

УДК 536.246:66.045.12:621.03.67

Моделирование и оптимизация параметров теплообменников методами неравновесной термодинамики

А.А. Редько¹, Н.В. Куликова², Н.Г. Ланцберг³, А.Ф. Редько⁴

¹докт. техн. наук, профессор; ²канд. техн. наук, ассистент; ³канд. техн. наук, доцент;

⁴докт. техн. наук, профессор

Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, andrey.ua-mail@mail.ru

В работе приведены результаты численного моделирования и оптимизации конструктивных и режимных характеристик теплообменных аппаратов – теплоутилизаторов типа «жидкость-газ». В качестве одного из критериев принималось минимальное производство энтропии. Показано влияние расходов теплоносителей и изменение тепловой нагрузки на термодинамическую эффективность теплоутилизатора. Определены оптимальные закономерности изменения температур теплоносителей в противоточном теплообменном аппарате при различных эксплуатационных режимах и конструктивных параметрах. Проанализированы прикладные решения оптимизации теплоутилизаторов методами неравновесной термодинамики.

Ключевые слова: теплообменный аппарат, теплоутилизатор, тепловые трубы, термодинамическая эффективность, необратимые потери, производство энтропии.

Анализ состояния проблемы. Теплообменные аппараты-теплоутилизаторы широко применяются в системах использования теплоты уходящих газов топливоиспользующих агрегатов. При низких температурах уходящих газов эффективно использование теплоутилизаторов на тепловых трубах [1-3]. Выполнение теплоутилизаторов двухмодульными (каскадными) с тепловыми трубами, заполненными различными низкотемпературными жидкостями, обеспечивает глубокое охлаждение уходящих газов и использование теплоты конденсации водяного пара [4,20].

Высокая эффективность системы использования теплоты низкотемпературных уходящих газов обеспечивается высокой эффективностью теплоутилизаторов.

Одним из путей повышения эффективности теплообменных аппаратов является оптимальная организация процесса теплообмена, в котором необратимые потери энергии минимальны.

При обратимом процессе теплообмена разность температур и потоки теплоты между теплоносителями и, следовательно, интенсивность процессов небольшие при бесконечно большой площади теплообменной поверхности, продолжительность обратимых процессов стремится к бесконечности. В этих процессах энтропия системы не возрастает.

В реальных процессах интенсивность теплообмена высокая при конечной площади теплообменной поверхности. Процесс необратимого теплообмена проходит при конечной высокой разности температур между теплоносителями и фиксированной продолжительности теплового контакта, что приводит к существенному росту необратимых потерь, росту энтропии системы и снижению термодинамической эффективности теплоутилизатора.

Поэтому ведётся поиск оптимальной организации процесса теплообмена, при котором обеспечивается минимальное производство энтропии [5,9].

Предельные характеристики тепловых машин с учётом ограничения на продолжительность процесса были оценены в [6-8].

В теплообменниках основной вклад в эксергетические потери (производство энтропии) вносит теплообмен между греющим теплоносителем и поверхностью, потери из-за гидравлического сопротивления (вязкого трения) теплоносителей существенно ниже.

Структура метода расчёта производства энтропии такова, что при наложении нескольких необратимых процессов они разделяются как по физической природе (тепло- и массоперенос, теплообмен и вязкое трение жидкости и др.), так и по областям локализации (локальная и интегральная).

Оптимальное распределение температур теплоносителя, при котором производство энтропии минимально или минимальна площадь теплообменной поверхности при условии постоянства количества передаваемой теплоты и фиксированном производстве энтропии в теплообменнике рассмотрены в [14-17].

В работах [12-18] приводятся решения задач оценки предельных возможностей термодинамических систем с учётом ограничения на продолжительность процесса теплообмена и введения требования ненулевой интенсивности теплопереноса или требования максимума температуры холодного потока на выходе теплообменника. Эти требования характерны для необратимых реальных процессов в теплообменных аппаратах. Показатель термодинамической эффективности позволяет учитывать влияние тепловой мощности теплообменника, интенсивности теплообмена, теплоёмкости и расходов теплоносителей и других факторов.

В работе [14,15] сформулированы условия термодинамического совершенства теплообменников в зависимости между минимальной диссипацией энергии и интенсивностью теплообмена.

В работах [11-18] приводятся результаты исследований необратимых процессов в теплообменниках методами неравновесной термодинамики, термодинамики при конечном времени. Эффективность теплообменников оценивается по изменению энтропии системы.

