

КРИТЕРИЙ ОПТИМИЗАЦИИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА

АННОТАЦИЯ

В работе предлагается приведенный критерий оптимизации теплообменных аппаратов и теплообменных систем. Критерий основан на понятии эксергии и относится к группе смешанных критериев эффективности или оптимизации. Предлагаемая форма критерия удобна для применения на практике.

1. ВВЕДЕНИЕ

В задачах оптимизации теплообменных аппаратов и теплообменных систем на стадии проектирования можно выделить этап определения критерия эффективности или оптимизации. Этот этап (2-й этап по [1]) чрезвычайно важен, так как выбором критерия оптимизации определяется основная цель функционирования теплообменных систем.

При функционировании теплообменных аппаратов часто возникает необходимость в оптимизации по площади теплообменной поверхности. В этом случае можно применять в качестве критерия оптимизации

$$f = \frac{F}{E''}. \quad (1)$$

Пользование критерием f в форме, указанной в (1), неудобно, так как для проектируемых вариантов теплообменных аппаратов F и E'' неизвестны. Приведем формулу (1) к виду, удобному для практического использования.

2. ВЫВОД КРИТЕРИЯ ОПТИМИЗАЦИИ

В работах по исследованию различных видов теплообменных поверхностей результаты обобщаются в зависимости теплоотдачи от температуры, давления, геометрических параметров поверхности и т.д. При этом значения F и Q не приводятся или же приводятся только для опытного образца. В последнем случае в температурных условиях, отличных от условий проведённых опытов, F и Q изменяются. К тому же исследования рассматриваемых различных теплообменных поверхностей могли быть проведены при температурных условиях, отличающиеся друг от друга. Это затрудняет подбор вида теплообменной поверхности проектируемого аппарата.

Значение E'' в (1) определяется по формуле Гюи-Стодолы:

$$E'' = \Delta ST_{o,c}; \quad (2)$$

E'' можно определить и в зависимости от Q :

$$E'' = Q \cdot \tau_e. \quad (3)$$

Учитывая закон Ньютона для конвективного теплообмена

$$Q = \alpha(T' - T'') \cdot F. \quad (4)$$

уравнение (1) можно написать в виде

$$f = \frac{F}{Q \cdot \tau_e} = \frac{1}{\alpha \cdot \tau_e (T' - T'')}. \quad (5)$$

Входящая в (1) величина τ_e , названная эксергетической температурной функцией, представляет собой функцию состояния теплообменного аппарата и окружающей среды. Для механической и электрической энергии $\tau = 1$. Для тепла

$$\tau_e = \frac{T - T_{o,c}}{T} = 1 - \frac{T_{o,c}}{T}. \quad (6)$$

Для теплотехнических процессов, происходящих при $T > T_{o,c}$, τ_e всегда положительно и меньше единицы ($0 < \tau_e < 1$).

Для низкотемпературных процессов отвод тепла от охлаждаемой среды протекает при $T < T_{o,c}$ и осуществляется при затрате работы. Этот момент характеризуется знаком «-» при τ_e ($\tau_e < 0$). Таким образом, τ_e может принимать все числовые значения в диапазоне от $-\infty$ до $+1$, но в (5) τ_e можно брать по абсолютному значению, отбрасывая знак «-».

Следовательно, эксергетический критерий f изменяется в диапазоне от 0 до $+\infty$. По мере приближения $T \rightarrow T_{o,c}$, т.е. $\tau_e \rightarrow 0$, эксергетический критерий f приближается к нулю. Когда температура теплового потока равняется температуре окружающей среды, т.е. $\tau_e = 0$, критерий f не имеет смысла. Такое термодинамическое состояние теплообменного аппарата называется нулевым (от англ. dead state). Этот критерий так же надежен, как и эксергетический КПД, поскольку относится к универсальной производительности [2]. Наилучшим теплообменным аппаратом будет тот, у которого значение f минимально.

