

## АНАЛИЗ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОРЕБРЕННЫХ ЭКОНОМАЙЗЕРОВ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

С.В. Голдаев, М.В. Ковалев

Томский политехнический университет

E-mail: kmv.tpu@mail.ru

*Установлено, что, в отличие от теплообмена свободной конвекцией оребренной трубы, в диапазоне реально используемого количества ребер, их толщин, скоростей обдува дымовыми газами, не обеспечиваются максимальные значения суммарной и удельной массовой теплопроизводительности, отводимой развитой поверхностью экономайзера парового котла.*

Для снижения потерь теплоты с отходящими газами паровых и водогрейных котлов применяются экономайзеры, в которых нагревается питательная вода (паровые котлы) или теплофикационная (водогрейные). Поскольку интенсивность передачи теплоты от дымовых газов к воде невысока, то для увеличения поверхности теплообмена их трубы снабжаются поперечным оребрением с наружной стороны. В результате экономайзеры становятся компактнее, чем гладкостенные, т. е. имеют большую поверхность теплообмена в единице объема [1].

Повышение интереса к оребренным трубам в теплообменном оборудовании энергетических установок при сжигании органического топлива обусловлено также и перспективой повышения надежности теплообменного оборудования (уменьшается длина оребренных труб по сравнению с гладкими, сокращается число контактных стыков, работающих под давлением, появляется возможность уменьшить скорость газов, что приводит к сокращению золотого износа теплообменной поверхности) [2].

Например, водяной экономайзер системы ЦКТИ выполнен из круглых ребристых чугунных труб наружным диаметром  $d_1=76$  мм. Высота ребер  $h_p=62$  мм, их толщина  $\delta=5$  мм. Длина обогреваемой части трубы  $L_i=3$  м, на ней размещалось 150 ребер, т. е. шаг ребер  $s_p=15$  мм [2]. Другая конструкция экономайзера, разработанного в этой же организации, изготавливалась из труб диаметром  $d_1=28$  мм. Использовалось ленточное оребрение (высота ребра  $h_p=10$  мм, шаг ребер  $s_p=10$  мм, их толщина  $\delta_p=1,0$  мм, коэффициент оребрения  $\varphi=3,8$ ). Применение данных геометрических размеров ребер позволило сократить количество труб в 2,4 раза по сравнению с гладкотрубным вариантом. Однако при сжигании высокосернистого мазута экономайзер загрязнялся, и значение коэффициента тепловой эффективности снижалось с 0,9 до 0,5. Аэродинамическое сопротивление при этом возросло примерно на 30 %. Испытания, проведенные с экономайзером, показали высокую работоспособность и эффективность при сжигании природного газа [2].

Экономайзер Подольского машиностроительного завода имел такие же характеристики оребренной поверхности. Он устанавливался на котле ПК-14, сжигающим экибастузский уголь, частицы

золы которого обладают абразивными свойствами. В результате замены гладкотрубного экономайзера оребренным была сокращена общая длина труб от 9800 до 6700 м; число змеевиков уменьшилось соответственно от 196 до 134. Все отложения, образовавшиеся на ребристом экономайзере, имели сыпучий характер и легко разрушались от незначительного механического воздействия. Ребристый экономайзер работал эффективнее эквивалентного гладкотрубного [2].

При проектировании оребренных теплообменников актуальны вопросы определения их рациональных геометрических параметров [3]. В зависимости от назначения теплообменника к ним предъявляется ряд дополнительных требований. Например, минимальные габаритные размеры теплообменника, минимальный вес.

Правильно спроектированное оребрение позволяет в несколько раз увеличить передаваемое количество теплоты (при заданной температуре) по сравнению с гладкостенной поверхностью. Неверно рассчитанное оребрение может даже ухудшать теплопередачу стенки («изолирующий эффект ребра») [2].

Задачей теплового расчета оребренной поверхности является определение связи передаваемого теплового потока с температурами теплоносителей и стенки, коэффициентами теплоотдачи, геометрическими размерами ребер и теплопроводностью.

В монографии [3] представлены результаты решения задачи об оптимизации размеров радиатора – горизонтальной трубы с кольцевыми ребрами при свободной конвекции воздуха. Численно определены зависимости  $E_p$ ,  $s_p$ ,  $\delta_p$  и наружного радиуса ребра от заданного объема материала на единицу длины трубы, при которой передается количество теплоты максимально. Расчеты проведены для оребренных труб из меди, алюминия и нержавеющей стали.