Оптимизация была выполнена с учётом изменения энтропии системы:

$$\Delta S = \int_0^F q(T_2, T_x) \left(\frac{1}{T_x} - \frac{1}{T_2} \right) df \rightarrow \min \quad (1)$$

при условии

$$\int_0^F q(T_z, T_x) df = W_x(T_x(0) - T_x(F)) = \bar{q} \quad (2)$$

$$\frac{dT_z}{df} = -\frac{1}{W_z} \cdot q(T_z, T_x); \quad T_z(0) = T_z^0 \quad (3)$$

В [14,15,17,18] приведено решение для линейного закона теплопередачи для любого сечения f отношение температур теплоносителей постоянное и равняется:

$$\frac{T_x(f)}{T_z(f)} = 1 - \frac{W_z}{k \cdot F} \cdot \ln \frac{T_z(0)}{T_z(F)} = m \quad (4)$$

Однако, полученные решения недостаточно широко используются в инженерных методиках проектирования теплообменных аппаратов.

Методика исследования. Моделирование и оптимизация конструктивных и режимных параметров теплоутилизатора на тепловых трубах выполнялись с использованием термодинамической модели [4].

Производство энтропии в системы было использовано как критерий оптимизации.

Степени термодинамической эффективности аппарата оценивается с помощью показателя термодинамического совершенства теплообменника:

$$\eta = \Delta S^* / \Delta S, \quad (5)$$

где ΔS^* - минимальное производство энтропии при необратимом теплообмене; ΔS – производство энтропии в реальных условиях.

Термодинамический баланс устанавливает связь между потоками вещества, энергии и энтропии в системе (возникновение их в системе и скорость изменения их количества). Термодинамический баланс определяется уравнениями: энергетический баланс, материальный баланс и энтропийный баланс.

Для изолированной системы (теплообменник) состоящий из двух подсистем с температурами T_1 и T_2 производство энтропии определяется скоростью ее изменения:

$$\frac{dS}{d\tau} = \sum_i \frac{q_i}{T_i} + \sigma, \quad (6)$$

где q_i , T_i , σ – соответственно плотность потока q_i теплоты с температурой T_i , производство энтропии.

Тепловая схема теплоутилизатора на ТТ показана на рис. 1

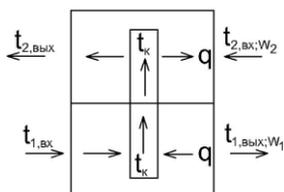


Рис. 1 Схема теплообмена в теплоутилизаторе на тепловых трубах

Уравнения баланса энергии и энтропии для стационарных условий имеют вид:

$$W_1(t_{1,вх} - t_{1,вых}) + W_2(t_{2,вх} - t_{2,вых}) = 0, \quad (7)$$

$$m_1(S_{1,вх} - S_{1,вых}) + m_2(S_{2,вх} - S_{2,вых}) + \frac{q_u}{t_u} + \frac{q_k}{t_k} = \Delta S, \quad (8)$$

где W_i , m_i , t_i , S_i , q_u , q_k , t_u , t_k – соответственно водяной эквивалент i -го потока, температура i -го потока на входе и выходе из теплоутилизатора, S_i – энтропия i -го потока на входе и выходе из теплоутилизатора, теплота парообразования и конденсации теплоносителя внутри термосифона, температура кипения и конденсации теплоносителя.

Принимаем, что $q_u = q_k$ и $t_u = t_k$, тогда:

$$\frac{q_u}{t_u} + \frac{q_k}{t_k} = 0. \quad (9)$$

Принимаем, что тепловая нагрузка теплоутилизатора q задана и равна:

$$q = W_1(t_{1,вх} - t_{1,вых}). \quad (10)$$

Из уравнения (10) определяем:

$$m_1 = \frac{q}{C_1(t_{1,ex} - t_{1,ввх})}; \quad m_2 = \frac{q}{C_2(t_{2,ex} - t_{2,ввх})}. \quad (11)$$

Подставляя зависимости (11) и (12) с учётом изменения энтропии в теплоносителях в уравнение баланса энтропии получаем:

$$\frac{\ln\left(\frac{T_{2,ex}}{T_{2,ввх}}\right)}{T_{1,ex} - T_{2,ввх}} - \frac{\ln\left(\frac{T_{1,ex}}{T_{1,ввх}}\right)}{T_{1,ex} - T_{2,ввх}} - \frac{\Delta S}{q} = 0. \quad (12)$$

Введем обозначение

$$\theta_i = \frac{T_{i,ex} - T_{i,ввх}}{\ln\left(\frac{T_{i,ex}}{T_{i,ввх}}\right)}, \quad (13)$$

где θ_i – эффективная температура i -го потока.

