системы которые не имеют оребрения. На (рис.2) показаны некоторые из моделей, для которых проводилось моделирование.

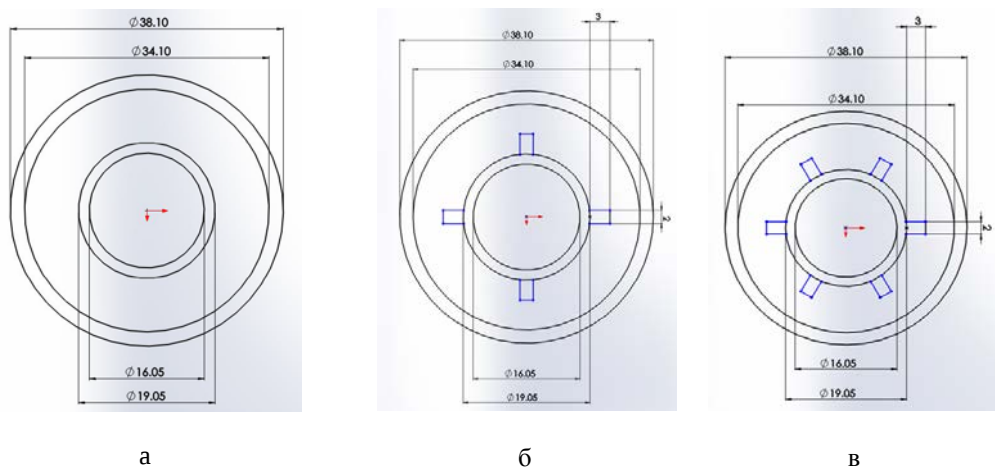


Рис. 2. Размеры поперечного сечения продольных вставок

В теплообменнике протекает жидкость, расчетная скорость которой не должна быть меньше 0,5 (м / с) и не более 1,5 (м / с), из этого следует, что для достижения этого результата массовый расход горячей воды внутри внутренней трубки составляет 0,1 (кг / с) и 0,3 (кг / с) для холодной воды во внешней.

На (рис. 3) приведена сетка в среде ANSYS Workbench 15.0, использованная для расчета моделей. Программа может создавать разные количества ячеек, но это влияет на скорость вычислений. Чтобы убедиться, что создание сетки дает наилучшие результаты, важно проверять разные количества ячеек [11]. В этой работе тест сцепления включает тестирование результатов путем изменения количества ячеек до 1000000. Проверка подтверждает, что изменения результатов после 500000 практически отсутствуют, так что такое количество элементов делает программу более короткой в расчетах.

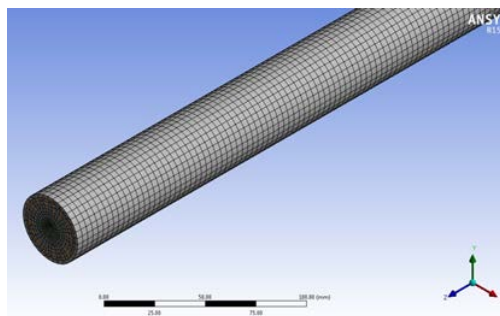


Рис. 3. Дизайн теплообменника

Чтобы достичь оптимального дизайна теплообменника, различные модели должны анализироваться программой [12]. Каждая система имеет различное количество продольных прямоугольных оребрений, в то время как температура на входе горячей и холодной жидкостей постоянна.

Результаты

Двухтрубный теплообменник был улучшен за счет увеличения площади контакта внутренней трубки с помощью продольных прямоугольных оребрений. Размеры оребрений были (2*3*100) мм. В данное исследование было включено семь моделей. Различия между моделями заключались в числе оребрений, где первая не имеет оребрений, а остальные имеют 4, 6, 8, 10, 13 и 16 оребрений соответственно. Горячая жидкость течет внутри внутренней трубы, а холодная вода протекает через внешнюю трубку. Массовый расход холодной воды составлял 0,3 (кг / с) и 0,1 (кг / с) для горячей воды. Чтобы проиллюстрировать, что произошло во время процесса теплотransдачи, распределение температуры в трех сечениях выполняется для трех моделей, как показано на (рис.4). Первое сечение (а) находится у входа в холодную воду, второе (б) в середине системы и третье (в), на выходе холодной жидкости из теплообменника.

