

УДК 66.045.126

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-11-17

*А. М. Силин, М. Г. Лагуткин, Е. Ю. Баранова***СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИХ
ПЛАСТИН ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА
ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ****Московский политехнический университет, Москва, Россия**

alienbag@yandex.ru, lag53@yandex.ru, baranova.mihm@yandex.ru

Автор, ответственный за переписку:

Артур Михайлович Силин, alienbag@yandex.ru

От профиля теплопередающих пластин во многом зависит эффективность пластинчатых теплообменников, которая может быть повышена за счет снижения гидравлического сопротивления каналов, по которым движутся теплоносители. В статье проводится анализ показателей работы новой конструкции пластинчатого теплообменника с теплопередающими пластинами, на которых выполнены выступы и впадины в виде полукруга, причем большие оси выступов и впадин имеют направление, совпадающее с продольной осью теплопередающих пластин, выступы на соседних пластинах направлены навстречу друг другу, широкая часть выступов направлена в сторону штуцеров подвода теплоносителей.

С помощью модуля вычислительной гидродинамики «Flow Simulation» в программе для 3D-моделирования «SolidWorks» показано, что новая конструкция пластинчатого теплообменника позволяет снизить отношение затрачиваемой мощности на перекачку теплоносителей к количеству передаваемого тепла по сравнению с ранее запатентованной конструкцией с теплопередающими пластинами, у которых полукруги имеют направление, совпадающее с большой осью пластин, и теплообменниками с типовыми гофрированными пластинами.

Также получены эмпирические зависимости для расчета потерь давления в каналах пластинчатого теплообменника новой конструкции с теплопередающими пластинами с каплевидным профилем и коэффициентов теплоотдачи.

Ключевые слова: пластинчатый теплообменник, линии тока, пластины с каплевидным профилем, потери давления, коэффициент гидравлического сопротивления, затраты мощности, эффективность теплопередачи, коэффициенты теплоотдачи, компьютерное моделирование, эмпирические зависимости

*А. М. Silin, M. G. Lagutkin, E. Y. Baranova***IMPROVEMENT OF THE PROFILE OF HEAT TRANSFER PLATES
OF PLATE HEAT EXCHANGER TO INCREASE ENERGY SAVING****Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia**

The profile of heat transfer plates largely determines the efficiency of plate heat exchangers, which can be increased by reducing the hydraulic resistance of the channels through which the coolants move. The article analyzes the performance of a new design of plate heat exchanger with heat transfer plates, which are made protrusions and depressions in the form of a half-drop, and the large axes of protrusions and depressions have a direction coinciding with the longitudinal axis of heat transfer plates, protrusions on neighboring plates are directed toward each other, the broad part of the protrusions are directed toward the connections of the coolant supply.

With the help of the module of computational fluid dynamics «Flow Simulation» in the program for 3D-modeling «SolidWorks» it is shown that the new design of plate heat exchanger allows to reduce the ratio of power consumption for pumping coolants to the amount of heat transferred compared to the previously patented design with heat transfer plates, which have half-drops have a direction coinciding with the major axis of the plates, and heat exchangers with typical corrugated plates.

Also empirical dependences for calculation of pressure losses in the channels of the plate heat exchanger of a new design with heat transfer plates with a drop-shaped profile and heat transfer coefficients are obtained.

Keywords: plate heat exchanger, current lines, plates with drop-shaped profile, pressure losses, hydraulic resistance coefficient, power inputs, heat transfer efficiency, heat transfer coefficients, computer modeling, empirical dependencies

Пластинчатые теплообменники включают параллельные теплопередающие пластины с различным профилем, между которыми формиру-

ются каналы для прохода теплоносителей [1]. Простота конструкции, высокая эффективность, прочность и надежность делают пласт-

тинчатые теплообменники востребованными в различных отраслях промышленности. От профиля теплопередающих пластин во многом зависит эффективность пластинчатых теплообменников [2], поэтому создание новых перспективных конструкций теплопередающих пластин и анализ показателей их работы является актуальной задачей.

Как известно [1], поверхность теплопередачи F любого рекуперативного теплообменника определяется из основного уравнения теплопередачи, м^2 :

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}, \quad (1)$$

где Q – необходимое количество передаваемого тепла, которое определяется из теплового баланса, Вт; K – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; Δt – средняя разность температур между теплоносителями (движущая сила процесса теплопередачи), К.