Уравнение (14) может быть записано в виде [14]:

$$\frac{1}{\theta_2} - \frac{1}{\theta_1} - \frac{\sigma}{q} = 0, \quad (14)$$

Из уравнения (14) следует, что уменьшение необратимости и уменьшение производства энтропии в процессе теплопередачи приводит к тому, что эффективная температура нагреваемого потока возрастает, т.к. при заданной тепловой нагрузке q и температуре $t_{1,ex}$ величина эффективной температуры θ_1 фиксируется.

Таким образом, действительно производство энтропии определялось по уравнению:

$$\Delta S_{действ} = W_1 \cdot \ln\left(\frac{T_{1,ввх}}{T_{1,ex}}\right) + W_2 \cdot \ln\left(\frac{T_{2,ввх}}{T_{2,ex}}\right). \quad (15)$$

Минимальное производство энтропии определяли как:

$$\Delta S_{\min} = k \cdot F \cdot (1 - m)^2 \cdot m^{-1}, \quad (16)$$

где $m = W_1/W_2$ определяли из решения уравнения

$$m = 1 - Q \cdot m \cdot [k \cdot F \cdot (m \cdot T_{1ex} - T_{2ex})]^{-1} \cdot \ln \frac{T_{1ex}}{T_{2ex}} \quad (17)$$

Основные результаты и их анализ. В работе приводятся результаты численного исследования теплотехнических характеристик теплоутилизатора котельного агрегата. Теплоутилизатор выполнен на тепловых трубах, заполненных аммиачной водой. Температура уходящих газов котельного агрегата составляет 130 °С (403 К), при этом температура изменяется от 90 °С (363 К) до 150 °С (423 К). Расходная теплоёмкость уходящих газов изменяется от 2,0 до 4,1 кВт/К. В теплоутилизаторе нагревается вода от 10 °С (283К) до 60 °С (333 К).

В результате моделирования и оптимизации были определены конструктивные параметры: тепловая мощность теплоутилизатора; площадь теплообменной поверхности; аэродинамическое сопротивление.

Ниже приводятся результаты влияния конструктивных и режимных параметров.

В таблице показано изменение энтропии системы в зависимости от интенсивности теплообмена (коэффициента теплопередачи) и площади поверхности.

Таблица

Результаты расчета диссипативных потерь энергии в теплоутилизаторе

W_1/W_2	$t_2, ^\circ\text{C}$	$\Delta S_g^*, \text{кВт/К}$	$Q, \text{кВт}$	$Q_D, \text{кВт}$	$Q_D/Q, \%$
2,0/3,9	130	0,0758/0,0665	199,2/229	21,8/19,2	11,1/8,4
3,2/3,9	130	0,0955/0,0898	247/310	27,5/25,8	11,1/8,3
3,5/3,9	130	0,1068/0,0960	254,6/322	30,7/27,6	12,0/8,6
4,3/3,9	130	0,1199/0,1149	269,8/347	34,5/33,1	12,8/9,5
3,2/3,9	150	0,2954/0,1136	288,2/361	85,1/32,7	29,5/11,1
3,2/3,9	110	0,0791/0,0572	205,9/258	22,7/16,4	11,0/6,3
3,2/3,9	90	0,0449/0,0572	164,7/258	12,9/16,4	7,8/6,3

где * – в числителе значения изменения энтропии в теплоутилизаторе при $k \cdot F=5$, в знаменателе – при $k \cdot F=10$; Q – тепловая мощность; Q_D – диссипативные потери энергии; Q_D/Q – отношение значений диссипативных потерь к тепловой мощности теплоутилизатора.

При изменении ($k \cdot F$) от 5 до 10 наблюдается меньший прирост энтропии и снижение тепловых потерь, но при этом коэффициент термодинамического совершенства теплоутилизатора понижается. Поэтому, при проектировании

необходимо принимать компромиссное решение, между термодинамической эффективностью и стоимостью теплообменной поверхностью теплоутилизатора.