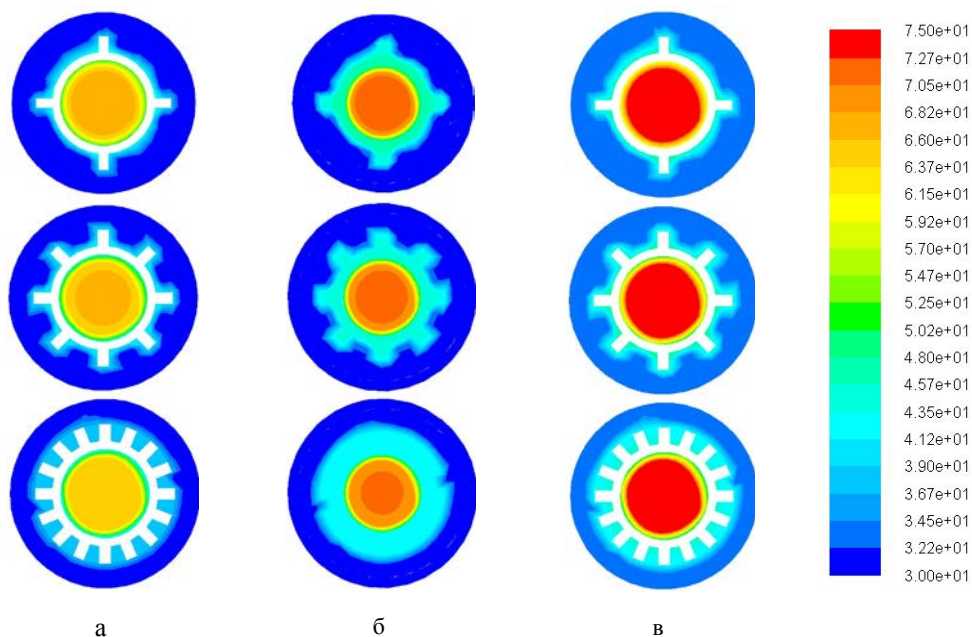


Рис. 4. Распределение температуры

На (рис. 5) показано распределение температуры по внутренней трубе. Понятно, что труба с продольным прямоугольным оребрением рассеивает больше тепла, из чего следует, что положение кривой для трубки без оребрения находится выше из всех кривых. Существует прямая связь между количеством оребрений и средней температурой воды внутри внутренней трубки [13]. Оребрения в трубке будут увеличивать нагрев для передачи тепла из одной стороны в другую, но в то же время будут сопротивляться потоку жидкости из-за увеличения трения [14]. Это сопротивление приведет к росту мощности необходимой для прокачки жидкости.

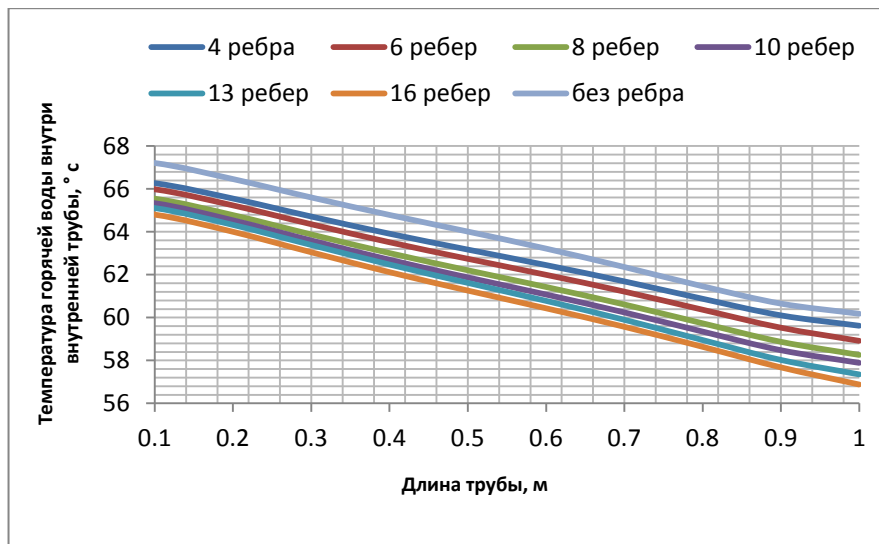


Рис. 5. Температура воды внутри центральной трубки вдоль теплообменника

Анализ эффективности работы системы должен учитывать эффективность улучшения теплообменника [15]. Как показано в этом исследовании, эффективность теплообменника в случае нагрева отличается от эффективности в случае охлаждения. В случае нагрева поглощенное холодной жидкостью тепло, в то время как в случае охлаждения это функция тепла, отдаваемого горячей жидкостью [16]. На (рис. 6) показана зависимость между эффективностью теплообмена и числом ребер.

