

ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ

(19) ВУ (11) 5047

(13) U

(46) 2009.02.28

(51) МПК (2006)
F 28F 1/00

(54)

ТЕПЛООБМЕННАЯ ТРУБА

(21) Номер заявки: u 20080199

(22) 2008.03.13

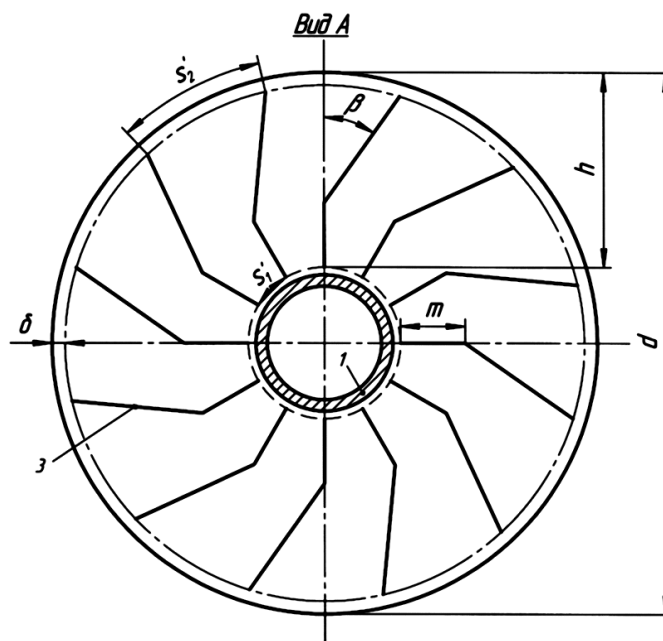
(71) Заявитель: Учреждение образования
"Белорусский государственный техно-
логический университет" (ВУ)

(72) Авторы: Кунтыш Владимир Борисович
(ВУ); Санкович Евгений Савельевич
(ВУ); Мулин Виктор Петрович (ВУ);
Пиир Адольф Эдвардович (RU); Пет-
рович Олег Васильевич (ВУ); Минни-
галеев Альберт Шамилович (RU)

(73) Патентообладатель: Учреждение обра-
зования "Белорусский государственный
технологический университет" (ВУ)

(57)

1. Теплообменная труба, поперечно обтекаемая потоком, с навитыми на наружной поверхности спиральными поперечными ребрами одинаковой высоты, имеющими на одной боковой поверхности каждого ребра рельефные выступы, при этом каждая межреберная полость включает гладкую боковую поверхность одного ребра и боковую поверхность с рельефными выступами противоположного ребра, отличающаяся тем, что на боковой поверхности ребер из мягкого пластичного высокотеплопроводного материала от их основания на кольцевом участке шириной $m = (0,35 \div 0,40)h$, где h - высота ребра, рельефные выступы расположены радиально, каждый из которых вне кольцевого участка отклоняется



Фиг. 3

ВУ 5047 U 2009.02.28

от радиального направления на одинаковый острый угол β , образуя на оставшейся боковой поверхности веерообразные рельефные выступы, которые в итоге формируют зигзагообразный рельеф, при этом высота поперечного сечения радиальных выступов равномерно уменьшается от наибольшей у основания ребра до высоты в сечении перехода их в веерообразные выступы, которая остается одинаковой по всей их длине, но форма поперечного сечения выступов имеет плавные удобообтекаемые очертания.

2. Теплообменная труба по п. 1, **отличающаяся** тем, что веерообразные выступы заканчиваются на расстоянии $(0,85 \div 0,94)h$ от основания ребра, образуя гладкий периферийный кольцевой участок боковой поверхности шириной $\delta = (0,06 \div 0,15)h$, отсчитываемый от наружного диаметра ребра по направлению его радиуса.

3. Теплообменная труба по п. 1, **отличающаяся** тем, что высота поперечного сечения радиальных выступов у основания ребра на $20 \div 25$ % больше высоты этих выступов в сечении перехода их в веерообразные выступы.

4. Теплообменная труба по п. 1, **отличающаяся** тем, что при относительной высоте межреберной полости $(h/u) < 2$, где u - ширина полости в свету, равная разности между шагом s и средней толщиной ребра Δ , высота поперечного сечения выступов зигзагообразного рельефа назначается одинаковой.

(56)

1. Лебедев П.Д., Шукин А.А. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий (Курсовое проектирование). - М.: Энергия, 1970. - С. 53-62.

2. Крюков Н.П. Аппараты воздушного охлаждения. - М.: Химия, 1983. - С. 151-152.

