

ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ

(19) ВУ (11) 4334

(13) U

(46) 2008.04.30

(51) МПК (2006)

G 09B 23/00

(54) МОДЕЛЬ ТРУБНОГО ПУЧКА ОХЛАЖДАЮЩЕЙ БАТАРЕИ

(21) Номер заявки: u 20070732

(22) 2007.10.17

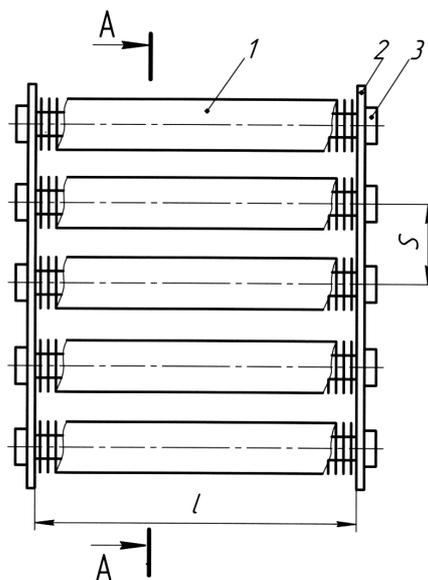
(71) Заявитель: Учреждение образования
"Белорусский государственный тех-
нологический университет" (ВУ)

(72) Авторы: Кунтыш Владимир Борисович
(ВУ); Санкович Евгений Савельевич
(ВУ); Самородов Александр Викторо-
вич (RU)

(73) Патентообладатель: Учреждение образо-
вания "Белорусский государственный
технологический университет" (ВУ)

(57)

Модель трубного пучка охлаждающей батареи, представляющая одиночный вертикальный ряд в неограниченном объеме потока воздуха из горизонтально установленных с шагом S в трубных решетках одна над другой обогреваемых круглых труб со спиральными ребрами натуральных размеров и торцевых теплоизоляционных втулок, отличающаяся тем, что количество труб в модели не должно быть меньше пяти для образцов с количеством труб пять и более, а для образцов с меньшим количеством труб в них модель должна состоять из количества труб, равного количеству труб в образце.



Фиг. 1

ВУ 4334 U 2008.04.30

(56)

1. Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. - Л.: Машиностроение, 1986. - С. 215-217.
2. Доссат Рой Дж. Основы холодильной техники: Пер. с англ. - Легкая и пищевая промышленность, 1984. - С. 188-189.
3. Свердлов Г.З., Явнель Б.К. Курсовое проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. - М.: Пищевая промышленность, 1978. - С. 118-119.
4. Захаров Ю.В., Лехмус А.А., Сирота А.А. и др. Судовые холодильные установки: Учебник. - Л.: Судостроение, 1986. - С. 41-42.
5. Кутателадзе С.С., Ляховский Д.Н., Пермяков В.А. Моделирование теплоэнергетического оборудования. - М.-Л.: Энергия, 1966. - С. 62-70.
6. Самородов А.В., Кунтыш В.Б. Исследование свободно-конвективного теплообмена ребристых труб одиночного вертикального ряда. Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов: Сб. науч. тр. АГТУ. Вып. II. - Архангельск, 1997. - С. 113-121 (прототип).

Полезная модель относится к технике моделирования тепловых процессов в теплообменных устройствах холодильных камер, а более конкретно предназначена для экспериментального изучения свободно-конвективного теплообмена в неограниченном объеме воздуха горизонтально расположенных круглоребристых труб в одиночном вертикальном ряду.

Холодильные камеры стационарных холодильников и грузовых трюмов судов охлаждаются рассольными, аммиачными, фреоновыми ребристыми охлаждающими батареями [1, 2]. В рассольных батареях внутри труб принудительно движется рассол, а в аммиачных и фреоновых батареях внутри труб происходит непосредственное кипение хладагента вследствие подводимой теплоты от охлаждаемого воздуха. Иногда такие батареи называют поверхностными испарителями [2].

Трубный пучок охлаждающей батареи (испарителя) представляет одиночный вертикальный ряд горизонтально расположенных с шагом S ребристых труб. Ребристая труба, как сборочная единица пучка, конструктивно является круглой, гладкой, стальной или медной трубой в зависимости от типа хладагента с навитыми на ней спиральными стальными или алюминиевыми ребрами. Перспективно применение в качестве охлаждающей поверхности батарей труб с накатными круглыми спиральными алюминиевыми ребрами.