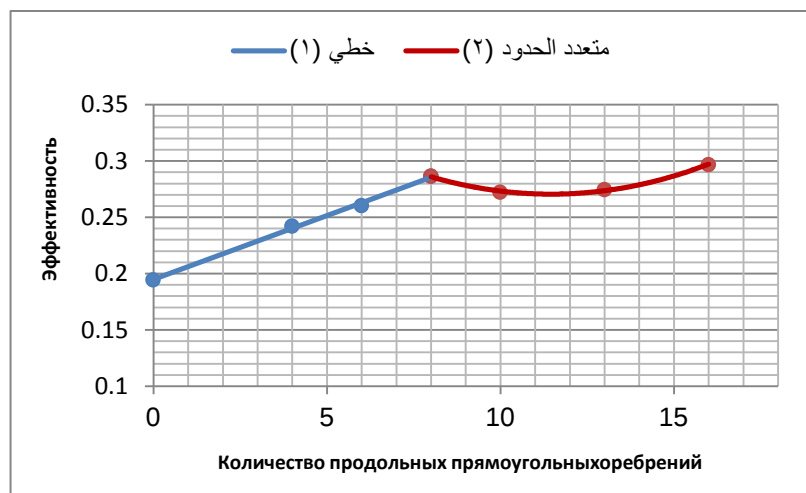


Рис. 6. Зависимость эффективности теплообмена от числа продольных прямоугольных оребрений

На (рис. 6), первая часть графика, начинающаяся с одного и заканчивающаяся четырьмя оребрениями, представляет собой линейную функцию. В этой части соотношение между эффективностью и числом ребер является прямой зависимостью. Уравнение, представляющее эту пропорцию, показано ниже:

$$\varepsilon = 113n + 0.195 \quad (7)$$

где:

ε - эффективность и n - количество оребрений.

Вторая часть, начинающаяся с четырех и заканчивающаяся семью оребрениями, является полиномиальной. Следующее уравнение иллюстрирует взаимосвязь между переменными в этом разделе:

$$\varepsilon = 0.0013n^2 - 0.0295n + 0.44 \quad (8)$$

Причиной изменения эффективности во втором разделе является скорость жидкости. Увеличение числа оребрений привело к уменьшению пространства между трубами теплообменника [17]. Поскольку массовый расход холодной воды постоянный, это означает, что скорость жидкости будет повышаться. Время протекания холодной воды по горячей поверхности зависит от ее скорости, так что быстрота протекания позволит свести к минимуму количество поглощаемого тепла [18].

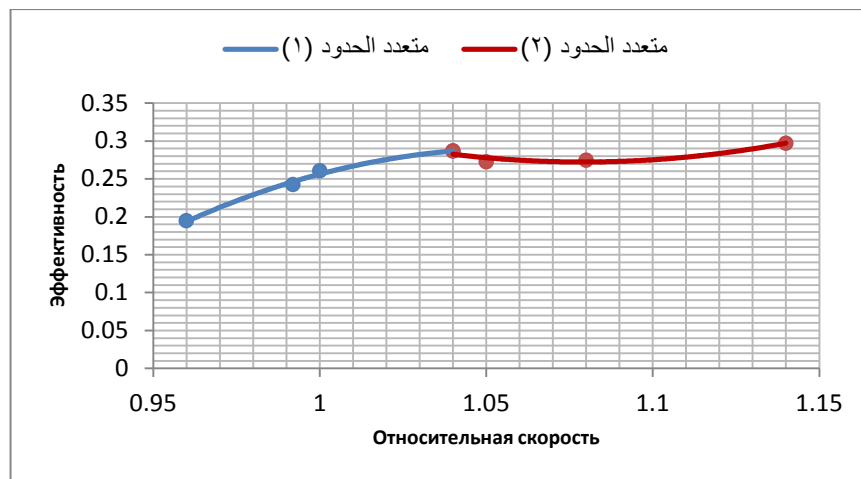


Рис. 7. Эффективность с относительной скоростью движения холодной воды

На (рис. 7) относительная скорость является скоростью холодной воды, деленной на скорость горячей воды, так что величина будет являться безразмерной ($U_{c.w.}/U_{h.w.}$).