Поскольку эти данные получены при теплообмене оребренной поверхности с воздухом в режиме свободной конвекции, то для условий функционирования экономайзера они будут давать большую погрешность.

Цель настоящей статьи – анализ влияния геометрических размеров оребренного участка поверхности и скорости дымовых газов на тепловые характеристики экономайзера.

В инженерной практике наибольшее распространение получил метод теплового расчета, который основывается на системе уравнений баланса тепловых потоков, передаваемых через оребренную стенку [3–5]. Используются следующие допущения: температуры теплоносителей и температура на внутренней (гладкой) стороне несущей стенки равны. Температура стенки со стороны оребрения одинакова под ребрами и в межреберных зазорах и равна  $t_s$ .

Параметрический анализ проведен на следующей задаче. Водяной экономайзер выполнен из круглых ребристых чугунных труб наружным радиусом  $r_1=38$  мм. Высота ребер  $h_p=62$  мм, их толщина изменяется в пределах от 1 до 5 мм. Длина обогреваемой части трубы  $L_t=1$  м. Количество ребер  $n_p$  по длине трубы варьируется в пределах от 40 до 160 с таким расчетом, чтобы  $s_p \geq 5$  мм [6]. Температура у основания ребер  $t_s=180$  °С, температура газов  $t_g=400$  °С (рис. 1).

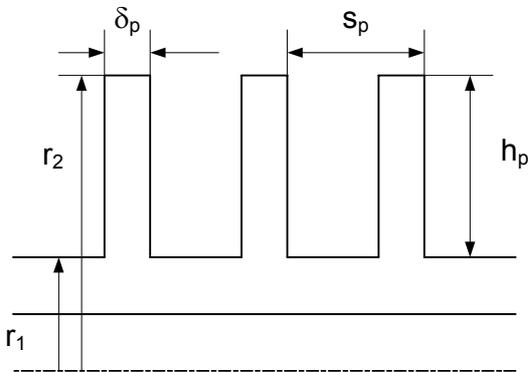


Рис. 1. Схема кольцевого оребрения трубы

Количество теплоты, передаваемое от горячих газов к внешней поверхности оребренной трубы, вычислялось по формуле

$$Q_{pc} = Q_p + Q_c = n_p Q_{p1} + 2\pi r_1 \alpha_k (t_g - t_s) (L_t - n_p \delta_p),$$

где  $Q_p, Q_c$  – соответственно, количество теплоты, передаваемое через оребренную поверхность и поверхность между ребрами, Вт;  $\alpha_k$  – коэффициент теплоотдачи от омывающей среды к оребренной стенке.

Зависимость интенсивности теплообмена от шага ребра принималась согласно [5]

$$\alpha_k = 0,0413 (\lambda_g / s_p) (w_g s_p / v_g)^{0,72},$$

где  $w_g, \lambda_g, v_g$  – скорость, теплопроводность и кинематическая вязкость дымовых газов, обтекающих оребренную трубу;  $s_p$  – шаг ребра, м, значение которого находилось так

$$s_p = (L_t - n_p \delta_p) / (n_p - 1).$$

Теплоотдача с торца ребра приближенно учитывалась путем увеличения  $r_2$  на половину толщины ребра  $r_{2f}=r_2+\delta_p/2$  [3, 4].

Количество теплоты, отведенной от одного ребра, вычисляется по формуле [4]

$$Q_{p1} = 2\pi r_1 \delta_p m \lambda (t_g - t_s) \psi, \\ = \frac{I_1(s_{2f})K_1(s_1) - I_1(s_1)K_1(s_{2f})}{I_0(s_1)K_1(s_{2f}) + I_1(s_{2f})K_0(s_1)},$$

где  $m = \sqrt{2\alpha_k / \lambda \delta_p}$  – комплекс, 1/м;  $s_1 = r_1 m, s_{2f} = r_{2f} m$  – безразмерные координаты;  $\delta_p$  – толщина ребра;  $\lambda$  – его теплопроводность, равная 52 Вт/(м·К);  $I_0(s), K_0(s), I_1(s), K_1(s)$  – соответственно модифицированные функции Бесселя первого и второго рода нулевого и первого порядка, значения которых находились по интерполяционным зависимостям из [7].

