

УДК 536.24
К 54

**СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА**

В. И. Князюк, асп.;
А. Е. Лагутин, д-р техн. наук, проф.

*Институт холода, криотехнологий и экоэнергетики им. В. С. Мартыновского
Одесской национальной академии пищевых технологий, г. Одесса*

Аннотация. На основании экспериментальных данных по исследованию тепловых и аэродинамических характеристик пакетов оребренных труб с поперечными наклонными ребрами представлены результаты сравнительной оценки их энергетической эффективности с помощью различных методов.

Ключевые слова: оребрение, теплоотдача, эффективность, эксперимент.

Анотація. На основі експериментальних даних з дослідження теплових і аеродинамічних характеристик пакетів оребрених труб з поперечними нахиленими ребрами наведено результати порівняльної оцінки їх енергетичної ефективності за допомогою різних методів.

Ключові слова: оребрення, тепловіддача, ефективність, експеримент.

Abstract. The study represents the results of comparative assessment of power efficiency due to the different methods. The results are based on experimental data research of thermal and aerodynamic characteristics of the finned tubes bank with transversal sloping fins.

Keywords: finning, heat emission, efficiency, experiment.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Оребрение труб как один из способов интенсификации теплообмена получило широкое применение при разработке теплообменных аппаратов воздушного охлаждения, используемых в различных областях промышленности. Выбор наилучшего варианта теплообменной поверхности для аппарата и режимов его работы является актуальной задачей, от правильного решения которой зависит достижение высоких экономических показателей.

**АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ
И ПУБЛИКАЦИЙ**

В практике давно сложились и в настоящее время широко используются различные методы оценки эффективности теплообменных поверхностей и аппаратов. Первые работы в этой области принадлежат основоположникам теории сравнения тепловой эффективности пакетов труб различной конфигурации: М.В. Кирпичеву, А.А. Гухману, В.М. Антуфьеву и Г.С. Белецкому, Ф. Глассеру, А.Л. Лондону, К.Р. Фергюсону, В.Х. Мак-Адамсу и др.

Для оценки тепловой эффективности теплообменных аппаратов М.В. Кирпичевым предложен энергетический коэффициент, представляющий собой отношение количества переданного тепла Q к затратам мощности N на преодоление сопротивления по перемещению теплоносителя, омывающего поверхность [4]:

$$E = Q / N = (\alpha_k \theta F_n) / (\Delta P V) = (q_n F_n) / (\Delta P V), \quad (1)$$

где α_k – конвективный коэффициент теплоотдачи,

$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\theta = t_{\text{ср}P} - t_{\text{ср}B}$ – температурный напор, К; $t_{\text{ср}P}$, $t_{\text{ср}B}$ – средняя температура соответственно теплообменной поверхности и теплоносителя, омывающего поверхность, К; F_n – площадь наружной поверхности, м^2 ; ΔP – потеря напора, Па; V – объемный расход теплоносителя, $\text{м}^3/\text{с}$; q_n – плотность теплового потока, отнесенная к наружной поверхности, $\text{Вт}/\text{м}^2$.

Для упрощения процедуры сравнения различных поверхностей В.М. Антуфьев и Г.С. Белецкий [1] рекомендовали энергетический коэффициент оценивать как отношение коэффициента теплоотдачи при единичном температурном напоре к затрате удельной мощности на преодоление сопротивления теплоносителем по формуле

$$E = \alpha_k / N_0 K^{-1}, \quad (2)$$

где $N_0 = V \Delta P / F_n$ – затрата удельной мощности на перемещение теплоносителя, $\text{Вт}/\text{м}^2$.

Предложенный метод сравнения поверхностей [1] нашел широкое применение в работах многих авторов: Ю.В. Петровского и В.Г. Фастовского [7], В.И. Евенко и В.Н. Соченова [3], В.Ф. Юдина [8] и др.

ЦЕЛЮЮ РАБОТЫ является сравнительная оценка энергетической эффективности теплообменных поверхностей по уравнениям Кирпичева (1) и Антуфьева (2).

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

На основании результатов исследований коэффициентов теплоотдачи [5] и аэродинамических сопротивлений [6] четырехрядных пакетов оребренных труб с наклонными поперечными ребрами получены

рабочие зависимости $\Delta P = f(w_{жс})$ и $\alpha = f(\omega_{жс})$, используемые для оценки их энергетической эффективности. При этом в исследованных пакетах труб фиксированным параметром являлась плотность теплового потока, отнесенная к наружной поверхности оребренных труб ($q_n = 240 \text{ Вт/м}^2$).