3. Кунтыш В.Б., Кузнецов Н.М. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения. - СПб.: Энергоатомиздат, 1992. - С. 30-46.

4. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справочник / Бессонный А.Н., Дрейцер Г.А., Кунтыш В.Б. и др.; Под общ. ред. Кунтыша В.Б., Бессонного А.Н. - СПб.: Недра, 1996. - С. 101-104.

5. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. - Л.: Энергия, 1980. - С. 97-103, 117-120.

6. Бузник В.М. Интенсификация теплообмена в судовых установках. - Л.: Судостроение, 1969. - С. 110-157.

7. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. - Л.: Энергия, 1966. - С. 52-53.

8. А.с. СССР 1725062, МПК⁴ F 28 F 1/36 // БИ № 13. - 1992.

9. А.с. СССР 1052832, МПК⁴ F 28 F 1/10 // БИ № 41. - 1982 (прототип).

10. Стасюлявичюс Ю., Скринска А. Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков ребристых труб. - Вильнюс: Минтис, 1974. - С. 76-77.

11. Таранян И.Г., Иохведов Ф.М., Кунтыш В.Б. Исследование влияния параметров оребрения на теплоотдачу и сопротивление шахматных пучков труб с поперечными гладкими и интегральными ребрами // Теплофизика высоких температур. - 1972. - Т. X. - № 5. - С. 1049-1054.

Полезная модель относится к конструктивным элементам рекуперативных газожидкостных теплообменников, у которых поперечно обтекаемый с внешней стороны незапыленным потоком воздуха или газа трубный пучок состоит из круглых труб со спиральными поперечными или шайбовыми ребрами, выполненными из высокотеплопроводного пластичного материала, например алюминия и его сплавов, меди, латуни. Основной сборной единицей трубных пучков является конструктивный элемент в виде теплообменной трубы. Теплообменные трубы такой конструкции могут быть использованы в воздухо- и газоохладителях [1] крупных турбогенераторов и гидрогенераторов, в

промежуточных и концевых охладителях сжатого газа центробежных и поршневых компрессоров, в частности сжатия синтез-газа [2] крупнотоннажного производства аммиака, в воздухоохладителях и нагревателях систем кондиционирования залов электронных вычислительных машин и сборочных цехов часовой промышленности.

Известен ряд конструкций [3] теплообменных круглых труб, которые снаружи имеют спиральные поперечные ребра с гладкой боковой поверхностью, при этом оребрение выполнено из алюминиевой ленты, которая навита на несущую трубу. Для обеспечения эксплуатационной надежности основание ленты (ребер) завальцовывается [3, 4] на небольшую глубину в стенку несущей трубы или отбортовывается с образованием горизонтальной полки и получением так называемых L- и KLM-ребер [4].

Основным недостатком конвективных поверхностей теплообмена из круглых труб со спиральными ребрами, даже выполненных из высокотеплопроводных металлов, обтекаемых снаружи принудительным потоком воздуха (газа), является низкий коэффициент теплоотдачи ($\alpha_1 \approx 40 \dots 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) по воздушной стороне, который в несколько раз меньше коэффициента теплоотдачи со стороны жидкости, обычно воды ($\alpha_2 \approx 1000 \div 5000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$), движущейся внутри трубы. Следствием этого является значительная металлоемкость газожидкостных теплообменников. Невысокая интенсивность теплоотдачи по оребренной стороне объясняется образованием пограничного слоя воздуха на боковой поверхности ребер и наличием градиента скорости по высоте межреберных полостей трубы.

Интенсивность теплопередачи в решающей мере зависит от величины коэффициента теплоотдачи по оребренной стороне трубы, который является меньшим при обтекании ее воздушным (газовым) потоком. Очевидна необходимость первоочередной интенсификации теплоотдачи с воздушной стороны теплообменной трубы, но для этого требуются такие технические решения, которые обеспечат опережающий или пропорциональный рост теплоотдачи по сравнению с увеличением аэродинамического сопротивления. В этом случае при одинаковых затратах мощности на прокачку воздуха $N = \text{idem}$ тепловая эффективность (коэффициент теплоотдачи) трубы с интенсифицированным теплообменом будет больше этой характеристики трубы до интенсификации теплообмена, т.е. базовой трубы, применяемой в промышленных теплообменниках. Следствием является уменьшение площади поверхности теплообмена $F, \text{ м}^2$, так как при сохранении одинакового потока $Q, \text{ Вт}$ и температурной разности Δt это обеспечивается ростом коэффициента теплоотдачи α_1 по воздушной стороне, что видно из уравнения теплоотдачи

$$Q = \alpha_1 \cdot F \cdot \Delta t, \quad (1)$$

где Δt - разность средних температур воздуха и поверхности теплообмена, °С.