Тепловые эффективности ребра круглого профиля и оребренной поверхности трубы, рассчитывались по выражениям [4]:

$$E_p = 2r_1 \psi / [m(r_{2f}^2 - r_1^2)],$$

$$E_T = Q_{pc} / Q_{gl} = Q_{pc} / 2\pi r_1 \alpha_t (t_g - t_s) L_t,$$

где  $Q_{gl}$  – количество теплоты, передаваемое через трубу без ребер, Вт;  $\alpha_t$  – коэффициент теплоотдачи при поперечном омывании дымовых газов гладкой трубы, вычислялся по формулам [8]:

- при  $Re_d = w_g d_1 / v_g \leq 10^3$   $\alpha_t = 0,44 (d_1 / \lambda_g) Re_d^{0,5}$ ;
- при  $10^3 < Re_d \leq 2 \cdot 10^5$   $\alpha_t = 0,22 (d_1 / \lambda_g) Re_d^{0,6}$ .

В работе [6] эффективность ребристых теплоутилизаторов для котлов анализировалась с помощью теплопроизводительности на единицу массы ребра

$$Q_M = Q_{pc} / M_p, \quad M_p = \rho_p n_p \pi (r_2^2 - r_1^2) \delta_p.$$

При «ручных» расчетах используются номограммы для нахождения  $\alpha_k, E_p$  [3–5], что замедляет процедуру получения результатов и вносит в них погрешность. Для автоматизации подобной работы была модифицирована программа расчета характеристик оребренных экономайзеров при заданном  $\alpha_k$ , написанная в среде Турбо Паскаль [9]. Зависимость теплофизических свойств дымовых газов от температуры учитывалась с помощью интерполяционного многочлена Лагранжа [10].

Установлено, что с уменьшением толщины ребра снижается  $Q_{pc}$ , однако удельная теплопроизводительность ребра возрастает (рис. 2). Цифры над графиками обозначают: вариант 1 –  $\delta_p=5$  мм; 2 –  $\delta_p=1$  мм. При этом шаг ребра  $s_p$  уменьшался в таких пределах: вариант 1 – от 22 до 5 мм; вариант 2 – от 24 до 5 мм. Скорость дымовых газов принималась равной 9 м/с. Коэффициент теплоотдачи возрастал в следующих диапазонах: вариант 1 – от 38,6 до 57,2 Вт/(м²·К), вариант 2 – от 36,7 до 56,5 Вт/(м²·К), при этом значение  $\alpha_t = 43,3$  Вт/(м²·К).

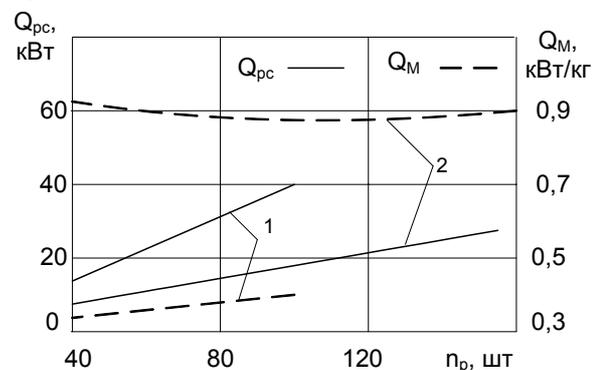


Рис. 2. Зависимость абсолютного и удельного количества теплоты от количества ребер при различной их толщине

Использование большего числа ребер приводит к увеличению  $E_T$  и слабому снижению эффективности ребра. Для более тонких ребер происходит уменьшение как  $E_p$ , так и  $E_T$  (рис. 3).

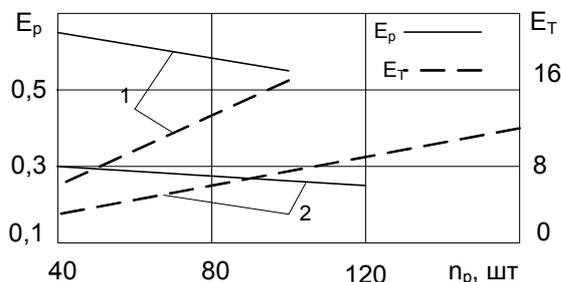


Рис. 3. Зависимость эффективности одиночного ребра и оребренной трубы от количества ребер при различной их толщине

Снижение  $w_g$  в три раза при  $\delta_p=5$  мм привело к уменьшению  $\alpha_k$ ,  $\alpha_T$  (рис. 4) и  $E_T$  до 6,4, однако значение  $E_p$  возросло до 0,82 (рис. 3). Эти результаты качественно соответствуют литературным данным [3, 4].

