

# ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР  
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ  
СОБСТВЕННОСТИ

(19) ВУ (11) 9908

(13) U

(46) 2014.02.28

(51) МПК

F 28D 3/02

(2006.01)

(54)

## ТЕПЛООБМЕННАЯ СЕКЦИЯ

(21) Номер заявки: u 20130645

(22) 2013.08.01

(71) Заявитель: Учреждение образования  
"Белорусский государственный  
технологический университет"  
(ВУ)

(72) Авторы: Кунтыш Владимир Борисович;  
Дударев Владимир Владимирович;  
Сухоцкий Альберт Борисович  
(ВУ)

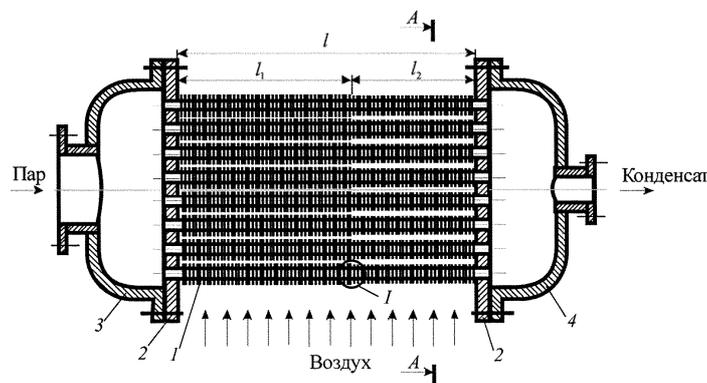
(73) Патентообладатель: Учреждение образования  
"Белорусский государственный  
технологический университет"  
(ВУ)

(57)

Теплообменная секция, включающая биметаллические ребристые трубы, трубные решетки, паровую и конденсатную крышки с патрубками, боковые ограждающие листы, отличающаяся тем, что оребрение на конденсационных участках труб имеет большую площадь поверхности теплоотдачи по сравнению с площадью поверхности оребрения конденсатоохлаждающих участков.

(56)

1. Крюков Н.П. Аппараты воздушного охлаждения. - М.: Химия, 1983. - С. 14-23, 41-50.
2. Шмеркович В.М. Современные конструкции аппаратов воздушного охлаждения. Обзорная информация. Серия Химическое и нефтеперерабатывающее машиностроение. - М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1979. - С. 1-8, 10-24.
3. Кунтыш В.Б., Кузнецов Н.М. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения. - СПб.: Энергоатомиздат, 1992. - С. 11-12, 30-32.
4. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справочник / Под общ. ред. В.Б. Кунтыша, А.Н. Бессонного. - СПб.: Недра, 1996. - С. 28-29.
5. ПатентRU 2213920 С2, МПК<sup>7</sup> F 28D 3/02, 2001 (прототип).



Фиг. 1

Полезная модель относится к теплотехнике и предназначена для применения в аппаратах воздушного охлаждения (АВО) нефтеперерабатывающей, химической, нефтехимической промышленности.

В теплообменных секциях АВО во многих случаях происходит охлаждение перегретого пара технологической среды (жидкости) до температуры насыщения при заданном давлении с последующей конденсацией пара, например, в крупнотоннажных производствах аммиака или конденсаторах холодильных парокомпрессионных, абсорбционных машин [1], при охлаждении парогазовых смесей [2], в установках производства метанола и т. д. Охлаждаемая технологическая среда движется внутри биметаллических ребристых труб (БРТ), передавая теплоту охлаждающему воздуху, обтекающему снаружи поперечным потоком БРТ.

Известна теплообменная секция [3, 4], содержащая теплообменные БРТ, шахматно расположенные в трубных решетках, жидкостные крышки с патрубками, ограждающие боковые листы. Теплообменные трубы имеют спиральные ребра одинаковых геометрических параметров на всей длине и во всех поперечных рядах.