Коэффициент теплопередачи K зависит от коэффициентов теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителей, его значение меньше наименьшего значения этих коэффициентов и увеличивается при повышении скорости движения теплоносителей. В широко используемых кожухотрубчатых теплообменниках скорость движения теплоносителей может быть увеличена в трубном пространстве при замене одноходового теплообменника на многоходовой, а в межтрубном пространстве скорость может быть незначительно увеличена при установке сегментных перегородок или перегородок «диск – кольцо». В пластинчатых же теплообменниках благодаря компоновке пластин можно обеспечить практически любые скорости теплоносителей и максимально возможные значения коэффициентов теплоотдачи, соизмеримые для холодного и горячего теплоносителей. Таким образом достигаются высокие значения коэффициента теплопередачи, который характеризует интенсивность этого процесса. В соответствии с уравнением (1) теплообменник становится более компактным.

Повышение скорости движения теплоносителей не только интенсифицирует процесс теплопередачи, но и значительно увеличивает потери давления в каналах теплообменника, которые пропорциональны квадрату скорости [1]. В результате возрастают затраты мощности на перекачку теплоносителей, которые определяются как сумма произведений потерь давления в каналах теплообменника на соответствующий объемный расход теплоносителей.

Общепринятым показателем энергетической эффективности теплообменников является отношение количества передаваемого тепла к затрачиваемой мощности на перекачку горячего и холодного теплоносителей [3]. Представляется, что целесообразнее оценивать энергетическую эффективность теплообменников обратной величиной, то есть отношением затрачиваемой мощности на перекачку теплоносителей к количеству передаваемого тепла, что было сделано в работе [2]. Тогда легко определяется такой экономический показатель, как затраты в денежном выражении на электроэнергию, необходимую для перекачки теплоносителей при обеспечении заданного количества передаваемого тепла. В общем случае целесообразность применения того или иного теплообменника следует оценивать минимально возможными суммарными затратами на его изготовление и электроэнергию, необходимую для перекачки теплоносителей за назначенный срок его эксплуатации. Расчеты показывают, что обычно затраты на электроэнергию существенно превышают стоимость теплообменника, поэтому достаточно оценивать только их энергетическую эффективность. Таким образом, при определении рационального профиля теплопередающих пластин пластинчатого теплообменника можно ограничиться сравнением энергетической эффективности теплообменных аппаратов.

В патенте [4] предложена конструкция пластин пластинчатого теплообменника, на которых выполнены выступы и впадины в виде полукапли, причем большие оси выступов и впадин имеют направление, совпадающее с продольной осью теплопередающих пластин, выступы на соседних пластинах направлены навстречу друг другу, а широкая часть выступов направлена в сторону штуцеров подвода теплоносителей.

С использованием модуля вычислительной гидродинамики, встроенного в программу для 3D-моделирования, в статье [2] проведено сопоставление средней разности температур между горячим и холодным теплоносителями, количества передаваемого тепла и потерь давления в каналах пластинчатого теплообменника по патенту [4] с теплообменником с типовыми гофрированными пластинами. В результате установлено, что в первом теплообменнике обеспечиваются меньшие энергетические затраты на перекачку теплоносителей при равенстве количества передаваемого тепла.

Представляется перспективным дальнейшее совершенствование теплопередающих пластин с каплевидным рельефом по патенту [4]. На рис. 1 представлена новая конструкция теплопередающей пластины с каплевидным рельефом теплообменника по патенту [5].

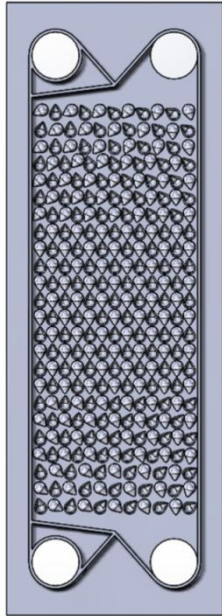


Рис. 1. Теплопередающая пластина с каплевидным рельефом по патенту [5]

Для анализа и сравнения показателей работы пластинчатых теплообменников по патентам [4] и [5] применялась программа «SolidWorks» для 3D-моделирования, включающая встроенный модуль вычислительной гидродинамики Flow Simulation, который позволяет численно моделировать гидродинамические и теплопередающие процессы. В качестве горячего и холодного теплоносителей выбрана вода. Для уменьшения времени машинных расчетов смоделированы пластинчатые теплообменники с тремя пластинами с минимальным промышленным размером: длина 208 мм, ширина 73 мм. Высота каплевидных выступов, как и высота гофра у типовых пластин выбранного размера, принята равной 1,6 мм.

