

И. Ю. Голованов¹, К. О. Занина¹, М. Г. Лагуткин^{1, 2}, С. А. Соколова¹

**ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ
ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ» РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ**

¹ **Московский политехнический университет, Москва, Россия**

² **МИРЭА – Российский технологический университет, Москва, Россия**

igol95@yandex.ru, zanina_klavdiya@mail.ru, lag53@yandex.ru, sveta-sveta1223@mail.ru

Автор, ответственный за переписку: Иван Юрьевич Голованов, igol95@yandex.ru

Широкая распространенность теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» в различных отраслях промышленности приводит к наличию большого количества их разного конструктивного исполнения. В статье предложена методика сравнительной оценки теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» разных конструкций (типовой и ряда запатентованных) по нескольким удельным показателям рациональности их использования при равных расходах теплоносителя (воды). Представленные данные теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» получены с использованием компьютерного моделирования.

Ключевые слова: теплообменный аппарат «труба в трубе», эффективность процесса теплопередачи, методика сравнительной оценки, энергосбережение, показатели эффективности процесса

I. Yu. Golovanov¹, K. O. Zanina¹, M. G. Lagutkin^{1, 2}, S. A. Sokolova¹

EVALUATION OF THE EFFECTIVENESS OF TUBE-IN-TUBE HEAT EXCHANGERS OF VARIOUS DESIGNS

¹ Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

² MIREA – Russian technological university, Moscow, Russia

The widespread use of two-tube heat exchangers in various industries leads to a large number of design options. The article presents the new method for comparative evaluation of two-tube heat exchangers of different designs (standard and a few patented) according to several specific indicators of the rationality of their use with equal flow rates of heat carriers (water). The presented data of two-tube heat exchangers was obtained using computer modeling.

Keywords: tube-in-tube heat exchanger, efficiency of the heat transfer process, comparative assessment methodology, energy saving, process efficiency indicators

Одной из задач проектирования технологических линий в различных отраслях промышленности является выбор теплообменного оборудования, обеспечивающего нагрев или охлаждение рабочих сред и продуктов до необходимой температуры (что определяется количеством передаваемого тепла).

Ввиду большого количества существующих типов и конструкций теплообменного оборудования, данная задача не является тривиальной.

Даже среди одного типа конструкций теплообменного оборудования существует множество способов и методов пассивной и активной интенсификации процесса теплопередачи [1–8].

Таким образом, разработка методики сравнительной оценки, учитывающей важные технологические параметры теплообменного оборудования и позволяющая выбрать его наиболее рациональную конструкцию для заданных условий эксплуатации, является актуальной задачей.

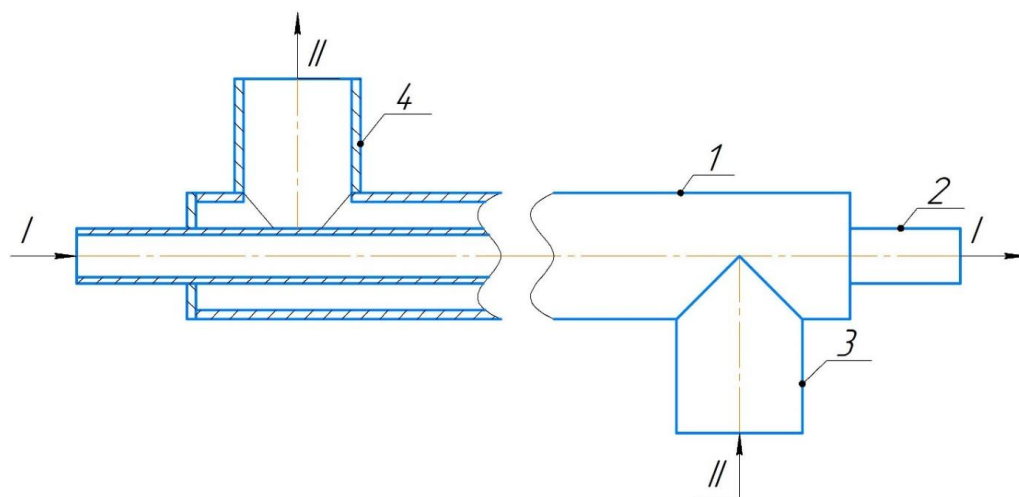


Рис. 1. Конструкция теплообменного аппарата типа «труба в трубе»:

