

УДК 621.036.7

**Н.В. Куликова, А.А. Редько**

Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, ул. Сумская, 40, Харьков, 61002

**ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА НА ТЕПЛОВЫХ ТРУБАХ**

*Приведена термодинамическая модель теплоутилизатора, основанная на учете изменения энтропии теплоносителей. Получены расчетные зависимости для теплотехнического расчета аппаратов с использованием критериев, учитывающих неравновесность процессов теплообмена.*

**Ключевые слова:** теплоутилизатор – тепловые трубы – неравновесный теплообмен – энтропия.

**Н.В. Кулікова, А.А. Редько**

Харківський національний університет будівництва та архітектури, вул. Сумська, 40, Харків, 61002

**ТЕРМОДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРА НА ТЕПЛОВИХ ТРУБАХ**

*Наведено термодинамічна модель теплоутилізатора, заснована на обліку зміни ентропії теплоносіїв. Отримано розрахункові залежності для теплотехнічного розрахунку апаратів з використанням критеріїв, що враховують нерівноважність процесів теплообміну.*

**Ключові слова:** тепло утилізатор – теплові труби – нерівноважний теплообмін – ентропія.

**I. ВВЕДЕНИЕ**

Создание методов моделирования теплообменников, оценка их эффективности является актуальной проблемой. В теплообменниках определяющими являются термодинамические процессы в движущихся теплоносителях. Построение математических моделей данных процессов и экспериментальное исследование температурных полей, и полей скорости движения теплоносителей является сложной задачей.

**II. АНАЛИЗ ПРОБЛЕМЫ**

Потоки теплоносителей являются открытыми термодинамическими системами в которых происходят неравновесные процессы, вызывающие изменение (воспроизводство) энтропии. Использование методов неравновесной термодинамики, для определения изменения энтропии системы, позволяет разработать более совершенную термодинамическую модель теплообменного аппарата.

В работах [1-6] показано, что в открытых системах энтропия уменьшается при поступлении энергии от внешних источников, а скорость изменения энтропии определяется ее степенью неравновесности. Пригожиным И. [6] была сформулирована задача оптимизации открытой теплогидравлической системы переноса теплоты и массы в виде поиска минимума степени неравновесности:

$$\frac{\Delta S}{\tau} = \min \left( \frac{\Delta S}{\tau} \right). \quad (1)$$

Однако, термодинамические модели теплообменников разработаны еще недостаточно. Сложность данного метода определяется сложно-

стью определения интенсивности изменения энтропии системы, т.к. производство энтропии является одним из критериев, определяющих неравновесное состояние системы и позволяющих определить ее оптимальные параметры.

Уравнение баланса энтропии согласно второму закону термодинамики можно записать в виде:

$$S \frac{DS}{D\tau} = -\text{div}j_s + \sigma_s, \quad (2)$$

$$\sigma_s \geq 0,$$

где  $\frac{DS}{D\tau}$  – полная производная энтропии;  $\text{div}j_s$  – дивергенция потока энтропии без конвективной части  $\rho \cdot S \cdot V$ ;  $\sigma_s$  – возникновение энтропии (производство энтропии в единице объема за единицу времени).

Производство энтропии  $\sigma_s$  определяется составляющими: теплопроводностью, диффузией, градиентом в поле скоростей и химическими реакциями.

Изменение энтропии представляет собой сумму двух слагаемых: приращения энтропии за счет теплообмена и изменения энтропии, протекающее в самой системе.

Плотность энтропии определяется распределением теплового потока в исследуемом пространстве [7].

$$\frac{dS}{d\tau} = \frac{d_e S}{d\tau} + \frac{d_i S}{d\tau}, \quad (3)$$

$$d_e S = -\frac{1}{\rho} \text{div} \frac{q}{T} d\tau, \quad (4)$$

$$d_i S = -\frac{q \cdot \text{grad} T}{\rho \cdot T^2} d\tau. \quad (5)$$

Решение задачи аналитическими методами довольно сложно.

