

УДК 621.184.4

Шевелев А.А., Тарасенко А.Н., Павлова В.Г., Барвинок В.С., Павлюченко А.М.

**МЕТОД ЧИСЛЕННОГО АНАЛИЗА ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ  
МЕМБРАННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА**

**Введение.** В настоящее время в котлостроении достаточно широкое использование получили мембранные конвективные поверхности нагрева (рис 1). По своим массогабаритным показателям, стойкости к загрязнениям и низкотемпературной коррозии, а так же золовому износу эти поверхности не уступают и даже превосходят гладкотрубные [1]

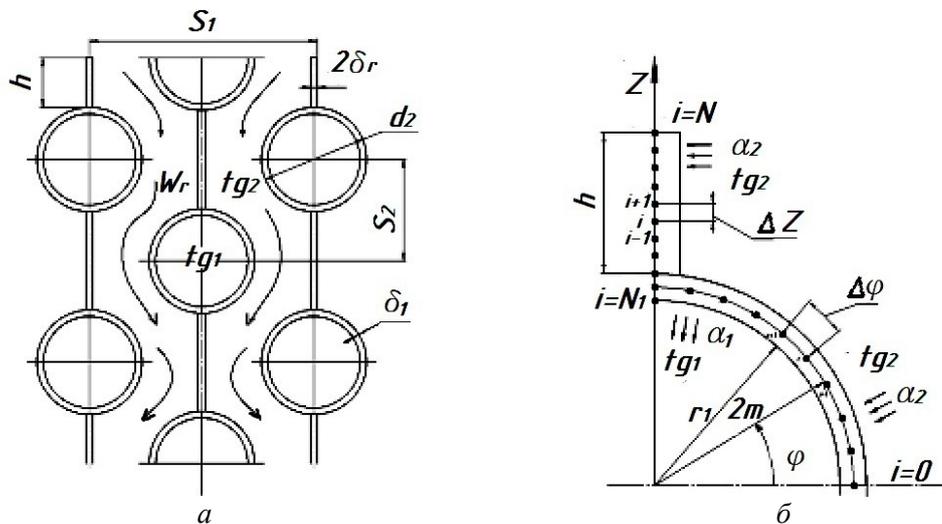


Рисунок 1 – Схема мембранных труб  
а) форма матрицы мембранной поверхности нагрева; б) к разработке ММ

Однако полное использование достоинств мембранных поверхностей ограничено отсутствием надежных методик определения их теплового состояния. Существующие методики, основаны на классической теории теплопроводности ребристых поверхностей, которые не позволяют рассматривать мембранные трубы как составную область решения. [2, 3]. В литературе [4,5] указывается, что в настоящее время параметрический анализ ребристых поверхностей следует проводить на основе численного моделирования, которое позволяет полно раскрыть температурное состояние ребренной поверхности, выполнить многовариантные исследования и таким образом для конкретных условий определить оптимальные характеристики данной поверхности.

**Математическая модель задачи.** В теплообменной матрице из мембранных труб (рис. 1) имеются симметричные одинаковые элементы. Наличие этих особенностей позволяет при рассмотрении теплопередачи между теплоносителями ограничить область решения одной четвертой частью поперечного сечения трубы, которая показана на рис. 1, 2. При математическом моделировании будем полагать, что между трубой и ребрами (проставками) имеется абсолютный тепловой контакт, стенки проставки и трубы представляют собой тонкие тела, т.е. изменение температуры имеет место только вдоль высоты ребра  $h$  и в тангенциальном направлении трубы. При такой постановке

математическая модель (ММ) теплового состояния мембранной трубы может быть описана двумя связанными дифференциальными уравнениями теплопроводности для трубы и ребра и граничными условиями:

для трубы

$$\frac{d^2 t}{ds^2} + \frac{\alpha_1}{\lambda \delta_1} \varphi_1 (t_{g1} - t) + \frac{\alpha_2}{\lambda \delta_1} \varphi_2 (t_{g2} - t) = 0, \quad (1)$$

где  $ds = r_m \cdot d\varphi$ ,  $\varphi_1 = \frac{r_1}{r_m}$ ,  $\varphi_2 = \frac{r_2}{r_m}$ ;  $r_m = 0,5(r_1 + r_2)$ ;

для ребра

$$\frac{d^2 T}{dz^2} + \frac{\alpha_2}{\lambda \delta_2} (t_{g2} - T) = 0; \quad (2)$$

граничные условия

$$\varphi = 0: -\lambda \frac{dt}{ds} = 0; \quad (3)$$

$$\varphi = \frac{\pi}{2}: \frac{dt}{ds} = 0, t = T; \quad (4)$$

$$z = h: -\lambda \frac{dT}{dz} = 0; \quad (5)$$

$$z = 0: T = t. \quad (6)$$

Условия (4) и (6) являются условиями сопряжения.

