

УДК 621.165

**А.В. БИЛАН**, инженер ЗАО «УТЗ», Екатеринбург, Россия;

**В.Н. БИЛАН**, канд. техн. наук; нач. отдела ЗАО «УТЗ», Екатеринбург, Россия

## РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА В ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ СЕТЕВЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЯХ С УЧЕТОМ КОМПОНОВКИ ТРУБНЫХ ПУЧКОВ

Разработана методика расчета теплопередачи в многоходовом горизонтальном сетевом подогревателе с учетом влияния скорости пара и конфигурации трубных пучков, позволяющая определять нагрев воды в каждом пучке и оптимизировать компоновку трубной системы подогревателя.

**Ключевые слова:** горизонтальный сетевой подогреватель, коэффициент теплопередачи, нагрев в пучке, учет расположение трубки, оптимизация компоновки.

**Введение.** Применяемые в настоящее время методики расчета теплообмена в сетевых подогревателях и конденсаторах учитывают зависимость коэффициента теплопередачи от скорости и средней температуры воды, а также поправочные коэффициенты на воздухоохладитель, материал и диаметр труб, загрязнение поверхности. В [1] рассматриваются четыре основные методики: Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ), Института теплообмена США, Калужского турбинного завода (КТЗ), Уральского технического университета (УГТУ-УПИ). На Уральском турбинном заводе (УТЗ) применяется модифицированная методика фирмы «Метро-Виккерс» [1].

Известно, что теплоотдача с паровой стороны существенно зависит от скорости движения пара и расположения трубки в пучке и при подаче конденсирующего пара с большой скоростью, скоростной коэффициент возрастает в 3...10 раз [2]. В методиках КТЗ и УГТУ-УПИ скоростной коэффициент учитывается в среднем через относительный периметр подвода и скорость пара на входе в трубный пучок, что не позволяет учесть сложную компоновку пучка, т.е. расположение каждой трубки. Даже для самой простой квадратной формы поперечного сечения пучка при оценке теплопередачи двух вариантов подвода пара (по двум смежным сторонам и по двум противоположным сторонам) относительный периметр подвода одинаков, но очевидно, что средний коэффициент теплопередачи этих вариантов разный. Тем более упомянутые методики весьма приближенно учитывают сложную структуру ленточных пучков с дополнительными проходами, которые широко используются в современных конденсаторах. В методике УГТУ-УПИ на основе обобщения результатов испытаний большой группы конденсаторов геометрия пучка учитывается с помощью фактора компоновки  $\Phi_k$ , зависящего от относительного периметра и коэффициента компактности трубного пучка, который зависит от средней ширины ленты и шагов разбивки.

**Цель исследования, постановка задачи.** Очевидно, что применяемые в настоящее время сплошные компоновки пучков в сетевых подогревателях не являются оптимальными. Для интенсификации теплообмена следует увеличить относительный периметр подвода пара и создать компоновку пучка с трубками, максимально приближенными к фронту подвода пара. Поэтому необходима методика расчета фактора компоновки  $\Phi_k$ , учитывающая теплопередачу каждой трубки, в зависимости от ее положения в пучке. Теоретическое решение такой задачи вызывает большие трудности. Классические работы по расчету теплообмена в пучке труб учитывают

© А.В. Билан, В.Н. Билан, 2013

скорость пара и ее изменение при движении от трубки к трубке только в среднем. Определение локальных значений скорости пара в трубном пучке представляет сложную задачу, т.к. при конденсации пара на каждой трубке существенно изменяется его объем, а, следовательно, и скорость. Поэтому при разработке такой методики воспользуемся имеющимися экспериментальными исследованиями о теплоотдачи с паровой стороны трубки в зависимости от ее положения относительно фронта подвода пара [2, рис. 24].

Как известно [2], коэффициент теплопередачи через стенку трубки определяется тремя составляющими

$$k_t = \left( \frac{1}{\alpha_b} + \frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta}{\lambda} \right)^{-1}, \quad \frac{\delta}{\lambda} = \sum \frac{\delta_k}{\lambda_k}, \quad (1)$$

где  $\alpha_b$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к воде, Вт/(м<sup>2</sup>·град);  $\alpha_n$  – коэффициент теплоотдачи от пара к трубке, Вт/(м<sup>2</sup>·град);  $\delta_k$  – толщины стенки и слоев загрязнений, м;  $\lambda_k$  – коэффициенты теплопроводности стенки и слоев загрязнения, Вт/(м·град).

