

А. Г. Лаптев, Р. Н. Хамидуллин, А. А. Ахмитшин

**СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СПОСОБОВ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА  
В ТРУБЧАТЫХ И ПЛАСТИНЧАТЫХ АППАРАТАХ**

*Ключевые слова* Теплообмен, коэффициенты теплоотдачи, пластинчатые и трубчатые аппараты, методы интенсификации, число Нуссельта.

*Представлены экспериментальные данные по теплопередаче в трубчатых и пластинчатых теплообменниках с поверхностными и объемными интенсификаторами. Отмечено, что наиболее актуальной задачей является интенсификация теплоотдачи в каналах аппаратов при движении жидких сред с повышенной вязкостью (синтетические и минеральные масла, мазут и другое). За счет применения интенсификаторов обеспечивается переход от ламинарного режима к турбулентному при небольших числах Рейнольдса (менее 500-600), что дает резкое повышение коэффициентов теплоотдачи (в 5-15 раз). Для трубчатых и пластинчатых теплообменников даны результаты экспериментальных исследований при применении в качестве объемных интенсификаторов нерегулярных (хаотичных) металлических насадок с размером одного элемента 6 мм. Показаны графические зависимости для числа Нуссельта и коэффициента гидравлического сопротивления и сравнение с различными способами интенсификации (кольцевыми вставками и проволочными вставками). Установлено повышение коэффициентов теплоотдачи при нагреве трансформаторного, промышленного и гидравлического масел в 6-15 раз по сравнению с гладкими каналами в зависимости от числа Рейнольдса. Рассмотрены теоретические выражения для числа Нуссельта в каналах с интенсификаторами и сравнение с экспериментальными данными.*

A. G. Laptev, R. N. Khamidullin, A. A. Akhmitshin

**COMPARATIVE CHARACTERISTICS OF METHODS FOR INTENSIFYING HEAT TRANSFER  
IN TUBULAR AND LAMELLAR APPARATUSES**

*Keywords:* heat transfer, heat transfer coefficients, plate and tube devices, intensification methods, Nusselt number.

*Experimental data on heat transfer in tubular and plate heat exchangers with surface and volume intensifiers are presented. It is noted that the most urgent task is to intensify heat transfer in the channels of the devices during the movement of liquid media with increased viscosity (synthetic and mineral oils, fuel oil, etc.). Due to the use of intensifiers, the transition from laminar to turbulent mode is ensured at low Reynolds numbers (less than 500-600), which gives a sharp increase in heat transfer coefficients (by 5-15 times). For tubular and plate heat exchangers, the results of experimental studies are given when using irregular (chaotic) metal nozzles with a single element size of 6 mm as volumetric intensifiers. Graphical dependences for the Nusselt number and the coefficient of hydraulic resistance are shown, as well as a comparison with various methods of intensification (annular projections and wire inserts). An increase in heat transfer coefficients during heating of transformer, industrial and hydraulic oils by 6-15 times compared with smooth channels, depending on the Reynolds number, has been established. Theoretical expressions for the Nusselt number in channels with intensifiers and comparison with experimental data are considered.*

**Введение**

В процессах химической технологии и теплоэнергетики значительную долю промышленного оборудования составляют теплообменные аппараты. Разделение веществ, а также химических превращений требует нагрева, а также охлаждения исходных смесей, технологических потоков между установками, а также получаемых продуктов по требуемым температурам. В основном применяются кожухотрубчатые и пластинчатые теплообменники, а также погружные, смесительные и другие конструкции. При заданном температурном режиме конструктивные и массогабаритные характеристики теплообменных аппаратов зависят от эффективности процессов теплообмена. В свою очередь выбор конструктивных характеристик аппаратов зависит от требуемой эффективности теплопередачи. За многие десятилетия развития теории и практики теплообменных процессов разработаны различные методы интенсификации явлений переноса теплоты в аппаратах различных конструкций, основными из которых являются пассивные и активные. Активные заключаются в подводе внешней

энергии в аппараты за счет механического перемешивания, вибраций, пульсаций, электромагнитного или акустического воздействия. Следует отметить, что на предприятиях промышленной химии, нефтехимии, нефтегазопереработки, металлургии, а также тепловых станциях в основном применяются пассивные методы. Пассивные методы обеспечивают турбулизацию потоков, разрушение пограничного слоя, увеличение движущей силы теплопередачи и поверхности теплообмена. Пассивные методы подразделяются на поверхностные и объемные. Поверхностные за счет создания на теплообменной поверхности выступов, лунок, накаток, шероховатости, проволочных вставок и так далее. Объемные за счет пористых вставок, завихрителей, неупорядоченных насадок и т. д. Целью интенсификации является снижение массогабаритных характеристик аппаратов при заданной эффективности теплообмена, а также повышение интенсивности нагрева или охлаждения сред если это требуется при проектировании или модернизации технологических установок.