Недостаток ее - одинаковая площадь поверхности оребрения на всей длине каждой БРТ пучка, что энергетически нецелесообразно в случаях применения АВО для процессов обработки технологических жидкостей (сред), теплоносителей и энергоносителей, которые претерпевают изменения агрегатного состояния. Например, пар среды поступает внутрь БРТ и конденсируется, а затем происходит последующее изобарическое охлаждение конденсата пара до температуры ниже температуры насыщения пара. Подобная картина встречается и при охлаждении парогазовых смесей. В случае использования АВО в качестве конденсаторов парокомпрессионных холодильных установок первоначально на некоторой длине труб конденсаторов перегретый пар хладагента (аммиака, фреона) изобарически охлаждается до температуры насыщения, а далее по длине труб протекает процесс конденсации. Таких термодинамических процессов с применением АВО в нефтехимии и нефтепереработке большинство, но пучки теплообменных секций изготавливаются из БРТ одинаковой площади оребрения по воздушной стороне.

Известно, что при охлаждении перегретых паров и газов коэффициент теплоотдачи внутри БРТ составляет  $\alpha_{\text{вн}} \approx 25-80 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , при конденсации паров органических жидкостей  $\alpha_{\text{вн}} \approx 1500-3000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [3], а при однофазном охлаждении конденсата паров  $\alpha_{\text{вн}} \approx 400-1500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Приведенный коэффициент теплоотдачи охлаждающего воздуха, вычисленный по полной площади поверхности оребрения БРТ  $\alpha_{\text{н}} \approx 30-90 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [4]. Коэффициент теплопередачи  $k$  меньше меньшего из коэффициентов теплоотдачи, т.е.  $k < \alpha_{\text{н}}$ . Это подтверждается испытаниями натуральных АВО, в частности для обработки аммиака [1, с. 49]. В зоне охлаждения газовой фазы аммиака плотность теплового потока равна  $49,5 \text{ Вт}/\text{м}^2$ , а в зоне конденсации насыщенного пара аммиака плотность составила  $226 \text{ Вт}/\text{м}^2$ , т.е. возросла примерно в 4,4 раза. Очевидно, что участки БРТ с высокоинтенсивной теплоотдачей  $\alpha_{\text{вн}}$  должны иметь более развитую площадь оребрения по сравнению с участками, внутри которых происходит слабоинтенсивный теплообмен. Уменьшение теплоотдающей площади поверхности вызовет снижение расхода металла (алюминия) на оребрение, уменьшится аэродинамическое сопротивление секции и снизится потребляемая электроэнергия на привод вентилятора, стоимость также уменьшится.

Ближайшим по конструктивному исполнению аналогом к заявляемой полезной модели является теплообменная секция [5], принятая нами за прототип. Теплообменная секция состоит из спирально-накатных оребренных труб (БРТ), которые в шахматном порядке крепятся своими концами в трубных решетках. В жидкостных крышках предусмотрены патрубки, обеспечивающие соединение теплообменной секции с магистралями, по которым подводится-отводится охлаждаемая жидкость. Для формирования в межтрубном пространстве направленного воздушного потока, охлаждающего жидкость, установлены продольно боковые ограждающие листы. Конструктивная особенность данной секции вы-

ражена тем, что оребренные трубы выполнены с периодически чередующимися разновысокими ребрами, высокие из которых имеют с противоположных сторон трубы, отогнутые по линии хорды края таким образом, что расстояние от хорды до образующей основания ребер составляет величину, не меньшую чем высота низкого ребра, что позволяет добиться увеличения компактности секции. Данная теплообменная секция предназначена для применения в аппаратах воздушного охлаждения нефтеперерабатывающей, газовой, химической промышленности.