В результате проведенных расчетов установлено, что в пластинчатом теплообменнике по патенту [5] потери давления снижаются примерно в два раза по сравнению с теплообменником по патенту [4]. Перепад температур между теплоносителями при этом изменяется незначительно.

Снижение потерь давления в каналах новой конструкции пластинчатого теплообменника по

патенту [5] достигается за счет расположения на пластине выступов и впадин в виде полукапель, максимально приближенного к направлению линий тока теплоносителей, которые определялись с помощью 3D-моделирования. В центральной зоне большие оси этих выступов и впадин совпадают с продольной осью пластин, а в верхних и нижних семи рядах большие оси полукапель направлены к центру штуцеров для подвода и отвода теплоносителей соответственно. Это конструктивное решение способствует более равномерному распределению потока теплоносителей по всей поверхности теплопередающих пластин и снижает потери давления в каналах пластинчатого теплообменника.

На рис. 2 представлены графики зависимости изменения потерь давления в каналах пластинчатых теплообменников ΔP от скорости движения холодного и горячего теплоносителей при использовании теплопередающих пластин с каплевидным профилем по патентам [4] и [5].

Расхождение между кривыми 1, 2 и 3, 4 на рис. 2 объясняется зависимостью теплофизических свойств теплоносителей от температуры.

Отношение затрачиваемой мощности на перекачку теплоносителей E к количеству передаваемого тепла Q в Вт в случае, когда теплоносители не изменяют фазового состояния, определяется по формуле [2]:

$$\frac{E}{Q} = \frac{\Delta P}{c_p \cdot (T_n - T_k) \cdot \rho}, \quad (2)$$

где c_p – теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К); ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; T_n и T_k – начальная и конечная температуры горячего теплоносителя соответственно, К.

На рис. 3 представлены графические зависимости отношения потерь мощности на перекачку теплоносителя к количеству передаваемого тепла от скорости движения теплоносителей в штуцерах для теплообменников по патентам [4] и [5].

Из рис. 3 видно, что удельные энергетические затраты на перекачку теплоносителей существенно снижаются при использовании теплообменника с теплопередающими пластинами с выступами и впадинами в виде полукапли, направленными вдоль линий тока по патенту [5].

Для выполнения инженерных расчетов пластинчатых теплообменников каждого профиля

теплопередающих пластин необходимо с использованием теории подобия получить эмпирические зависимости для определения потерь давления в каналах и коэффициентов теплоотдачи [1]. Необходимые для этого данные применительно к пластинчатому теплообменнику по патенту [5] получены с помощью компьютерного моделирования.

Потери давления в каналах пластинчатого теплообменника в общем случае определяются по уравнению Дарси – Вейсбаха [1]:

$$\Delta P = X \cdot \xi \cdot \frac{L}{d_s} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (3)$$

где X – количество пакетов пластин; L – длина канала (в данном случае расстояние по осям между штуцерами входа и выхода теплоносителей), м; $d_s = 2 \cdot \delta$ – эквивалентный диаметр канала (δ – расстояние между пластинами, равное удвоенной высоте каплевидных выступов), м; ρ – плотность теплоносителей, кг/м³; V – средняя скорость теплоносителей в каналах пластинчатого теплообменника, м/с.