Такой результат следует и из уравнения теплопередачи

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{\text{cp}}, \quad (2)$$

где Δt_{cp} - средний температурный напор между жидкостью и воздухом, °С.

При $Q = \text{const}$ и $\Delta t_{\text{cp}} = \text{idem}$ увеличение α_1 сопровождается ростом коэффициента теплопередачи $k, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и уменьшением площади поверхности F , а в итоге меньшей металлоемкостью теплообменника.

Известен способ интенсификации теплоотдачи турбулизацией пограничного слоя потока [5, 6] на поверхности теплообмена применением искусственной дискретной и предельной шероховатости с различной формой поперечного сечения, то есть по существу нанесенных механическим способом рельефных выступов-впадин на пластинчатых поверхностях и на внутренней поверхности гладких круглых труб. Исследования таких интенсифицированных поверхностей теплообмена выполнены при продольном обтекании потоком воздуха и подтвердили повышение тепловой эффективности и техническую целесообразность примененного способа. Подтверждена [7] энергетическая эффективность турбулизации пограничного слоя рельефными трапецеидальными предельными выступами на наружной поверхности гладких алюминиевых труб, обтекаемых внешним перпендикулярным потоком воздуха. Рельефы наносились накаткой. В шахматном пучке

коэффициенты теплоотдачи возрастают до 1,8 раза, а сопротивление при этом увеличивается до 1,6 раза. Недостатками описанного способа и конструкций рельефных выступов-впадин являются нетехнологичность их нанесения в крупносерийном производстве теплообменных труб, отсутствие обоснованных рекомендаций по выбору параметров рифлений, принципиальные отличия в характере обтекания исследованных конструкций интенсифицированных труб с теплообменными трубами со спиральными ребрами. Изложенное не позволяет осуществить прямой перенос результатов исследования [5, 6, 7] на модель предлагаемой нами конструкции теплообменной трубы.

Известна теплообменная труба [8] с поперечными ребрами разной высоты, причем на одной из боковых поверхностей каждого ребра выполнены кольцевые участки с радиальными рифлениями, чередующиеся с гладкими кольцевыми участками (поясами), что в итоге должно интенсифицировать теплоотдачу трубы вследствие турбулизации потока воздуха на поверхности ребер. Труба обтекается поперечным потоком. Действительно предложенные радиальные рифления, по существу являющиеся регулярной непредельной шероховатостью, при некоторых геометрических параметрах и форме поперечного сечения, частоте их расположения, приведут к росту теплоотдачи, но при этом увеличится аэродинамическое сопротивление, а в каких пропорциях это произойдет - материалы авторского свидетельства не дают ответа. При необоснованных параметрах рифлений тепловая эффективность трубы может быть даже ниже эффективности труб с гладкими ребрами. Этому будут способствовать, т.е. нивелировать эффект пристенной турбулизации потока рифлениями, имеющиеся гладкие кольцевые участки (пояса), сопротивление которых движению потока меньше в сравнении с кольцевыми участками радиальных рифлений. Поток воздуха будет двигаться по участкам поверхности ребер с меньшим сопротивлением, не испытывая турбулизирующего действия. Кроме этого, участки поверхности с рифлениями обтекаются меньшей скоростью потока, а значит их вклад в повышение интенсивности теплоотдачи снижается. Предложенное техническое решение с новыми конструктивными элементами абсолютно лишено каких-либо рекомендаций по выбору параметров рифлений, материального исполнения ребер, на которых возможна его реализация, оценки технологичности конструкции теплообменной трубы в серийном производстве, что не позволяет осуществить прямое внедрение в промышленность без дополнительных больших по объему экспериментальных исследований.

Наиболее близким к заявляемой модели по технической сущности и достигаемым результатам является теплообменный элемент [9], который принят нами за прототип. Теплообменный элемент - это круглая труба с поперечными ребрами, на одной боковой поверхности каждого ребра имеются рельефные выступы, расположенные под острым углом к продольной оси трубы и с угловым смещением один относительно другого с образованием веерообразного рельефа. Недостатки известного элемента заключаются в постоянной высоте выступа по его длине, т.е. от основания ребра к вершине; образованные двумя смежными выступами открытые каналы имеют гладкие боковые стенки, не изменяющие направления движения потока, что препятствует возникновению турбулизации от воздействия выступов; веерообразность рельефа по всей высоте ребер затруднительно реализовать у основания, так как выступы будут смыкаться друг с другом и являться дополнительным очагом скопления загрязнений; полное отсутствие, как и в предыдущей конструкции трубы [8], рекомендаций по назначению эффективных геометрических параметров выступов, их частоты расположения, материального исполнения ребрения, на котором возможно нанесение данного рельефа в серийном производстве.