1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба; 3 – патрубок ввода второго теплоносителя в межтрубное пространство; 4 – патрубок вывода второго теплоносителя из межтрубного пространства; I – первый теплоноситель; II – второй теплоноситель

Широко распространенным типом теплообменного оборудования являются рекуперативные теплообменные аппараты, среди которых применение в различных отраслях промышленности получили конструкции типа «труба в трубе» (рис. 1) [2; 4; 5; 9; 12; 13].

Выбор конструкции теплообменного аппарата типа «труба в трубе» для передачи заданного количества тепла проводится по основному уравнению теплопередачи [1]:

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

где Q – количество передаваемого тепла в теплообменном аппарате типа «труба в трубе», Вт; K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); F – площадь поверхности теплопередачи, м²; Δt – средняя разность температур между горячим и холодным теплоносителями, К.

Коэффициент теплопередачи K , входящий в уравнение (1), характеризует интенсивность процесса теплопередачи и определяется как [1]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{за}}, \quad (2)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи первого теплоносителя, Вт/(м²·К); α_2 – коэффициент теплоотдачи второго теплоносителя, Вт/(м²·К); $\delta_{ст}$ – толщина теплопередающей стенки, м; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала теплопередающей стенки, Вт/(м·К); $R_{заг}$ – термическое сопротивление загрязнений на теплопередающей стенке, (м²·К)/Вт.

Согласно уравнению (2), коэффициент теплопередачи K всегда меньше меньшего из коэффициентов теплоотдачи α_1, α_2 . Поэтому наиболее рационально повышать эффективность процесса теплопередачи в теплообменном аппарате за счет увеличения лимитирующего коэффициента теплоотдачи.

В большинстве конструкций теплообменников типа «труба в трубе» лимитирующим является коэффициент теплоотдачи со стороны межтрубного пространства. Поэтому одним из направлений повышения эффективности процесса теплопередачи в таких аппаратах является снабжение теплообменной трубы «интенсификаторами теплообмена» – оребрением из разного вида перегородок, стержней, пластин. Такое решение не только интенсифицирует теплоотдачу от межтрубного пространства, но и увеличивает площадь поверхности теплопередачи при тех же габаритных размерах, что способствует повышению компактности аппарата [6].

Также существует альтернативное решение повышения процесса теплопередачи в теплообменных аппаратах типа «труба в трубе» – изменение профиля теплообменной трубы [2].

Одним из наиболее важных показателей рациональности использования конструкции рекуперативного теплообменного аппарата в целом являются удельные потери мощности [6]:

$$\Delta W = \frac{Q}{W}, \quad (3)$$

где ΔW – удельные потери мощности при эксплуатации теплообменного аппарата, Вт/Вт; W – потери мощности на перекачивание теплоносителей при эксплуатации теплообменного аппарата, Вт.

В теплообменном аппарате типа «труба в трубе» потери мощности W определяются как:

$$W = V_1 \cdot \Delta P_1 + V_2 \cdot \Delta P_2, \quad (4)$$

где V_1 – объемный расход первого теплоносителя, м³/с; ΔP_1 – гидравлическое сопротивление при перекачивании первого теплоносителя, Па; V_2 – объемный расход второго теплоносителя, м³/с; ΔP_2 – гидравлическое сопротивление при перекачивании второго теплоносителя, Па.

Также широко используется показатель рациональности использования конструкции теплообменного аппарата, характеризующий количество тепла, передаваемое в нем через единицу площади поверхности F :

$$q = \frac{Q}{F}, \quad (5)$$

где q – удельный тепловой поток, Вт/м².

Важно также учитывать массу теплообменного аппарата:

$$\Delta m = \frac{Q}{m}, \quad (6)$$

где Δm – удельная масса теплообменного аппарата, Вт/кг; m – масса теплообменного аппарата, кг.