Известны стандартные стальные секции [3] оребренных охлаждающих батарей холодильных установок, изготовленные из круглоребристых труб длиной $2525 \div 5900$ мм, отличающиеся количеством труб m в одиночном вертикальном ряду и равными 3 или 5 штук.

На судах для отвода теплоты из помещения (трюма, холодильных камер и т.п.) применяются однорядные рассольные охлаждающие батареи [4] из $m = 11$ круглоребристых горизонтальных труб, скомпонованных в одиночный вертикальный ряд. Длина труб может быть различной и зависит от требуемой площади поверхности охлаждения батареи.

От воздуха охлаждаемого помещения к ребристой поверхности охлаждения батареи теплота подводится свободной конвекцией воздуха и излучением. Холодопроизводительность охлаждающей батареи, Вт

$$Q = kF_n \cdot \Theta_{cp}, \quad (1)$$

где k - коэффициент теплопередачи, отнесенный к полной площади наружной поверхности батареи, Вт/(м²·К);

F_n - полная площадь наружной поверхности, равная площади поверхности ребер и труб, м²;

Θ_{cp} - средний температурный напор между температурой воздуха и средней температурой хладагента или рассола в трубах батареи, °С.

Коэффициент теплопередачи ребристой батареи при сухом охлаждении воздуха [1]

$$k = [(1/\alpha_n E) + (F_n/F_{вн} \alpha_{вн})]^{-1}, \quad (2)$$

где α_n - средний коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, Вт/(м²·К);

$\alpha_{вн}$ - коэффициент теплоотдачи к кипящему внутри трубы хладагенту (либо рассолу);

$F_{вн}$ - внутренняя поверхность труб батареи, м²;

E - коэффициент эффективности оребрения трубы.

Коэффициент теплоотдачи по воздушной стороне батареи

$$\alpha_n = \alpha_k + \alpha_l, \quad (3)$$

где α_k , α_l - средние коэффициенты свободно-конвективной и лучистой теплоотдачи со стороны воздуха, Вт/(м²·К).

Для расчета значений $\alpha_{вн}$, α_l , E имеются [1, 3, 4] надежные и многократно апробированные критериальные уравнения, формулы и графики.

Наибольшие трудности возникают при вычислении значения α_k , так как оно зависит от большого числа параметров, прежде всего геометрических размеров ребер и трубы, материального исполнения ребер, количества труб в вертикальном ряду. Теоретический расчет α_k с требуемой для инженерных расчетов степенью достоверности пока не представляется возможным. Основным способом определения среднего коэффициента свободно-конвективной теплоотдачи по воздушной стороне является метод экспериментального исследования моделей трубных пучков охлаждающих батарей, удовлетворяющих условиям моделирования теплообменных устройств. Модель трубного пучка батареи - это укороченная вырезка [5] из промышленного образца, включающая ребристые трубы натуральных размеров с действительным шагом размещения S и количеством m в одиночном вертикальном ряду. Длина трубы в модели не имеет принципиального значения и она выбирается таковой, чтобы относительные торцевые потери теплоты моделью не превысили этой характеристики в образце. Что касается соответствия количества ребристых труб по высоте ряда в модели их количеству в образце, то теория моделирования процессов конвективного теплообмена в пучках конкретных указаний не приводит. Однако следует считаться с условием, что количество труб в ряду должно быть таковым, чтобы в модели полностью воспроизводились гидродинамические и тепловые процессы в воздушном потоке, подобные образцу.

Тепловой поток в охлаждающей батарее направлен от воздуха к поверхности охлаждения, то есть теплоотводящей поверхности ребристых труб. Общеизвестно, что влияние направления теплового потока на конвективную теплоотдачу учитывается отношением $(Pr/Pr_{ст})^n$, где Pr и $Pr_{ст}$ - соответственно число Прандтля воздуха, принятое по его средней температуре и средней температуре поверхности труб, n - показатель степени. Для воздуха число Прандтля не зависит от температуры и в широком интервале ее остается $Pr = const$, поэтому $(Pr/Pr_{ст})^n = 1$. Следовательно, при моделировании теплообмена воздуха (газов) нет необходимости обеспечивать идентичность направления теплового потока в модели направлению его в образце.

Наиболее близкой к заявляемой модели по технической сущности и достигаемым результатам является модель [6] одиночного вертикального ряда из ребристых труб, которая принята нами за прототип. Модель предназначена для экспериментального определения средних свободно-конвективных коэффициентов теплоотдачи пучка в виде одиночного вертикального ряда из горизонтально расположенных оребренных труб в неограниченном объеме воздуха.