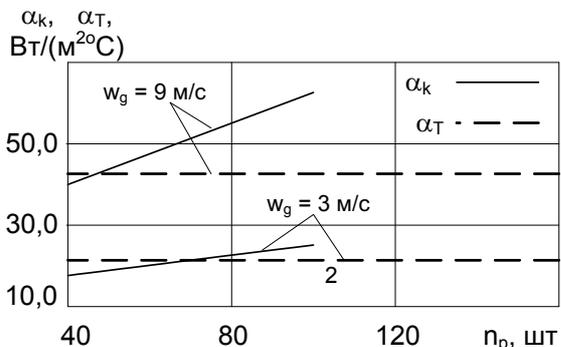


Рис. 4. Зависимость коэффициентов теплоотдачи оребренной и гладкой трубы от количества ребер

Однако крепление большего количества ребер при малом шаге между ними усложняет технологию изготовления и эксплуатации этого узла экономайзера.

Результаты расчета теплотехнических характеристик упомянутого выше водяного экономайзера системы ЦКТИ, выполненного из круглых ребристых чугунных труб наружным диаметром  $d_1=28$  мм, высотой ребра  $h_p=10$  мм, шагом ребер  $s_p=10$  мм, их толщиной  $\delta_p=1,0$  мм обобщены в виде интерполяционных зависимостей:  $Q_M=5,021-0,0263n_p+0,147\cdot 10^{-2}n_p^2$ ,  $Q_{pc}=0,33+0,0267n_p$ ,  $E_p=1,015-0,55\cdot 10^{-2}n_p$ .

При  $n_p=90$  шт.  $s_p=10$  мм, значение  $Q_M=3,87$  кВт/кг,  $Q_{pc}=3,0$  кВт,  $E_p=0,979$ .

Как видно, и в данном случае нельзя выделить максимальное значение  $Q_M$ .

Таким образом, путем использования составленной в среде Турбо Паскаль программы проведен анализ тепловых характеристик участка экономайзера с поперечно оребренной трубой. Установлено, что в отличие от теплообмена свободной конвекцией такого теплообменника [3] в диапазоне реально используемого количества ребер, их толщин, скоростей обдува дымовыми газами, не обеспечиваются максимальные значения суммарной и удельной массовой теплопроизводительности, отводимой развитой поверхностью экономайзера парового котла.

Разработанная программа расчета может быть использована в методике диагностирования технического состояния низкотемпературных поверхностей нагрева, устанавливающей отклонение выбранного диагностического показателя от значения, рассчитанного по математической модели для конкретных эксплуатационных условий теплообменников.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Оребренные поверхности нагрева паровых котлов / Г.И. Левченко, И.Д. Лисейкин, А.М. Капелиович и др. — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 168 с.
2. Юдин В.Ф. Теплообмен поперечнооребранных труб. — Л.: Машиностроение, 1982. — 189 с.
3. Ройзен Л.И., Дулькин И.Н. Тепловой расчет оребренных поверхностей. — М.: Энергия, 1977. — 256 с.
4. Керн Д., Краус А. Развитые поверхности теплообмена. — М.: Энергия, 1977. — 464 с.
5. Кузнецов Н.В., Митор В.В., Дубовский И.В., Карасина Э.С. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). — СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. — 256 с.
6. Бухаркин Е.Н. Оптимальные конструктивные характеристики ребристых теплоутилизаторов для котлов // Промышленная энергетика. — 1991. — № 6. — С. 32–35.

7. Справочник по специальным функциям с формулами, графиками и математическими таблицами / Под ред. М. Абрамовица и И. Стигана. — М.: Наука, 1979. — 832 с.
8. Жакаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. — М.: Наука, 1982. — 482 с.
9. Голдаев С.В., Ковалев М.В. Расчет на персональном компьютере характеристик оребренных экономайзеров / Современная техника и технологии: Труды XIII Междунар. научно-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. Т. 3. — Томск: Изд-во ТПУ, 2007. — С. 216–217.
10. Амосов А.А., Дубинский Ю.А., Копченко Н.В. Вычислительные методы для инженеров / 2-ое изд., доп. — М.: Изд-во МЭИ, 2003. — 596 с.

Поступила 27.12. 2006 г.