Опытные образцы пакетов набраны из медных труб $\text{Ø } 18 \times 1 \text{ мм}$ с припаянными медными поперечными ребрами $46 \times 46 \text{ мм}$ с наклонными участками

в зоне трубы под углом 60° толщиной $\delta_p = 0,4 \text{ мм}$ при шаге ребер $u = 4,6 \text{ мм}$. С учетом геометрических особенностей наклонных участков оребрения в работе исследованы пакеты труб при различных вариантах обтекания ребер набегающим потоком воздуха.

На рис. 1 приведен общий вид ребристого элемента и варианты (A и B) обтекания ребер набегающим потоком воздуха.

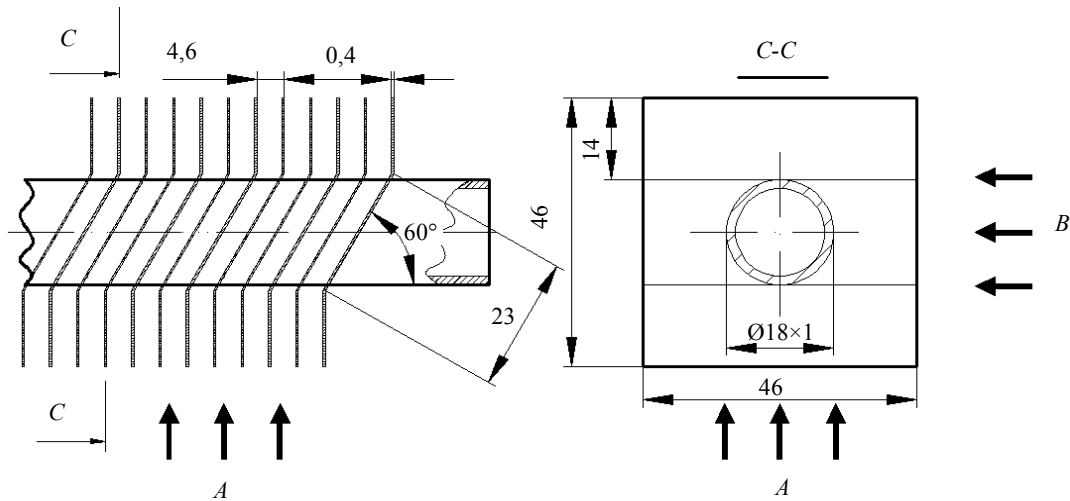


Рис. 1. Общий вид ребристого элемента

В опытах конвективные коэффициенты теплоотдачи определялись в условиях полного теплового моделирования при стационарном тепловом потоке, а потеря напора – в изотермических условиях.

Характеристики сравниваемых пакетов труб приведены в табл. 1.

Таблица 1

Номер пакета труб	Расположение труб в пакете	Шаг труб, м		Вариант обтекания ребер	Коэффициент теплоотдачи α_k , Вт/(м ² ·К)	Потеря напора ΔP , Па
		поперечный S_1	продольный S_2			
1	Коридорное	0,05	0,05	A	$23,59 \omega_{жс}^{0,66}$	$0,733 \omega_{жс}^{1,7}$
2				B	$11,70 \omega_{жс}^{0,80}$	$0,30 \omega_{жс}^{1,9}$
5	Шахматное		0,06	A	$19,16 \omega_{жс}^{0,64}$	$0,665 \omega_{жс}^{1,72}$
6				B	$16,26 \omega_{жс}^{0,64}$	$0,413 \omega_{жс}^{1,84}$
9			0,05	A	$22,51 \omega_{жс}^{0,64}$	$0,665 \omega_{жс}^{1,72}$
10	B			$16,51 \omega_{жс}^{0,71}$	$0,413 \omega_{жс}^{1,84}$	

На основании представленной зависимости можно сделать вывод, что сравниваемые пакеты труб независимо от компоновки (коридорные пакеты № 1, 2 или шахматные пакеты № 5, 6, 9, 10) и расположения ребер относительно набегающего потока воздуха (A или B) в энергетическом плане равноценны (все опытные точки ложатся на одной прямой). Однако увеличение тепловой нагрузки Q при фиксированном объемном расходе воздуха $V = idem$ практически не отразилось на изменении соответствующих значений

Сравнение исследованных пакетов труб по энергетическим показателям с помощью метода, предложенного Кирпичевым [4], представлено на рис. 2 зависимостью $E = f(N_0)$, где затраты мощности на транспорт воздуха отнесены к 1 м² наружной поверхности пучка труб.