В работе [4] разрабатываются вопросы применения методов неравновесной термодинамики к задачам оптимизации теплоэнергетических систем. Определение полей скоростей и температур в движущихся теплоносителях является первым этапом построения энтропийной модели (микроуровень). Интегрирование поля энтропии позволяет определить среднее ее значение (макроуровень). Использование интегрального значения энтропии позволяет выполнить анализ параметров и эффективности процессов в теплообменнике.

Энтропийная модель процессов теплопереноса в теплообменниках рассматривалась в работе [5].

В [8] показана методика основанная на использовании опытных данных, обобщенных методами теории подобия, а также на основе первого и второго начала термодинамики. Опытные данные по теплоотдаче при движении теплоносителей в теплообменнике предлагается обобщать, используя зависимость вида:

$$\varphi = f\left(\frac{F}{f}; S\right), \quad (6)$$

где  $\frac{F}{f}$  - отношение площади поверхности к площади поперечного сечения потоков движения теплоносителя (критерий геометрического подобия параметрического типа);

$S = \frac{\Delta S}{\Delta S_{\max}}$  - отношение изменения энтропии в действительном процессе к изменению энтропии в максимально возможном процессе (критерий термодинамического подобия);  $\varphi = \frac{\alpha}{c_p \cdot \rho \cdot w}$  - критерий конвективного переноса теплоты, по аналогии с критерием Стентона (St), определяемого как

$$St = \frac{Nu}{Pe} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{\alpha}{c_p \cdot \rho \cdot w}.$$

Изменение энтропии отражает изменение температуры и теплоемкости теплоносителей т.е. степень изменения состояния теплоносителей. В данном случае изменение энтропии используется как критерий подобия тепловых процессов, но не как степень неравновесности системы и как величины определяющей производство энтропии.

### III. ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

В результате моделирования и оптимизации конструктивных и режимных параметров теплоутилизатора на тепловых трубах (термосифонах) котельного агрегата [9] определены:

тепловая мощность – 468 кВт; длина термосифона – 1500 мм; длина зоны испарения – 1000 мм; диаметр термосифона – 57х3,5 мм; количество термосифонов – 272; межтрубные шаги шахматного пучка –  $s_1=0,13$ ;  $s_2=0,13$ ; площадь узкого сечения газового канала – 0,58 м<sup>2</sup>; площадь узкого сечения канала для движения воды – 0,01 м<sup>2</sup>; скорость газов – 6,7 м/с; скорость воды – 0,72 м/с; коэффициент теплоотдачи при движении газов – 58 Вт/м<sup>2</sup>К; коэффициент теплоотдачи при движении воды – 2200 Вт/м<sup>2</sup>К; температура газов на входе – 134 °С; температура газов на выходе – 77,2 °С; температура воды на входе – 9 °С; температура воды на выходе – 24,5 °С; площадь теплообменной поверхности – 73,2 м<sup>2</sup>.

В первой ступени теплоутилизатора (по ходу газов) установлены термосифоны, заполненные водой, во второй ступени – термосифоны, заполненные смесью (аммиак+вода, 60/40). Во второй ступени происходит конденсация водяного пара из продуктов сгорания.

На рисунке 1 показано изменение температуры теплоносителей и стенки по длине теплоутилизатора.