Кривая (1) является функцией, в которой величина эффективности возростала. Следующее уравнение показывает это соотношение:

$$\varepsilon = -9.9962n^2 + 21.153n - 10.9 \quad (9)$$

Вторая кривая дает уравнение многочлена, но в этом случае величина эффективности незначительно уменьшается, как показано на рисунке (7). Это соотношение представлено:

$$\varepsilon = 6.6864n^2 - 14.43n + 8.0576 \quad (10)$$

Дополнительные оребрения приводят к изменению скорости жидкости, и увеличивают падение давления через внешнюю трубку. Другим фактором падения давления, является следствием трения с проточными стенками [19]. Все вышеизложенное

вызывает увеличение падения давления и, следовательно, система нуждается в дополнительной мощности для прокачки жидкости. Следующая кривая и ее уравнение показывают соотношение между количеством ребер и дополнительной мощностью для прокачки жидкости, необходимой на холодной стороне теплообменника [20].

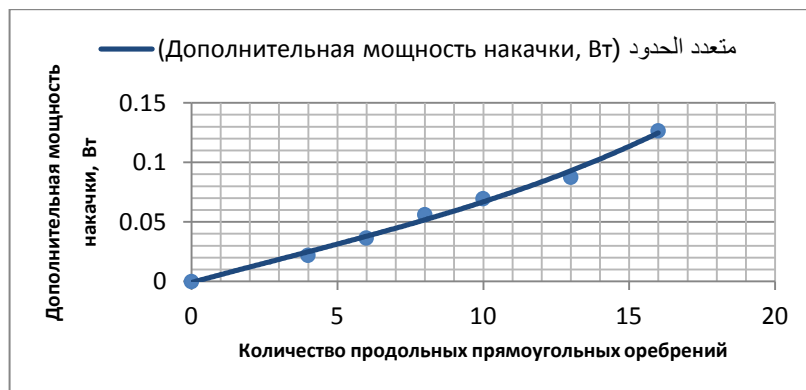


Рис. 8. Кривая расчет дополнительной прокачки

Функция, описывающая кривую на (рис. 8):

$$w = 10^{-5} n^3 - 10^{-4} n^2 + 0.0067n - 0.0009 \quad (11)$$

где:

w- дополнительная мощность накачки (Вт), и рассчитывается по формуле:

$$P_a = P_f - P_w, \quad (12)$$

где:

P_a - дополнительная мощность накачки, (Вт);

P_f - мощность накачки в случае ребренной трубки, (Вт);

P_w - мощность накачки в случае трубки без ребер, (Вт).

При анализе экономической эффективности наиболее важным фактором, который играет большую роль, является коэффициент роста производительности системы (рис. 9). Этот коэффициент отражает величину потерь перед приростом. В этой модели произошло увеличение тепловой энергии, но с потерей механической энергии. Следующий рисунок иллюстрирует эту пропорцию.

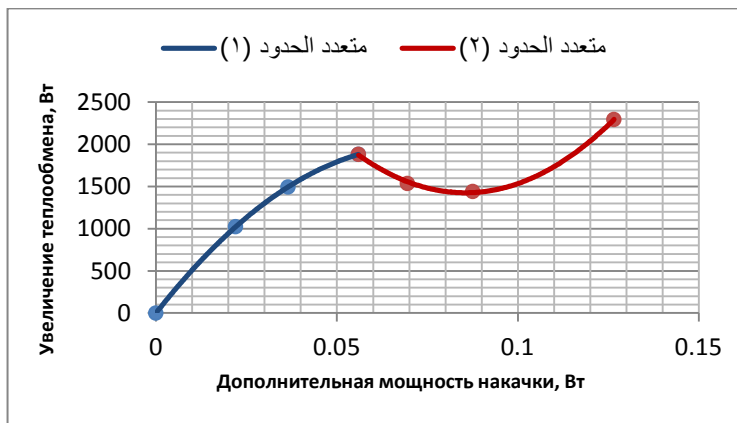


Рис. 9. Коэффициент роста производительности

Уравнение, показывающее первую часть этого соотношения:

$$Q = -377286 w^2 + 54704 w + 0.3894 \quad (13)$$

где:

Q - увеличение теплообмена, (Вт).

Точка экстремума возникает на четвертом шаге, где изменение направления кривой приводит к новому поведению системы, из чего следует другая формула:

$$Q = 514344 w^2 - 87913 w + 5181.8 \quad (14)$$

Увеличение эффективности теплообмена находится через:

$$H_a = H_f - H_w, \quad (15)$$

где:

H_a - тепловая прибыль, (Вт);

H_f – тепло, переданное в случае оребренной трубки, (Вт);

H_w – тепло, переданное от трубки без ребер, (Вт).