Изменение интенсивности теплообмена относительно оптимального значения ($k \cdot F^{opt} = 6-8$) приводит к снижению необратимых потерь при $k \cdot F = 10$, и увеличению при $k \cdot F = 5$.

На рис. 2 показано влияние температуры уходящих газов.

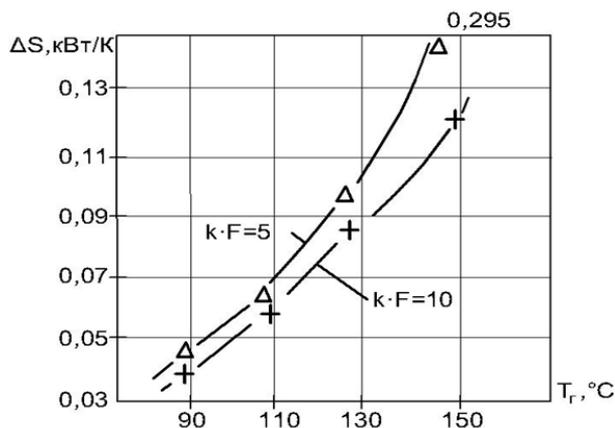


Рис. 2. Зависимость изменения энтропии от температуры газа при $W_1/W_2 = 3,2/3,9$:

▲ – $k \cdot F = 5$; + – $k \cdot F = 10$

При снижении температуры газа ниже номинальной (130°C) до 90°C диссипативные потери снижаются.

При повышении температуры газа до 150°C диссипативные потери растут. Так, изменение температуры газа выше номинальной ($t_g' = 130^\circ\text{C}$) на $\Delta t = 20 \text{ K}$ приводит к увеличению диссипативных потерь (при заданной интенсивности теплообмена $k \cdot F = \text{const}$) на 30 %.

Изменение тепловой нагрузки аппарата путём изменения температуры греющего газа и его водяного эквивалента (расхода) вызывает различные необратимые тепловые потери.

При снижении тепловой нагрузки ($T_g \leq 90^\circ\text{C}$) диссипативные потери снижаются до $\Delta S = 0,05 \text{ кВт/К}$, но при этом снижается и тепловая мощность аппарата до $164,7 \text{ кВт}$ (рис. 3).

Оптимальное значение тепловых потерь можно обеспечить путём изменения соотношения W_1/W_2 так, при понижении температуры греющего теплоносителя до $T_g \leq 90^\circ\text{C}$ оптимальное соотношение W_1/W_2 равно $m = 0,90$ (при начальном $m = 0,82$). При этом обеспечивается равномерное распределение температур теплоносителей.

Изменение W_1/W_2 от 0,50 до 1,10 при постоянных температурах греющего и нагреваемого теплоносителей приводит к росту необратимых потерь от 0,05 до 0,13 кВт/К (номинальное значение равно 0,09 кВт/К).

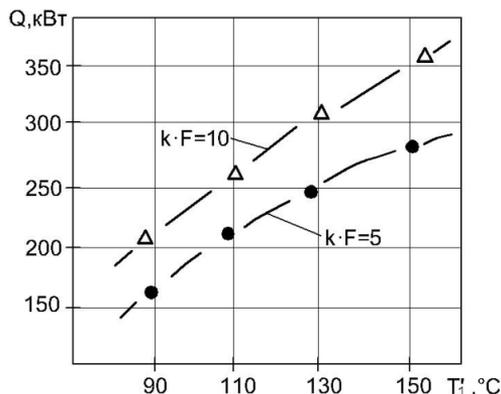


Рис. 3. Зависимость тепловой мощности теплоутилизатора от температуры газа при различной интенсивности теплообмена.

На рис. 4 показано влияние расходной теплоёмкости теплоносителей и их отношения на изменение энтропии системы.