Почти все способы интенсификации теплообмена связаны с повышением механической энергии по по-

дачу теплоносителей, то есть с повышением гидравлического сопротивления аппаратов. Для оценки и выбора способов интенсификации применяются энергетические коэффициенты и комплексы Кирпичева, Антуфьева, Сполдинга и другие. В обзорных статьях [1-4] и монографиях [5-10] отмечен большой вклад в решение проблемы интенсификации теплообмена А. И. Леонтьевым, Б.С. Петуховым, С. А. Исеевым, Г. А. Дрейцером, В.А. Кирпиковым, А. А. Гухманым, В. К. Мигаем, Ю.Ф. Гортышовым, И. А. Поповым, Ю.А. Кузьма-Китча и многими другими. Особо важно интенсифицировать процесс при ламинарном режиме течения теплоносителей для жидких сред с повышенной вязкостью (масла, мазут и другое) [11]. Например, за счет поверхностных интенсификаторов происходит переход от ламинарного режима в турбулентный при числах Рейнольдса более 300-500, а при применении объемных – более 30-50. При этом повышение коэффициента теплоотдачи может происходить в 10-18 раз по сравнению с гладким каналом, что не раз отмечалось в работах вышеперечисленных и других авторов.

Несмотря на доступные успехи в России и за рубежом продолжают исследования и внедрения различных методов интенсификации, как для теплообменных, так и массообменных процессов [12-22].

Например, выполнены исследования и обобщены данные по гидравлическому сопротивлению и эффективности теплообмена профилированных каналов для теплообменных аппаратов [12]. Рассмотрены процессы теплообмена в пластинчатом теплообменнике с диффузорными каналами [13]. Влияние поверхностных интенсификаторов в виде лунок различной формы на теплообмен исследовано в работе [14], а также аномальное повышение теплообмена за счет применения наклонных канавок в канале представлено в работах [15,16]. Гидравлические и теплообменные характеристики теплоносителей при турбулентном режиме в аппарате рассмотрено в работе [17]. Исследования микроканальных воздушных теплообменников выполнены в работе [18], где показано увеличение интенсивности теплообмена и повышение прочности таких аппаратов. Влияние орошения на тепловые характеристики конденсатора с воздушным охлаждением рассмотрено в работе [19]. Исследования объемных интенсификаторов (насадок и вставок) в различных теплообменных аппаратах представлены в работах [3,5,20-22].

Таким образом, различными авторами продолжают исследования гидравлических и теплообменных характеристик аппаратов с интенсификацией процессов.

Целью данной работы является представление полученных авторами экспериментальных данных по исследованию объемных интенсификаторов в трубчатых и пластинчатых теплообменниках при нагреве жидких сред с повышенной вязкостью и сравнительный анализ с другими типами.

### Экспериментальная часть

В теплообменнике типа «труба в трубе» выполнены экспериментальные исследования теплопере-

дачи от горячей воды (наружная труба) к нагреваемому индустриальному маслу И-Л-А-10 (И-8А) во внутренней трубе [20-22]. Диаметр внутренней трубы 25 мм, а наружной 37 мм. Во внутренней трубе размещена нерегулярная металлическая насадка «Инжехим - 2012» с размером одного элемента 6 мм (рис. 1).



Рис. 1 – Вид элемента «Инжехим 2012» [6]

Fig. 1 – View of the element "Injekhim 2012" [6]

При свободном размещении насадки удельная поверхность составила  $a_v = 580 \text{ м}^2/\text{м}^3$  с свободным объемом  $\epsilon_{св} = 0,95$ . Эквивалентный диаметр насадки  $d_{эН} = 4\epsilon_{св}/a_v = 0,0066 \text{ м}$ . Движение теплоносителей-противоточное. Температура горячей воды на входе равна  $t_{вн} = 55,75 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура масла  $t_{мн} = 40,7 \text{ }^\circ\text{C}$ . Расход воды  $L_v = 0,23 \text{ кг/с}$ , где индексы: м – масло; в – вода; н – начальное значение. Проводились три серии экспериментов с постоянным расходом воды и различным расходом масла  $L_m = 0,0242; 0,0312 \text{ и } 0,0383 \text{ кг/с}$ . Числа Рейнольдса при средних температурах воды равно  $Re_v = 10200$  и масла  $Re_m = 173; 222 \text{ и } 267$ . Длина внутренней трубы с насадкой  $H = 1,0 \text{ м}$ , внутренний диаметр  $d = 0,021 \text{ м}$ . Вид теплообменника с насадкой дан на рис. 2.