Дискуссия и выводы

Две переменные влияют на эффективность теплообменника, количество продольных прямоугольных оребрений и скорость жидкости. Количество оребрений максимизирует площадь поверхности контакта, но в то же время они минимизируют пространство, заключенное между трубами и приводят к увеличению скорости жидкости и падению давления.

Дополнительная скорость жидкости уменьшит время теплообмена, что повлияет на эффективность системы. Падение давления произошло по двум причинам: первая - потеря давления при трении с дополнительной поверхностью, а вторая - с увеличением скорости (рис. 7). Увеличение перепада давления требует большей мощности для прокачки (рис. 8). Сравнение потерь в механической мощности и прибыли от увеличения эффективности теплообмена дает нам оптимальную конструкцию теплообменника.

Исследования показывают что модель, которая имеет 8 ребер, является оптимальной конструкцией.

Литература

1. Shiva Kumar, K. Vasudev Karanth, Krishna Murthy. Numerical study of heat transfer in a finned double pipe heat exchanger. *World Journal of Modelling and Simulation*. Vol.11. 2015.No.1. pp.43-54.
2. J. Chen, H. M^uller-Steinhagen, G. Duffy. Heat transfer enhancement in dimpled tubes. *Applied Thermal Engineering*. 2001. 21(5): 535–547.
3. M. Liao, D. Xin. Augmentation of convective heat transfer inside tubes with 3-d internal extended surfaces & twisted tape inserts. *Chemical Engg*. 2000, 78(2): 95–105.
4. S. Eiamsa, P. Eiamsa, C. Thianpong. Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tape. *Experimental thermal & fluid science*. 2009, 34(1): 53–62.
5. M. Bhuiya, M. Chowdhury, et al. Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2013. 46: 49–57.
6. Joe Borghese. *Compact Heat Exchanger Design, Characteristics, and Trends*. 2008.
7. Yunus A. Cengel. *Heat transfer a practical approach*. second edition.
8. Incropera. DeWitt. Bergman. Lavine. *Fundamentals of heat and mass transfer*. sixth edition. ch11.
9. W.A. Khan. J.R. Culham. M.M. Yovanovich. Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 28 March 2006.
10. M. A. Mehrabian. Heat transfer and pressure drop characteristics of cross flow of air over a circular tube in isolation and or in a tube bank. *The Arabian Journal for Science and Engineering*. Volume 32. Number 2B. October. 2007.
11. Jian-Fei Zhang, Ya-Ling He, Wen-Quan Tao. 3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles – Part I: Numerical model and results of whole heat exchanger with middle-overlapped helical baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (2009) 5371–5380.
12. Jiangfeng Guo, Lin Cheng, Mingtian Xu. Optimization design of shell-and-tube heat exchanger by entropy generation minimization and genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 2954–2960.
13. Z.Y. Guo, X.B. Liu, W.Q. Tao, R.K. Shah. Effectiveness–thermal resistance method for heat exchanger design and analysis. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53 (2010) 2877–2884.
14. M.A.S.S. Ravagnani, A.P. Silva, P.A. Arroyo, A.A. Constantino. Heat exchanger network synthesis and optimisation using genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering* 25 (2005) 1003–1017.
15. Antonio C. Caputo, Pacifico M. Pelagagge, Paolo Salini. Heat exchanger design based on economic optimization. *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 1151–1159.
16. P. Vlasogiannis, G. Karagiannis, P. Argyropoulos, V. Bontozoglou. Air–water two-phase flow and heat transfer in a plate heat exchanger. *International Journal of Multiphase Flow* 28 (2002) 757–772.
17. Yingshuang Wang, Zhichun Liu, Suyi Huang. Experimental investigation of shell-and-tube heat exchanger with a new type of baffles. *Heat Mass Transfer* (2011) 47:833–839. DOI 10.1007/s00231-010-0590-x.
18. Mostafa A. Abd El-Baky, Mousa M. Mohamed. Heat pipe heat exchanger for heat recovery in air conditioning. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 795–801.
19. R.V. Rao, V.K. Patel. Thermodynamic optimization of cross flow plate-fin heat exchanger using a particle swarm optimization algorithm. *International Journal of Thermal Sciences* 49 (2010) 1712e1721.
20. Ricardo Romero-Me^Ândez, Mihir Sen, K.T. Yang, Rodney McClain. Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43 (2000) 39±51

Referens

1. Shiva Kumar, K. Vasudev Karanth, Krishna Murthy. Numerical study of heat transfer in a finned double pipe heat exchanger. *World Journal of Modelling and Simulation*. Vol.11. 2015.No.1. pp.43-54.