3. ПРИМЕНЕНИЕ КРИТЕРИЯ

В качестве примера пользования критерием f рассмотрим численный расчет конденсатора холодильной машины. Конденсатор горизонтальный, типа «труба в трубе», водяного охлаждения.

Вода движется внутри круглой трубы, хладагент конденсируется на наружной поверхности. Режим движения воды относится к переходной области, так как именно в ней получены максимальные эффекты от интенсификации теплообмена для вариантов теплообменных поверхностей, указанных в табл. 1.

Таблица 1. Теплообменные поверхности труб

Номера труб	Трубы	Расчетная формула теплоотдачи	Геометрические характеристики	Источник сведений
1	Гладкая труба	$Nu = 0.021 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}}\right)^{0.25}$	$D = 0.020$	[3]
2	Труба с кольцевыми турбулизаторами	$\frac{Nu}{Nu_{2l}} = \left[100 \cdot \left(1 - \frac{d}{D}\right)\right]^{0.445}$	$t/d = 0.5$ $d/D = 0.94$	[4]
3	Труба с пластинчатыми спиральными вставками	$\frac{Nu}{0.03 Re^{0.755}} = 2.2 + 2.33 \cdot \frac{2h}{d} - \frac{1.2 + 2.3 \cdot \frac{2h}{d}}{7.6 + 5 \cdot \frac{2h}{d}} \cdot \frac{H}{d}$	$H/d = 4$ $2h/d = 0.4$	[5]
4	Трубы с пружинными вставками	$\frac{Nu}{Nu_{2l}} = 1.85 + 2.5 \frac{2h}{d} - \frac{0.85 + 2.5(2h/d)}{2.8 + 12.6(2h/d)} \cdot \frac{t}{d}$	$t/d = 3.1$ $2h/d = 0.435$	[5]

Повышение коэффициента теплоотдачи достигается турбулизацией и закручиванием потока [4,5], применением оребрения [5].

Специально принят узкий температурный режим, характерный для работы холодильных машин. Температура воды на входе $T'_g = 278, 288, 298$ К. Конечная минимальная разность температур $\Delta T_g = 5$ К.

Для процесса конденсации разность $T' - T''$ хладагента всегда равно нулю, а формулу (5) можно применять только в случае изменения температур сред в аппарате. Формулу (5) можно использовать для конденсаторов на основе следующих суждений.

В конденсаторе хладагент отдает тепло воде. Считаем, что всё количество тепла принимается водой и составляет тепловую нагрузку Q_k конденсатора ($Q = Q_k$ в (3); $Q_k = Q_g$). В таком случае получим несколько завышенные значения E'' . Следовательно, коэффициент теплоотдачи в формуле (5) относится к охлаждающей воде.

Температура окружающей среды равна температуре воды на входе в конденсатор. При подсчете эксергетической температурной функции примем T в (6) равной средней интегральной температуре :

$$T = \frac{T_g'' - T_g'}{\ln \frac{T_g''}{T_g'}} = \frac{T_g'' - T_g'}{2.31 \lg \frac{T_g''}{T_g'}} \quad (7)$$

В табл. 1 приведены варианты теплообменных поверхностей, их геометрические характеристики и расчетные формулы коэффициента теплоотдачи.

На рис.1 показана зависимость f от τ_e . Как видно, увеличение τ_e приводит к росту f для всех теплообменных поверхностей. Это значит, что с уменьшением температуры окружающей среды через единицу теплообменной поверхности переходит меньшее количество эксергии, эффективность теплообменной поверхности или теплообменного аппарата будет падать.

Удельные поверхности труб с кольцевыми турбулизаторами и пружинными вставками одинаковы и являются самими эксергетически эффективными

среди исследованных труб. Труба с кольцевыми турбулизаторами нами исследована и используется в низкотемпературной технике [6,7]. Термодинамически наихудшей является труба с пластинчатыми спиральными вставками. Для нее f больше даже, чем для гладкой трубы. С увеличением температуры воды на входе значение критерия для трубы №3 уменьшается, приближаясь к значениям f трубы №1. Поэтому спиральные вставки рекомендованы в работе [5] для газотурбинного воздухоподогревателя, где при более высоких температурных условиях габариты сокращаются на 40%.