По высоте межреберной полости скорость потока изменяется в направлении ее уменьшения к основанию полости, т.е. имеется градиент скорости [10], особенно в полостях большой относительной высоты $(h/u) \geq 2$, где h - высота ребра; $u = s - \Delta$ - ширина полости в свету; s , Δ - шаг и средняя толщина ребра. Ощутимое уменьшение скорости потока начинает проявляться с высоты полости, равной $(0,65 \div 0,60)h$, скорость на этом участке со-

ставляет в среднем $75 \div 80$ % от скорости потока при вершине полости. В соответствии с этим должна формироваться высота рельефов-выступов, вызывающих наибольший энергетический эффект от интенсификации теплоотдачи турбулизацией потока.

Задача полезной модели - интенсификация теплоотдачи турбулизацией потока при поперечном обтекании оребренной трубы, обеспечивающая повышение ее тепловой эффективности и эксплуатационной надежности, а также разработка устройств для создания турбулизаторов на ребрах в процессе серийного производства заявляемой модели.

Поставленная задача решается тем, что теплообменная труба, поперечно обтекаемая потоком, с навитыми на наружной поверхности спиральными поперечными ребрами одинаковой высоты, имеющим на одной боковой поверхности каждого ребра рельефные выступы, при этом каждая межреберная полость включает гладкую боковую поверхность одного ребра и боковую поверхность с рельефными выступами противоположного ребра, но на боковой поверхности ребер из мягкого пластичного высокотеплопроводного материала от их основания на кольцевом участке шириной $m = (0,35 \div 0,40)h$, где h - высота ребра, рельефные выступы расположены радиально, каждый из которых вне кольцевого участка отклоняется от радиального направления на одинаковый острый угол β , образуя на оставшейся боковой поверхности веерообразные рельефные выступы, которые в итоге формируют зигзагообразный рельеф, при этом высота поперечного сечения радиальных выступов равномерно уменьшается от наибольшей у основания ребра до высоты в сечении перехода их в веерообразные выступы, которая остается одинаковой по всей их длине, но форма поперечного сечения выступов имеет плавные удобообтекаемые очертания, при этом веерообразные выступы заканчиваются на расстоянии $(0,85 \div 0,94)h$ от основания ребра, образуя гладкий периферийный кольцевой участок боковой поверхности шириной $\delta = (0,06 \div 0,15)h$, отсчитываемый от наружного диаметра ребра по направлению его радиуса, а высота поперечного сечения радиальных выступов у основания ребра на $20 \div 25$ % больше высоты этих выступов в сечении перехода их в веерообразные выступы, однако при относительной глубине межреберной полости $(h/u) \leq 2$ высота поперечного сечения выступов зигзагообразного рельефа назначается одинаковой, где u - ширина полости в свету.

Существенное отличие предлагаемой модели заключается в том, что на разных участках боковой поверхности высота выступов различна и учитывает наличие градиента скорости потока в межреберной полости, а более обобщенно - гидродинамического режима течения потока. При $(h/u) > 2$ скорость по высоте межреберной полости распределяется неравномерно [3], приблизительно на участке шириной $b = (0,65 \div 0,60)h$ [10] от вершины ребра градиент скорости равен нулю, т.е. скорость остается постоянной и равной скорости потока при вершине ребра в устье межреберной полости, а далее на участке шириной m последовательно уменьшается в $1,20 \div 1,25$ раза и достигает наименьшей величины в основании межреберной полости, т.е. у основания ребра. Толщина пограничного слоя, являющегося основным термическим сопротивлением теплоотдаче, при прочих одинаковых условиях зависит от скорости потока. Рельефные выступы предназначены для турбулизации пограничного слоя и уменьшения его термического сопротивления и, как следствие, интенсификации теплоотдачи. Поэтому на участке шириной b высота выступов по их длине должна быть одинаковой $h_b = \text{const}$, а это область веерообразных выступов, но далее на участке шириной m , где расположены радиальные выступы, высота h_p их непрерывно возрастает от высоты $h_p = h_b$ веерообразного выступа до наибольшей на $20 \div 25$ % у основания ребра h_p , следуя закону изменения скорости потока на этом участке полости.