Однако следует отметить, что такое усложнение конструкции оребренной поверхности, а следовательно, и технологии изготовления оребренных труб оправдано лишь в том случае, когда охлаждение вещества внутри труб происходит без изменения агрегатного состояния. В этом случае энергоэффективность теплообменной секции возрастает как за счет увеличения поверхности теплообмена на единицу объема секции, так и за счет равномерной интенсификации теплообмена (увеличения коэффициента теплоотдачи) по всей оребренной поверхности.

Подобные теплообменные секции АВО также применяются и в качестве конденсаторов паровых турбин, холодильных установок, выпарных аппаратов целлюлозно-бумажной и химической промышленности. При эксплуатации этих конденсаторов, к каковым относятся и названные теплообменные секции, конденсация пара происходит на начальном участке каждой трубки, а на остальной ее части конденсат охлаждается. Известно, что при конденсации пара выделяется, а значит и должно отводиться, значительно большее количество теплоты, чем при охлаждении конденсата. Таким образом, в пучках с постоянными по длине трубок конструктивными характеристиками оребренной поверхности будет наблюдаться существенная неравномерность теплоотвода с этой поверхности, что снизит энергоэффективность пучка в целом, так как будет уменьшаться по длине каждой трубки плотность теплового потока с оребренной поверхности. Таким образом, теплонпряженность на участке охлаждения конденсата окажется значительно ниже, чем на участке конденсации пара, что не является оптимальным для эффективной теплопередачи.

Задача полезной модели - уменьшение расхода металла на оребрение, снижение потребления электроэнергии приводом вентилятора и стоимости секции.

Поставленная задача достигается тем, что в теплообменной секции, включающей биметаллические ребристые трубы, трубные решетки, паровую и конденсатную крышки с патрубками, боковые ограждающие листы, отличающаяся тем, что оребрение на конденсационных участках труб имеет большую площадь поверхности теплоотдачи по сравнению с площадью поверхности оребрения конденсатоохлаждающих участков.

Тепловой поток от охлаждаемой среды к воздуху на каждом участке может быть выражен через уравнение теплопередачи

$$Q = k\Delta tF. \quad (1)$$

Коэффициент теплопередачи для биметаллических ребристых труб рассчитывается [3] по формуле

$$k \approx \left( \frac{1}{\alpha_{вн}} \frac{\varphi d_0}{d_{вн}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \frac{\varphi d_0}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)^{-1}. \quad (2)$$

Площадь поверхности оребрения

$$F = \pi \varphi d_0 l_n. \quad (3)$$

Коэффициент оребрения трубы

$$\varphi = 1 + \frac{2h}{sd_0} (d_0 + h + \Delta). \quad (4)$$

В формулах (1-4) приняты следующие обозначения:  $\Delta t$  - среднелогарифмический температурный напор между охлаждаемой и охлаждающей средами;  $\alpha_{вн}$ ,  $\alpha_{н}$  - коэффициенты теплоотдачи, соответственно, на внутренней (гладкой) и наружной (ребренной) поверх-

ностях БРТ, определяемые по известным уравнениям конвективного теплообмена;  $h$  - высота ребра,  $s$  - шаг ребер,  $d_0$  - диаметр БРТ по основанию ребра,  $\Delta$  - средняя толщина ребра,  $d_{вн}$  - внутренний диаметр несущей трубы,  $\delta_{ст}$  - толщина стенки несущей трубы,  $\lambda_{ст}$  - ее теплопроводность,  $n$  - число БРТ в пучке,  $l$  - длина всей трубки или рассматриваемого участка.