Модель состоит из шести ($m = 6$ шт.) натуральных труб с круглыми спиральными алюминиевыми ребрами, установленных горизонтально по высоте с шагом $S = 70$ мм между двумя трубными решетками из термостойкой фанеры. Торцы труб для уменьшения потерь теплоты защищены текстолитовыми втулками. Все трубы одиночного ряда обогреваются электрическим током. Теплоотдающая длина оребренной части каждой трубы $l = 300$ мм, наружный диаметр ребер $d = 55,65$ мм. Свободное движение воздуха в модели происходит снизу вверх и он обтекает снаружи теплоотдающую поверхность модели. В модели выполнены все условия теплового моделирования конвективной теплоотдачи натуральных пучков образца в неограниченном объеме воздуха, то есть в данном случае - охлаждающей батареи.

Основным недостатком модели является совершенно необоснованное и ничем не аргументированное принятое техническое решение по выбранному количеству $m = 6$ труб в

вертикальном ряду, которое будет достаточно m или меньше его, то есть $m \leq m_d$, чтобы измеренные значения среднего свободно-конвективного коэффициента теплоотдачи α_k являлись достоверными для моделируемого образца, которым является трубный пучок охлаждающей батареи с количеством труб $m = 3; 5; 11$. Вполне может оказаться, что при $m_d < m$ полученные посредством модели значения α_k окажутся достоверными, но даже в этом случае произойдет перерасход электрической (тепловой) энергии и ребристых труб, никак не требуемый для определения надежных значений конвективной теплоотдачи. Не исключается, что измеренные значения α_k нельзя распространить на образец (батарею), и модель окажется не пригодной для моделирования теплового процесса.

Задача полезной модели - уменьшение потребления электрической (тепловой) энергии и ресурсосбережение при экспериментальном исследовании среднего свободно-конвективного коэффициента теплоотдачи одиночного вертикального ряда охлаждающей батареи в неограниченном объеме воздуха при обеспечении достоверности полученных результатов исследования, а также экономии материальных затрат.

Поставленная задача достигается тем, что модель трубного пучка охлаждающей батареи, представляющая одиночный вертикальный ряд в неограниченном объеме потока воздуха из горизонтально установленных с шагом S в трубных решетках одна над другой обогреваемых круглых труб со спиральными ребрами натуральных размеров и торцевых теплоизоляционных втулок, отличающаяся тем, что количество труб в модели не должно быть меньше пяти для образцов с количеством труб пять и более, а для образцов с меньшим количеством труб в них модель должна состоять из количества труб, равного количеству труб в образце.

Визуальные наблюдения за развитием свободно-конвективного движения воздуха вокруг круглоребристых труб моделей вертикального одиночного ряда с различным их количеством в ряду выявили стабилизацию скоростного и температурного полей при установке в модели пяти труб ($m = 5$ штук). Последующие добавления в ряду до $m = 6, 7$ и 8 труб (с большим m наблюдения не проводились) не изменяют гидродинамику подъемного движения воздуха. Видимо, начиная с $m \geq 5$ ребренных труб в ряду, влияние возрастающей скорости движения воздуха в модели и, как следствие, интенсифицирующей свободно-конвективный теплообмен, будет нейтрализовано нарастающей толщиной пограничного слоя воздуха, окутывающего трубы, который представляет основное термическое сопротивление теплоотдачи. Есть все основания считать, что в многотрубной модели одиночного вертикального ряда коэффициент теплоотдачи α_k достигает своего некоторого конечного значения и далее будет оставаться постоянным, то есть $\alpha_k = \text{const}$ при $m \geq 5$. Значит для образцов батареи, у которых количество труб равно пяти и больше, модель должна иметь не менее пяти труб, то есть $m_d = 5$ штук. Модель имеет полное геометрическое подобие образцу (одинаковые геометрические размеры), что обеспечивает достоверность и надежность полученного при тепловом моделировании значения α_k .

Для образца 5-трубной охлаждающей батареи применение заявляемой модели с $m_d = 5$ трубам против модели прототипа с $m = 6$ трубам вызовет снижение потребления электрической энергии не менее чем на 20 %, потребуется меньшее в 1,2 раза количество ребренных труб на изготовление модели, а также снизятся ничем не оправданные материальные затраты (теплоизоляционные втулки, электронагреватели, токопроводы и т.д.).

