



Научная статья

УДК 66.045

DOI: 10.52957/2782-1900-2026-7-1-66-75

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

В. К. Леонтьев, О. Н. Кораблева

Валерий Константинович Леонтьев, канд. техн. наук; Кораблева Ольга Николаевна, канд. хим. наук, доцент ФГБОУ ВО «Ярославский государственный технический университет», 150023, Россия, г. Ярославль, Московский пр., д. 88; korablevaon@yandex.ru

Ключевые слова: теплообменные аппараты, термодинамическая эффективность, теплопередача, прямоток, противоток, тепловой баланс

Аннотация. В статье рассматривается вопрос эффективности рекуперативных теплообменников. Для определения эффективности рекуперативных теплообменников выбрана термодинамическая эффективность. Представлены схемы опытных установок по экспериментальному исследованию эффективности использования энергии для различных схем движения теплоносителей в теплообменниках «труба в трубе» и кожухотрубном теплообменнике. Представлена методика и порядок определения термодинамической эффективности теплообменных аппаратов. Проведено сравнение термодинамической эффективности рекуперативных теплообменников для двух схем движения теплоносителей: прямотока и противотока. Установлено, что при противоточной схеме движения теплоносителей термодинамическая эффективность на 5-10% выше, чем при прямотоке. При выбранных расходах теплоносителей термодинамическая эффективность теплообменника «труба в трубе» на 25-30% выше, чем для кожухотрубчатого теплообменника. Полученные экспериментальные данные в дальнейшем позволят проводить грамотный выбор типа теплообменника, рациональной организации схем движения теплоносителей в зависимости от конкретных условий работы теплообменного аппарата, что позволит существенно повысить эффективность процесса.

Для цитирования:

Леонтьев В.К., Кораблева О.Н. Экспериментальное определение эффективности рекуперативных теплообменников // От химии к технологии шаг за шагом. 2026. Т. 7, вып. 1. С. 66-75. URL: <https://chemintech.ru/ru/nauka/issue/7073/view>

Введение

Важнейшим фактором экономического развития страны является энергосбережение [1]. Задачи, связанные с повышением энергоэффективности и снижением энергопотребления в производстве, являются приоритетными, поскольку технологические процессы и операции в нефтеперерабатывающей, нефтехимической, химической, пищевой, фармацевтической, микробиологической и металлургической отраслях характеризуются высоким энергопотреблением. Чтобы оценить



энергоэффективность, необходимо иметь надежные показатели, которые можно использовать для сравнения фактических результатов с максимальными в обеспечении энергосбережения. В рекуперативных теплообменниках передача тепла из горячей среды в холодную происходит через разделительную стенку и является сложным процессом из-за ряда факторов [1, 2]. Точный расчет и оценка энергоэффективности теплообменных аппаратов имеют решающее значение для оптимизации технологического производства и снижения эксплуатационных затрат. В последнее время при анализе эффективности процесса теплопередачи широкое распространение получил эксергетический метод термодинамического анализа, который позволяет глубже проанализировать процесс, улучшить понимание механизмов процесса, снизить затраты на теплоносители. Определяемый в этом методе эксергетический коэффициент полезного действия кожухотрубчатого теплообменного аппарата позволяет проанализировать качественную сторону процесса преобразования тепла в работу, выявить причины и рассчитать потери теплового КПД, предложить способы их устранения, что повысит эффективность устройства [3].

В исследовательских лабораториях кафедры ПАХТ Ярославского государственного технического университета в течение многих лет проводились экспериментальные исследования на струйных аппаратах и газожидкостных реакторах с эжекционным диспергированием газа. На экспериментальных установках при исследовании гидродинамики и массообмена в газожидкостных реакторах с эжекционным диспергированием газа жидкость с помощью насоса многократно циркулировала через байпасную линию форсунки и эжекторы [4, 5], при этом она нагревалась до высоких температур. Поэтому для охлаждения жидкости, на рециркуляционной линии устанавливался теплообменник (кожухотрубный или типа «труба в трубе»). Выбор теплообменника проводился исходя из наличия теплообменника в лаборатории на данный момент.