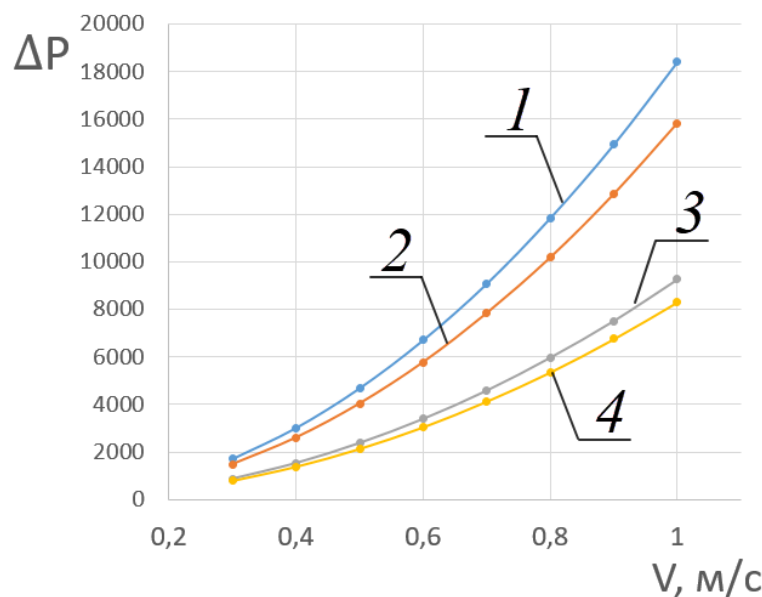


Рис. 2. Графики зависимости потерь давления в каналах пластинчатого теплообменника по патентам [4] (линии 1 и 2) и [5] (кривые 3 и 4) от скорости движения теплоносителей в штуцерах: 1 и 3 – для холодного теплоносителя; 2 и 4 – для горячего теплоносителя

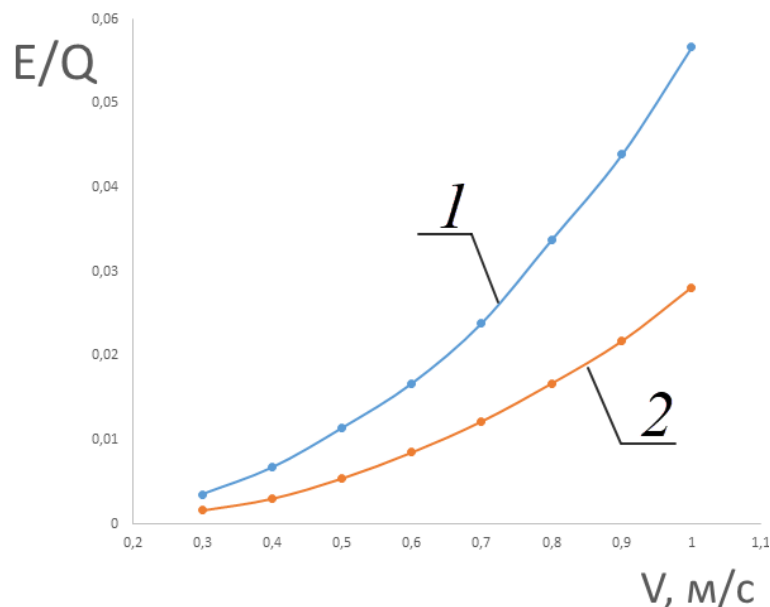


Рис. 3. Графики зависимости отношения потери мощности на перекачку теплоносителей к количеству передаваемого тепла от скорости теплоносителей в штуцерах пластинчатых теплообменников: 1 – по патенту [4]; 2 – по патенту [5]

Зависимость для расчета коэффициента гидравлического сопротивления записывается в следующем виде [1]:

$$\xi = \frac{A}{Re^m}, \quad (4)$$

где Re – критерий Рейнольдса (рассчитывается по скорости в каналах пластины); A и m определяются из экспериментальных данных (по данным компьютерного моделирования).

Коэффициент гидравлического сопротивления при одинаковых значениях Рейнольдса двух потоков будет иметь разные значения из-за изменения свойств теплоносителя (в рассматриваемом случае воды) с температурой.

На рис. 4 представлены графики зависимости коэффициента гидравлического сопротивления от критерия Рейнольдса при параметрах горячего и холодного теплоносителей в каналах пластинчатого теплообменника по патенту [5].

Для определения показателя степени m при критерии Рейнольдса в уравнении (4) применен стандартный метод – линеаризация функции. После логарифмирования уравнения (4) получено уравнение прямой линии:

$$\lg \xi = \lg A - m \cdot \lg Re, \quad (5)$$

где тангенс угла наклона полученной прямой линии равен показателю степени $m = -0,039$.

Далее определено значение коэффициента $A = 8,195$. В результате уравнение (4) приняло следующий вид:

$$\xi = \frac{8,195}{Re^{0,039}}. \quad (6)$$

Сопоставление результатов компьютерного моделирования по определению потерь давления в каналах пластинчатого теплообменника по патенту [5] и расчета по уравнению (3) с учетом уравнения (6) представлено на рис. 5.