В моделях с $m < 5$ труб наблюдается непрерывное развитие скоростного и температурного полей воздуха, гидродинамика потока воздуха является неустановившейся. Поэтому данные по α_k для $m \geq 5$ не могут быть распространены на образцы с меньшим количеством труб, то есть $m < 5$. Результаты будут недостоверны. При моделировании теплообмена в таких батареях необходимо выполнять обязательное условие: количество труб в модели должно соответствовать количеству труб в образце. Экономический выигрыш от обоснованного принятого технического решения по модели значителен. В качестве примера рассмотрим моделирование трехтрубной ($m = 3$) охлаждающей батареи в сравнении с применением модели-прототипа, у которой $m = 6$ трубам. Использование в этом случае заявленной модели вызовет снижение электропотребления в $6/3 = 2$ раза и на столько же потребуется меньше ребренных труб для создания модели.

Высвободившиеся оребренные трубы будут применены по прямому функциональному назначению. Совершенно очевидна экономия материальных затрат в связи с меньшим количеством вспомогательных конструктивных деталей в модели, снизится стоимость модели не менее чем на 278 %. Принципиальный недостаток модели-прототипа - это неадекватность измеренных с ее помощью значений коэффициентов теплоотдачи α_k значениям теплоотдачи образца батареи. Значит они не могут быть применены в проектных тепловых расчетах охлаждающих батарей с количеством труб в одиночном ряду $m < 5$.

Таким образом, в заявляемой модели полностью решены сформулированные задачи.

Полезная модель поясняется чертежами: на фиг. 1 изображен общий вид (спереди) модели; на фиг. 2 - поперечный разрез модели; на фиг. 3 - график зависимости безразмерной теплоотдачи (число Нуссельта Nu) от количества круглоребристых труб m в одиночном вертикальном ряду модели для различных значений числа Грасгофа Gr.

Модель трубного пучка охлаждающей батареи состоит из круглоребристых труб 1, трубных решеток 2 и торцевых теплоизоляционных втулок 3. В трубных досках 2 из фанеры толщиной $3 \div 5$ мм устанавливаются с шагом S одна над другой круглоребристые трубы 1 длиной l , в результате чего образуется одиночный вертикальный ряд. Внутри каждой трубы устанавливаются электронагреватели, например ТЭНы. Затем на торцы труб 1 с внешней стороны трубных решеток надевают теплоизоляционные втулки, изготовленные, например, из текстолита. Наружный диаметр втулок выбирается равным наружному диаметру d ребра трубы, а толщины достаточно в $20 \div 30$ мм. Трубные решетки скрепляются между собой стяжками.

Модель трубного пучка работает следующим образом. Горизонтально расположенные в одиночном вертикальном ряду круглоребристые трубы обогревают посредством электронагревателей, пропуская через них электрический ток, или иным способом, например горячей водой или конденсирующимся внутри паром. Подведенный тепловой поток передается от внутренней поверхности труб к их наружной поверхности и далее отводится к воздуху путем совместного действия свободной (естественной) конвекции и излучения. Движение воздуха снаружи оребренных труб возникает из-за разности его плотности у нагретой поверхности труб и вне их, то есть в помещении нахождения модели. Таким образом, в модели трубного пучка имеет место свободно-конвективный теплообмен благодаря естественному без внешних побудителей (вентилятора, компрессора и т.д.) течению воздуха совместно с лучистым теплообменом. Свободное (естественное) движение воздуха происходит от нижней трубы к верхней.

Для проверки надежности и правомочности принятых технических решений в заявляемой модели трубного пучка охлаждающей батареи по итогам качественного анализа картин естественного движения воздуха через оребренные трубы одиночных вертикальных рядов нами было выполнено экспериментальное исследование средних свободно-конвективных коэффициентов теплоотдачи α_k моделей пучков с разным количеством труб в ряду $m = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8$ шт. Целью исследования являлось получение количественных данных по изменению конвективной теплоотдачи в зависимости от количества труб в вертикальном ряду модели для разных значений числа Gr. При такой постановке исследования опыт, как критерий истины, должен подтвердить или опровергнуть отличительные признаки заявляемой модели. Обогрев труб осуществлялся электрическим током.

Методика проведения опытов, аппаратное оформление приборами моделей и обработка материалов измерений осуществлены в соответствии с работой [5] и являются общепринятыми для таких экспериментов.