Для пароводяных подогревателей имеются экспериментальные зависимости фирмы «Метро-Виккерс» коэффициента теплопередачи  $k_3$  ( $w_b, t_{cp}$ ) от скорости воды  $w_b$  и средней температуры  $t_{cp}$  [2, рис. 82]. Эксперименты проводились для чистых латунных труб с наружным диаметром 19 мм при  $\alpha_n = 7676$  Вт/(м<sup>2</sup>·град), что соответствует 6600 ккал/(м<sup>2</sup>·час·град), указанным в работе. Таким образом, экспериментальные зависимости  $k_3$  в основном отражают изменение коэффициента теплоотдачи от стенки к воде  $\alpha_b$ . Они более 40 лет использовались в методиках расчета сплошных пучков труб и были подтверждены в эксплуатации сетевых подогревателей УТЗ [1].

Из уравнения (1) вычислим сумму двух термических сопротивлений (стенки и от стенки к воде) и обозначим ее  $R_{cb}$

$$R_{cb} = \frac{1}{\alpha_b} + \frac{\delta}{\lambda} = \frac{1}{k_t} - \frac{1}{\alpha_n} = \frac{1}{k_3} - \frac{1}{7676}. \quad (2)$$

С другой стороны, известны экспериментальные зависимости [2, рис. 24] поправочного коэффициента  $\varphi_i$ , показывающего понижение коэффициента теплоотдачи пара для  $i$ -го ряда трубок с ламинарным течением пленки по сравнению с первым. Следовательно, если обозначить коэффициент теплоотдачи пара первой трубки через  $\alpha_n^1$ , то коэффициент теплоотдачи пара к  $i$ -ой трубке (расположенной в  $i$ -ом ряду от фронта подвода) будет равен  $\alpha_n^i = \varphi_i \cdot \alpha_n^1$ . Очевидно, что комплекс (2) не зависит от расположения трубки в пучке и коэффициент теплопередачи пучка запишем в виде суммы коэффициентов теплопередачи всех трубок (трубки имеют одинаковые площади)

$$k_{пуч} = \sum \left( \frac{1}{\alpha_n^i} + R_{cb} \right)^{-1} = \sum \left( \frac{1}{\varphi_i \cdot \alpha_n^1} + \frac{1}{k_3} - \frac{1}{7676} \right)^{-1}. \quad (3)$$

Суммирование проводится по всем трубкам. Неизвестным является только коэффициент теплоотдачи от пара к стенке  $\alpha_n^1$  для первого ряда трубок сплошного пучка.

Для определения этого коэффициента можно воспользоваться теоретическими зависимостями Нуссельта для одиночной горизонтальной трубы [1], которые получены с рядом допущений: течение пленки конденсата ламинарное; конденсируется насыщенный пар; температура стенки постоянная; в пленке отсутствует конвективный

перенос теплоты; силы инерции по сравнению с силами вязкости и гравитации малы; на внешней поверхности пленки отсутствует касательное напряжение; силы поверхностного натяжения пленки не влияют на характер ее течения. Поэтому при использовании формулы Нуссельта вводятся поправочные коэффициенты [1], важнейшим из которых является фактор скорости натекания пара  $\Phi_w$ .

Для определения переменной по контуру скорости натекания пара на первую трубку в пучках можно использовать методы расчета осредненного течения двухфазных дисперсных сред [3]. Модифицированная методика расчета линий тока в поверхностном конденсаторе приведена в работе [4]. В трехмерной модели с учетом изменения течения по длине пучка решение такой задачи вызывает трудности даже на многопроцессорных ЭВМ. Поэтому для проведения многовариантных оптимизационных расчетов разработан эффективный приближенный метод расчета теплообмена в пучках со средним значением фактора скорости. При необходимости для окончательно принятой компоновки фактор скорости может быть уточнен методами [3, 4], а также введением коэффициента на основе обработки экспериментальных данных.

Приближенный метод определения коэффициента  $\alpha_n^1$ , основанный на том, что экспериментальные зависимости фирмы «Метро-Виккерс» с учетом дополнительных поправок длительно использовались для расчета теплообмена сплошных пучков сетевых подогревателей и дают в этом случае хорошее совпадение с экспериментом. В сплошном пучке за первый ряд трубок будем считать только трубки, расположенные по периферии пучка, к которым непосредственно подводится пар.

Приводим последовательность расчета теплообмена в пучке сложной конфигурации.