Толщина пограничного слоя δ_c потока [10] при ламинарном режиме вычисляется по зависимости Блазиуса, а при турбулентном режиме - по формуле Кармана. Высота выступов должна быть большей толщины пограничного слоя, тогда они не "тонут" в нем, и для достижения наибольшей тепловой эффективности теплообменной трубы их высота, со-

BY 5047 U 2009.02.28

гласно исследований [5], назначается равной $h' = (1,5 \div 2,0) \delta_c$. В этом интервале h' выступы генерируют мелкие вихри, которые турбулизируют течение в пограничном слое, уменьшают толщину слоя и не диффундируют в ядро потока. При этих условиях происходит интенсификация теплоотдачи на фоне пропорционального или меньшего роста аэродинамического сопротивления в сравнении с увеличением теплоотдачи, что является неотъемлемой составляющей повышения тепловой эффективности любой конвективной поверхности теплообмена.

Дополнительно теплоотдача интенсифицируется поперечным течением пристенного потока от вершины ребра к его основанию по боковой поверхности ребра между зигзагообразными рельефами-выступами. При повороте пристенной части потока на острый угол β наблюдается отрыв с образованием вихрей от стенок выступов, турбулизирующих пристенное течение и пограничный слой на поверхности между радиальными выступами в направлении основания ребра. Именно в прикорневой зоне требуется максимальная турбулизация пограничного слоя из-за меньших до 200 % [10] локальных коэффициентов теплоотдачи по сравнению с таковыми у вершины ребра. Совокупность большей высоты выступов совместно с дополнительно турбулизированным поперечным пристенным течением потока на боковой поверхности шириной m у основания полости выравнивает локальные коэффициенты теплоотдачи по высоте ребра, а значит обеспечивается рост среднего коэффициента теплоотдачи трубы.

При $(h/u) \leq 2$ [11] скорость по высоте межреберной полости практически одинакова и отпадает необходимость в создании на разных участках ребра выступов различной высоты.

Выступы следует формировать при их вершине с плавнообтекаемыми очертаниями, которые не отражаются на генерировании вихрей, но на их создание требуются меньшие затраты энергии по сравнению, например, с острыми в виде зубьев очертаниями.

Для организации непрерывного генерирования вихрей и нахождения их в пограничном слое, а также обеспечения оптимального уровня турбулентности шаг между выступами следует выбирать в интервале $s' \geq (8 \div 15)h'$. При выходе за пределы s' происходит резкое увеличение аэродинамического сопротивления, снижающего тепловую эффективность трубы от воздействия дискретных турбулизаторов. У основания ребра для наибольшего эффекта повышения тепловой эффективности следует назначать шаг выступов $s' = 8h'$, который будет увеличиваться к вершине ребра, не выходя за пределы $s' = 15h'$.

Постоянное наличие вихрей в пограничном слое по всей высоте ребра способствует самоочищению поверхности ребра от загрязнений, препятствуя их осаждению, что повышает эксплуатационную надежность теплообменника из предлагаемой конструкции теплообменной трубы. Рельефные выступы наиболее просто могут быть механически образованы лишь на ребрах из пластичных материалов. Обеспечивается при этом высокая технологичность процесса.

При навивке спиральных ребер на круглую трубу материал у вершины испытывает напряжение растяжения. При окончании веерообразных выступов на наружном диаметре d ребра при их создании возникает местная концентрация напряжений и образуются надрезы (надрывы) ребра на глубину $(0,06 \div 0,15)h$, что установлено нашими экспериментальными исследованиями. Для предотвращения этого отрицательного явления, снижающего надежность трубы, веерообразные выступы заканчиваются на расстоянии $(0,85 \div 0,94)h$ от основания ребра. Гладкий кольцевой участок шириной в $1 \div 2$ мм при вершине ребра предотвратит возникновение надрезов.

Сформулированные в совокупности отличительные признаки позволили положительно решить задачу полезной модели.

Полезная модель поясняется фиг. 1 \div 9.

На фиг. 1 изображен фрагмент предлагаемой теплообменной трубы с завальцованными спиральными ребрами в стенку несущей трубы; на фиг. 2 - то же, но ребра имеют

L-образное поперечное сечение и соединяются со стенкой несущей трубы от действия натягивающего усилия при их навивке на трубу или механического закатывания горизонтальной полки L-ребра в стенку трубы, так называемые KLM-ребра [4]; на фиг. 3 - вид по стрелке А на фиг. 1 и 2 в увеличенном масштабе; на фиг. 4 - форма поперечного сечения зигзагообразного рельефа; на фиг. 5 изображен внешний вид шпинделя с углублениями; на фиг. 6 изображен в сборке инструмент № 1; на фиг. 7 - то же, инструмент № 2; на фиг. 8 изображена компоновка шпинделя с инструментом № 1; на фиг. 9 - то же с инструментом № 2.