Модели трубных пучков собирались из круглых труб со спиральными алюминиевыми ребрами, мм: $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta = 55,65 \times 26,65 \times 14,5 \times 2,91 \times 0,75$. Здесь d , $d_0 = d - 2h$, h , s , Δ - соответственно наружный диаметр ребра, диаметр трубы по основанию ребер, высота, шаг и средняя толщина ребра. Внутренний диаметр трубы равен 21 мм. Коэффициент оребрения трубы $\phi = 16,69$. Теплоотдающая длина труб, равная длине между трубными решетками, составляла $l = 300$ мм. Шаг между трубами $S = 160$ мм. Средняя температура поверхности труб у основания ребер изменялась в интервале $t_{ct} = 25 \div 210$ °С, температура окружающего воздуха в интервале $t_0 = 10 \div 15$ °С.

Средний коэффициент теплоотдачи модели при свободной конвекции воздуха, Вт/(м²·К), вычислялся как

$$\alpha_k = (W - Q_{\text{л}} - Q_{\text{пот}}) / (t_{\text{ст}} - t_0) \cdot F_{\text{н}}, \quad (4)$$

где W - подведенная к трубам модели электрическая мощность, Вт;

$Q_{\text{л}}$ - тепловой поток, отданный излучением, Вт;

$Q_{\text{пот}}$ - потери теплового потока через торцы труб, Вт.

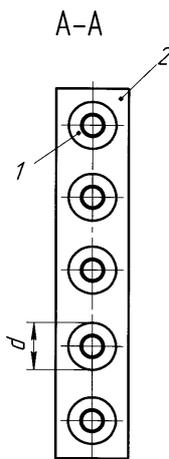
Опытные данные представлялись в числах безразмерной теплоотдачи $Nu = \alpha_k d_0 / \lambda$ и термографитационной конвекции $Gr = \beta g d_0^3 (t_{\text{ст}} - t_0) / \nu^2$, где β - коэффициент объемного расширения воздуха, К⁻¹; λ - коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К); ν - коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с; $g = 9,81$ м/с² - ускорение свободного падения; $F_{\text{н}} = m \cdot \pi d_0 l \phi$ - площадь наружной поверхности модели, м²; m - количество труб в модели, шт. Физические свойства воздуха λ , ν , β принимались по его температуре t_0 .

На фиг. 3 изображены графики, отражающие зависимость безразмерной свободно-конвективной теплоотдачи Nu от количества труб m , шт., в модели трубного пучка охлаждающей батареи для значений числа Грасгофа $Gr - 1 = 429 \cdot 10^3$, $2 = 143 \cdot 10^3$. Опытные значения Nu обозначены точками (светлыми и зачерненными). Число Gr является однозначно определяющим интенсивность свободно-конвективного теплообмена.

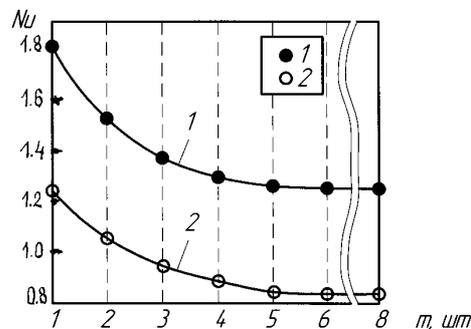
Средняя конвективная теплоотдача m -трубного вертикального ряда модели непрерывно снижается при $Gr = \text{const}$ с увеличением количества труб в ряду до $m = 5$ шт. При большем количестве труб $m > 5$ средняя теплоотдача стабилизируется, достигнув некоторого численного значения для каждого числа Gr . Идентичная закономерность характерна и для других значений Gr . При $m < 5$ средняя свободно-конвективная теплоотдача модели монотонно возрастает, достигая наибольшего значения при $m = 1$ шт. Это закономерно и объясняется меньшей толщиной пограничного слоя и обтеканием труб относительно более холодным потоком воздуха. Например, при $m = 3$ шт. по сравнению с $m \geq 5$ шт. средняя теплоотдача модели возросла в 1,12 раза.

Таким образом, количественные измерения полностью подтвердили принятые технические решения в заявляемой модели на основе анализа картин визуального наблюдения за течением воздуха в моделях трубных пучков охлаждающих батарей.

Полезная модель может быть использована организациями, осуществляющими научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы в области переноса теплоты свободной конвекцией воздуха при внешнем обтекании им одиночных рядов из оребренных труб.



Фиг. 2



Фиг. 3