**Алгоритм решения.** Математическая модель представляет собой связанную задачу из двух дифференциальных уравнений теплопроводности (1) и (2), аналитическое решение такой задачи следует считать сложным [2]. Поэтому был выбран более эффективный метод решения – численный. Для разработки численного метода дифференциальные уравнения ММ и граничные условия аппроксимировались сеточными уравнениями [6]:

для трубы

$$\frac{t_{i-1} - 2t_i + t_{i+1}}{\Delta S^2} + \frac{\alpha_1 \varphi_1}{\lambda \delta_1} (t_{g1} - t_i) + \frac{\alpha_2 \varphi_2}{\lambda \delta_1} (t_{g2} - t_i) = 0, \quad (7)$$

$$1 \leq i \leq N_1 - 1,$$

где  $\Delta S = \pi \cdot r_m / (2 \cdot N_1)$ ,  $N_1$  – число узлов в кольцевой части области решения;

для ребра

$$\frac{T_{i-1} - 2T_i + T_{i+1}}{\Delta z^2} + \frac{\alpha_2}{\lambda \delta_2} (t_{g2} - T_i) = 0, \quad (8)$$

$$N_1 + 1 \leq i \leq N - 1,$$

где  $\Delta z = h / (N - N_1)$ .

Сеточные уравнения для граничных условий и условий сопряжения здесь не приводятся, т.к. они не имеют особенностей.

Коэффициенты теплоотдачи определялись по соотношениям [1].

$$Nu = 0,15 \cdot (s'_2 / d_2)^{-0.4} Re^{0.7}, \quad (9)$$

где  $Nu = \frac{\alpha_2 d_2}{\lambda_r}$  – число Нуссельта,  $Re = \frac{W_r d_2}{\nu_r}$  – число Рейнольдса,  $s'_2$  – диагональный шаг.

Анализ системы сеточных уравнений (7) и (8) позволил выбрать метод прямой прогонки [6], модифицированный с учетом условий сопряжения (4) и (6) рассматриваемой задачи. Алгоритм решения был разработан на основании двух рекуррентных формул:

для трубы

$$\begin{aligned} t_i &= A_i t_{i+1} + B_i, \\ 1 \leq i \leq N_1; \end{aligned} \quad (10)$$

для ребра

$$\begin{aligned} T_i &= A_i T_{i+1} + B_i, \\ N_1 + 1 \leq i \leq N. \end{aligned} \quad (11)$$

Прогоночные коэффициенты  $A_i$  и  $B_i$  определяются с учетом особенностей задачи по методике [5].

**Результаты численного эксперимента.** Математическая модель и разработанный алгоритм были использованы для анализа теплового состояния мембранных труб водяного экономайзера котлов – утилизаторов серии КУ – 40 ... 100. Программа включала главную процедуру, подпрограммы – функции для расчета коэффициентов теплообмена и подпрограмму для определения распределения температуры в расчетном элементе.

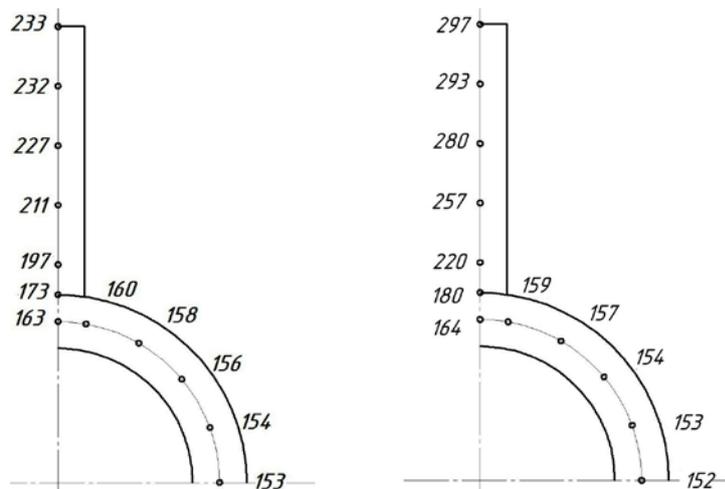


Рисунок 2 – Распределение температуры в элементе  
а) –  $h = 30 \cdot 10^{-3}$  м; б) –  $h = 60 \cdot 10^{-3}$  м