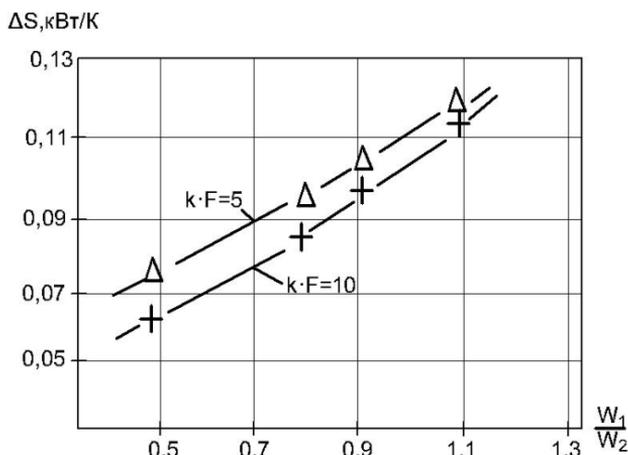


Рис. 4. Зависимость изменения энтропии от соотношения водяных эквивалентов ($t'_2 = 130\text{ }^\circ\text{C}$)

Изменяя соотношение расходов теплоносителей W_1/W_2 можно обеспечить максимальную температуру нагреваемого теплоносителя (воды). Изменение тепловой мощности при этом показано на рис. 5.

При оптимальном режиме теплообмена изменение температур и расходов теплоносителей определяется их отношением:

$$T_6/T_2 = m^{opt} = \text{const.} \quad W_1/W_2 = m^{opt} = \text{const.} \quad (18)$$

При заданной тепловой мощности теплообменника Q соотношения T_6/T_2 или W_1/W_2 при оптимальном значении коэффициента теплопередачи ($k \cdot F$).

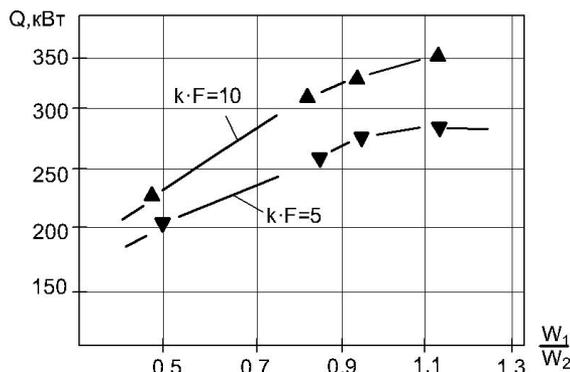


Рис. 5. Зависимость тепловой мощности теплоутилизатора от соотношения водяных эквивалентов при различной интенсивности теплообмена

Рассмотрим влияние расходных теплоёмкостей и температуры греющего газа на следующем примере.

Пример 1. Определить параметры оптимального нагрева воды – оптимальную расходную теплоёмкость W_1 , температуру T_c' газа и показатель m при фиксированных значениях: тепловая мощность теплоутилизатора $Q=300$ кВт, $W_g=6$ кВт/К; $t_{e'}=10^\circ\text{C}$; $t_{e''}=60^\circ\text{C}$. Температура газа на входе в теплоутилизатор изменялась в диапазоне $150 \div 110^\circ\text{C}$, расходная теплоёмкость газа – в диапазоне $3 \div 20$ кВт/К.

Результаты расчёта показаны на рис. 6.

Видно, что оптимальные значения параметров получены при минимальном производстве энтропии $\Delta S_\delta=0,15931$ кВт/К; и соответственно равны: $W_1=5$ кВт/К; $t_{ca1}=125,1^\circ\text{C}$; $t_{ca2}=65,1^\circ\text{C}$; $m=W_1/W_2=0,833$. Потери эксергии при этом минимальные и составляют $\Delta E=46,67$ кВт.

Пример 2. Определить оптимальные режимы охлаждения газа – расходную теплоёмкость W_2 и температуру воды на входе, если задано: тепловая мощность 300 кВт; $k \cdot F=5$ кВт/К; температура газа на входе 130°C , на выходе 60°C . Температура воды на входе изменялась от 1°C до 25°C , расходная теплоёмкость воды в диапазоне $4 - 42$ кВт/К.

Результаты расчёта представлены на рис 7.

Как видно, оптимальные значения параметров получены при минимальном производстве энтропии $\Delta S_\delta=0,1597$ кВт/К и соответственно равны: $W_2=5,1$ кВт/К; $t_{e1}=5,5^\circ\text{C}$; $t_{e2}=64^\circ\text{C}$; $t_{e1}=130^\circ\text{C}$; $t_{e2}=60^\circ\text{C}$; $W_1=4,3$ кВт/К; $m=W_1/W_2=0,836$.

