

УДК 536.242

В.А. РОГАЧЕВ, А.М. ТЕРЕХ, В.Д. БУРЛЕЙ, А.В. СЕМЕНЯКО

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В КРУГЛОЙ ТРУБЕ

Введение

Интенсификация теплообмена в каналах является эффективным способом решения проблемы уменьшения габаритных размеров и металлоемкости теплообменных аппаратов.

При течении однофазных теплоносителей внутри каналов широко применяются различные интенсифицирующие устройства: турбулизаторы потока, пристенные вихрегенераторы, шнековые и ленточные завихрители, установленные на входе в канал, внутреннее оребрение и т.д. [1-6].

Одной из основных задач интенсификации теплообмена является исследование и поиск гидродинамических и тепловых условий, обеспечивающих при высоком уровне теплообмена опережающий рост интенсивности теплоотдачи по сравнению с гидравлическим сопротивлением.

Анализ многочисленных работ показывает, что из всех известных методов интенсификации теплообмена в трубах особенное внимание, как наиболее эффективному и технологически реализуемому, уделяется искусственной турбулизации потока с помощью кольцевых диафрагм, образованных выдавливанием на внутренней поверхности стенки. Интенсификация теплоотдачи этим способом позволяет не только сократить в 1,5...2 раза габаритные размеры и массу теплообменного аппарата, но и существенно снизить его стоимость [1].

Учитывая актуальность рассматриваемой задачи и с целью получения новых теплогидравлических закономерностей и определения влияния конструктивных характеристик турбулизаторов на эффективность теплообмена, в НТУУ «КПИ» проведены экспериментальные исследования кольцевых диафрагм различных геометрических размеров и типов, размещенных на внутренней поверхности круглой трубы.

1 Методика исследований

Экспериментальная установка

Эксперименты выполнены в аэродинамической трубе внутренним диаметром 36 мм, работающей по открытой схеме. В качестве рабочей среды используется воздух, всасываемый из лабораторного помещения. Степень турбулентности во входном сечении трубы составляет не более 0,3%.

Основные геометрические размеры стенда и его элементов представлены на рис. 1. Воздушно-проточная часть трубы 1 (рис. 1,а) максимальной протяженностью в 55 калибров подсоединена к

всасывающему патрубку вентилятора 10 и состоит из шести обогреваемых кипящей водой линейных участков 2 различной длины, являющихся одновременно рабочими участками и соединенных между собой с помощью фланцевых разъемов. Каждый из участков заключен в кожух. В пространство между кожухом и наружной стенкой трубы, заполненное водой, помещен электронагреватель, обеспечивающий ее подогрев до кипения. Соединенная гибкими шлангами с сепаратором 3 и конденсатором 4, водяная полость является элементом замкнутого гидродинамического контура, наклоненного вместе с рабочим участком к горизонту под углом 45° и в котором при кипении воды поддерживается режим естественной циркуляции. Таким образом, система обогрева обеспечивает постоянную температуру стенки по длине и периметру проточной части трубы на уровне $97...99^\circ\text{C}$. Все участки аэродинамической трубы, включая расходомерный блок, теплоизолированы.

Расходомерный блок состоит из диффузора 6, сменного измерительного сопла 7 с трубкой Пито-Прандтля 8 и термопары 9, расположенной на середине выходного сечения сопла. Расход воздуха через трубу регулируется за счет изменения числа оборотов двигателя вентилятора с максимальными расходом $G=0,05 \text{ м}^3/\text{с}$ и напором $H=5000 \text{ Па}$, а также с помощью шиберов, размещенного на выхлопном патрубке вентилятора.