В общем случае критерий Нуссельта определяется по следующему уравнению [1]:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_s}{\lambda} = B \cdot Re^n \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (7)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); λ – коэффициент теплопроводности при средней температуре теплоносителя, Вт/(м·К); Pr – критерий Прандтля, рассчитанный при средней температуре теплоносителя; Pr_{cm} – критерий Прандтля, рассчитанный при температуре стенки со стороны теплоносителя; B и n определяются из экспериментальных данных (результатов компьютерного моделирования).

Для нагреваемых жидкостей можно принимать

$\left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 1$, для охлаждающихся жидкостей

$\left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 0,93$, для газов $\left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 1$ [6].

В ходе компьютерного моделирования определены значения критерия Нуссельта в зависимости от различных значений критерия Рейнольдса. Для определения B и n в уравнении (7) построена следующая зависимость (рис. 6):

$$Y = \frac{Nu}{Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}} = f(Re). \quad (8)$$

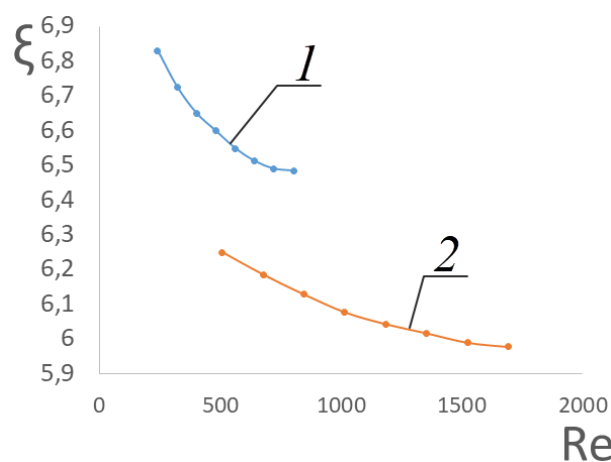


Рис. 4. Графики зависимости коэффициента гидравлического сопротивления от критерия Рейнольдса в каналах пластинчатого теплообменника по патенту [5]:

1 – для потока холодного теплоносителя; 2 – для потока горячего теплоносителя

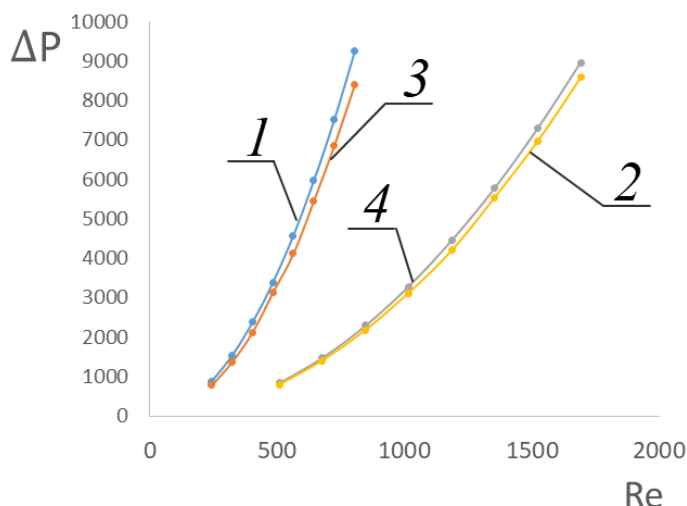


Рис. 5. Графики зависимости потерь давления в каналах пластинчатого теплообменника по патенту [5] от критерия Рейнольдса:

1 – холодный поток, результаты компьютерного моделирования; 2 – горячий поток, результаты компьютерного моделирования; 3 – холодный поток, результаты расчета по уравнению (3) с учетом (6); 4 – горячий поток, результаты расчета по уравнению (3) с учетом (6). Среднеквадратичное отклонение значений, полученных с помощью компьютерного моделирования, от расчетных по уравнению (3) с учетом эмпирической зависимости (6), составляет 2,38 %