По экспериментальным зависимостям фирмы «Метро-Виккерс» определяем средний коэффициент теплопередачи  $k_3$  ( $w_b$ ,  $t_{cp}$ ) от скорости воды  $w_b$  и средней температуры  $t_{cp}$ .

С учетом зависимости (2) определяем комплекс  $R_{cb} = \frac{1}{k_3} - \frac{1}{7676}$ .

По формуле (3) для пучка с  $n$  трубками вычисляем

$$\sum \left( \frac{1}{\varphi_{ic} \cdot \alpha_n^1} + \frac{1}{k_3} - \frac{1}{7676} \right)^{-1} = n \cdot k_3. \quad (4)$$

Отметим, что в уравнении (4) коэффициент  $\varphi_{ic}$  каждой трубки вычисляется как для сплошного пучка, т.е. трубки первого ряда находятся только по периферии подвода пара. Таким образом, получаем нелинейное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_n^1$  трубки первого ряда сплошного пучка. Решение такого уравнения итерационными методами для современных ЭВМ не представляет труда.

Так как в рассчитываемом пучке количество трубок первого ряда будет больше чем в сплошном, то изменится скорость набегания пара и необходимо ввести поправочный коэффициент, в который скорость входит в степени 0,16...0,2 [1]

$$\Phi_w = \left( \frac{n_c^1}{n_k^1} \right)^{0,2}, \quad (5)$$

где  $n_c^1$  – количество трубок первого ряда в сплошном пучке;  $n_k^1$  – количество трубок первого ряда в пучке со сложной конфигурацией.

После определения  $\alpha_n^1$  находим средний коэффициент теплопередачи одной трубки  $k_{cp}$  и поправочный коэффициент компоновки  $k_k$  по уравнению (3):

$$k_{cp} = \frac{\sum \left( \frac{1}{\varphi_{ik} \cdot \alpha_n^1 \cdot \Phi_W} + \frac{1}{k_3} - \frac{1}{7676} \right)^{-1}}{n}; \quad k_k = k_{cp}/k_3. \quad (6)$$

Отметим, что коэффициент  $\varphi_{ik}$  вычисляется для каждой трубки с учетом подвода пара не только по периферии пучка, но и в проходах внутри пучка.

Дальнейшая корректировка коэффициента теплопередачи  $k_{cp}$ , как и в существующих методиках, выполняется с учетом материала и диаметра труб, влияния воздухоохладителя, загрязнения и других факторов.

Для определения коэффициента  $\varphi_i$  для каждой трубки необходимо вычислить номер ряда этой трубки относительно фронта подвода пара. Для наглядности проиллюстрируем определение коэффициента  $\varphi_i$  для трубок А и Б пучка (рис. 1). Коэффициент  $\varphi_{ic}$  в уравнении (4) рассчитывается только с учетом линий подвода 1 по периферии пучка, т.е. минимальным для обеих точек будет соответствующее расстояние  $a$ . Коэффициент  $\varphi_{ik}$  в уравнении (6) рассчитывается с учетом линий подвода по периферии 1 и дополнительного прохода 2, т.е. по минимальному расстоянию из  $a$  и  $b$ . Для точки А это будет тоже самое расстояние  $a$ , а для точки Б – расстояние  $b$ , т.к. оно меньше  $a$ . После определения минимального расстояния вычисляется ряд трубки по отношению к фронту подвода пара.