Рис. 2 – Вид теплообменника в разрезе с хаотичной насадкой

Fig. 2 – A cross-section view of the heat exchanger with a chaotic nozzle

В результате экспериментов измерялись температуры воды и масла на входе и выходе, массовые расходы и перепад давления масла. В результате обработки и обобщения экспериментальных данных получены коэффициент теплопередачи  $K$ , коэффициенты теплоотдачи для воды  $\alpha_v$  и масла  $\alpha_m$ , а также числа Нуссельта. Причем числа Нуссельта записываются как определены отнесенные к внутреннему диаметру трубы  $Nu_d = \alpha_m d / \lambda_m$ , а также к эквивалентному диаметру насадки  $Nu_3 = \alpha_m d_{эН} / \lambda_m$ . Аналогично вычислено число Рейнольдса  $Re_3 = u_{ср} d_{эН} / (\epsilon_{св} \nu_m)$ , где  $u_{ср}$  – средняя скорость масла по полное сечение трубы, м/с;  $\nu_m$  – кинематический коэффициент вязкости масла,  $\text{м}^2/\text{с}$ . Теплофи-

зические свойства индустриального масла: плотность  $\rho_M = 852 \text{ кг/м}^3$ ; теплопроводность  $\lambda_M = 0,132 \text{ Вт/(мК)}$ ; удельная теплоемкость  $c_{pM} = 1970 \text{ Дж/(кгК)}$ ; вязкость  $\mu_M = 0,0085 \text{ Па} \cdot \text{с}$ ; число Прандтля  $Pr_M = 128$ .

В результате экспериментов установлено, что при нагреве индустриального масла в аппарате с насадкой коэффициент теплоотдачи больше в 10-15 раз, чем без насадки [20-22].

Также выполнены экспериментальные исследования пластинчатого теплообменника с гладкими пластинами, и с засыпанными в канал аналогичной насадки (рис. 1). Пластинчатый теплообменник имеет следующие характеристики: поверхность теплопередачи  $F=0,32 \text{ м}^2$ ; длина пути жидкости  $l_{ж} = 0,45 \text{ м}$ ; число ходов – 2; ширина канала  $h = 0,01 \text{ м}$ ; высота канала  $H = 0,195 \text{ м}$ ; эквивалентный диаметр канала  $d_{эк} = 0,019 \text{ м}$ ; площадь сечения  $S_0 = 0,00195 \text{ м}^2$ . Вид теплообменника с насадкой на рис. 3.



Рис. 3 – Теплообменник с хаотичными элементами в каналах

Fig. 3 – Heat exchanger with chaotic elements in channels

Исследован теплообмен при нагреве минерального гидравлического масла Роснефть HLP 46 водяным паром с температурой  $T_{пар} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ . Начальная температура нагреваемого масла  $T_{мн} \approx 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Расход масла  $L$  от 0,145 до 1,67 кг/с. Теплофизические свойства масла:  $\rho_M = 877 \text{ кг/м}^3$  (при  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ ); коэффициент кинематической вязкости  $\nu_M = 4,81 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $c_{pM} = 2000 \text{ Дж/(кгК)}$ ;  $\lambda_M = 0,131 \text{ Вт/(мК)}$ ; число Прандтля  $Pr_M = 650$ .

Свободно засыпанные в прямоугольные каналы теплообменника насадочные элементы имеют удельную поверхность  $a_v = 288 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ;  $\varepsilon_{св} = 0,92$ ;  $d_{эн} = 0,013 \text{ м}$ . Следует отметить, что во внутренней трубе рассмотренного выше теплообменника (рис.2) разместилось больше элементов насадок того же размера, так как внутренний диаметр трубы 21 мм по сравнению с шириной канала 10 мм в пластинчатом аппарате (рис.3).

В результате получены экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению течения масла, коэффициентам теплопередачи и теплоотдачи. На рисунке 4 даны зависимости числа Нуссельта для масла в теплообменнике без насадки и с насадкой, а на рисунке 5 зависимость числа  $Nu_d$  и

коэффициента гидравлического сопротивления  $\xi_d$  канала с насадкой от числа  $Re_d = u_M d_{эк} / \nu_{ж}$ , где  $u_M$  – скорость масла в канале, м/с.