Далее, изменение величины ω характеризует эффективность процесса необратимого теплообмена [14]:

$$\omega = \frac{W_1 \ln \frac{T_1(0)}{T_1(F)}}{W_2 \ln \frac{T_2(0)}{T_2(F)}} = \frac{\Delta S_1}{|\Delta S_2|} \quad (19)$$

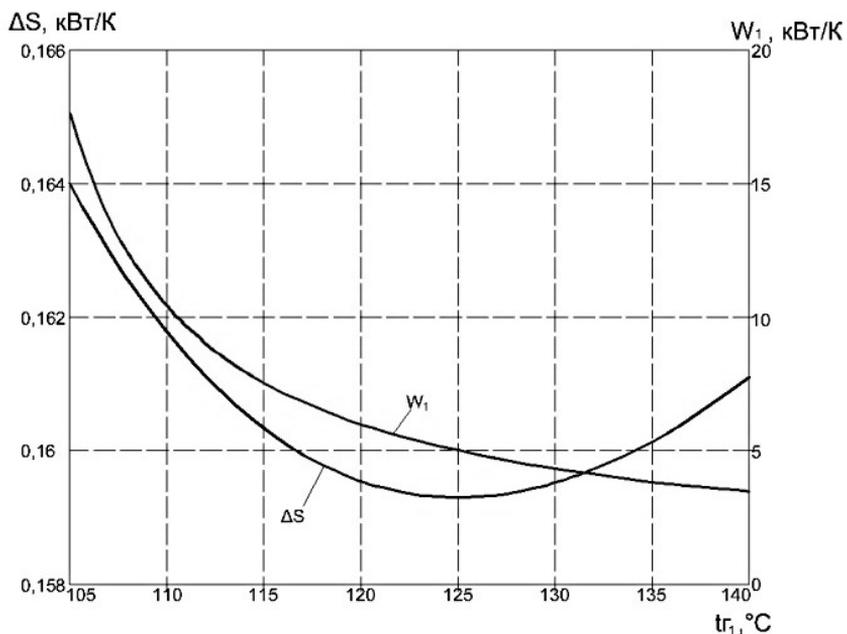


Рис. 6. Зависимость производства энтропии и расходной теплоёмкости газа от температуры газа на входе при тепловой мощности 300 кВт.

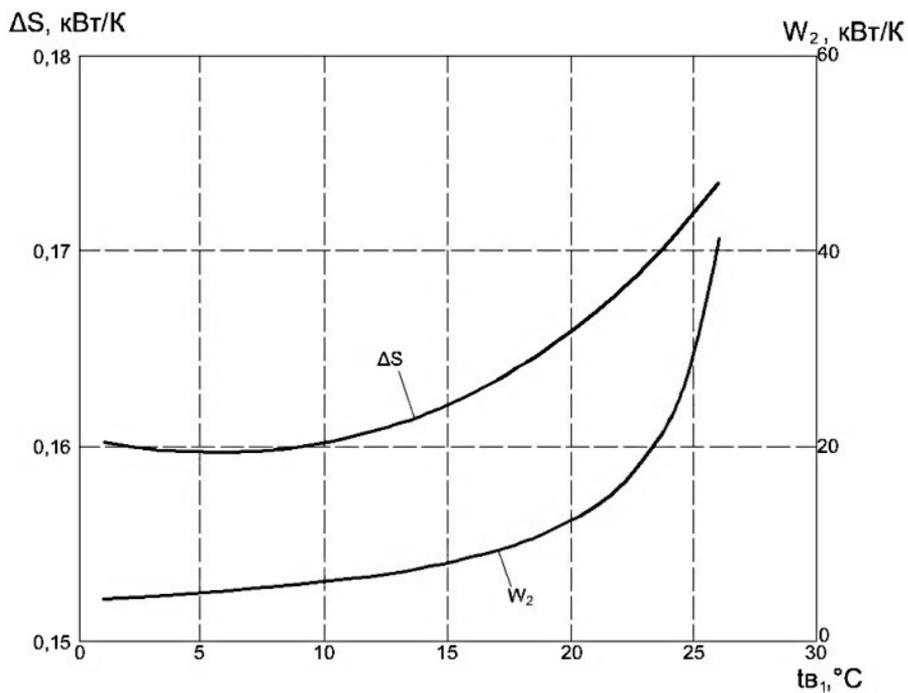


Рис. 7. Зависимость производства энтропии и расходной теплоёмкости воды от температуры воды на входе при тепловой мощности 300 кВт.

При оптимально організованому теплообміні $\omega \rightarrow 1$ і коефіцієнт термодинамічного совершенства $\eta \rightarrow 1$.