Основные геометрические размеры модульной трубы: наружный диаметр  $d_2 = 32 \cdot 10^{-3}$  м, внутренний диаметр  $d_1 = 26 \cdot 10^{-3}$  м, высота ребра  $h = (30 \div 60) \cdot 10^{-3}$  м, толщина ребра  $\delta_2 = 30 \cdot 10^{-3}$  м, поперечный шаг  $S_1 = 2,13 \cdot d_2$ , продольный шаг  $S_2 = 0,5(d_2 + 2h)$ , трубы и ребра выполнены из материала – сталь 20. Тип формы пучка – шахматный. Греющая среда – дымовые газы с температурой  $t_r = 350$  °С и скоростью  $W_r = 10$  м/с. Нагреваемая среда – вода с температурой  $t_{жс} = 150$  °С, скоростью  $W_1 = 0,6$  м/с.

На рис. 2 приведено распределение температуры (с точностью 1 °С) в элементе для мембранной поверхности  $h = 30 \cdot 10^{-3}$  м и  $h = 60 \cdot 10^{-3}$  м. Полученное распределение температуры по высоте ребра полностью согласуется с условиями теплопередачи и геометрией расчетного элемента.

В таблице 1 приводятся основные показатели мембранных и гладких труб в зависимости от высоты ребра.

Таблица 1 – Тепловые показатели мембранных труб в зависимости от  $h$

$h$	$E$	$Q_l$	$Q_p$	$Q_v$	$Q_m$	$\Delta l$	$\delta m$
$10^3$ м		кВт/м	кВт/м	кВт/м <sup>3</sup>	кВт/кг	%	%
0	–	1,802	–	435	0,845	0	0
30	0,732	2,612	1,283	631	0,739	31,0	13,2
40	0,631	2,680	1,410	531	0,669	32,8	26,4
50	0,559	2,686	1,467	452	0,601	33,0	35,3
60	0,497	2,659	1,488	388	0,538	32,0	52

Из таблицы следует, что теплосъем с единицы длины труб  $Q_l$  возрастает до величины  $h = 50 \cdot 10^{-3}$  м, теплосъем с единицы объема занятой поверхности  $Q_v$  изменяется в отношении близком к изменению тепловой эффективности ребра  $E$ , причем, для  $h = 60 \cdot 10^{-3}$  м значение  $Q_v$  уже существенно меньше, чем для гладких труб; с увеличением  $h$  удельный теплосъем с единицы массы труб  $Q_m$  уменьшается и максимальное его значение относится к гладким трубам; с увеличением  $h$  резко сокращается доля теплосъема с поверхности ребра  $Q_p$ .

Одно из главных достоинств мембранных поверхностей является сокращение длины труб в сравнении с увеличением их массы. Данные по этим показателям приводятся в таблице в относительных величинах  $\Delta l$  и  $\delta m$ . Из таблицы следует, что для условий проведенных исследований эффективность мембранных труб по этим показателям наблюдается при  $h < 50 \cdot 10^{-3}$  м.

**Выводы.** Разработан метод численного анализа теплового состояния мембранных поверхностей на основе математической модели, которая в отличие от аналитической теории теплопроводности не накладывает ограничений на условие сопряжения дифференциальных уравнений, описывающих теплопроводность в цилиндрической и ребристой части поверхности нагрева.

Численный алгоритм метода разработан на основе модификации метода прямой прогонки с учетом условия сопряжения в месте контакта проставки с основной поверхностью.

Выполнены численные исследования для модульной трубы водяного экономайзера котлов – утилизаторов серии КУ – 40...100. Результаты расчета показали, что эффективность мембранных поверхностей ограничена условиями, при которых относительное сокращение длины труб превосходит увеличение их массы, в рассматриваемом случае высотой ребра  $h < 50 \cdot 10^{-3}$  м.