Отличительным признаком предлагаемой конструкции теплообменной секции по сравнению с прототипом является уменьшение площади поверхности оребрения участка охлаждения конденсата, которое может быть определено из условия обеспечения постоянной теплонапряженности по длине каждой БРТ  $\frac{Q_1}{\Delta t_1} = \frac{Q_2}{\Delta t_2}$ . Здесь индексом "1" обозна-

чен участок конденсации пара, индексом "2" - участок охлаждения конденсата. С учетом уравнения теплопередачи (1) это условие можно записать как  $k_1 F_1 \approx k_2 F_2$ . Затем, подставив в это соотношение формулы коэффициента теплопередачи (2) и площади оребрения (3), получим соотношение

$$\frac{l_1}{\frac{l_1}{\alpha_{вн1}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\varphi_1 \bar{d} \alpha_{н1}}} \approx \frac{l_2}{\frac{l_2}{\alpha_{вн2}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\varphi_2 \bar{d} \alpha_{н2}}}, \quad (5)$$

где  $\bar{d} = d_0 / d_{вн}$  - отношение диаметров.

В представленном выражении каждый из членов суммы знаменателя представляет собой термические сопротивления соответственно со стороны охлаждаемой среды, стенки несущей трубы и со стороны воздуха. Согласно общепринятым представлениям о теплообмене, для рассматриваемого случая первые два члена суммы будут значительно меньше третьего, соответствующего участку конденсации пара, примерно на три порядка, а для участка охлаждения конденсата на два порядка. Пренебрегая малыми членами суммы, получим соотношение, позволяющее определить все конструктивные параметры, необходимые для изготовления ресурсо- и энергосберегающей теплообменной секции и меньшей стоимости

$$\varphi_2 \approx \frac{\alpha_{н1} l_2}{\alpha_{н2} l_1} \varphi_1. \quad (6)$$

Выравнивание плотности теплового потока по всей длине трубки обеспечивается уменьшением степени оребрения на конечном участке по отношению к начальному участку согласно условию (6).

Как видно из (3), площадь поверхности  $F$  прямопропорциональна коэффициенту оребрения  $\varphi$  и с помощью изменения значения можно управлять величиной теплоотдающей площади поверхности на различных участках (зонах) по длине трубного пучка теплообменной секции в зависимости от интенсивности теплообмена среды, движущейся внутри БРТ.

Толщина ребра  $\Delta$  слабо влияет на  $\varphi$ , ее следует выбирать наименьшей ( $\Delta \approx 0,35-0,50$  мм) с учетом возможности технологического процесса оребрения [4]. Поэтому реально влиять на изменение  $\varphi$  возможно либо увеличением высоты ребра  $h$  при постоянном шаге ребра  $s = \text{const}$  или для  $h = \text{const}$  применять переменный шаг на каждом участке БРТ. Технологически проще изменять  $h$  при  $s = \text{const}$ . Таким образом, приняв для участка (зоны) 1 интенсивного теплообмена внутри БРТ требуемое значение  $\varphi_1$  по соотношению (6) вычисляются теплоэнергетически целесообразное значение  $\varphi_2$  для зоны 2 с меньшей интенсивностью теплообмена. Численно  $\varphi_2 < \varphi_1$ , а значит  $F_2 < F_1$ . На оребрение трубы участка 2 потребуется меньше материала (алюминия) по сравнению с участком 1 этой же трубы с интенсивным теплообменом. Каждой БРТ пучка будет присуща меньшая металлоемкость по сравнению с прототипом, а значит вся секция характеризуется уменьшенной металлоемкостью, т.е. обеспечивается ресурсосбережение. Масса секции снижается вследствие

меньшей потребности на оребрение дорогостоящего алюминия, а значит и стоимость секции окажется более низкой. Теплообменная секция менее затратная в сравнении с базовой.

С уменьшением высоты ребра при  $s = \text{const}$  аэродинамического сопротивление пучка из БРТ теплообменной секции снизится [3]. Следовательно на привод вентилятора потребуются меньшее электропотребление, тем самым достигается энергосбережение.

Таким образом, в заявленной теплообменной секции полностью решена сформулированная задача.

Конструкция полезной модели поясняется фиг. 1-3. На фиг. 1 изображена теплообменная секция, продольный разрез; на фиг. 2 - поперечный разрез с шахматным расположением трубок; на фиг. 3 - фрагмент сопряжения участков конденсации пара и охлаждения конденсата.