На рисунках 8 і 9 показано зміну величини ω від впливаючих параметрів.

Як видно, при $\omega \rightarrow 1$ ефективність процесу теплообміну зростає.

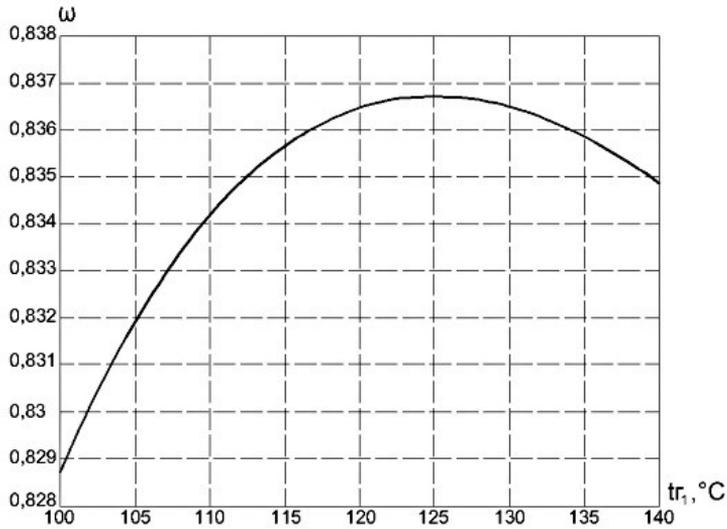


Рис. 8. Зміна величини ω від температури газу на вході в теплоутилізатор.

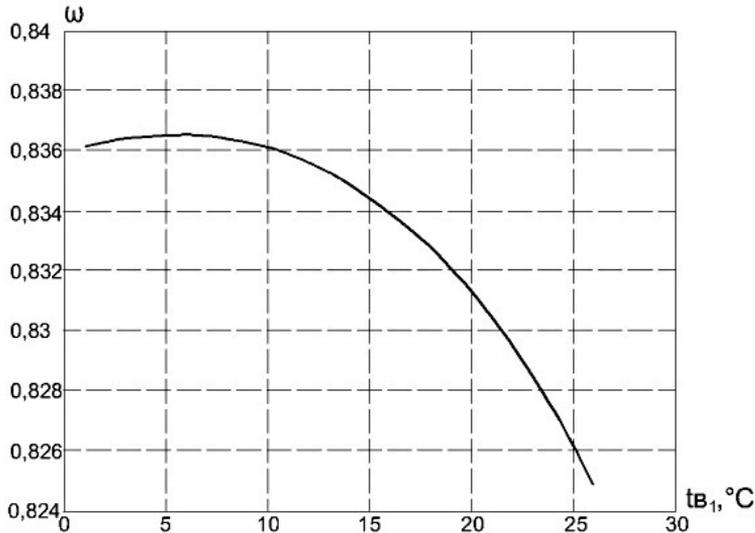


Рис. 9. Зміна величини ω від температури води на вході в теплоутилізатор.

Таким образом, если известно изменение энтропии системы можно определить диссипативные потери теплоты в теплоутилизаторе [19]. Значение тепловых потерь в зависимости от температуры уходящих газов и расходных

теплоёмкостей приведены в таблице 1. Как видно, необратимые тепловые потери для различных значений $k \cdot F$ составляют (7,8-12,8 %) для $k \cdot F=5$ и (6,3-11,1 %) для $k \cdot F=10$.

Выводы: Результаты численного моделирования и оптимизации позволяет определить конструктивные и режимные параметры теплоутилизаторов с учётом изменения энтропии системы. Показано, что необратимые тепловые потери могут составить около 6,3-12,8 % и более. Увеличение энтропии позволяет установить, в какой степени несовершенство теплообмена влияет на весь процесс, и в какой мере повышает энергетические затраты. Показано, что оптимальные характеристики обеспечиваются при выполнении закона изменения температур теплоносителей и расходных теплоёмкостей в соответствии с соотношениями $T_v/T_r=m^{opt}$ и $W_r/W_v=m^{opt}$ и оптимальном значении интенсивности теплообмена $k \cdot F$.