потери напора ΔP и коэффициента теплоотдачи α_k , но приведет к увеличению значения энергетического коэффициента E , рассчитанного по зависимости (1).

Рост Q обусловлен повышением средней температуры оребренной поверхности и, соответственно, температуры трубы у основания ребер. Для конденсатора воздушного охлаждения это приведет к повышению температуры конденсации и, соответственно, затрат мощности на компримирование паров агента.

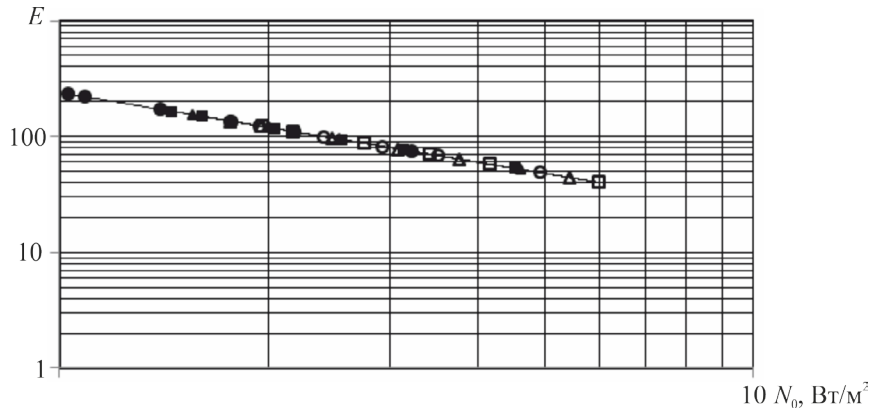


Рис. 2. Зависимость $E=f(N_0)$: ○ – пакет № 1; ● – № 2; △ – № 5; ▲ – № 6; □ – № 9; ■ – № 10

Сравнение исследованных пакетов труб по энергетическим показателям при единичном температурном напоре $\theta = t_{cpP} - t_{cpB} = 1$ К с помощью метода [1], предложенного В.А. Антуфьевым и Г.С. Белецким, представлено на рис. 3 зависимостью $E=f(N_0)$.

Полученные зависимости $E=f(N_0)$ оценивают качественную, т. е. относительную характеристику сравниваемых пакетов труб. Очевидно, что при фик-

сированной удельной затрате мощности на транспорт теплоносителя чем выше значение энергетического коэффициента, тем более эффективна теплообменная поверхность. Приведенные данные свидетельствуют о наибольшей эффективности пакета № 1. Его энергетический коэффициент в пределах изменения удельной затраты мощности $N_0 = 1,7 \dots 5,0$ Вт/м² выше, чем у худшего пакета труб № 6, на 25 %.

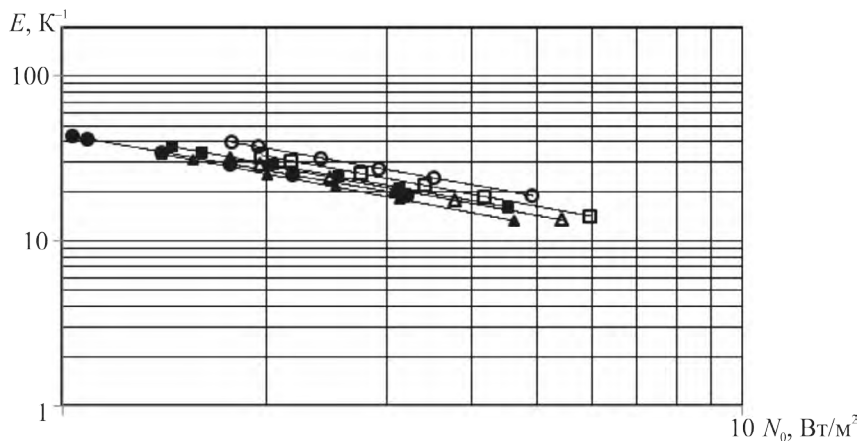


Рис. 3. Зависимость $E=f(N_0)$ (обозначение пакетов труб такое же, как и на рис. 1)

Рассмотрим, как изменяются экспериментальные значения температурных напоров $\theta = t_{cpP} - t_{cpB}$ (рис. 4) для лучшего (пакет № 1) и худшего (пакет № 6) сравниваемых пакетов труб в зависимости от скорости воздуха.

