

Math-Net.Ru

All Russian mathematical portal

A. R. Khenven, V. A. Volokitin, D. M. Lyakhov, A study of flow regimes in a pipe heat-exchanger, *TVT*, 1982, Volume 20, Issue 3, 502–506

<https://www.mathnet.ru/eng/tvt6371>

Use of the all-Russian mathematical portal Math-Net.Ru implies that you have read and agreed to these terms of use
<https://www.mathnet.ru/eng/agreement>

Download details:

IP: 18.97.14.80

April 30, 2025, 19:13:47



УДК 532.542

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ТЕЧЕНИЯ В ТРУБНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ

Хенвен А. Р., Волокитин В. А., Ляхов Д. М.

Проведено экспериментальное исследование режимов течения в теплообменнике, образованном сборкой закрученных труб овального сечения. Показано, что турбулентный режим течения в теплообменнике возникает при существенно меньших числах Рейнольдса, чем в гладких трубах.

На основе анализа гидравлического сопротивления теплообменника, образованного набором плотноупакованных закрученных труб овального сечения, в [1] разработана математическая модель для определения в широком диапазоне зависимости коэффициента сопротивления каналов межтрубного пространства теплообменника от числа Re . Эта модель также использована для связи коэффициента сопротивления гладких труб с числом Re в области турбулентного течения. Сопоставление значений коэффициентов сопротивления в координатах [1] показало, что турбулентный режим течения в теплообменнике может возникать при меньших значениях чисел Re , чем в гладких трубах.

В данной работе приведены результаты исследований, выполненных с целью экспериментального определения возникновения турбулентного режима течения в каналах межтрубного пространства рассмотренного теплообменника.

Течение в межтрубном пространстве теплообменника является трехмерным вследствие закрутки труб и связанности каналов. Экспериментальная оценка параметров турбулентности подобного типа течений достаточно сложна. В данной работе переход к турбулентному режиму определялся на уменьшенной модели теплообменника (масштаб модели 1:5) по изменению величины продольной составляющей интенсивности турбулентности $\varepsilon = \sqrt{\overline{U'^2}} / U$, осредненной в масштабе гидравлического диаметра каналов. Здесь $\sqrt{\overline{U'^2}}$ — среднеквадратичная продольная пульсационная составляющая скорости в месте измерения, U — осредненное значение скорости в месте измерения. Гидравлический диаметр каналов составлял $d_r = 1,2$ мм, относительный шаг закрутки труб $S / d_r = 27$, относительная длина каналов $l / d_r = 90$. Использование такой модели позволило с достаточно высокой точностью реализовать течение в области малых значений чисел Re и обеспечить воспроизведение величин коэффициента сопротивления (погрешность определения коэффициента сопротивления и числа $Re \pm 6\%$). Одновременно исследовались также параметры течения в модели теплообменника с относительной длиной $l / d_r = 55$. Полученные на моделях результаты сопоставлялись с характеристиками течения в гладких трубках сборки, выполненной в размерах модели теплообменника набором плотноупакованных цилиндрических трубок диаметром $2,0 \times 0,15$ мм и относительной длиной $l / d_r = 60$. Исследования проводились при изотермическом течении воздуха ($T = 300$ К). Модели размещались в трубе диаметром $D = 50$ мм. Воздух поступал в модели через участок стабилизации с диаметром $D_{вх} = D$ и относительной длиной $L / D_{вх} = 35$.

Параметры потока воздуха измерялись термоанемометром постоянной температуры «DISA» 55A01 в комплекте со вторичной измерительной аппаратурой и одноточечным датчиком 55A25, который градуировался в аэродинамической трубе «DISA» 55A60/61. Диаметр вольфрамовой нити датчика составлял 5 мкм при длине 1,1 мм. Датчик вводился в каналы

со стороны выходного торца моделей с помощью координатника. Измерения выполнялись по типовой методике с учетом поправок на соизмеримость эффективной длины нити датчика и определяющего размера каналов моделей [2]. Погрешность определения величины ε составляла не более $\pm 15\%$.