Литература:

1. Безродный М. К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. 2-е изд. – Киев: Факт. – 704с., 2005 г.
2. Дан П., Рей Д. Тепловые трубы. – М.: Энергия, 1979. – 352с.
3. Васильев Л.Л. Теплообменники на тепловых трубах. – Минск: Наука и техника, 1981. – 143с.
4. Kulikova N. Simulating heat-transfer processes in two-phase heat-utilizer at heat pipes /Kulikova N., Redko A.// Structure and environment. – Kielce:No.2/2014–Vol.6.– pp. 35-43.
5. И. Пригожин Введение в термодинамику необратимых процессов – перев. с англ. – М.: ИЛ, 1960.
6. Новиков И.И / Атомная энергия. – 1957. - №3. – с. 409–412.
7. Curzon F.L., Ahlborn B. // Amer. J. Phys. 1975. - vol. 43 – P. 22–24.
8. Andresen B., Salamon P., Berry R.S. Thermodynamics in Finite Time. Phys. Today. – 1984, 62–70.
9. Bejan A. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes // J. Appl. Phys. 1994. 79., (3), 1191, 1996.
10. Chen L., Wu C., Sun F. Finite Time Thermodynamic Optimization on Entropy Generation Minimization of Energy Systems. – J. Non-Equilib. Thermodyn. – 1999, 24, 327-359.
11. Розоноэр Л.И. Обмен и распределение ресурсов (обобщённый термодинамический подход). III. – Автоматика и тепломеханика. – 1973, №8. – с. 88 – 103.
12. Mironova V., Tsirlin A., Kazakov V., Berry R. // J. Appl. Phys. 1994. Vol. 76.P. 629 – 634.
13. Миронова В.А., Амелькин С.А., Цирлин А.М. Математические методы термодинамики при конечном времени. – М.:Химия, 2000. – 384с.
14. Линецкий С.И., Цирлин А.М. Оценка термодинамического совершенства и оптимизация теплообменников. – Теплоэнергетика, 1988. - №10. – с. 65 – 68.
15. Цирлин А.М., Беляева Н.П. Предельные возможности процессов теплообмена. – Теплоэнергетика, 1998. - №9. – с. 53 – 55.
16. A. Tsirlin, V Kazakov, R.S. Berry Finite-Time Thermodynamics: Limiting Performance of Rectification and Minimal Entropy Production in Mass Transfer // J. Phys. Chem. 1994, 98, 3330 – 3336.

17. Амелькин С.А., Цирлин А.М. Предельные возможности теплообменников // Теплоэнергетика, 2001. – №5. – с. 64–68.

18. Алимова Н.А. Математические модели и алгоритмы извлечения базисного ресурса в замкнутых термодинамических и экономических систем. – Автореф. дисс. к.т.н. – 2007. – ИПС РАН – 24с.

19. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. – М.: Энергоиздат, 1981. – 384с.

20. Куликова Н.В. Термодинамическая модель утилизатора на тепловых трубах / Н.В. Куликова, А.А. Редько // Холодильная техника и технология. – Вып. № 2 Одесса: ИХКЭ ОНАПТ - 2014. – С. 51-55.

Моделювання та оптимізація параметрів теплообмінників методами нерівноважної термодинаміки

А.О. Редько, Н.В. Кулікова, Н.Г. Ланцберг, О.Ф. Редько

У роботі наведені результати чисельного моделювання та оптимізації конструктивних і режимних характеристик теплообмінних апаратів - теплоутилізаторів типу «рідина-газ». В якості одного з критеріїв приймалося мінімальне виробництво ентропії. Показано вплив витрат теплоносіїв і зміна теплового навантаження на термодинамічну ефективність теплоутилізатора. Визначено оптимальні закономірності зміни температур теплоносіїв у протічній теплообмінній апарату при різних експлуатаційних режимах і конструктивних параметрах. Проаналізовано прикладні рішення оптимізації теплоутилізаторів методами нерівноважної термодинаміки.

Simulation and optimization of heat-exchanger parameters by the methods of non-equilibrium thermodynamics

A.O. Redko, N.V. Kulikova, N.G. Lantsberg, O.F. Redko

The results of computational (numerical) simulation and optimization of constructive and secure characteristics of the heat-exchanger devices – heat utilizer of a type «liquid-gas» are presented at work. The minimal generation of entropy was taken as one of the criterions. There is shown the influence of rates heat liquids and changes of heat weight at thermodynamic effectiveness of heat utilizer. The optimal mechanisms of optimization of heat utilizers by the methods of non-equilibrium thermodynamic are analyzed.

Надійшла до редакції 16.03.2016 р.