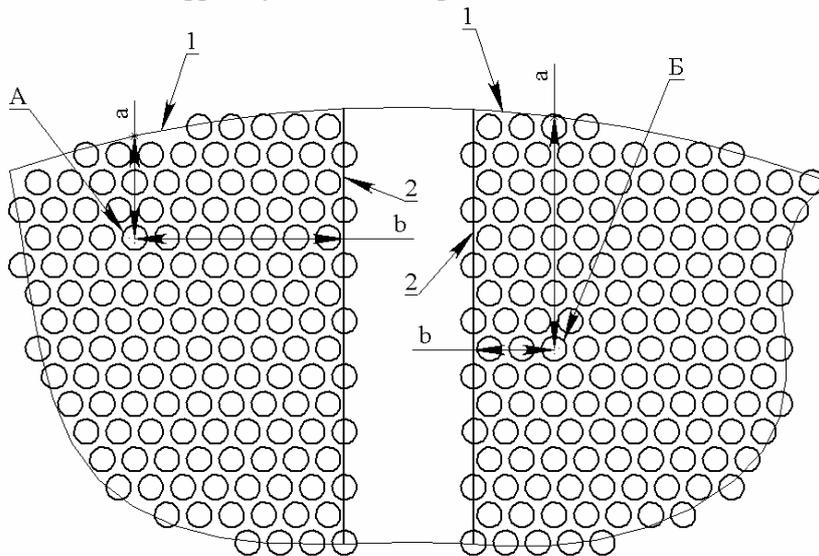


Рис. 1 – Определение ряда трубки относительно фронта подвода пара

нагрев в каждом пучке, что более точно, чем расчет всего подогревателя с учетом поправок на количество ходов, т.к. более точно определяется температурный напор, от которого зависит коэффициент теплопередачи каждого пучка. Для этого задаемся приближенно температурой насыщения пара и итерируем до совпадения с заданной точностью расчетного недогрева.

По методике УТЗ [1] тепловой расчет подогревателя выполнялся для всех пучков одновременно, а количество ходов учитывалось через изменение скорости сетевой воды, что не позволяло определить температуры нагрева воды в каждом пучке. Современные расчеты на прочность труб учитывают существенное влияние продольных усилий растяжения-сжатия на прочность трубок, для чего необходимо

Несмотря на относительно быстрое изменения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_n$  от расположения трубки по отношению к фронту подвода пара, теплопередача трубки изменяется не столь значительно, т.к. она определяется и комплексом  $R_{св}$ , который постоянный для всех трубок.

Число ходов учитываем, рассчитывая последовательно

знать среднюю температуру нагрева труб по пучкам. В табл. 1 приведены результаты расчета сетевого подогревателя с учетом нагрева в каждом трубном пучке (ходе), в последней строке указаны результаты для всех пучков одновременно по методике УТЗ.

Таблица 1

Результаты расчета нагрева сетевой воды по трубным пучкам

| № пучка | Количество трубок | $k_{ср},$<br>Вт/(м <sup>2</sup> ·град) | $T_{входа},$<br>°С | $T_{выхода},$<br>°С | Нагрев,<br>°С | Нагрев,<br>% |
|---------|-------------------|--|--------------------|---------------------|---------------|--------------|
| 1       | 1348              | 3745                                   | 60,0               | 78,7                | 18,67         | 46,7         |
| 2       | 1260              | 3904                                   | 78,7               | 89,5                | 10,83         | 27,1         |
| 3       | 1286              | 3923                                   | 89,5               | 96,1                | 6,62          | 16,6         |
| 4       | 1249              | 3975                                   | 96,1               | 100,0               | 3,87          | 9,7          |
| По УТЗ  | 5143              | 3833                                   | 60,0               | 100,0               | 40,00         | 100,0        |

Несмотря на примерно равное количество труб в пучках, нагрев существенно уменьшается от первого до четвертого хода и изменяется средняя температура труб, влияющая на их напряженное состояние.

Для каждого пучка и компоновки в целом можно вычислить средний коэффициент  $\phi_{ср}$ , по которому проводится сравнение с теплопередачей трубки первого ряда. Отметим, что увеличение количества первых трубок в компоновке приводит к уменьшению фактора скорости  $\Phi_{ш}$ , поэтому необходимо оптимизировать фактор компоновки  $\Phi_k = \phi_{ср} \Phi_{ш}$ .

Описанная методика реализована в системе автоматизированного проектирования сетевых подогревателей ЗАО «УТЗ», позволяет выполнить многовариантные расчеты по оптимизации теплопередачи в трубной системе. Разработанный алгоритм учитывает коэффициент теплопередачи каждой трубки в зависимости от ее расположения относительно фронта входящего пара и более точно определяет интегральный коэффициент всего пучка. Благодаря автоматизированной разбивки перфорированной зоны на пучки достаточно быстро выполняются многовариантные расчеты по рациональной компоновке пучков. На рис. 2 показан фрагмент разбивки пучка со сложной конфигурацией. По линии 1 подвод пара к трубкам отсутствует. Диаметр трубки на рисунке пропорционален интенсивности теплообмена через стенку трубки, что дает визуальную картину о распределении местных коэффициентах теплопередачи по всему пучку.

В табл. 2 приведены результаты расчетов характеристик компоновок, недогрева  $\delta$  и относительного недогрева  $\delta_0$  для подогревателей со сплошными пучками и модернизированного с дополнительными проходами.