Теплообменная труба содержит круглую несущую трубу 1, навитые спиральные поперечные ребра 2, выполненные из мягкого пластичного высокотеплопроводного материала, на боковой поверхности которых в чередующемся порядке расположены зигзагообразные рельефные выступы 3, которые оканчиваются на расстоянии $1 \div 2$ мм от вершины ребра, образуя при ней на боковой поверхности гладкий кольцевой участок шириной $\delta = (0,06 \div 0,15)h$. Такое техническое решение при формировании рельефных выступов предотвращает образование надрывов ребра у вершины по его окружности, повышает эксплуатационную надежность. С противоположной стороны рельефные выступы 3 доходят до основания ребра, так как при освоенных промышленностью современных технологиях [3, 4] они не препятствуют надежному механическому соединению ребер со стенкой несущей трубы. Глубина завальцовки ребер составляет $h_1 = 0,3 \div 0,5$ мм. Спиральные ребра навиваются из алюминиевой ленты исходной толщины 4 мм, в результате чего формируется слабовыраженный трапециевидный профиль ребра со средней толщиной его $\Delta = 0,30 \div 0,35$ мм. Шаг ребер $s \geq 2,3$ мм, а высота $h \leq 16$ мм в серийно изготавливаемых промышленностью теплообменных биметаллических трубах. Высота h рельефных выступов назначается несколько большей толщины пограничного слоя δ_c потока, что обеспечивает разрушение его на боковой поверхности ребер и увеличивает турбулизацию пристенного слоя. Толщина пограничного слоя зависит от геометрических параметров ребер и гидродинамического режима движения потока, predetermined условием эксплуатации теплообменника. Следовательно, параметры рельефных выступов для различных теплообменных труб будут разными.

Теплообменная труба работает следующим образом. Внутри несущей трубы 1 подается греющий теплоноситель, который охлаждается и передает тепловой поток через стенку несущей трубы ребрам 2 с рельефными зигзагообразными выступами 3 на боковой поверхности ребер. Охлаждающий воздух омывает теплообменную трубу снаружи перпендикулярно продольной оси и воспринимает переданный греющим теплоносителем тепловой поток, нагреваясь при этом. Аналогично, но в обратном направлении, протекает процесс передачи теплового потока от греющего теплоносителя (воздуха), омывающего трубу снаружи, к нагреваемому теплоносителю внутри трубы.

Интенсификация теплоотдачи достигается рельефными выступами, разрушающими пограничный слой потока на поверхности ребер, повышается пристенная турбулентность вследствие образующимися за выступами вихрями, которые присоединяются к поверхности ребер на расстоянии большем $(8 \div 15)h$. Для поддержания непрерывного разрушения пограничного слоя и генерации вихрей шаг рельефных выступов (радиальных) назначают минимальным $s_1 = 8h_p$ у основания ребер, а h_p наибольшей из-за меньшей скорости потока ввиду наличия градиента скорости по высоте межреберной полости при $(h/u) > 2$. В этом случае для применяемых параметров ребер шаг веерообразных выступов при их вершине будет находиться в окрестности оптимального диапазона, не выходящего за пределы $s_2 \approx 15h_p$, при этом высота веерообразных выступов на всей их длине должна быть одинаковой, что вытекает из характера гидродинамического движения потока, скорость которого по высоте полости здесь остается приблизительно постоянной. При движении потока по каналу в направлении основания ребер он претерпевает отрыв при остром угле β зигзагообразного рельефа и дополнительно турбулизует течение в пограничном слое

и увеличивает теплоотдачу. Совокупное проявление влияния указанных факторов обеспечивает максимальный эффект интенсификации теплоотдачи. Для обеспечения наибольшей тепловой эффективности труб от воздействия рельефных выступов они должны иметь при вершине плавные удобообтекаемые выступы, профиль которых изображен на фиг. 4. Такая форма удовлетворяет условию достижения наибольшей теплоотдачи при меньшем или пропорциональном росте аэродинамического сопротивления [5].

Для труб с $(h/u) \leq 2$ ввиду отсутствия градиента скорости по высоте межреберной полости оптимальный эффект интенсификации теплоотдачи обеспечивается выступами одинаковой высоты.