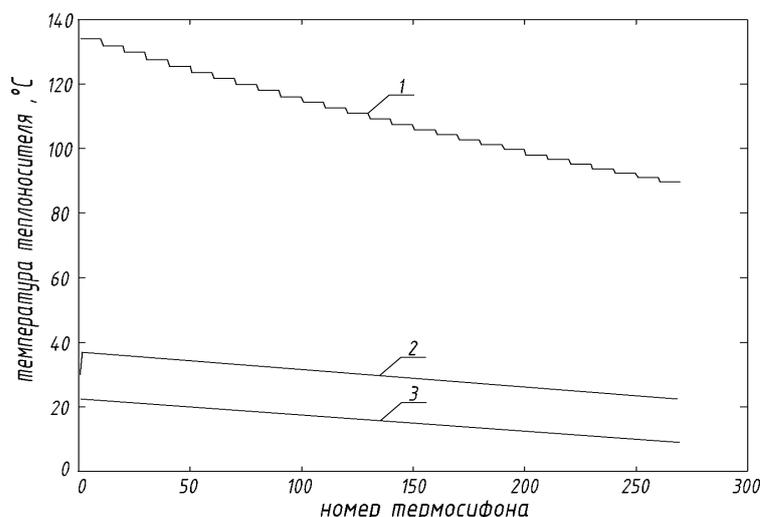


Рисунок 1 – Изменение температуры теплоносителей и стенки по длине теплоутилизатора  
1 – температура газа, 2 – температура стенки термосифона, 3 – температура воды.

Если известно распределение температур теплоносителей и стенки теплообменника, то можно определить изменение энтропии в движущихся теплоносителях.

Для охлаждаемого теплоносителя (уходящие газы) изменение энтропии:

$$\Delta S' = \ln \frac{T'_z}{T'_c} = \ln \frac{134 + 273,15}{77 + 273,15} = 0,15; \quad (7)$$

$$\Delta S'_{\max} = \ln \frac{T'_z}{T'_{cm}} = \ln \frac{134 + 273,15}{27,5 + 273,15} = 0,30; \quad (8)$$

критерий термодинамического подобия

$$S = \frac{\Delta S'}{\Delta S'_{\max}} = 0,50.$$

Для нагреваемого теплоносителя (вода) изменение энтропии:

$$\Delta S'' = \ln \frac{T''_{жс}}{T''_{жс}} = \ln \frac{24,2 + 273,15}{9 + 273,15} = 0,05; \quad (9)$$

$$\Delta S''_{\max} = \ln \frac{T'_{cm}}{T''_{жс}} = \ln \frac{27,5 + 273,15}{282,15} = 0,06; \quad (10)$$

критерий термодинамического подобия

$$S = \frac{\Delta S''}{\Delta S''_{\max}} = 0,83.$$

В уравнениях (7-10)  $T'$  – начальная температура теплоносителя, К;  $T''$  – конечная температура теплоносителя, К;  $T'_{cm}$  – температура стенки теплообменника, К.

Используя критериальное соотношение (11), определяем критерий геометрического подобия ( $F/f$ ):

$$\varphi = \frac{S^{1,25}}{\left(\frac{F}{f}\right)^{0,9}}. \quad (11)$$

Для нагреваемого теплоносителя (воды):

$$\frac{F_{конд}}{f_1} = 2375,6.$$

Для охлаждаемого теплоносителя (продуктов сгорания):

$$\frac{F_{исп.}}{f_2} = 84,97.$$

Отсюда определяется площадь теплообменной поверхности теплоутилизатора с гладкими термосифонами:

$$F_{конд} = 2375,6 \cdot f_1 = 23,76 \text{ м}^2;$$

$$F_{исп.} = 84,97 \cdot f_2 = 49,20 \text{ м}^2.$$

Суммарная площадь теплообмена

$$F_{\Sigma} = F_{конд} + F_{исп.} = 23,76 + 49,20 = 72,96 \text{ м}^2.$$

Как видно, значение суммарной площади теплообменной поверхности совпадает с получен

ным численным моделированием, при этом термодинамическая эффективность теплообмена в каждой зоне различная и может быть повышена конструктивными решениями.