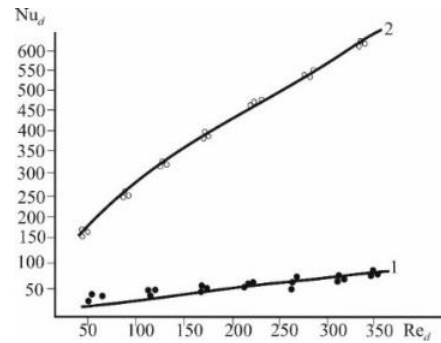


Рис. 4 – Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса при нагреве минерального гидравлического масла в пластинчатом теплообменнике с гладкими пластинами (линия 1) и с хаотичными насадками (линия 2). Точки – экспериментальные данные

Fig. 4 – Dependence of the Nusselt number on the Reynolds number when heating mineral hydraulic oil in a plate heat exchanger with smooth plates (line 1) and with chaotic nozzles (line 2). Points – experimental data

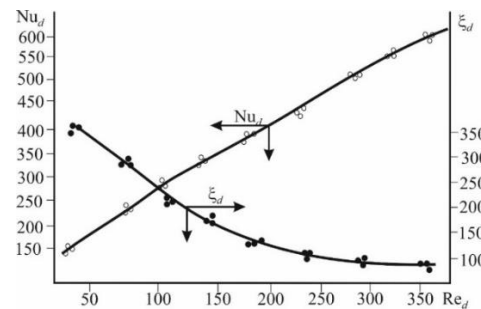


Рис. 5 – Зависимость числа Нуссельта и коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса в пластинчатом теплообменнике с хаотичной насадкой. Процесс нагрева минерального гидравлического масла ( $T_{мн} = 20-24 \text{ }^\circ\text{C}$ ) водяным паром ( $T_{пар} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Fig. 5 – Dependence of the Nusselt number and the coefficient of hydraulic resistance on the Reynolds number in a plate heat exchanger with a chaotic nozzle. The process of heating mineral hydraulic oil ( $T_{mh} = 20-24 \text{ }^\circ\text{C}$ ) with steam ( $T_{par} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Коэффициент гидравлического сопротивления канала  $\xi_d$  и насадки  $\xi_H$  вычислялись по выражениям Дарси–Вейсбаха с перепадом давления масла, полученного экспериментально.

$$\xi_d = \frac{2d_{эк}\Delta P_M}{\rho_M l_{ж} u_{ж}^2}, \quad \xi_H = \frac{2d_{эн}\Delta P_M}{\rho_M l_{ж} (u_{ж} / \varepsilon_{св})^2}, \quad (1)$$

где  $\Delta P_M$  – перепад давления масла, Па;  $u_{ж}$  – средняя скорость масла в канале, м/с. Очевидна связь

$\xi_d = \xi_{\text{эн}} d_{\text{эн}} / (d_{\text{эн}} \varepsilon_{\text{эн}}^2)$ . Получено в результате обработки экспериментальных данных выражение для насадки  $\xi_{\text{н}} = 5171 / \text{Re}_3^{0,85}$ .

Как следует из экспериментальных исследований число Нуссельта в теплообменнике с насадкой больше, чем в теплообменнике с гладкими каналами в 6-12 раз, а гидравлическое сопротивление в 4-6,5 раз.

### Сравнительные характеристики интенсификаторов

Метод единиц переноса применяется при условии Выполнено сравнение теплогидравлических характеристик поверхностных и объемных интенсификаторов в каналах теплообменных аппаратов. Использовались как известные экспериментальные данные различных исследователей, опытные результаты, приведенные в статье, а также расчеты по уравнениям математических моделей. Например для определения числа Нуссельта в каналах с различными поверхностными интенсификаторами удовлетворительные результаты дает расчет по выражению, полученному с применением модели турбулентного пограничного слоя ( $\text{Re}_d > 300 - 500$ ) [6]

$$\text{Nu}_{\text{дш}} = \frac{\text{Re}_d \sqrt{\xi_{\text{ш}}/8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43}}{6,52 (\text{Re}_d^{0,125} \xi_{\text{ш}}^{0,5})^{-1} + 2,5 \ln(0,0135 \text{Re}_d^{1,125} \xi_{\text{ш}})} \quad (2)$$

где  $\xi_{\text{ш}}$  - коэффициент гидравлического сопротивления шероховатого канала.