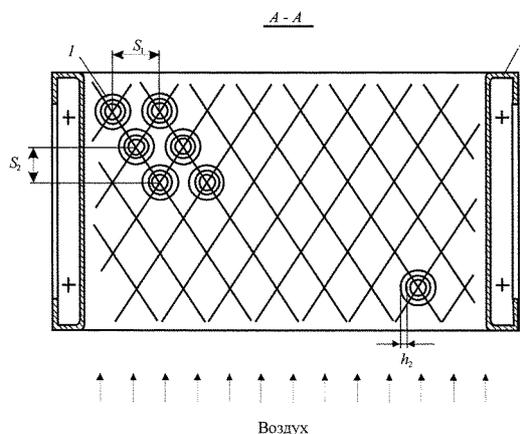
Теплообменная секция состоит из биметаллических ребристых труб (БРТ) 1 со спиральными накатными алюминиевыми ребрами, высота которых на первом участке трубы длиной  $l_1$  равна  $h_1$  и коэффициент оребрения  $\phi_1$ , а на остальном участке длиной  $l_2$  высота ребер  $h_2$  и коэффициент оребрения  $\phi_2$ , причем  $h_1 > h_2$  и  $\phi_1 > \phi_2$ . Шаг ребер  $s$  одинаков на всей длине  $l = l_1 + l_2$  трубы. Также секция содержит трубные решетки 2, в которых закреплены концы БРТ 1, паровую крышку 3 с патрубком и конденсатную крышку 4 с патрубком. Для формирования в межтрубном пространстве направленного потока охлаждающего воздуха установлены продольно боковые ограждающие листы 5.

Теплообменная секция работает следующим образом. Пар через патрубок в крышке 3 подводится внутрь БРТ и, двигаясь по ним, происходит его конденсация на участке БРТ длиной  $l_1$ , а теплота конденсации через стенки трубок и поверхность оребрения  $F_1$  передается охлаждающему воздуху, который движется принудительно перпендикулярным потоком к продольной оси БРТ в межтрубном пространстве, ограниченном с боков листами 5.

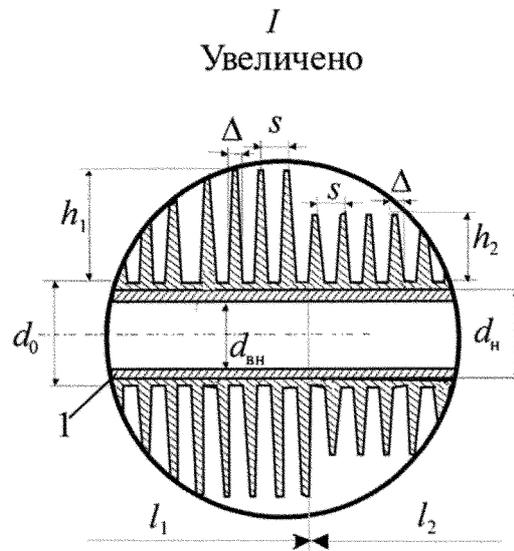
Далее уже конденсат пара продолжает движение внутри БРТ на участке длиной  $l_2$ , происходит его однофазное охлаждение, и через конденсатный патрубок в крышке 4 отводится из теплообменной секции. На участке  $l_2$  площади поверхности оребрения  $F_2$  количество теплоты значительно меньше, так как здесь отводимое количество теплоты значительно меньше, чем количество теплоты конденсации пара, отводимое на участке  $l_1$ . Воздух, нагретый на участках  $l_1$  и  $l_2$ , выбрасывается в окружающую среду.

Применение заявляемой конструкции не требует изменения сборки теплообменных секций.

Полезная модель может быть использована в химическом, нефтяном и энергетическом машиностроении.



Фиг. 2



Фиг. 3