

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ С ОРЕБРЕННЫМИ ТРУБАМИ ДЛЯ ХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ

И. П. ЧАЩИН

(Представлена конференцией, посвященной годовщине декабрьского пленума ЦК КПСС)

Процесс конвективного теплообмена широко используется в химической технологии, а теплообменные аппараты различных конструкций являются наиболее распространенным видом оборудования.

В химической технологии в настоящее время в основном используются теплообменники с гладкими трубами, недостатком которых является низкая эффективность конвективного теплообмена, особенно в тех случаях, когда физические свойства теплоносителей обуславливают различное значение коэффициентов теплоотдачи, а вследствие этого их громоздкость, что влечет за собой повышенные расходы металла на их изготовление.

Вопросам теплообмена при течении газов и жидкостей в каналах с оребренными трубами при продольном обтекании их потоком посвящен ряд работ [1—4], однако в литературе нет широкого обобщения полученных результатов и недостаточно экспериментальных данных для расчетных рекомендаций, в то же время имеющиеся экспериментальные данные свидетельствуют о высокой интенсивности теплообмена.

В настоящей работе рассмотрены следующие вопросы:

а) Теплоотдача и гидравлические сопротивления при протекании газов и капельных жидкостей в каналах с низкооребранными трубами, имеющими различную высоту и шаг ребер, и влияние параметров оребрения на турбулизацию потока.

б) Критериальные уравнения и методика расчета оптимальных параметров оребрения труб.

в) Проверка результатов лабораторных исследований в производственных условиях и сопоставление эффективности исследованных в данной работе теплообменников между собой и с некоторыми, имеющимися в литературе, результатами исследования других авторов.

Опытам по изучению указанных вопросов предшествовала работа, целью которой был выбор условий обтекания оребренных труб и формы ребер.

Для исследования теплоотдачи и гидравлических сопротивлений был изготовлен теплообменник типа «труба в трубе». Внешняя труба теплообменника гладкая с внутренним диаметром $d_0 = 0,0505$ м. Внутренняя труба теплообменника на наружной поверхности имела спиральные ребра и по ходу исследований могла заменяться другой оребренной трубой, имеющей иные параметры оребрения. Основные параметры установки приведены в табл. 1. Ребра имели треугольную форму и

представляли одно целое со стенкой трубы, что исключает возможность возникновения термических сопротивлений в месте соединения ребра и основной поверхности трубы при теплообмене.

Таблица 1

Индекс трубы	Высота ребра	Шаг ребра	Внутрен. диаметр внешн. трубы	Наружн. диаметр внутр. трубы	Эквив. диам.	Кэф. оребре- ния	Удельн. площадь оребр. по- верхности
Ед. изм.	h $M \cdot 10^3$	t $M \cdot 10^3$	d_0 $M \cdot 10^3$	d_n $M \cdot 10^3$	d_3 $M \cdot 10^3$	φ	F $M^2 \cdot 10^3 / M_{\text{пог.}}$
1	1,245	4,73	50,5	21,6	28,9	1,06	7,16
2	0,96	2,21	50,5	20,8	29,7	1,3	8,5
3	0,412	1,95	50,5	20,8	29,7	1,065	6,95
4	0,95	1,95	50,5	20,8	29,7	1,33	8,7
5	1,28	3,00	50,5	20,8	29,7	1,2	7,81
6	1,16	3,01	50,5	20,8	29,7	1,32	8,03
7	1,45	7,03	50,5	21,2	29,3	1,09	7,26
8	1,54	8,86	50,5	21,2	29,3	0,985	6,56
9	1,21	8,97	50,5	20,7	29,8	0,978	6,35
10	1,32	12,12	50,5	21,0	29,5	0,957	6,3
11	1,58	3,00	50,5	20,7	29,8	1,35	8,75
12	1,258	1,92	50,5	20,86	29,64	1,55	10,15
13	0,86	3,06	50,5	20,0	30,5	1,21	7,61
14	0,682	1,97	50,5	20,6	29,9	1,18	7,60
15	1,05	5,00	50,5	24,0	26,5	1,06	7,96
16	1,55	5,00	50,5	24,5	26,0	1,12	8,60
17	1,65	5,00	50,5	24,5	26,0	1,14	8,77
18	1,35	9,00	50,5	23,8	26,7	1,05	7,51
19	1,90	9,00	50,5	23,8	26,7	1,07	7,65
Г. 20	0,00	—	50,5	21,5	29,0	—	6,75