Существующее неравенство значений температурных напоров $\theta_1 \neq \theta_6$ (см. рис. 4) при условии $\omega_{жс} = idem$ достаточно просто привести к условию равенства $\theta_1 = \theta_6$ за счет увеличения тепловой нагрузки или уменьшения наружной поверхности пакета № 1.

При этом средние температуры обретенных поверхностей пакетов должны быть выровнены. Тогда соотношения между плотностями тепловых потоков,

отнесенных к наружной поверхности сравниваемых пакетов, при условии $N_0 = idem$, можно представить выражением

$$q_{н1} / q_{н6} = (\alpha_{к1} \theta_6) / (\alpha_{к6} \theta_6) = \alpha_{к1} / \alpha_{к6}.$$

Приведенное соотношение свидетельствует о приемлемости использования единичного температурного напора $\theta = 1$ при оценке энергетического коэффициента, что и было предложено Антуфьевым [2] при сравнении тепловой эффективности поверхностей при единичных температурных напорах по коэффициентам теплоотдачи в виде функциональной зависимости $\alpha = f(N_0)$.

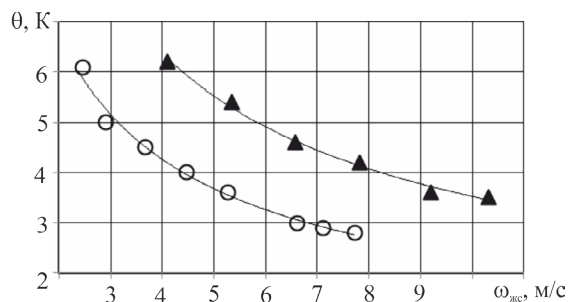


Рис. 4. Залежність $\theta = f(\omega_{жс})$: ○ – пакет № 1; ▲ – № 6

ВЫВОДЫ

Оценка энергетической эффективности по зависимости Кирпичева неприемлема в связи с тем, что изначально не обеспечивается равенство температурных напоров, т. е. средней разности температур теплоносителя и поверхности у сравниваемых поверхностей. Предложенные Антуфьевым условия использования единичного температурного напора предоставляют возможность оценить относительные показатели энергетической эффективности и осуществить дальнейшую оценку объемных и весовых характеристик сравниваемых поверхностей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Антуфьев, В. М. Теплопередача и аэродинамическое сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке [Текст] / В. М. Антуфьев, Г. С. Белецкий. – М. : Машгиз, 1948.
- [2] Антуфьев, В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева [Текст] / В. М. Антуфьев. – М. ; Л. : Энергия, 1966.
- [3] Евенко, В. И. Методика оценки эффективности теплообменных аппаратов и поверхностей теплообмена [Текст] / В. И. Евенко, В. Н. Соченов / Изв. вузов «Энергетика». – 1967. – № 4. – С. 71–75.
- [4] Кирпичев, М. В. О наиболее выгодной форме поверхности нагрева [Текст] / М. В. Кирпичев // Изв. ЭНИИ им. Г.М. Кржижановского, 1944. – Т. 12. – С. 10–15.
- [5] Князюк, В. И. Исследование тепловых характеристик пакетов труб с поперечными наклонными ребрами [Текст] / В. И. Князюк, А. Е. Лагутин, П. Ф. Стоянов // Холодильна техніка і технологія. – 2013. – № 1 (141). – С. 5–9.
- [6] Лагутин, А. Е. Исследование аэродинамического сопротивления пакетов труб с поперечными наклонными ребрами [Текст] / А. Е. Лагутин, В. И. Князюк, П. Ф. Стоянов // Холодильна техніка і технологія. – 2012. – № 1 (135). – С. 28–32.
- [7] Петровский, Ю. В. Современные эффективные теплообменники [Текст] / Ю. В. Петровский, В. Г. Фастовский. – М. ; Л. : Госэнергоиздат, 1962.
- [8] Юдин, В. Ф. Теплообмен поперечно-оребрённых труб [Текст] / В. Ф. Юдин. – Л. : Машиностроение, 1982.

© В. І. Князюк, А. Є. Лагутін

Надійшла до редколегії 07.02.13

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК
д-р техн. наук, проф. М. І. Радченко