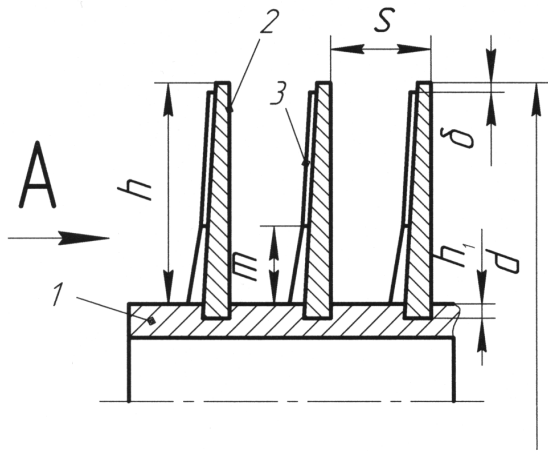
Рельефные выступы предложенной конструкции обеспечивают интенсификацию теплоотдачи в 10 ÷ 15 % и повышение тепловой эффективности теплообменной трубы до 10 %.

Образующиеся вихри вызывают самоочищение ребер от загрязнений из-за выноса их в ядро потока, возрастает эксплуатационная надежность трубы, уменьшается частота отключения теплообменника на очистку поверхности теплообмена, снижаются эксплуатационные затраты.

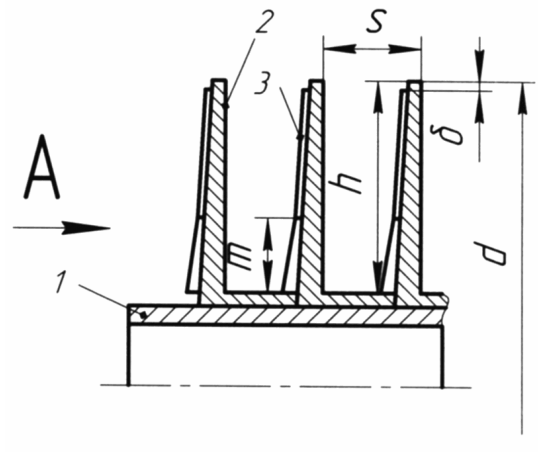
При изготовлении теплообменной трубы с шагом выступов $s' > 2$ мм на рабочем торце 4 шпинделя 5 (фиг. 5) предварительно выфрезеровываются канавки (углубления), которые зеркально отображают вид рельефных выступов и их размеры s_1, s_2, h, δ на фиг. 2, 3. Далее шпиндель встраивается в промышленную технологическую линию [4] по изготовлению труб с навитыми спиральными ребрами с гладкой боковой поверхностью из алюминиевой ленты. При навивке спирального ребра из пластичного материала в результате действия аксиального усилия на ленту со стороны навивочного инструмента на одной боковой поверхности формируются рельефные выступы заданных размеров и формы, причем у основания ребра высота выступа h_p больше по сравнению с высотой h_v веерообразной части выступа. При изгибе ленты у основания ребра образуется зона сжатия с появлением сжимающих напряжений, в результате чего материал ленты утолщается. Но зазор в навивочном инструменте [4] между рабочим торцом 4 шпинделя с канавками и неподвижной частью фильеры остается неизменным, поэтому происходит разная степень заполнения канавок материалом деформируемой ленты.

При изготовлении теплообменной трубы с шагом рельефных выступов $s' \leq 2$ мм применяются устройства, изображенные на фиг. 6, 7, 8, 9. На фиг. 6 инструмент № 1 состоит из державки 6, цилиндрической оси 7 и вращающегося накатного ролика 8 с шириной рабочей поверхности $p = (0,65 \div 0,60)h$ на наружном диаметре ролика, где выфрезерованы веерообразные выступы соответствующих фиг. 3 размеров. На фиг. 7 вращающийся накатной дисковый ролик 9 имеет ширину рабочей поверхности $(0,35 \div 0,40)h$, равной ширине m кольцевого участка радиальных выступов. На этой рабочей поверхности нанесены радиальные выступы согласно фиг. 3. На фиг. 8 изображен процесс накатывания веерообразных выступов от воздействия усилия R на инструмент № 1 на рабочем торце 10 вращающегося шпинделя 11, а на фиг. 9 показано нанесение радиальных выступов инструментом № 2 на рабочем торце 10 шпинделя 11 после формирования на нем веерообразных выступов 12, которые являются частью зигзагообразных выступов-рельефов. По завершении процесса нанесения радиальных выступов на торце 10 шпинделя 11 сформированы зигзагообразные выступы и шпиндель встраивается в технологическую линию аналогично шпинделю на фиг. 5. Дальнейший процесс изготовления теплообменной трубы такой же, как описан выше.