В качестве определяющего размера в числе Re принят гидравлический диаметр $d_r = 4F / \Pi$, где Π — периметр, F — площадь проходного сечения. Тогда значения чисел Рейнольдса в каналах теплообменника ($Re_{то}$) и во входном устройстве перед теплообменником ($Re_{вх}$) связаны соотношением $Re_{то} / Re_{вх} = \Pi_{вх} / \Pi_{то}$. Периметр проходного сечения межтрубного пространства рассмотренной модели примерно в 15 раз превышает периметр

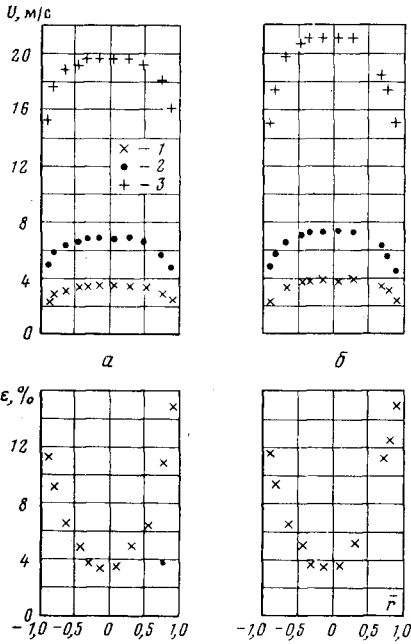


Рис. 1

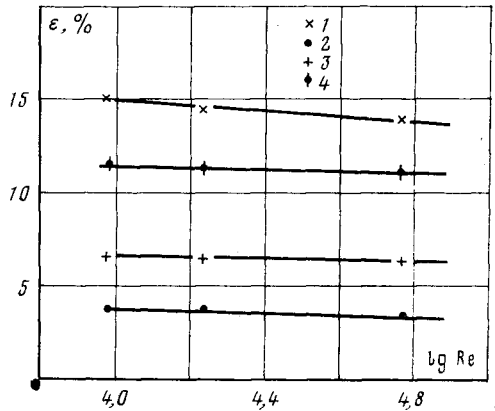


Рис. 2

Рис. 1. Распределение параметров потока по радиусу трубы перед моделью теплообменника на расстоянии от входа $8d_r$ (а) и $4d_r$ (б): 1 — $Re=9,8 \cdot 10^3$; $U_{ср}=2,96$ м/с; 2 — $17,7 \cdot 10^3$; 5,37; 3 — $59,2 \cdot 10^3$; 17,9

Рис. 2. Интенсивность турбулентности в трубе перед моделью теплообменника на расстоянии $4d_r$ от входа: 1 — $\bar{r}=0,90$; 2 — 0,082; 3 — (-0,66); 4 — (-0,89)

трубного входного устройства. Таким образом, во всех практических случаях уже при $Re_{то} > 300$ на входе в каналы теплообменника существует исходная турбулентность, создаваемая течением, близким к турбулентному течению в трубе.

Это подтверждается результатами измерения распределений скорости и продольной составляющей интенсивности турбулентности на разных расстояниях от входа в модель теплообменника (рис. 1), при этом значению числа $Re_{вх}=9800$ на входе в модель соответствует величина $Re_{то}=650$ в каналах. Увеличение числа Re во входном устройстве приводит к слабому падению интенсивности турбулентности (рис. 2). С приближением к входному торцу модели профиль скорости становится менее наполненным, что, по-видимому, связано с влиянием пористости модели. Аналогичный характер имело течение на входе в трубную модель.

Результаты измерений интенсивности турбулентности в каналах трубной сборки и моделях теплообменника представлены на рис. 3. Измерения проведены в каналах, расположенных в центральных и периферийных областях моделей при нескольких значениях заглубления датчика x/d_r ,

где x — координата, отсчитываемая от выходного торца моделей в глубь каналов.

До значений $Re=2300-2500$ в трубных каналах сохраняется ламинарный режим течения. Интенсивный рост пульсаций скорости отмечается при $Re=2500$ в периферийных трубках и при $Re=3200$ в центральных. Указанное различие вызвано, по-видимому, повышенной турбулентностью на входе в периферийные каналы (рис. 1). При $Re=4000$ в условиях экспериментов в трубных каналах устанавливается турбулентный режим течения.