Целью настоящего исследования является экспериментальное определение термодинамической эффективности теплообменников (кожухотрубного и «труба в трубе»), а также сравнение двух основных схем движения теплоносителей: прямотока и противотока.

Основная часть

Теплообменные аппараты на предприятиях химической и нефтеперерабатывающей промышленности составляют порядка 40% массы всего оборудования, что связано с необходимостью подвода или отвода тепла технологического процесса [6].

Характер изменения температур теплоносителей по поверхности рекуперативного теплообменного аппарата зависит от схемы их движения. Наиболее простыми схемами движения являются: прямоток и противоток (рис. 1).

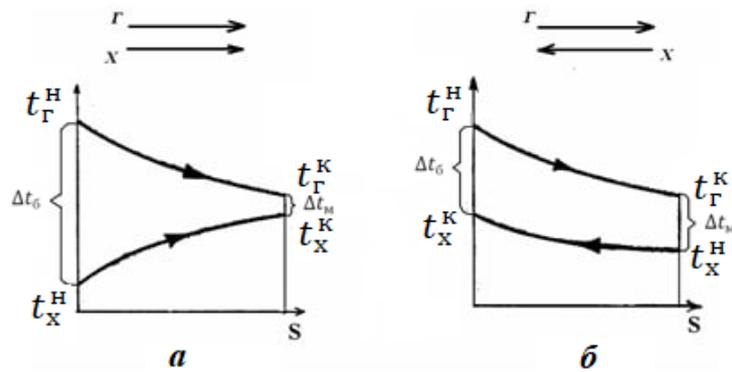


Рис. 1. Схемы движения теплоносителей: а – прямоточная схема движения, б – противоточная схема движения

Эффективность теплообменного аппарата определяется множеством факторов, включая конструкцию самого устройства, схему движения теплоносителей и условия эксплуатации. Выбор оптимальной конструкции теплообменника является сложной задачей, разрешаемой технико-экономическим сравнением нескольких типоразмеров аппаратов применительно к заданным условиям или на основании критерия оптимизации [1, 7].

Обозначим расходы теплоносителей: холодного G_x (кг/с) и горячего G_r (кг/с). В результате теплообмена температуры теплоносителей изменяются от начальной (индекс н) до конечной (индекс к).

Тепловой баланс аппарата:

$$G_x c_x t_x^H + G_r c_r t_r^H = G_x c_x t_x^K + G_r c_r t_r^K + Q_{\text{пот}},$$

где $Q_{\text{пот}}$ – потери теплоты в окружающую среду, Вт;

$t_x^H, t_r^H, t_x^K, t_r^K$ – температура холодного и горячего теплоносителя на входе и выходе из теплообменного аппарата, соответственно, °С.

Преобразовав уравнение, получим

$$G_r c_r \Delta t_r = G_x c_x \Delta t_x + Q_{\text{пот}} \text{ или } Q_r = Q_x + Q_{\text{пот}},$$

где $\Delta t_r = t_r^H - t_r^K$, $\Delta t_x = t_x^K - t_x^H$.

Последнее уравнение указывает на равенство количества теплоты, отдаваемого горячим теплоносителем (Q_r), сумме количеств теплоты, воспринимаемого холодным теплоносителем, (Q_x) и потерь теплоты в окружающую среду ($Q_{\text{пот}}$).

В случае $Q_{\text{пот}} = 0$, имеем $Q_r = Q_x$ и $G_r c_r \Delta t_r = G_x c_x \Delta t_x$.

Тепловая нагрузка аппарата равняется количеству теплоты, передаваемой от горячего холодному теплоносителю:

$$Q = G_x c_x (t_x^K - t_x^H) = G_r c_r (t_r^H - t_r^K).$$

Термодинамическая эффективность теплообменника есть отношение количества теплоты, передаваемой в данном теплообменнике холодному теплоносителю, к количеству теплоты, передаваемой в теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплообмена и с теми же параметрами на входе. Эффективность теплообменника определяется по формуле [1, 3]:

$$E = \frac{t_x^K - t_x^H}{t_r^H - t_r^K}.$$



Сравнить показатели работы и схем движения теплоносителей (прямоточной и противоточной) рекуперативных теплообменников можно по отношению получаемых эффективностей теплообмена:

$$j = \frac{E_{\text{прям}}}{E_{\text{прот}}}$$

I. Определение термодинамической эффективности теплообменников типа «труба в трубе»

Схема опытной установки изображена на рис. 2. Теплообменник «труба в трубе» обвязан системой труб. Холодная вода движется по межтрубному (кольцевому) пространству в одном направлении. Горячая вода движется по трубному пространству (внутренней трубе). Открывая или закрывая краны 1-4, реализуется прямоточная и противоточная схемы движения теплоносителей. Экспериментальные данные представлены в таблице 1, свойства теплоносителей при средних температурах горячего и холодного теплоносителя представлены в таблице 2, результаты расчетов по определению термодинамической эффективности теплообменника типа «труба в трубе» представлены в таблице 3.

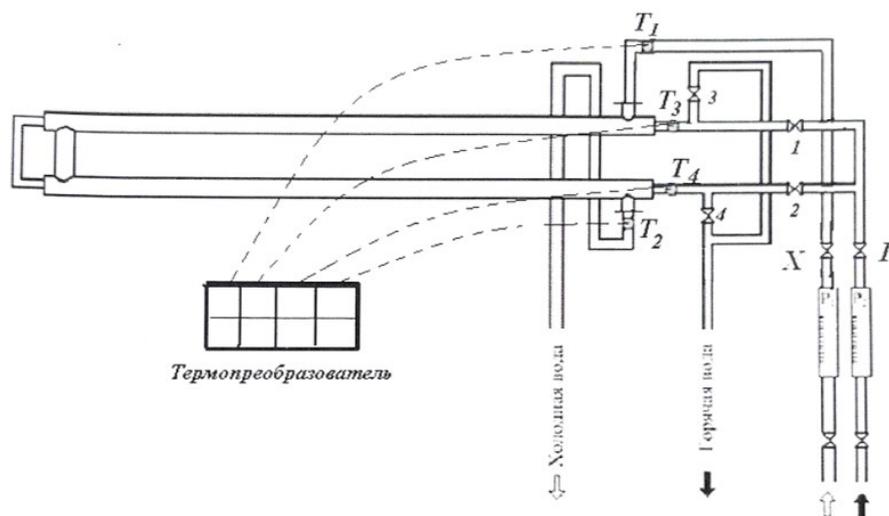


Рис. 2. Схема опытной установки

Для измерения начальных и конечных значений температур теплоносителей используются термопары (Т1-Т4), подключенные к термопреобразователю сопротивления. Сигнал от термопреобразователя поступает в данные программы компьютера. Расходы теплоносителей измеряются ротаметрами Р1 и Р2. Удельная теплоемкость воды в рабочем интервале температур составляет 4190 Дж/(кг·К).

Основные параметры теплообменника «труба в трубе»:

Диаметр внутренней трубы $d_n \times \delta_{\text{ст}} = 27 \times 3$ мм;

Диаметр наружной трубы $D_n \times \delta_{\text{ст}} = 48 \times 4$ мм;

Общая длина теплообменника $L = 6$ м;

Поверхность теплопередачи $S = 0.452$ м²;

Коэффициент теплопроводности материала стенки $\lambda_{\text{ст}} = 46.5$ Вт/(м·К).



Таблица 1. Результаты экспериментальных исследований по определению термодинамической эффективности теплообменника типа «труба в трубе»

Схема движения теплоносителей	Расход теплоносителей, кг/с	t_{Γ}^H	t_{Γ}^K	t_{\times}^H	t_{\times}^K	t_{Γ}^{CP}	t_{\times}^{CP}	E
Прямоток	0.16	66.7	49.3	8.9	29.6	58.00	19.25	0.358
	0.32	66.7	50.4	8.9	27.3	58.30	18.10	0.321
	0.47	66.7	51.5	8.9	25.6	59.10	17.35	0.289
Противоток	0.16	66.7	50.2	8.9	31.8	58.40	20.45	0.396
	0.32	66.7	51.0	8.9	28.9	58.85	19.00	0.346
	0.47	66.7	51.8	8.9	26.3	59.25	17.60	0.304