А также учитывать компактность конструкции:

$$\Delta O = \frac{Q}{O}, \quad (7)$$

где ΔO – компактность конструкции теплообменного аппарата, Вт/м³; O – объем теплообменного аппарата, м³.

Проведем сравнительную оценку рациональности использования теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» типовой конструкции [6], двух – с интенсификаторами теплообмена [6; 10] и конструкции с измененным профилем теплообменной трубы [2] при равных исходных данных, учитывающую показатели (2), (3), (5), (6), (7).

Исходными конструктивными параметрами всех конструкций являются: кожуховая труба диаметром 57×4 мм и длиной 1400 мм; теплообменная труба диаметром 25×3 мм и длиной 1500 мм; греющая часть теплообменной трубы длиной 1400 мм; патрубки межтрубного пространства из трубы диаметром 32×4 мм и длиной 155 мм; материал теплообменного аппарата – сталь марки 08X18H10 (AISI 304).

Для конструкций с интенсификаторами теплообмена [6; 10] дополнительно примем следующие конструктивные параметры: интенсификаторы в виде стержней, вписанные в поперечном сечении в окружность диаметром 6 мм и расположенные по всей длине теплообменной трубы с расстоянием между их центрами, равным 50 мм; высота стержней в межтрубном пространстве равна 6 мм, что составляет половину расстояния между наружной поверхностью стенки теплообменной трубы и внутренней поверхностью кожуховой трубы (рис. 2).

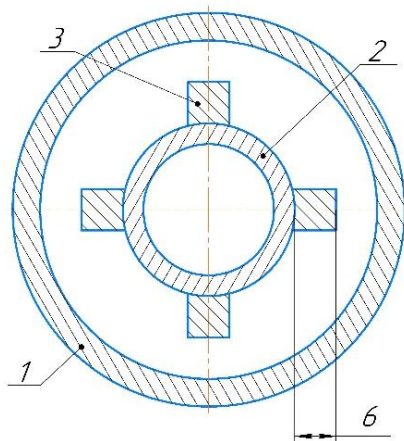


Рис. 2. Поперечное сечение конструкций с интенсификаторами теплообмена:
1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба;
3 – стержни оребрения

Профиль теплообменной трубы конструкции [2] представляет собой эпитрохоиду с восемью лепестками, полученный путем прокатывания круглой трубы-заготовки. Таким образом, эпитрохоида получается вписанной в окружность круглой трубы (рис. 3).

Принятыми исходными технологическими параметрами являются: теплоносители трубного и межтрубного пространств – вода; температура воды на входе в трубное пространство – 60 °С; температура воды на входе в межтрубное пространство – 20 °С; скорость воды на входе в трубное и межтрубное пространства – 1,0 м/с; теплоемкость стали марки 08X18H10 – 502 Дж/(кг·К); коэффициент теплопроводности стали марки 08X18H10 – 16,3 Вт/(м·К).

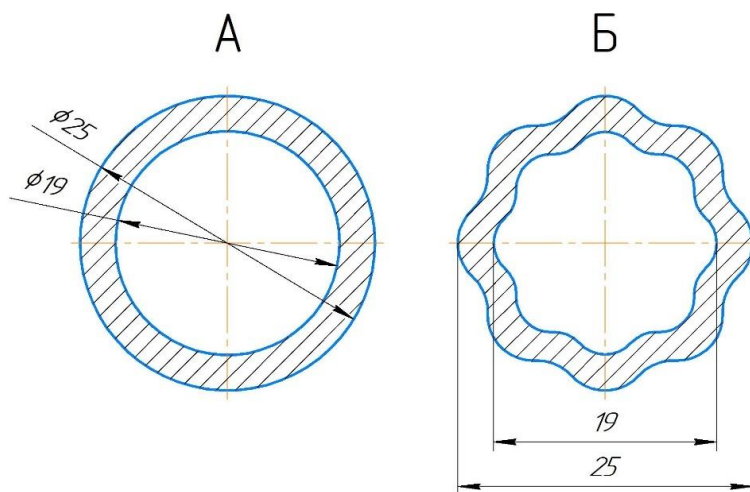


Рис. 3. Поперечное сечение теплообменной трубы:
А – типовой конструкции теплообменного аппарата типа «труба в трубе»;
Б – конструкции по патенту РФ 222588

Для типовой конструкций [6], с интенсификаторами теплообмена [6] и с теплообменной трубой в форме эпитрохоиды с восемью лепестками [2], данные при указанных исходных данных представлены в работах [2; 6].