Полученные результаты для течения в каналах трубной сборки

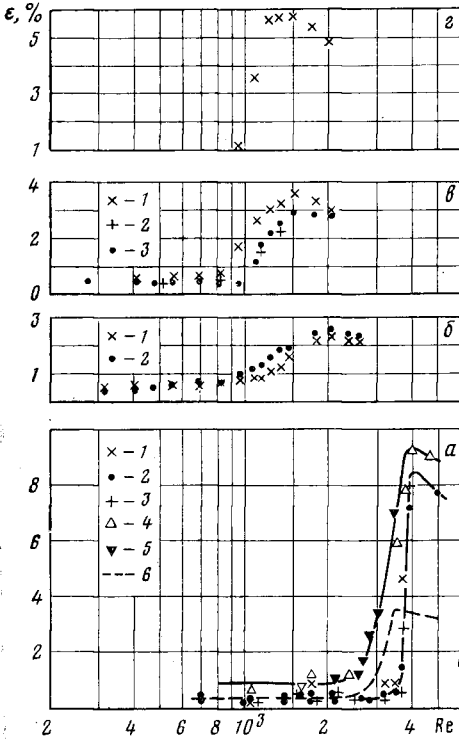


Рис. 3

Рис. 3. Интенсивность турбулентности: *a* — трубная модель: 1-3 — центральные каналы ($x/d_r=0; 0,25; 0,55$ соответственно), 4, 5 — периферийные каналы ($x/d_r=0,25; 0,55$ соответственно), *б* — эксперимент [3]; *в* — модель теплообменника ($l/d_r=55, x/d_r=2$): 1 — центральный канал, 2 — периферийный канал; *г* — модель теплообменника ($l/d_r=90$): 1 — центральный канал ($x/d_r=2$); 2, 3 — периферийный канал ($x/d_r=0,5; 2$ соответственно); *д* — модель теплообменника с увеличенной шероховатостью поверхности труб, центральный канал ($x/d_r=2$)

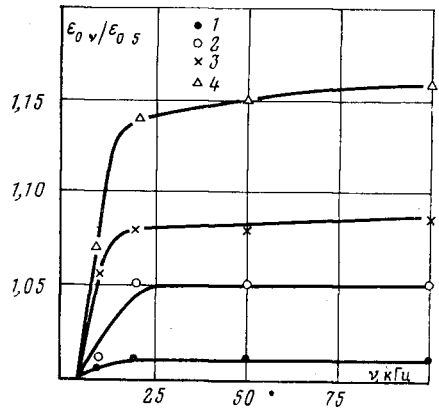


Рис. 4

Рис. 4. Интенсивность турбулентности в центральных каналах моделей ($x/d_r=2$): 1-3 — модель с увеличенной шероховатостью поверхности труб ($Re=950, 1100, 1750$ соответственно); 4 — модель теплообменника с $l/d_r=90$ ($Re=1160$)

удовлетворительно согласуются с известными экспериментальными данными, в частности, с данными [3] по турбулентности на срезе трубки с диаметром 2,6 мм и относительной длиной $l/d_r=20$ (также в составе трубной сборки), измерявшейся датчиком с нитью длиной 0,7 мм (рис. 3, *a*). Интенсивность турбулентности входящего в трубку потока воздуха составляла 0,5%. Различие в величинах осредненных интенсивностей турбулентности определяется тем, что в опытах [3] были меньшими отношение длины нити датчика к гидравлическому диаметру канала (степень осреднения) и относительная длина канала (стабилизация характеристик турбулентности не была завершена).

При одинаковых условиях на входе в объекты исследования возрастание интенсивности турбулентности в моделях теплообменника под действием закрутки труб и взаимного влияния каналов начинается при меньших, чем в трубной сборке, числах $Re_1=800-900$. При значениях чисел Re , не превышающих 700-800, исходная входная турбулентность полностью гасится уже в каналах модели с $l/d_r=55$, и течение теплоносителя

в межтрубных каналах ламинаризовано. Максимальное значение ϵ достигается при $Re_2=1400-1500$ и 2000 соответственно для моделей с $l/d_r=90$ и 55 . Характерно, что в модели с $l/d_r=90$ уровень пульсаций в центральных каналах выше, чем в периферийных.