2. J. Chen, H. Müller-Steinhagen, G. Duffy. Heat transfer enhancement in dimpled tubes. *Applied Thermal Engineering*, 2001, 21(5): 535–547.
3. M. Liao, D. Xin. Augmentation of convective heat transfer inside tubes with 3-d internal extended surfaces & twisted tape inserts. *Chemical Engg*, 2000, 78(2): 95–105.
4. S. Eiamsa, P. Eiamsa, C. Thianpong. Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tape. *Experimental thermal & fluid science*, 2009, 34(1): 53–62.
5. M. Bhuiya, M. Chowdhury, et al. Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2013, 46: 49–57.
6. Joe Borghese. *Compact Heat Exchanger Design, Characteristics, and Trends*.
7. Yunus A. Cengel. *Heat transfer a practical approach*. second edition.
8. Incropera. DeWitt. Bergman. Lavine. *Fundamentals of heat and mass transfer*. sixth edition. ch11.
9. W.A. Khan. J.R. Culham. M.M. Yovanovich. Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 28 March 2006.
10. M. A. Mehrabian. Heat transfer and pressure drop characteristics of cross flow of air over a circular tube in isolation and or in a tube bank. *The Arabian Journal for Science and Engineering*. Volume 32. Number 2B. October 2007.
11. Jian-Fei Zhang, Ya-Ling He, Wen-Quan Tao. 3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles – Part I: Numerical model and results of whole heat exchanger with middle-overlapped helical baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (2009) 5371–5380.
12. Jiangfeng Guo, Lin Cheng, Mingtian Xu. Optimization design of shell-and-tube heat exchanger by entropy generation minimization and genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 2954–2960.
13. Z.Y. Guo, X.B. Liu, W.Q. Tao, R.K. Shah. Effectiveness–thermal resistance method for heat exchanger design and analysis. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53 (2010) 2877–2884.
14. M.A.S.S. Ravagnani, A.P. Silva, P.A. Arroyo, A.A. Constantino. Heat exchanger network synthesis and optimisation using genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering* 25 (2005) 1003–1017.
15. Antonio C. Caputo, Pacifico M. Pelagagge, Paolo Salini. Heat exchanger design based on economic optimization. *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 1151–1159.
16. P. Vlasogiannis, G. Karagiannis, P. Argyropoulos, V. Bontozoglou. Air–water two-phase flow and heat transfer in a plate heat exchanger. *International Journal of Multiphase Flow* 28 (2002) 757–772.
17. Yingshuang Wang, Zhichun Liu, Suyi Huang. Experimental investigation of shell-and-tube heat exchanger with a new type of baffles. *Heat Mass Transfer* (2011) 47:833–839. DOI 10.1007/s00231-010-0590-x.
18. Mostafa A. Abd El-Baky, Mousa M. Mohamed. Heat pipe heat exchanger for heat recovery in air conditioning. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 795–801.
19. R.V. Rao, V.K. Patel. Thermodynamic optimization of cross flow plate-fin heat exchanger using a particle swarm optimization algorithm. *International Journal of Thermal Sciences* 49 (2010) 1712–1721.
20. Ricardo Romero-MeÁndez, Mihir Sen, K.T. Yang, Rodney McClain. Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43 (2000) 39±51

Авторы публикации

Тимербаев Наиль Фарирович – док.тех.наук, профессор, зав. кафедрой Возобновляемые источники энергии, Казанского государственного энергетического университета

Асаад Камел Али – магистр, инженерного колледжа университета Анбар

Омар Абдулхадиди Мустафа Альмохаммед – аспирант, кафедры Возобновляемые источники энергии, Казанского государственного энергетического университета

Корякин Аркадий Романович – студент, Московского государственного технического университета им. Н.Э.Баумана

Authors of the publication

Timerbaev Nail Farilovich - doctor of technical sciences, professor, head. Department of Renewable Energy Sources, Kazan State Power Engineering University

Asaad Kamel Ali - Master, Engineering College of Anbar University

Omar Abdulhadi Mustafa Almohamed - postgraduate student, Department of Renewable Energy Sources, Kazan State Power Engineering University

Koryakin Arkady Romanovich - student, Moscow State Technical University. th. N.E. Bauman