**Обозначения:**  $t, T$  – температура;  $h$  – высота ребра;  $r$  – радиус,  $\varphi$  – угловая координата;  $S$  – окружная координата;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи;  $E$  – эффективность ребра;  $Q_l$  – теплосъем с 1 м мембранных труб;  $Q_p$  – теплосъем с ребристой поверхности труб;  $Q_v$  – теплосъем с 1 м<sup>3</sup> занимаемого поверхностью;  $Q_m$  – теплосъем с 1 кг массы поверхности нагрева;  $\Delta l$  – относительное сокращение длины труб мембранной поверхности;  $\delta m$  – относительное увеличение массы поверхности нагрева;  $N, N_l$  – число узлов разностной сетки;  $i, 1, 2$  – индексы.

#### Литература

1. Левченко Г.И. Оребренные поверхности нагрева паровых котлов / Г.И. Левченко, И.Д. Лисейкин, А.М. Копелиович, В.К. Мигай. М. Энергоатомиздат. 1986.–168 с.
2. Шнейдер П. Инженерные проблемы теплопроводности / П. Шнейдер М.: Изд-во И. Л. 1960. – 479 с.
3. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Сукомел, А.С. Осипова.– М. Энергия. 1975.– 488 с.
4. Филиппов Э.Б. Метод численного исследования тепловой эффективности трубчатой поверхности нагрева с поперечно-лепестковым оребрением / Э.Б.Филиппов, Г.Б. Черепенников, Т.Г. Лещенко, Теплоэнергетика. №6,2006.с, 36–39.
5. I.V. Galushchak, V.Ya. Gorbatenko and A.A. Shevelev. A Method for Numerically Simulating the Thermal State of a Tube with Punched Helical Tape finning. Thermal Engineering. Vol 58. №5. 2011. P. 435–438.
6. Самарский Д.А. Методы решения сеточных уравнений / А.А. Самарский, Е.С. Николаев.– М.:Наука.–1978.–592 с.

#### Bibliography (transliterated)

1. Levchenko G.I. Orebrennyie poverhnosti nagreva parovyih kotlov G.I. Levchenko, I.D. Liseykin, A.M. Kopeliovich, V.K. Migay. M. Energoatomizdat. 1986.–168 p.
2. Shneyder P. Inzhenernyie problemyi teploprovodnosti P. Shneyder M.: Izd-vo I. L. 1960. – 479 p.
3. Isachenko V.P. Teploperedacha V.P. Isachenko, V.A. Sukomel, A.S. Osipova.– M. Energiya. 1975.– 488 p.
4. Filippov E.B. Metod chislennogo issledovaniya teplovoy effektivnosti trubchatoy poverhnosti nagreva s poperechno-lepestkovyim orebreniem E.B.Filippov, G.B. Cherepennikov, T.G. Leschenko, Teploenergetika. #6,2006. p. 36–39.

5. I.V. Galushchak, V.Ya. Gorbatenko and A.A. Shevelev. A Method for Numerically Simulating the Thermal State of a Tube with Punched Helical Tape finning. Thermal Engineering. Vol 58. #5. 2011. P. 435–438.

6. Samarskiy D.A. Metodyi resheniya setochnyih uravneniy A.A. Samarskiy, E.S. Nikolaev.– М.:Nauka.–1978.–592 p.

УДК 621.184.54

Шевелев О.О., Тарасенко О.М., Павлова В.Г., Барвінок В.С., Павлюченко О.М.

### **МЕТОД ЧИСЕЛЬНОГО АНАЛІЗУ ТЕПЛООВОГО СТАНУ МЕМБРАННИХ ПОВЕРХОНЬ НАГРІВУ**

Запропоновано метод чисельного визначення теплопередачі мембранних поверхонь стосовно до водяних економайзерів котлів-утилізаторів серії КУ 40...100. Алгоритм чисельного розрахунку розроблений для математичної моделі складається з двох взаємопов'язаних диференціальних рівнянь теплопровідності для ребра і циліндричної частини мембранних труб. Отримані результати чисельних досліджень, що дозволяють визначити ефективність застосування мембранних поверхонь для водяних економайзерів.

Shevelev A.A., Tarasenko A.N., Pavlova V.G., Barvinok, V.S., Pavlyuchenko A.M.

### **A METHOD OF NUMERICAL ANALYSIS OF THERMAL STATE OF THE MEMBRANE SURFACES OF HEATING**

Proposed the method of numerical calculation of heat transfer membrane surfaces with respect to water economizer boilers KU series 40...100. The algorithm is developed for numerical calculation of the mathematical model consisting of two paired differential equations of heat conduction for the ribs and the cylindrical part of the membrane tubes. The results of numerical studies can determine the effectiveness of the use of membrane surfaces for water economizers.