Число Нуссельта в аппаратах с объемными интенсификаторами (насадками) можно вычислить по зависимости [6] ( $\text{Re}_3 > 40$ )

$$\text{Nu}_3 = \frac{1,85 \text{Re}_3^{0,75} (\xi_{\text{н}}/2)^{0,25} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,33}}{0,67 \text{Re}_3^{0,125} \xi_{\text{н}}^{-0,25} + 2,5 \ln[6,49 (\text{Re}_3 \xi_{\text{н}})^{0,25}]} \quad (3)$$

где  $\xi_{\text{н}}$  - коэффициент гидравлического сопротивления насадки;  $\text{Nu}_3 = \alpha_{\text{ж}} d_{\text{эн}} / \lambda_{\text{ж}}$  - число Нуссельта для насадки. Например, при  $\text{Re}_3 = 68,4$  и  $\xi_{\text{н}} = 142,1$  расчет по выражению (3)  $\text{Nu}_3 / \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} = 11,9$ , а экспериментальные данные  $\text{Nu}_3 = 10,9$ . При  $\text{Re}_3 = 273,1$ ,  $\xi_{\text{н}} = 43,8$  - расчет  $\text{Nu}_3 / \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} = 24,3$ , а эксперимент  $\text{Nu}_3 / \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} = 23,9$ . Таким образом, выражение (3) дает вполне удовлетворительное согласование с экспериментом по числу  $\text{Nu}_3$  для гидравлического масла ( $\text{Pr}_{\text{ж}} = 650$ ). Для канала следует отношение между числами  $\text{Nu}_d = \text{Nu}_3 d_{\text{эк}} / d_{\text{эн}}$ .

На рис.6 для сравнения с поверхностными интенсификаторами представлены расчетные и экспериментальные результаты для теплообменника типа «труба в трубе» при нагреве трансформаторного масла ( $\text{Pr}_{\text{м}} \approx 200$ ). В работе [11] исследованы поперечные кольцевые выступы при отношении шага S к диаметру трубы d в виде  $S/d = 0,75$ , а также в трубе с проволочными вставками при отношении диаметра проволоки  $d_{\text{пр}}$  к диаметру трубы  $d_{\text{пр}} / d = 0,171$ .

Для поверхностных интенсификаторов использованы экспериментальные данные, обобщенные в монографии [11], где даны отношения  $\text{Nu}_d / \text{Nu}_{\text{до}}$  ( $\text{Nu}_{\text{до}}$  - без интенсификаторов) при различных геометрических параметрах  $S/d$  и  $d_{\text{пр}}/d$ . Для сравнения выбраны максимальные значения  $\text{Nu}_d / \text{Nu}_{\text{до}}$ , которые соответствуют значениям  $S/d = 0,75$  и  $d_{\text{пр}}/d = 0,171$  (рис.6). Из рисунка видно, что поверхностные интенсификаторы дают повышение коэффициентов теплоотдачи до 5,5 раз, а объемные (насадка) в 10-12 раз при нагреве трансформаторного масла.

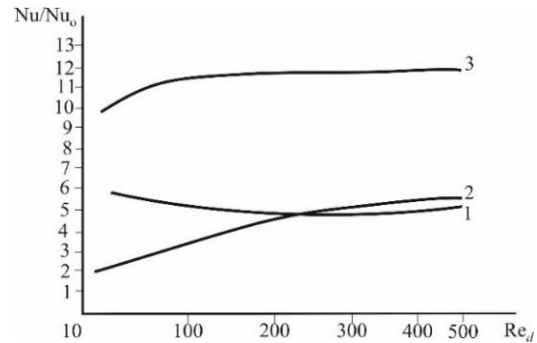


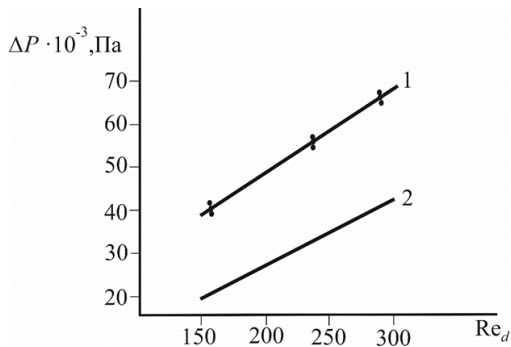
Рис. 6 – Зависимость отношения чисел Нуссельта в теплообменниках с интенсификаторами к числу Нуссельта в гладких каналах. 1 – эксперимент для теплообменника в трубах с поперечными кольцевыми выступами при  $S/D=0,75$  [11]; 2 – эксперимент для теплообменника труба в трубе с проволочными вставками при  $d/D=0,171$  [11]; 3 – расчет по выражению (3) для пластинчатого теплообменника с хаотичной насадкой. Трансформаторное масло ( $\text{Pr}_{\text{м}} \approx 200$ )