Расчеты проводились в следующей последовательности

а) Скорость горячего теплоносителя v_{Γ} , м/с –

$$v_{\Gamma} = \frac{G}{\rho_{\Gamma} \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4}} = \frac{4G}{\rho_{\Gamma} \cdot 3.14 \cdot 0.021^2}$$

б) Скорость холодного теплоносителя v_{\times} , м/с –

$$v_{\times} = \frac{G}{\rho_{\Gamma} \left(\frac{\pi D_{\text{вн}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{н}}^2}{4} \right)} = \frac{4G}{\rho_{\Gamma} \cdot 3.14 \cdot (0.04^2 - 0.027^2)}$$

в) Критерий Рейнольдса горячего теплоносителя,

$$Re = \frac{v_{\Gamma} d_{\text{вн}} \rho_{\Gamma}}{\mu_{\Gamma}}$$

Таблица 2. Свойства теплоносителей

Направление движения	Теплоноситель	Средняя температура, t_{cp}	Динамическая вязкость μ , Па·с	Плотность ρ , кг/м ³	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/м·К	Критерий Прандтля Pr
Прямоток	Горячий	58.00	0.4832	983.9	0.5609	3.61
		58.30	0.4810	983.8	0.5612	3.59
		59.10	0.4752	983.4	0.5620	3.54
	Холодный	19.25	1.0238	998.1	0.5186	8.27
		18.10	1.0534	998.2	0.5168	8.54
		17.35	1.0736	998.3	0.5156	8.72
Противоток	Горячий	58.43	0.4801	983.7	0.5613	3.58
		58.85	0.4770	983.5	0.5618	3.56
		59.25	0.4741	983.3	0.5622	3.53
	Холодный	20.45	0.9942	997.9	0.5169	8.06
		19.00	1.0300	998.1	0.5182	8.33
		17.60	1.0668	998.2	0.5160	8.66

г) Критерий Рейнольдса холодного теплоносителя,

$$Re = \frac{v_{\times} d_{\text{э}} \rho_{\times}}{\mu_{\times}}$$

Эквивалентный диаметр кольцевого пространства теплообменника типа «труба в трубе» составлял:



$$d_э = \frac{4 \left(\frac{\pi D_{вн}^2}{4} - \frac{\pi d_{н}^2}{4} \right)}{\pi D_{вн} + \pi d_{нар}} = D_{вн} - d_{нар} = 0.04 - 0.0027 = 0.013 \text{ м.}$$

д) Критерий Нуссельта Nu [8-10]:

Если $Re < 2320$

$$Nu = 1.55 \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{ст}} \right)^{0.25}.$$

Если $2320 < Re < 10000$

$$Nu = 0.008 \cdot Re^{0.9} \cdot Pr^{0.43}.$$

Если $Re > 10000$

$$Nu = 0.021 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0.25}.$$

е) Коэффициент теплоотдачи рассчитывается по уравнениям:

$$\alpha_r = \frac{Nu_r \lambda_r}{d_{вн}},$$

$$\alpha_x = \frac{Nu_x \lambda_x}{d_э}.$$

ж) Термическое сопротивление стенки [9]:

$$\sum r_{ст} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_{загр1} + r_{загр2} = \frac{0.003}{46.5} + 2 \frac{1}{11600} = 0.000237 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}},$$

где $r_{загр1}, r_{загр2}$ – термическое сопротивление со стороны горячего и холодного теплоносителя, соответственно.

з) Коэффициент теплопередачи рассчитываем по уравнению:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + \sum r_{ст} + \frac{1}{\alpha_x}}.$$

и) Величина,

$$\frac{K \cdot S}{W} = \frac{K \cdot 0.452 \text{ Вт}}{G \cdot 4190 \text{ К}}.$$

Таблица 3. Результаты расчетов по определению термодинамической эффективности теплообменника типа «труба в трубе».