Для конструкции [10] получим данные с

использованием компьютерного моделирования в программном комплексе «SolidWorks».

Данные по показателям (2), (3), (5), (6), (7) всех рассматриваемых конструкций теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» сведен в табл. 1 [2; 6; 10].

Таблица 1

Показатели рациональности конструкций типа «труба в трубе»

Показатель, расчетная формула	Конструкция теплообменного аппарата			
	Типовая [6]	Треугольники Рело [6]	Ромбы Рело [10]	Эпитрохоида с 8 лепестками [2]
K , Вт/(м ² ·К), (2)	946	938	925	983
ΔW , Вт/Вт, (3)	5120	5190	5280	5120
q , Вт/м ² , (5)	35282	34791	34352	36555
Δt , Вт/кг, (6)	370	396	388	388
ΔO , Вт/м ³ , (7)	135443	146341	143001	142211

Сравнительную оценку теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» можно провести с использованием следующей методики: по каждому показателю (2), (3), (5), (6), (7) выбирается наилучшая конструкция, которой ставится оценка 1,00. Оценки для остальных конструкций получаем путем деления величины показателя конструкции на величину данного показателя у наилучшей конструкции. Полученные оценки будут показывать во сколько раз одна конструкция менее рациональна в сравнении с наилучшей из рассмотренных по каждому конкретному показателю.

Например, по показателю K (формула (2)) наилучшей является конструкция с трубой-эпитрохойдой [2], то есть ей присваивается оценка 1,00. Тогда оценка типовой конструкции [6] по показателю K (формула (2)) будет равна $946/983 = 0,96$.

Оценки каждой конструкции по показателям (2), (3), (5), (6), (7) просуммируем и, таким образом, получим суммарную сравнительную оценку, показывающую рациональность использования рассмотренных конструкций теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» при равных исходных данных (табл. 2).

Таблица 2

Сравнительная оценка рациональности использования конструкций типа «труба в трубе»

Сравнительная оценка по показателю	Конструкция теплообменного аппарата			
	Типовая [6]	Треугольники Рело [6]	Ромбы Рело [10]	Эпитрохоида с 8 лепестками [2]
K , Вт/(м ² ·К)	0,96	0,95	0,94	1,00
ΔW , Вт/Вт	0,97	0,98	1,00	0,97
q , Вт/м ²	0,97	0,95	0,94	1,00
Δm , Вт/кг	0,93	1,00	0,98	0,98
ΔO , Вт/м ³	0,93	1,00	0,98	0,97
Сумма	4,76	4,88	4,84	4,92

Проведенная сравнительная оценка показала, что наиболее рациональной к использованию в рассмотренных режимах эксплуатации является конструкция теплообменного аппарата типа «труба в трубе» с теплообменной трубой в форме эпитрохойды с восемью лепестками [2].

Выводы

1. Представлена методика сравнительной оценки теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» разных конструкций, позволяющая оценить рациональность использования конструкций под заданные условия эксплуатации по ряду показателей эффективности.

2. Полученные результаты сравнительной оценки показали наилучший результат для конструкции теплообменного аппарата типа «труба в трубе» с профилем теплообменной трубы в форме эпитрохойды с восемью лепестками.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Lagutkin, M. G. Increasing efficiency of shell-and-tube heat exchanger taking account of energy consumption reduction / M. G. Lagutkin, E. Yu. Baranova, D. I. Mishachkin, V. N. Naumov // Chemical and Petroleum Engineering. – 2022. – Vol. 57, № 9–10. – Pp. 713–719. <http://doi.org/10.1007/s10556-022-00997-2>.