Fig. 6 – Dependence of the ratio of Nusselt numbers in heat exchangers with intensifiers to the Nusselt number in smooth channels. 1 – experiment for a heat exchanger in pipes with transverse annular projections at  $S/D=0.75$  [11]; 2 – experiment for a pipe-in-pipe heat exchanger with wire inserts at  $d/D=0.171$  [11]; 3 – calculation by expression (3) for a plate heat exchanger with a chaotic nozzle. Transformer oil ( $\text{Rgm} \approx 200$ )

Сравнительные характеристики теплоотдачи и гидравлического сопротивления при нагреве индустриального масла в теплообменниках «труба в трубе» и пластинчатом, где использованы хаотичные насадки (рис.1) представлены на рисунках 7, 8. На данных рисунках линии 1 и точки экспериментальные данные [20-22], а линии 2 расчетные значения для пластинчатого теплообменника, где числа  $\text{Nu}_d$  вычислялись по формуле (3), а перепад давления на основе полученного из эксперимента коэффициента гидравлического сопротивления масла.

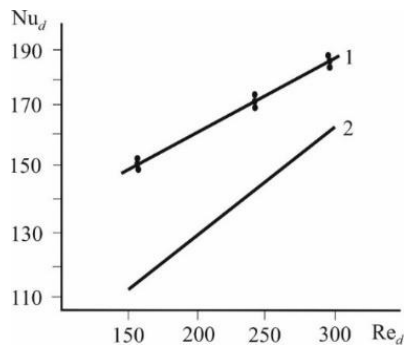
Число Нуссельта в теплообменнике «труба в трубе» больше, чем в пластинчатом примерно на 15-30 %, а перепад давления масла на 20-40%. Это можно объяснить тем, что, как отмечено выше, удельная поверхность насадки в трубе  $a_v = 580$

$\text{м}^2/\text{м}^3$ , а между пластинчатыми  $a_v = 288 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , то есть в два раза меньше. При размещении насадки в пластинчатом теплообменнике промышленного размера, то есть с расстоянием между пластинами 20-25 мм теплогидравлические характеристики этих аппаратов должны быть примерно одинаковые. Однако преимущество у пластинчатого теплообменника заключается в конструктивном исполнении, что дает возможность получить большее значение поверхности теплопередачи, чем у трубчатого.



**Рис. 7 – Зависимость перепада давления промышленного масла от числа  $Re_d$  в теплообменных аппаратах с объемными интенсификаторами: 1 – теплообменник труба в трубе с насадкой ( $a_v = 580 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ), точки – эксперимент; 2 – пластинчатый теплообменник с насадкой ( $a_v = 288 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ) – расчет**

**Fig. 7 – The dependence of the pressure drop of industrial oil on the number of Reds in heat exchangers with volumetric intensifiers: 1 – heat exchanger tube in a tube with a nozzle ( $a_v = 580 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ), points – experiment; 2 – plate heat exchanger with nozzle ( $a_v = 288 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ) – calculation**



**Рис. 8 – Зависимость числа Нуссельта от числа  $Re_d$  для теплообменников с насадками : 1 – теплообменник труба в трубе, точки – эксперимент; 2 – пластинчатый теплообменник – расчет по выражению (3). Нагрев промышленного масла**

**Fig. 8 – Dependence of the Nusselt number on the  $Re_d$  number for heat exchangers with nozzles: 1 – pipe-in-pipe heat exchanger, points – experiment; 2 – plate heat exchanger – calculation using expression (3). Heating of industrial oil**

### Выводы

В результате выполненных экспериментальных исследований, расчетов, а также с привлечением

опытных данных различных авторов даны сравнительные характеристики по числам Нуссельта и гидравлического сопротивления при нагреве жидких сред с повышенной вязкостью (масел) в теплообменниках с поверхностными и объемными интенсификаторами.