Расход теплоносителей, кг/с	Скорость горячего теплоносителя v_r , м/с	Скорость холодного теплоносителя v_x , м/с	Критерий Рейнольдса горячего теплоносителя Re_r	Критерий Рейнольдса холодного теплоносителя Re_x	Критерий Нуссельта горячего теплоносителя Nu_r	Критерий Нуссельта холодного теплоносителя Nu_x	Коэффициент теплоотдачи горячего теплоносителя α_r	Коэффициент теплоотдачи холодного т теплоносителя α_x	Коэффициент теплопередачи K , Вт/(м ² ·К)	Параметр $\frac{K \cdot S}{W}$, Вт/К	j
0.16	0.470	0.234	20097	2971.4	101.0	26.5	2697.2	1057.3	643.7	0.43399	0.904
0.32	0.940	0.469	40375	5775.8	176.1	48.9	4705.5	1942.9	1037.1	0.34963	0.928
0.47	1.381	0.689	60016	8323.6	240.4	68.5	6433.8	2718.1	1315.2	0.30187	0.951



II. Определение термодинамической эффективности кожухотрубчатого теплообменника

Схема экспериментальной установки аналогична схеме установки для исследования теплообменника «труба в трубе» (рис. 2). Вместо теплообменника «труба в трубе» установлен кожухотрубный теплообменник. Экспериментальные данные представлены в таблице 4, свойства теплоносителей при средних температурах горячего и холодного теплоносителя представлены в таблице 5, результаты расчетов по определению термодинамической эффективности теплообменника типа «труба в трубе» представлены в таблице 6.

Основные параметры кожухотрубного теплообменника:

Диаметр внутренней трубы $d_n \times \delta_{ст} = 14 \times 2$ мм;

Диаметр кожуха $D_k = 200$ мм;

Общая длина теплообменника $L = 0.5$ м;

Поверхность теплопередачи $S = 1.34$ м²;

Коэффициент теплопроводности материала стенки $\lambda_{ст} = 17.5$ Вт/(м К).

Таблица 4. Экспериментальные данные исследований по определению термодинамической эффективности кожухотрубного теплообменника.

Схема движения теплоносителей	Расход теплоносителей, кг/с	t_{Γ}^H	t_{Γ}^K	t_x^H	t_x^K	t_{Γ}^{CP}	t_x^{CP}	E
Прямоток	0.16	66.7	55.8	8.9	23.5	61.25	16.20	0.253
	0.32	66.7	57.0	8.9	22.0	61.85	15.45	0.227
	0.47	66.7	58.2	8.9	20.2	62.45	14.55	0.196
Противоток	0.16	66.7	56.0	8.9	25.2	61.35	17.65	0.282
	0.32	66.7	57.6	8.9	23.1	62.15	16.00	0.246
	0.47	66.7	59.2	8.9	21.5	62.95	15.20	0.218

Расчеты проводились в следующей последовательности

а) Скорость горячего теплоносителя v_{Γ} , м/с –

$$v_{\Gamma} = \frac{G}{\rho_{\Gamma} \frac{\pi d_{вн}^2}{4} n} = \frac{4G}{\rho_{\Gamma} \cdot 3.14 \cdot 0.01^2 \cdot 61}$$

б) Скорость холодного теплоносителя v_x , м/с –

$$v_x = \frac{G}{\rho_{\Gamma} \left(\frac{\pi D_k^2}{4} - n \frac{\pi d_n^2}{4} \right)} = \frac{4G}{\rho_{\Gamma} \cdot 3.14 \cdot (0.2^2 - 61 \cdot 0.014^2)}$$

в) Критерий Рейнольдса горячего теплоносителя

$$Re = \frac{v_{\Gamma} d_{вн} \rho_{\Gamma}}{\mu_{\Gamma}}$$

г) Критерий Рейнольдса холодного теплоносителя,

$$Re = \frac{v_x d_{э} \rho_{ж}}{\mu_{ж}}$$



Эквивалентный диаметр межтрубного пространства кожухотрубчатого теплообменника составлял:

$$d_{\text{э}} = \frac{4 \left(\frac{\pi D_{\text{к}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{н}}^2}{4} n \right)}{\pi D_{\text{вн}} + \pi d_{\text{н}} n} = \frac{D_{\text{к}}^2 - d_{\text{н}}^2 n}{D_{\text{к}} + d_{\text{н}} n} = \frac{0.2^2 - 0.014^2 \cdot 61}{0.2 + 0.014 \cdot 61} = 0.0266 \text{ м.}$$

Таблица 5. Свойства теплоносителей.