Исследования проводились последовательно на одной гладкой и девятнадцати оребренных трубах в условиях продольного их обтекания потоком. Теплообменник по длине был разбит на три участка, характеристика которых показана ниже.

В опытах в качестве рабочих сред применялись воздух и насыщенный водяной пар. Атмосферный воздух подавался ротационной газодувкой через ресивер в кольцевое пространство теплообменника с отношением диаметров труб 2—2,4, что находится в пределах практически используемого диапазона отношения диаметров. Внутри оребренной трубы конденсировался водяной пар под давлением, близким к атмосферному.

Гладкая труба и первые десять по порядку оребренных труб (табл. 1) исследовались также на теплообмен и гидравлические сопротивления в условиях нагревания воды в кольцевом канале. Исследования проводились на установке с замкнутым циркуляционным контуром.

Опыты отличались друг от друга расходом воздуха или воды и температурой их на входе в теплообменник, при этом критерий Re изменялся в пределах $5 \times 10^3 - 2 \times 10^4$.

Для проверки методики исследования предварительно были проведены эксперименты по теплообмену на гладкой трубе, результаты этих опытов удовлетворительно описывались уравнением Краусольда.

Измерение температур потоков осуществлялось хромель-копелевыми термопарами. Измерения температур потока на входе и выходе теплообменника, кроме того, дублировались контрольными ртутными термометрами.

Т а б л и ц а 2

Наименование участка трубы	По измерениям теплообмена	L/d_3	По измерениям гидравлических сопротивлений
Первый — начальный участок	0,76 м	26	0,66 м
Второй — средний участок	0,78 м	28	0,78 м
Третий — „чистый“ участок	1,02 м	36	0,92 м
Вся длина трубы	2,56 м	90	2,36 м

Температуры теплопередающей поверхности ребер измерялись хромель-копелевыми термопарами, запаянными на поверхности ребер по 2 штуки в каждом сечении. Измеренные температуры поверхности ребер в отдельных точках усреднялись по поверхности данного течения.

Расход воздуха определялся с помощью диафрагмы и дифманометра, заполненного дистиллированной водой. Расход воды замерялся объемным способом.

Падение давления на рабочих участках труб определялось через отборы статического давления. В каждом из 4 сечений по высоте трубы имелось три отверстия $d = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м, расположенные под углом 120° , которые соединялись между собой и с наклонным тягонапоромером в случае работы с воздухом. В случае работы с водой измерение перепадов статического давления по длине теплообменника проводилось двухжидкостным дифференциальным манометром, заполненным бромистым изобутилом и водой ($\rho = 1272$ кг/м³).

Коэффициент сопротивления трения ($\lambda_{тр}$) рассчитывался при изотермических условиях для каждого участка трубы по формуле

$$\lambda_{тр} = \frac{\Delta p}{L/d_3} \cdot \frac{2}{\rho \cdot \omega_{ср}^2} \quad (1)$$

За определяющий размер кольцевого канала принимался его эквивалентный диаметр:

$$d_3 = \frac{4f}{\Pi}$$

За определяющую температуру принималась средняя температура потока.

Для вывода уравнений по теплообмену и гидравлическим сопротивлениям использовались опытные данные, полученные на третьем — «чистом» — участке трубы ($L/d_3 > 50$), где исключено влияние на теплообмен условий входа потока в аппарат.