Показано, что поверхностные интенсификаторы (выступы на поверхности труб и провололочные вставки) обеспечивают повышение числа Нуссельта до 5,5 раз по сравнению с гладкими трубами, а поверхностные – в 10–15 раз при числах Рейнольдса от 50 до 500, т.е. когда без интенсификаторов режим течения масла ламинарный и число Нуссельта имеет очень низкое значение. Отмечено преимущество пластинчатого теплообменника с хаотическими насадочными элементами по сравнению с теплообменником типа «труба в трубе». Следует отметить, что окончательный выбор способов интенсификации должен выполняться после технико-экономического анализа различных вариантов.

Проведенные исследования могут использоваться при проектировании или модернизации теплообменных аппаратов с вязкими средами в различных отраслях промышленности и теплоэнергетике.

«Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 25-29-00129, <https://rscf.ru/project/25-29-00129/>»

### Литература

1. А.И. Леонтьев, В.В. Олимпиев. Известие Академии наук «Энергетика». **1**. 7–31. (2011).
2. А.И. Леонтьев, В.В. Олимпиев. ТВТ. **45**. 6. 925–953. (2007).
3. И. А. Попов, Ю. Ф. Гортышов, В. В. Олимпиев, Теплоэнергетика, **1**, 3 (2012).
4. A.I. Leont'ev, Yu.A. Kuzma-Kichta, S.V. Veretennikov, O.A. Evdokimov. High Temperature. **60**. 2. 267–280. (2022).
5. И. А. Попов, Х. М. Махьянов, В. М. Центр инновационных технологий, Казань: 560. (2009).
6. А. Г. Лаптев, М. М. Башаров, Е. А. Лаптева. 2-е издание, исправленное. Старый Оскол : Тонкие наукоемкие технологии. 288. (2025).
7. Ю.В. Видин, В.В. Иванов, Р.В. Казаков. Сибирский федеральный университет. Москва, Красноярск, ИНФРА-М, СФУ. 166. (2018).
8. С. Л. Деменок. Санкт-Петербург: Н-Пром Бюро. 285 с. (2012).
9. Ю. Ф. Гортышов, В. В. Олимпиев, Б. Е. Байгалиев. Казань : Изд-во Казан. гос. техн. ун-та. 432. (2004).
10. А.В. Трошин, А.М. Наумов. Воронеж: АГБОУ «Воронежский гос. техн. ун-т». 132. (2016).
11. Ю.Г. Назмеев. М.: Энергоатомиздат. 376. (1998).
12. А.Л. Ефимов, О.К. Бережная, М.Ю. Юркина. // Вестник МЭИ. **5**. 72–82. (2016).
13. В. Г. Лушчик, А. И. Решмин. ТВТ. **62**:3. 374-382. (2024).
14. D. Kong, Sh. Ren, S. Isaev, C. Liu, S. Liu, X. Niu. International Journal of Thermal Sciences. **209**. 109531. (2025).
15. С.А. Исаев, Д.В. Никущенко, Н.И. Михеев, Н.С. Душин, О.О. Мильман, А.А. Ключ, Е.А. Осюк. Высокие температуры. **62**. 4. 460–470. (2024).
16. S. A. Isaev, S. Z. Sapozhnikov, D. V. Nikushchenko [et al.] Fluid Dynamics. **59**. 1. 49-59. (2024).
17. I.A. Popov, V.M. Gureev, M.V. Gureev, Yu.V. Zhukova, A.D. Chorny, T.A. Baranova, I.G. Kukharchuk, I.A. Popov.