Направление движения	Теплоноситель	Средняя температура, $t_{\text{ср}}$	Динамическая вязкость μ , Па·с	Плотность ρ , кг/м ³	Коэффициент теплопроводности и λ , Вт/(м·К)	Критерий Прандтля Pr
Прямоток	Горячий	61.25	0.4601	982.3	0.5635	3.4210
		61.85	0.4560	982.0	0.5644	3.3850
		62.45	0.4520	981.7	0.5654	3.3500
	Холодный	16.20	1.1054	998.4	0.5138	9.0145
		15.45	1.1270	998.5	0.5126	9.2121
		14.55	1.1540	998.5	0.5111	9.4605
Противоток	Горячий	61.35	0.4594	982.3	0.5637	3.4147
		62.15	0.4540	981.8	0.5649	3.3674
		62.95	0.4486	981.4	0.5662	3.3197
	Холодный	17.05	1.0817	998.3	0.5151	8.7989
		16.00	1.1110	998.4	0.5135	9.0654
		15.20	1.1342	998.5	0.5123	9.2764

д) Критерий Нуссельта Nu_r :

Если $Re < 2320$

$$Nu = 1.55 \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0.25}.$$

Если $2320 < Re < 10000$

$$Nu = 0.008 \cdot Re^{0.9} \cdot Pr^{0.43}.$$

Если $Re > 10000$

$$Nu = 0.021 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0.25}.$$

е) Коэффициент теплоотдачи рассчитывается по уравнениям:

$$\alpha_r = \frac{Nu_r \lambda_r}{d_{\text{вн}}},$$

$$\alpha_x = \frac{Nu_x \lambda_x}{d_{\text{э}}}.$$

ж) Термическое сопротивление стенки

$$\sum r_{\text{ст}} = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{\text{загр1}} + r_{\text{загр2}} = \frac{0.003}{46.5} + 2 \frac{1}{11600} = 0.000237 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

з) Коэффициент теплопередачи рассчитываем по уравнению:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_x}}.$$



и) Величина

$$\frac{K \cdot S}{W} = \frac{K \cdot 1.34 \text{ Вт}}{G \cdot 4190 \text{ К}}$$

Таблица 6. Результаты расчетов по определению термодинамической эффективности кожухотрубчатого теплообменника.

Расход теплоносителей, кг/с	Скорость горячего теплоносителя v_r , м/с	Скорость холодного теплоносителя v_x , м/с	Критерий Рейнольдса горячего теплоносителя Re_r	Критерий Рейнольдса холодного теплоносителя Re_x	Критерий Нуссельта горячего теплоносителя Nu_r	Критерий Нуссельта холодного теплоносителя Nu_x	Коэффициент теплоотдачи горячего теплоносителя α_r	Коэффициент теплоотдачи холодного теплоносителя α_x	Коэффициент теплопередачи K , Вт/(м ² ·К)	Параметр $\frac{K \cdot S}{W}$, Вт/К	j
0.16	0.0340	0.0073	726.2	174.9	5.7	66.5	321.1	1283.7	239.2	0.4782	0.879
0.32	0.0681	0.0146	1465.5	343.1	7.2	83.8	405.0	1614.8	296.3	0.2961	0.923
0.47	0.1000	0.0214	2171.5	492.1	8.2	95.3	460.9	1832.0	333.1	0.2266	0.960

По результатам экспериментальных исследований по определению термодинамической эффективности теплообменников построены зависимости $j = f\left(\frac{K \cdot S}{W}\right)$, рисунок 3.