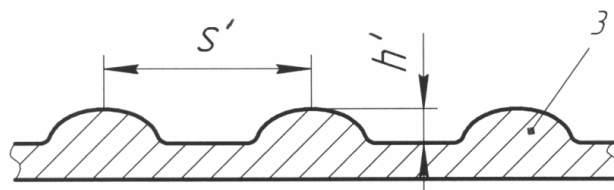
Полезная модель может быть использована проектно-конструкторскими институтами и конструкторскими бюро заводов по производству теплообменной аппаратуры для машин и установок химического и энергетического машиностроения.



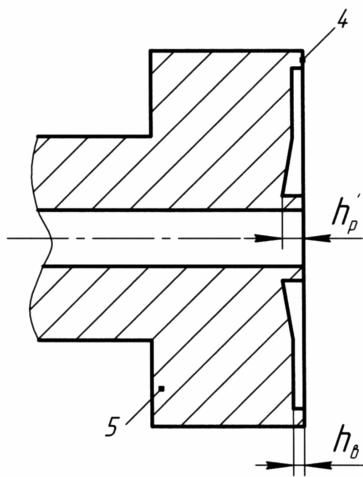
Фиг. 1



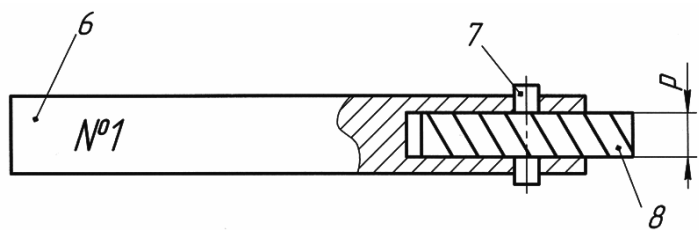
Фиг. 2



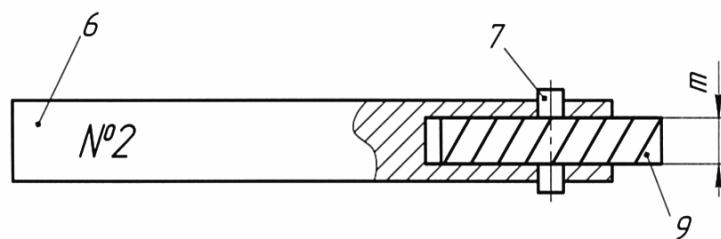
Фиг. 4



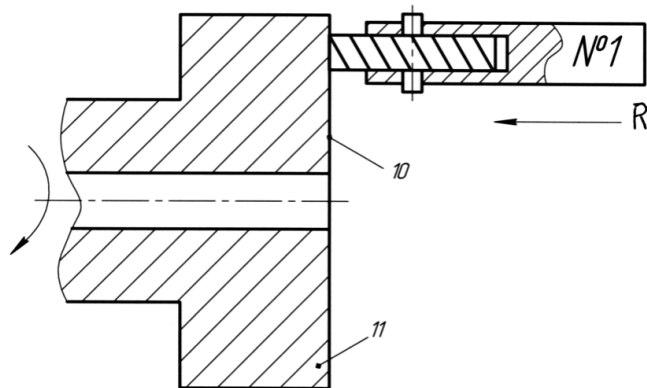
Фиг. 5



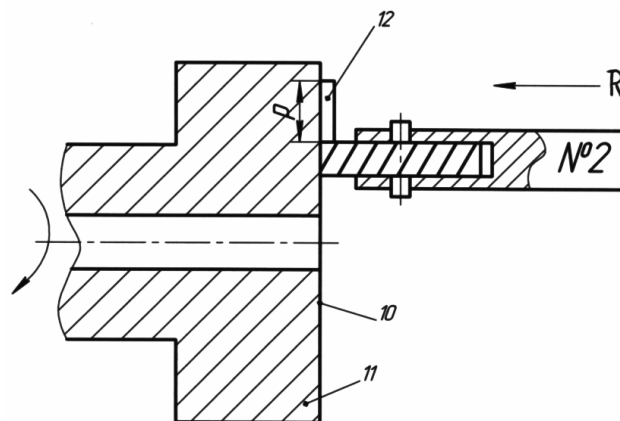
Фиг. 6



Фиг. 7



Фиг. 8



Фиг. 9