При выводе обобщающего уравнения для определения коэффициента гидравлического сопротивления исследованных в работе труб за

основу принималась зависимость коэффициента трения от критерия Re и параметров оребрения, т. е.

$$\lambda_{op} = f(Re, h/d_3, t/d_3).$$

В результате решения получено уравнение для определения коэффициента трения на оребренных трубах.

$$\lambda_{op} = 0,316 \cdot Re^{-0,25} + \left(\frac{h}{d_3}\right)^{0,72} \cdot \left(\frac{t}{d_3}\right)^{0,877}. \quad (2)$$

При бесконечно малой высоте ребер и бесконечно малом значении шага, что соответствует гладкой трубе, уравнение (2) принимает вид

$$\lambda_{op} = \lambda_{гл} = 0,316 \cdot Re^{-0,25}. \quad (3)$$

При обобщении опытных данных по теплообмену на гладкой и оребренных трубах для воздуха и воды были определены значения критерия Pr и показатель степени при нем, равный $m = 0,4$. Полученное значение показателя степени критерия Pr хорошо согласуется с литературными данными [5].

При анализе экспериментальных данных было выявлено, что при $Re = \text{const}$ кривые, описывающие теплообмен на ребристых трубах при постоянном расстоянии между ребрами (t) с изменением их высоты (h), проходят через максимумы. В результате было получено уравнение, связывающее высоту ребер с расстоянием между ними при максимальном теплообмене:

$$t_{onm} = 566 \cdot h^{2,64} \cdot d_3^{-1,64}. \quad (4)$$

Используя полученное уравнение (4), можно, задаваясь одним из параметров оребрения (например высотой h), определить другой параметр (шаг ребра t). При таком сочетании высоты и шага ребер получим максимальную величину коэффициента теплоотдачи. При этом величину коэффициента теплоотдачи можно определить из уравнения, полученного при обработке экспериментального материала на основе универсального закона распределения скоростей потока и модели трехслойного турбулентного течения по Карману. Уравнение для определения коэффициента теплоотдачи в кольцевом канале для оребренных труб выведено в условиях теплоизоляции наружной поверхности при следующих предположениях, близких к условиям, имеющим место в настоящей работе:

- а. Течение потока стабилизировано.
- б. Тепловая нагрузка постоянная (на внутренней стенке).
- в. Жидкость не сжимаема.
- г. Физические свойства жидкости постоянны.

$$h = 0,4 - 2 \text{ мм}, t = 2 - 12 \text{ мм}, d_3 = 30 \text{ мм}.$$

В результате получили следующее уравнение, описывающее теплообмен в кольцевом канале с оребренной трубой при турбулентном режиме течения:

$$\frac{Nu}{Pr \cdot Re} = \frac{1}{\left[\left(\frac{h}{d_3}\right)^{-0,377} \cdot \left(\frac{t}{d_3}\right)^{-0,244}\right]} \cdot \sqrt{\frac{\lambda_{гл} + \left(\frac{h}{d_3}\right)^{0,72} \cdot \left(\frac{t}{d_3}\right)^{0,877}}{8}} \times$$

$$\times \left\{ \frac{Pr}{\beta} + \frac{\ln \left[1 + Pr \left(\frac{h}{d_3}\right)^{-0,377} \cdot \left(\frac{t}{d_3}\right)^{-0,244} \right]}{\beta} \right\} + \frac{1}{2 \cdot \beta} \left(\frac{\sqrt{b} - 1}{b - 1} \cdot \beta \times \right.$$

$$\times \frac{\text{Re}}{12 \cdot \left(\frac{h}{d_3}\right)^{-0,377} \cdot \left(\frac{t}{d_3}\right)^{-0,244}} \cdot \sqrt{\frac{\lambda_{\text{тр}} + \left(\frac{h}{d_3}\right)^{0,72} \cdot \left(\frac{t}{d_3}\right)^{0,877}}{8}} + \psi(b) \Big\}^{-1}, \quad (5)$$

где

$$b = \frac{r_2}{r_1} - \text{параметр,}$$

r_2 — наружный радиус канала,

r_1 — внутренний радиус канала.

$$\beta = \frac{(r_m^2 - r_1^2) \cdot r_2}{(r_2^2 - r_m^2) \cdot r_1},$$

r_m — радиус, соответствующий максимальной скорости.