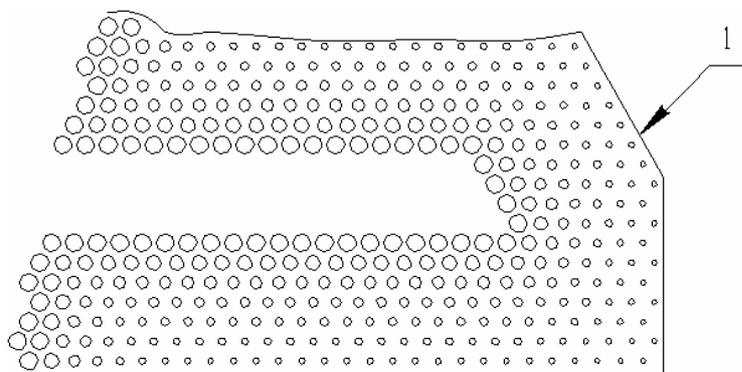


Рис. 2 – Визуализация интенсивности теплообмена в фрагменте пучка

Как показали численные расчеты, поправочный коэффициент компоновки  $k_k$  слабо зависит от расхода сетевой воды  $w_B$  и средней температуры нагрева  $t_{ср}$  ( $\pm 1\%$ ), поэтому можно определить его на номинальном режиме и считать постоянной

характеристикою компоновки, показующою, наскільки збільшена теплопередача порівняно зі сплошними пучками.

Таблиця 2

Результати розрахунків мережних підогревателів з різною компоновкою

| Тип компоновки | Кол-во трубок | $k_k$ | $\varphi_{cp}$ | $\Phi_W$ | $\delta, ^\circ C$ | $\delta_o$ |
|----------------|---------------|-------|----------------|----------|--------------------|------------|
| Сплошная       | 5143          | 1     | 0,358          | 1        | 7,76               | 0,194      |
| Модернізована  | 4795          | 1,146 | 0,581          | 0,768    | 6,67               | 0,167      |

Дослідження показали, що оптимізація компоновки мережного підогревателя збільшує інтегральний коефіцієнт теплообміну на 10...20 %. При цьому зменшується кількість трубок на 10...15 %. Відзначимо, що з збільшенням забруднення трубок ефект інтенсифікації зменшується.

**Висновки.** Розроблена інженерна методика розрахунку теплообміну в багатоходовому горизонтальному мережному підогревателі зі складною конфігурацією пучків. Розрахунок коефіцієнта теплоотдачі кожної трубки виконується з урахуванням її розташування відносно фронту підводу пари на основі наявних експериментальних даних. Методика дозволяє розраховувати нагрів мережної води в кожному пучку. При цьому в першому ході чотирьох ходового підогревателя він становить до 45 % від загального нагріву. Виконані оптимізаційні розрахунки дозволяють скоротити кількість трубок на 10...15 % з збільшенням при цьому середнього коефіцієнта теплоотдачі до 15 %. Методика реалізована в системі автоматизованого проектування мережних підогревателів.

**Список літератури:** 1. Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок [Текст] / Под общей редакцией Ю.М. Бродова. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2006. 2. Берман, С.С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок [Текст] / С.С. Берман. – М.: Машгиз, 1959. 3. Циклаури, Г.В. Адиабатные двухфазные течения [Текст] / Г.В. Циклаури, В.С. Данилин, Л.И. Селезнев. – М.: Атомиздат, 1973. 4. Алексеев, Ю.П. Математическая модель конденсатора [Текст] / Ю.П. Алексеев, Л.И. Селезнев, О.С. Чураев // Энергомашиностроение. – 1986. – № 11. – С. 11-14.

*Поступила в редколлегию 10.02.13*

УДК 621.165

**Розрахунок теплообміну в горизонтальних мережних підогревателях з урахуванням компоновки трубних пучків** [Текст] / А.В. Билан, В.Н. Билан // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 77-82. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Розроблено методику розрахунку теплопередачі в багатоходовому горизонтальному мережному підігрівнику з урахуванням впливу швидкості пари й конфігурації трубних пучків, що дозволяє визначати нагрівання води в кожному пучку й оптимізувати компоновку трубної системи підігрівника.

**Ключові слова:** горизонтальний мережний підігрівник, коефіцієнт теплопередачі, нагрів у пучку, врахування розташування трубки, оптимізація компоновки.

The calculation methods of heat transfer in multiple horizontal type heater for district-heating water with account of both influence – the steam speed and the tube bunches configuration has been developed. The water heating in every bunch is estimated and the configuration of water heater tube system is optimized.

**Keywords:** horizontal type main heater, heat transfer factor, bunch heating, the influence of tube location, configuration's optimization.