Увеличение относительной шероховатости поверхности закрученных труб примерно в 50 раз по сравнению с исходной в описываемых опытах не изменило значимо величин критических чисел Re (рис. 3, 2). Однако уровень интенсивности турбулентности при этом возрос.

Наряду с более ранним, чем в трубных каналах, возникновением турбулентного режима отмеченные факты указывают на слабое влияние относительной длины каналов на значения чисел Re перехода — уменьшение относительной длины моделей теплообменника вдвое практически не изменило величину Re_1 и лишь несколько увеличило Re_2 (с 1500 до 2000). Эксперименты подтвердили также, что вследствие достаточно сложной геометрии входа [4] зависимость режимов течения в таких теплообменниках от исходной степени турбулентности несущественна.

В отличие от трубного течения формирование собственной (присущей экспериментальной модели теплообменника) структуры потока и режимов течения теплоносителя происходит также и под действием закрутки образующих теплообменник труб. Поэтому с учетом полученных результатов можно предполагать, что указанный фактор будет оказывать определяющее влияние на режимы течения в подобных теплообменниках: значения чисел Re перехода, по-видимому, будут возрастать при увеличении и уменьшаться при снижении относительного шага закрутки.

Измерение параметров турбулентности в данной работе проводилось при настройке термоанемометра на стандартную полосу пропускания $0-5$ кГц.

При расширении полосы пропускания термоанемометра до 100 кГц результаты измерения интенсивности турбулентности во входном устройстве и в каналах трубной сборки практически не изменились.

В то же время в случае исследования течения в каналах моделей теплообменника отмечено, что с увеличением полосы пропускания термоанемометра измеренные величины интенсивностей турбулентности возрастают при неизменности критических значений Re . На рис. 4 приведены зависимости отношения интенсивностей турбулентности в расширенном (ϵ_{0-v}) и стандартном (ϵ_{0-s}) интервалах частот для нескольких значений чисел Re . Видно, что степень увеличения интенсивностей турбулентности зависит от режима течения и состояния поверхности элементов теплообменника.

Результаты исследований показывают, что в каналах межтрубного пространства теплообменника, образованного набором закрученных труб рассмотренной геометрии, при числах $Re_1=800$ возникает и при $Re_2=1400-1500$ полностью развивается турбулентный режим течения. Это подтверждает правомочность использования модели [1] не только для получения зависимости коэффициента сопротивления для значений числа $Re > 800$, но и связи в этой области с Re коэффициента теплоотдачи и безразмерного эффективного коэффициента диффузии [5].

Обработка экспериментальных данных для исследованного теплообменника, образованного трубами с величиной относительной шероховатости поверхности ≈ 1500 , показывает, что в отсутствие кризиса течения выражения для коэффициента сопротивления ξ , безразмерного эффективного коэффициента диффузии $K_{эф}$ и числа Стантона St при $Re > 800$ и значениях числа Pr и температурного фактора, близких к единице, могут быть представлены в виде

$$\xi = 460 Re^{-1,75+0,178 \lg Re}, \quad K_{эф} = 0,14 \xi^{0,35}, \quad St = 0,05 \xi^{0,7}.$$

Последнее выражение справедливо и для теплообменника с повышенной величиной относительной шероховатости труб при использовании фактических значений коэффициента сопротивления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хенсен А. Р., Ляхов Д. М. Об одной возможной модели представления зависимости коэффициента гидродинамического сопротивления от числа Рейнольдса.— ТВТ, 1980, т. 18, № 6, с. 1215.
2. Хинце И. О. Турбулентность. М.: Физматгиз, 1963.
3. Козлов О. С. Турбулентность за трубчатым канальным хонейкомбом.— Тр. МВТУ, 1979, № 307, с. 113.
4. Ибрагимов М. Х., Субботин В. И., Бобков В. П. и др. Структура турбулентного потока и механизм теплообмена в каналах. М.: Атомиздат, 1978.
5. Дзюбенко Б. В. К вопросу о межканальном перемешивании теплоносителя в пучке оребренных стержней.— ИФЖ, 1979, т. 37, № 5, с. 777.