#### IV. ВЫВОДЫ

Методика теплового расчета теплообменника, с применением критерия термодинамического подобия, позволяет более обосновано определять эффективные конструктивные параметры аппаратов. Так в исследуемом теплоутилизаторе, с учетом критерия термодинамического подобия ( $S=0,83$ ), площадь зоны нагрева теплоносителя может быть увеличена, но при этом - будет увеличена и температура нагреваемого теплоносителя на выходе из теплоутилизатора (значение критерия  $S$  уменьшится) или наоборот - площадь охлаждения может быть уменьшена за счет снижения термодинамической эффективности аппарата (значение критерия  $S$  увеличится).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Г.Н. Алексеев. Энергия и энтропия. – М.: Знания, 1978. – 192 с.
2. В.А. Веников. Теория подобия и моделирования. – М.: Высшая школа, 1986. – 480 с.
3. А.Н. Горбань, Б.М. Каганович, С.П. Филиппов. Термодинамические равновесия и экстремумы: анализ областей достижимости и частичных равновесий в физико-химических и технических системах. – Новосибирск.: Наука, 2001. – 296 с.
4. В.И. Игонин. Теоретические основы моделирования нестационарных процессов переноса теплоты и массы в промышленных теплоэнергетических системах. – Дис. д-ра техн. наук. – Вологда, 2000. -250 с.
5. Р.С. Шехтер. Вариационный метод в инженерных расчетах/ пер. с. англ.-М.:Мир, 1971. – 289 с.
6. И. Пригожин. Введение в термодинамику необратимых процессов. – М.: ил., 1960. – 150 с.
7. Л.И. Седов. Механика сплошной среды. – М.: Наука, 1976. – 536 с.
8. Я.И. Аснин. Тепловое подобие, конвективный теплообмен и энтропия. –Харьков: ХГУ, 1962. – 112 с.
9. Н.В. Куликова, А.А. Редько. Утилизация теплоты уходящих газов котельных агрегатов с применением двухступенчатых теплоутилизаторов на тепловых трубах. – Энергоэффективные технологии в современном учреждении. – материалы Международного энергетического форума. – Вологда, 2013. – С. 92-96.

*N.V. Kulikova, A.A. Red'ko*

Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture, Sumskaya st., 40, Kharkov, 61002

### THERMODYNAMIC MODEL OF HEAT-UTILIZER ON HEAT-PIPES

*The heat-utilizer thermodynamic model based on the account of heat-carriers entropy change has been presented. The rated dependences for thermotechnical calculation of devices using the criteria, taking into account heat-exchange process nonequilibrium have been obtained.*

**Keywords:** *heat-utilizer – heat-pipes – nonequilibrium heat-exchange – entropy.*

### REFERENCES

1. **G.N. Alekseev.** Energiya i entropiya. – M.: Znaniya, 1978. – 192 p.
2. **V.A. Venikov.** Teoriya podobiya i modelirovaniya. – M.: Vysshaya shkola, 1986. – 480 p.
3. **A.N. Gorban', B.M. Kaganovich, S.P. Filippov.** Termodinamicheskie ravnovesiya i ekstremumy: analiz oblastey dostizhimosti i chastichnykh ravnovesiy v fiziko-khimicheskikh i tekhnicheskikh sistemakh. – Novosibirsk.: Nauka, 2001. – 296 p.
4. **V.I. Igonin.** Teoreticheskie osnovy modelirovaniya nestatsionarnykh protsessov perenosa teploty i massy v promyshlennykh teploenergeticheskikh sistemakh. – Dis. d-ra tekhn. nauk. – Vologda, 2000. – 250 p.
5. **R.S. Shekhter.** Variatsionnyy metod v inzhernykh raschetakh/ per. s. angl.-M.:Mir, 1971. – 289 p.
6. **I. Prigozhin.** Vvedenie v termodinamiku neobratimyykh protsessov. – M.: il., 1960. – 150 s.
7. **L.I. Sedov.** Mekhanika sploshnoy sredy. – M.: Nauka, 1976. – 536 p.
8. **Ya.I. Asnin.** Teplovoe podobie, konvektivnyy teploobmen i entropiya. – Khar'kov: KhGU, 1962. – 112 p.
9. **N.V. Kulikova, A.A. Red'ko.** Utilizatsiya teploty ukhodyashchikh gazov kotel'nykh agregatov s primeneniem dvukhstupenchatykh teploutilizatorov na teplovykh trubakh. – Energoeffektivnye tekhnologii v sovremennom uchrezhdenii. – materialy Mezhdunarodnogo energeticheskogo foruma. – Vologda, 2013. – P. 92-96.

---

Отримана в редакції 17.01.2014, прийнята до друку 04.03.2014