- Journal of Engineering Physics and Thermophysics. **97**. 7. 1840–1853. (2024).
18. А. Г. Сайфетдинов, Ю. А. Фирсова, Д. Д. Дюжин. Вестник Технологического университета. **28**, 7. 113-116. (2025).
19. О. С. Дмитриева, А. В. Дмитриев, М. Г. Гарипов // Вестник Технологического университета. **28**, 1. 117-121. (2025).
20. А. Г. Laptev, Т. М. Farakhov, Е. А. Lapteva. Journal of Engineering Thermophysics. **30**. 2. 293-299. (2021).
21. А.Г. Laptev, Т.М. Farakhov, Е.Р. Afanas'ev. Theoretical Foundations of Chemical Engineering. **52**. 5. 853-858. (2018).
22. А. Г. Лаптев, А. А. Ахмитшин. Теплофизика и аэромеханика. **32**, 3. 529-542. (2025).
9. Yu. F. Gortyshov, V.V. Olimpiev, B.E. Baigaliev. Kazan: Kazan Publishing House. state technical University. 432. (2004).
10. A.V. Troshin, A.M. Naumov. Voronezh: AGBOU "Voronezh Gos. tech. un-t." 132. (2016)
11. Yu.G. Nazmeev. М.: Energoatomizdat. 376. (1998).
12. A.L. Efimov, O.K. Berezhnaya, M.Yu. Yurkina //Bulletin MPEI. 5. 72–82. (2016).
13. V. G. Lushchik, A. I. Reshmin. TVT. 62:3. 374-382. (2024).
14. D. Kong, Sh. Ren, S. Isaev, C. Liu, S. Liu, X. Niu. International Journal of Thermal Sciences. 209. 109531. (2025).
15. S.A. Isaev, D.V. Nikushchenko, N.I. Mikheev, N.S. Dushin, O.O. Milman, A.A. Klyus, E.A. Osiyuk. High temperatures. 62. 4. 460–470. (2024).
16. S. A. Isaev, S. Z. Sapozhnikov, D. V. Nikushchenko [et al.] Fluid Dynamics. **59**. 1. 49-59. (2024).
17. I.A. Popov, V.M. Gureev, M.V. Gureev, Yu.V. Zhukova, A.D. Chorny, T.A. Baranova, I.G. Kukharchuk, I.A. Popov. Journal of Engineering Physics and Thermophysics. **97**. 7. 1840–1853. (2024).
18. А. Г. Сайфетдинов, Ю. А. Фирсова, Д. Д. Дюжин. Bulletin of the University of Technology. 28, 7. 113-116. (2025).
19. O.S. Dmitrieva, A.V. Dmitriev, M.G. Garipov, Herald of Technological University. 28, 1. 117-121. (2025).
20. А. Г. Laptev, Т. М. Farakhov, Е. А. Lapteva. Journal of Engineering Thermophysics. **30**. 2. 293-299. (2021).
21. А.Г. Laptev, Т.М. Farakhov, Е.Р. Afanas'ev. Theoretical Foundations of Chemical Engineering. **52**. 5. 853-858. (2018).
22. А. Г. Laptev, А. А. Akhmitshin. Thermophysics and aeromechanics. **32**, 3. 529-542. (2025).

## References

1. A.I. Leontyev, V.V. Olympiev. News of the Academy of Sciences "Energetika" 1. 7–31. (2011).
2. A.I. Leontyev, V.V. Olympiev. TVT. 45. 6. 925–953. (2007).
3. I. A. Popov, Yu. F. Gortyshov, V. V. Olympiev, Heat Engineering, 1, 3 (2012).
4. A.I. Leont'ev, Yu.A.Kuzma-Kichta, S.V. Veretennikov, O.A. Evdokimov. High Temperature. 60. 2. 267–280. (2022).
5. I.A. Popov, Kh. M. Makhyanov, V. M. Center for Innovative Technologies, Kazan: 560. (2009).
6. А. Г. Laptev, М. М. Basharov, Е. А. Lapteva. 2nd edition, revised. Stary Oskol: Thin science-intensive technologies. 288. (2025).
7. Yu.V. Vidin, V.V. Ivanov, R.V. Kazakov. Siberian Federal University. Moscow, Krasnoyarsk, INFRA-M, Siberian Federal University. 166. (2018)
8. S. L. Demenok. St. Petersburg: N-Prom Buro.285 p. (2012).

©**А. Г. Лаптев** – д.т.н. профессор каф. «Инженерная экология и безопасность труда», Казанский государственный энергетический университет (КГЭУ), Казань, Россия, tvt\_kgeu@mail.ru; **Р. Н. Хамидуллин** – доцент, к. т. н., доцент кафедры Процессов и аппаратов химической технологии, Казанский национальный исследовательский технологический университет, Казань, Россия. 434@mail.ru; **А. А. Ахмитшин** – аспирант КГЭУ, almaz291990@rambler.ru.

© **А. Г. Laptev** – Doctor of Sciences (Technical Sci.), Professor of the Department of Engineering Ecology and Occupational Safety at Kazan State Power Engineering University (KSPEU), Kazan, Russia, tvt\_kgeu@mail.ru; **R. N. Khamidullin** – PhD (Technical Sci.), Associate Professor, Department of Processes and Apparatuses of Chemical Technology, Kazan National Research Technological University, Kazan, Russia. 434@mail.ru; **A. A. Akhmitshin** – PhD-student, KSPEU, almaz291990@rambler.ru.

Дата поступления рукописи в редакцию – 17.02.26.

Дата принятия рукописи в печать – 08.04.26.