2. Голованов, И. Ю. Анализ эффективности процесса теплопередачи в двухтрубном теплообменном аппарате с тангенциальным вводом теплоносителя / И. Ю. Голованов, К. О. Занина, М. Г. Лагуткин, А. М. Юрицына // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2025. – № 1 (50). – С. 6–12. <http://doi.org/10.35211/2500-0586-2025-1-50-6-12>.

3. Marzouk, S. A. A comprehensive review of methods of heat transfer enhancement in shell and tube heat exchangers / S. A. Marzouk, M. M. Abou Al-Sood, E. M. S. El-Said [et al.] // Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. – 2023. – Vol. 148, № 15. – Pp. 7539–7578. <http://doi.org/10.1007/s10973-023-12265-3>.

4. Al-Zahrani, S. Heat transfer characteristics of innovative configurations of double pipe heat exchanger / S. Al-Zahrani // Heat and Mass Transfer. – 2023. – Vol. 59, № 9. – Pp. 1661–1675. <http://doi.org/10.1007/s00231-023-03360-0>.

5. Alfwzan, W. F. Sensitivity analysis and design optimization of nanofluid heat transfer in a shell-and-tube heat exchanger for solar thermal energy systems: a statistical approach / W. F. Alfwzan, G. A. Alomani, L. A. Alessa, M. M. Selim // Arabian Journal for Science and Engineering. – 2023. – Vol. 49, № 7. – Pp. 9831–9847. <http://doi.org/10.1007/s13369-023-08568-0>.

6. Занина, К. О. Анализ вариантов оребрения двухтрубного теплообменного аппарата для повышения эффективности процесса / К. О. Занина, М. Г. Лагуткин, А. М. Юрицына, И. Ю. Голованов // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2024. – № 3 (48). – С. 19–25. <http://doi.org/10.35211/2500-0586-2024-3-48-19-25>.

7. *Ugolnikova, M. A.* Dynamics of water ice formation during the operation of vessel cryoconcentrators / M. A. Ugolnikova, V. V. Chernyavskaya // Chemical and Petroleum Engineering. – 2021. – Vol. 57, № 7-8. – Pp. 561–566. <http://doi.org/10.1007/s10556-021-00976-z>.

8. *Sapozhnikov, V. B.* Evaluating the performance of low-temperature liquid separation devices with two-stage refrigeration and pre-cooling / V. B. Sapozhnikov, M. A. Ugolnikova, V. V. Chernyavskaya // Chemical and Petroleum Engineering. – 2023. Vol. 59, № 1–2. – Pp. 134–138. <http://doi.org/10.1007/s10556-023-01218-0>.

9. *Marinyuk, B. T.* Heat transfer of a straight flat fin surface subjected to low temperature and immersed in an aqueous medium with a constant temperature / B. T. Marinyuk, M. A. Ugolnikova, I. I. Serenov // Chemical and Petroleum

Engineering. – 2016. – Vol. 51, № 11–12. – Pp. 835–837. <http://doi.org/10.1007/s10556-016-0131-7>.

10. *Чернявская, В. В.* Оценка влияния интенсификаторов теплообмена на энергомассовую эффективность кристаллизаторов / В. В. Чернявская, В. Б. Сапожников, И. Ю. Голованов, М. А. Угольников // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. – 2025. – Т. 52, № 1. – С. 22–30. <https://doi.org/10.21822/2073-6185-2025-52-1-22-30>.

11. *Голованов, И. Ю.* Анализ конструкций рекуперативных теплообменных аппаратов и перспективы их совершенствования / И. Ю. Голованов, А. М. Силин, К. О. Занина [и др.] // Промышленные процессы и технологии. – 2024. – Т. 4, № 3 (13). – С. 90–111. [https://doi.org/10.37816/2713-0789-2024-4-3\(13\)-90-111](https://doi.org/10.37816/2713-0789-2024-4-3(13)-90-111).