Расчеты показывают, что при правильном выборе шага и высоты ребер теплоотдача может быть увеличена в несколько раз по сравнению с теплоотдачей на гладкой трубе, при небольшом увеличении затрат энергии на гидравлическое сопротивление.

Для проверки полученных на лабораторной установке результатов по представленным нами чертежам, Ленинск-Кузнецким заводом полукоксования был изготовлен ребристый теплообменник типа «труба в трубе», который был испытан в промышленных условиях.

Испытания, проведенные в течение длительного времени, показали, что средний коэффициент теплоотдачи повышается по сравнению с теплообменником такого же типа с гладкими трубами в 1,5—2 раза.

Проведенные исследования дают основание рекомендовать теплообменники типа «труба в трубе» с оребренными трубами применять в нефтеперерабатывающей и химической промышленности в тех случаях, когда физические свойства теплоносителей обуславливают различные значения коэффициента теплоотдачи (при теплообмене между газом и жидкостью, насыщенным водяным паром и газом, насыщенным водяным паром и жидкостью и т. п.).

Выводы

1. Исследованы девятнадцать спиральноорбренных труб и одна гладкая труба на теплообмен и гидравлические сопротивления в теплообменнике типа «труба в трубе» при продольном обтекании труб потоком. Выявлено, что интенсивность теплообмена в пределах критерия $\text{Re} = 5 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^4$ для всех исследованных ребристых труб выше, чем для гладких труб при том же диаметре.

2. Установлена определенная зависимость интенсивности теплообмена от высоты ребра при постоянном шаге между ребрами. На основании обобщения экспериментальных данных получено уравнение (4), позволяющее при заданном шаге между ребрами определить оптимальную (по теплообмену) высоту ребра и, наоборот, при заданной высоте ребра определить оптимальную величину шага между ребрами.

3. На основе универсального закона распределения скоростей потока и модели трехслойного турбулентного течения по Карману получено полуэмпирическое уравнение (5), описывающее теплообмен в кольцевом канале со спиральноорбренной трубой при турбулентном режиме течения. Уравнение (5) в сочетании с уравнением (4) дает возможность рассчитывать величину коэффициента теплоотдачи при оптимальных параметрах оребрения.

4. Используя результаты лабораторных исследований, спроектирован и испытан в промышленных условиях теплообменник типа «труба

в трубе» с внутренней оребренной трубой, несущей оптимальные параметры оребрения. При проведении промышленных испытаний теплообменника, где осуществлялся нагрев насыщенным водяным паром смолы полукоксования, обладающей сравнительно высокими вязкостными свойствами, подтверждены преимущества этого теплообменника перед теплообменником с гладкими трубами (габариты теплообменника с ребристой трубой при одинаковой эффективности теплообмена могут быть в 1,5—2 раза меньше габаритов теплообменника с гладкими трубами).

5. Испытанные теплообменники могут применяться в нефтеперерабатывающей и химической промышленности в тех случаях, когда физические свойства теплоносителей обуславливают различные значения коэффициента теплоотдачи (при теплообмене между маслом и водой, газом и водой, насыщенным водяным паром и жидкостью и т. п.). Теплообменники с низкорребристыми трубами могут работать с агрессивными средами, так как технология изготовления ребер допускает применение различных металлов и сплавов вплоть до углеродистой или нержавеющей стали.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ю. В. Петровский, В. Г. Фастовский, Л. И. Ройзен. Ж. «Химическая промышленность», № 9, 1960.
 2. О. С. Виноградов, П. И. Пучков. Ж. «Теплоэнергетика», № 10, 1964.
 3. I. G. Knudsen, D. L. Katz. Chem. Engng. Progr., 46, № 10, 490—500, 1950.
 4. Р. Фортеские, М. В. Холл. «Вопросы ядерной энергетики», № 6, 21—23, 1957. См. также Journ. Brit. Nucl. Energy Confer., 2, 83—91, 1957.
 5. М. А. Михеев. «Основы теплопередачи». ГЭИ, стр. 61—63, 1956.
-