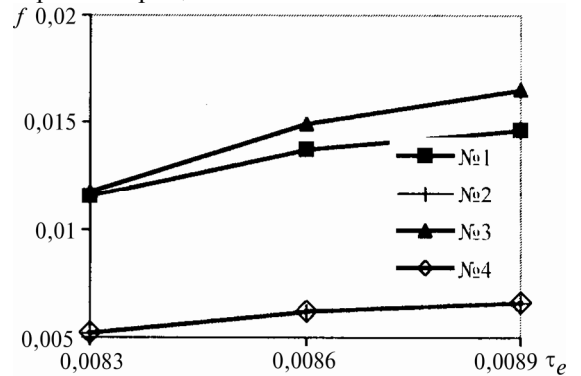


Рис.1. Зависимость удельной поверхности от эксергетической температурной функции. Обозначения линий соответствуют номерам труб в табл. 1

Таким образом, при проектировании теплообменных аппаратов и систем достаточно иметь расчетные формулы теплоотдачи. Задавая значениями температур окружающей среды и теплоносителя, характерными для функционирования теплообменных аппаратов и систем, можно принять термодинамически эффективный вид теплообменной поверхности.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенная форма критерия эффективности или оптимизации основывается на понятии эксергии. Критерием удобно пользоваться для определения эффективностей действующих и подбора термодинамически эффективных проектируемых теплообменных аппаратов и систем.

Для оптимизации объема, длины и др. можно получить критерии типа выше предложенного.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

f – удельная площадь поверхности теплообмена, $(\text{м}^2 \cdot \text{с})/\text{Дж}$;
 F – площадь поверхности теплообмена, м^2 ;
 E – эксергия, $\text{Дж}/\text{с}$;
 Q – количество тепла, $\text{Дж}/\text{с}$;
 τ_e – эксергетическая температурная функция;
 α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
 T – температура, К ;
 ΔT – разность температур, К ;
 ΔS – сумма приращений энтропий, $\text{Дж}/(\text{моль} \cdot \text{К})$;
 Nu – число Нуссельта;
 Re – число Рейнольдса;
 Pr – число Прандтля;
 D – внутренний диаметр трубы, м ;
 d – диаметр отверстия диафрагм и внутренний диаметр труб с вставками, м ;
 t – шаг диафрагм, вставок, м ;
 h – высота спиральных и пружинных вставок, м ;
 H – шаг спиральных вставок, м .
Индексы:
 $o.c$ – окружающая среда;
 κ – конденсатор;
 ν – вода;

z_l – гладкая поверхность;
«'» и «"» – вход и выход теплообменного аппарата соответственно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Оптимизация** теплообменных процессов и систем / В.В. Кафаров, В.П. Мешалкин, Л.В. Гурьева. М.: Энергоатомиздат, 1988. 192 с.
2. **Эксергетические** расчеты технических систем / В.М. Бродянский, Г.П. Верхивкер, Я.Я. Карчев и др.; Под ред. А.А. Долинского, В.М. Бродянского. Киев: Наук. думка, 1991. 360 с.
3. **Теплообменные** аппараты холодильных установок / Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов и др.; Под ред. Г.Н. Данилова. Л.: Машиностроение, 1986. 303 с.
4. **Эффективные** поверхности теплообмена / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, И.З. Копп и др.; М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.
5. **Мигай В.К.** Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 144 с.
6. **Закиров С.Г., Цой В.И., Галаган В., Каримов К.Ф.** Интенсификация процесса теплообмена при плёночной конденсации паров веществ на наружной поверхности горизонтальных накатанных труб. // Тр. 1-й Нац. конф. по теплообмену. М., 1994. Т. 8.
7. **Zakirov S.G., Karimov K.F.** Exergy analysis of refrigeration evaporators // Tenth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, USA, July 12-15, 2004.