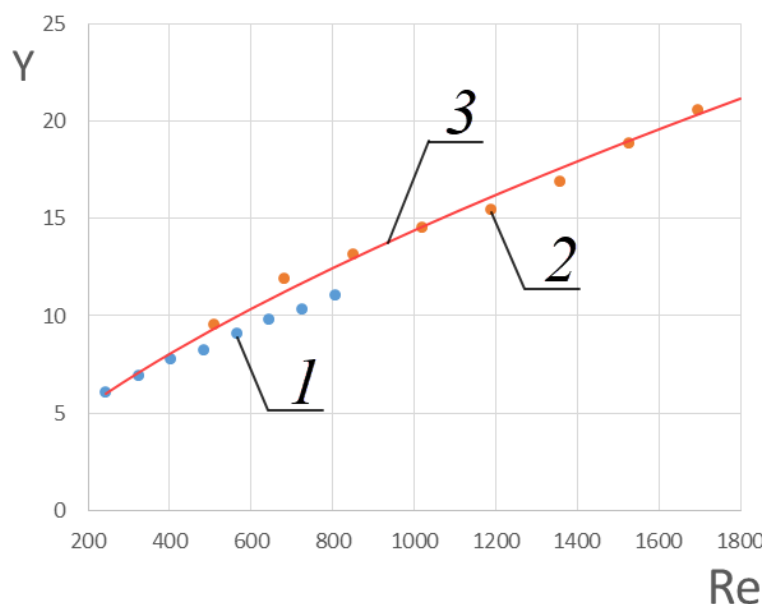


Рис. 6. Графическая зависимость, показывающая влияние критерия Рейнольдса на критерий Нуссельта в пластинчатом теплообменнике с пластинами с каплевидным рельефом:

1 – поток холодного теплоносителя; 2 – поток горячего теплоносителя; 3 – кривая, описываемая уравнением (9)

При обработке полученных результатов, представленных на рис. 6, методом линеаризации функции была получена зависимость:

$$Nu = 0,200 \cdot Re^{0,62} \quad (9)$$

В результате окончательный вид уравнения для расчета критерия Нуссельта применительно к пластинчатому теплообменнику по патенту [5] имеет следующий вид:

$$Nu = 0,200 \cdot Re^{0,62} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (10)$$

Уравнение (10) имеет схожий вид с формулой Думмета [1] для ленточно-поточной пластины с горизонтальными гофрами при эквивалентном диаметре $d_s = 2 \cdot \delta = 0,006$ м, большем чем в исследуемом пластинчатом теплообменнике по патенту [5], у которого $d_s = 0,0032$ мм:

$$Nu = 0,165 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (11)$$

Таким образом, зависимость (10) будет давать достоверные результаты и при больших значениях d_s , чем в исследуемом пластинчатом теплообменнике, что подтверждает надежность эмпирических зависимостей, полученных с использованием теории подобия.

Среднеквадратичное отклонение при расчете критерия Нуссельта по уравнению (10) от результатов, полученных с помощью компьютерного моделирования, составляет 2,08 %.

Используя уравнения (10) и (6), можно подобрать конструктивные и режимные параметры работы пластинчатого теплообменника по патенту [5], при которых будут обеспечиваться минимальные суммарные затраты на сам теплообменник и на перекачку теплоносителей через его каналы.

Выводы

1. Пластинчатый теплообменник по патенту [5] с новой конструкцией теплосовмещающих пластин, на которых выполнены выступы и впадины в виде полукапли, направленные по линиям тока, обеспечивает меньшие энергетические затраты для передачи заданного количества тепла в сравнении пластинчатым теплообменником по патенту [4] и соответственно с типовыми гофрированными пластинами.

2. С использованием модуля вычислительной гидродинамики «Flow Simulation» программы «SolidWorks» для 3D-моделирования получены эмпирические зависимости (6) и (10) для расчета потерь давления и коэффициентов теплоотдачи в перспективном пластинчатом теплообменнике по патенту [5].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Барановский, Н. В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н. В. Барановский, Л. М. Коваленко, А. Р. Ястребенецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 288 с.
2. Силин, А. М. Снижение энергетических затрат на перекачивание теплоносителей при обеспечении необходимого количества передаваемой теплоты в пластинчатом теплообменнике / А. М. Силин, М. Г. Лагуткин, Е. Ю. Баранова // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2023. – № 8. – С. 3–6. <https://www.doi.org/10.1007/s10556-024-01282-0>
3. Бажан, П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 365 с.
4. Пат. № 216818 РФ, F28F 3/083. Пластинчатый теплообменный аппарат / А. М. Силин, М. Г. Лагуткин, И. Ю. Голованов. – 2023.
5. Пат. № 227085 РФ, F28F 3/083. Пластинчатый теплообменный аппарат / А. М. Силин, М. Г. Лагуткин, А. Е. Тюрина, И. Ю. Голованов. – 2024.
6. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учеб. пособие для вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков; под ред. чл.-корр. АН СССР П. Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.