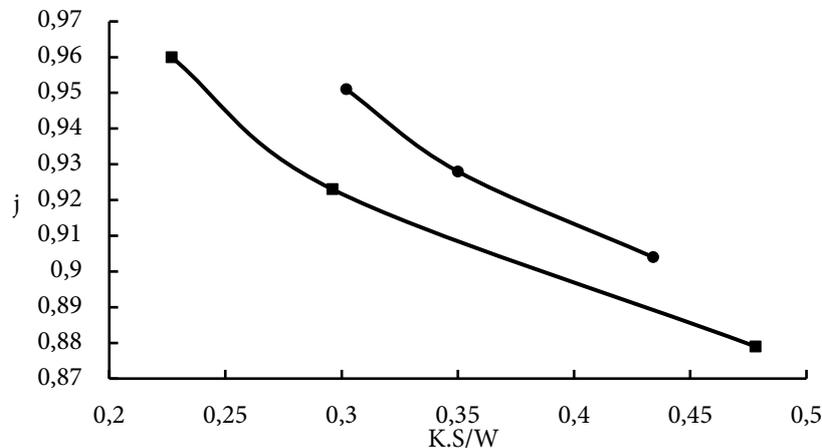


Рис. 3. Экспериментальные зависимости по определению термодинамической эффективности теплообменников: ● – типа «труба в трубе»; ■ – кожухотрубчатого теплообменника.

Выводы

1. Для определения эффективности рекуперативных теплообменников выбрана термодинамическая эффективность.

2. Проведено сравнение термодинамической эффективности рекуперативных теплообменников для двух схем движения теплоносителей: прямотока и противотока. При противотоке термодинамическая эффективность на 5-10% выше, чем при прямотоке.



3. При выбранных расходах теплоносителей термодинамическая эффективность теплообменника «труба в трубе» на 25-30% выше, чем для кожухотрубного теплообменника. Это можно объяснить тем, что в теплообменнике «труба в трубе» режим движения теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах переходный или турбулентный. Что обеспечивает высокие значения коэффициента теплопередачи.

4. Получены экспериментальные зависимости $j = f\left(\frac{K \cdot S}{W}\right)$. При малых значениях величины $\frac{K \cdot S}{W}$ отношения j стремятся к единице.

5. Целесообразность выбора того или иного теплообменника зависит от конкретных условий, причем необходимо стремиться обеспечить турбулентный режим движения теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах.

Список источников

1. Гирба Е.А., Леонтьев В.К. Теоретические основы энерго-ресурсосбережения: учебное пособие. Ярославль: изд-во ЯГТУ, 2011, 132 с.
2. Андрижевский А.А., Володин В.И. Энергосбережение и энергетический менеджмент: учебное пособие – 2 изд. испр. Мн.: Выш. шк., 2005, 294 с.
3. Кручинин М.И., Шадрина Е.М. Теоретические основы энерго- и ресурсосбережения. Эксергетический анализ теплообменных аппаратов: учебное пособие. ГОУВПО Иван. гос. хим.-техн. Ун-т.: Иваново, 2007, 44 с.
4. Галицкий И.В. Исследование гидродинамики и массообмена в реакторах с эжекционным диспергированием газа, дисс. канд. технич. наук. М., 1978, 202 с.
5. Леонтьев В.К. Межфазная поверхность, структура потока и методика расчета аппаратов с эжекционным диспергированием газа, дисс. канд. технич. наук. Ярославль, 1984, 186 с.
6. Иванов А.Н., Белоусов В.Н., Смородин С.Н. Теплообменное оборудование промпредприятий: учебное пособие. ВШТЭ СПбГУПТД. СПб., 2016, 184 с.
7. Трошин А.Ю., Наумов А.М. Интенсификация теплообмена в кожухотрубных теплообменных аппаратах: учеб. пособие. Воронеж: ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2016, 132 с.
8. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача: учебник для вузов – изд. 3-е, перераб. и доп. М.: «Энергия», 1975, 488 с. с ил.
9. Хоменко А.С., Чернов С.К. Расчёт и проектирование теплообменных аппаратов с оребрѐнной поверхностью. ХАИ, 2005.
10. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учебное пособие для вузов под ред. чл.- корр. АН России П.Г. Романкова. 12-е изд., стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. М.: ООО ТИД «Альянс», 2005, 576 с.
11. Калинин Э.К., Дрейцер Я.К., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М: Машиностроение, 1990, 200 с.
12. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. М. Л.: Госэнергоиздат, 1959.
13. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973.
14. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981.

Поступила в редакцию 17.12.2025

Одобрена после рецензирования 02.03.2026

Принята к опубликованию 13.03.2026