Для измерения полей скорости и температуры воздуха в поперечном сечении проточной части трубы, а также определения на их основе среднего расхода через трубу, применяется координатное устройство 5, устанавливаемое между участками в любом из фланцевых разъемов. Устройство (рис.1,б) состоит из пневмометрической трубки полного напора и двух медь-константановых термопар диаметром проводов $0,08 \text{ мм}$, которые перемещаются в радиальном направлении с помощью микрометрического приспособления. Для отбора статического давления в стенке координатного устройства выполнено дренажное отверстие диаметром $0,5 \text{ мм}$, находящееся в одном сечении с приемной частью (носиком) трубки полного напора. В качестве измерительного прибора использовался микроанометр типа ММН-2400 (5)-1,0.

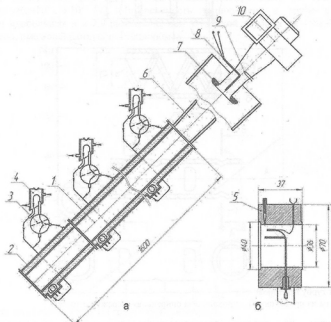


Рис.1 Схема экспериментальной установки:
а – общий вид; б – координатное устройство

Конструкции турбулизаторов

Общий вид исследованных турбулизаторов и обозначения их геометрических размеров приведены на рис.2.

Исследовано три типа турбулизаторов: кольца из проволоки (рис.2,а), устанавливаемые внутри проточной части трубы с заданным шагом и создающие периодически сужающе-расширяющее движение основного потока с отрывными областями течения на стенке; проволоочная спираль (рис.2,б), обеспечивающая пристеночное завихрение по всей длине трубы и пережимы сечения трубы (рис.2,в), полученные путем выдавливания на наружной поверхности с диаметрально противоположных сторон двух профилированных канавок, периодически располагаемых во взаимно перпендикулярных плоскостях. При этом на внутренней стороне трубы по длине образуются пары последовательно чередующихся выступов с плавной конфигурацией и повернутых друг к другу на 90°.

Основные геометрические размеры исследованных турбулизаторов представлены в таблице.

Таблица

Геометрические характеристики турбулизаторов

Наименование	Тип турбулизатора		
	кольцо	спираль	пережимы
диаметр проволоки, d_w , мм	4,0	4,0	-
высота выступа, h , мм	-	-	3
длина выступа, l , мм	-	-	6
продольный шаг между выступами, t , мм	40	40	40
внутренний диаметр турбулизатора, d мм	28	28	28
длина рабочего участка, L , мм	1600	1600	1600
диаметр трубы в свету, D , мм	36	36	36
площадь поверхности нагрева, H , мм ²	180956	180956	180956

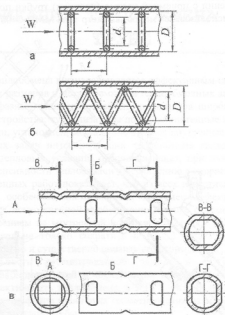


Рис.2. Типы турбулизаторов:

а – кольца из проволоки; б – проволоочная спираль; в – пережимы трубы.

Эксперименты по теплообмену выполнены в условиях $t_{ст} = \text{const}$. Определение среднеповерхностных значений конвективных коэффициентов теплоотдачи осуществлялось при стационарном режиме на основе уравнения теплоотдачи путем вычислений тепловосприятый движущегося через рабочий участок воздушного потока энтальпийным методом. Температура на входе в рабочий участок измерялась стеклянным термометром с ценой деления 0,1°С и изменялась в диапазоне 22...25°С. Среднеинтегральная температура воздушного потока в

выходном сечении рабочего участка определялась по результатам измерений температурного поля с помощью координатного устройства (рис.1,в) и составляла 89...95°C. Во время опытов диапазон среднерасходных скоростей и тепловых потоков равнялся соответственно (1,0...6) м/с и (85...450) Вт.

Эксперименты по определению суммарного коэффициента гидравлического сопротивления выполнены на основании измерения перепада статических давлений по длине рабочего участка с учетом его линейных размеров и динамического напора, рассчитанного по среднерасходной скорости в трубе. Теплофизические константы воздуха вычислялись по полусумме температур в начальном и конечном сечениях рабочего участка.

Опытные данные обрабатывались в критериях подобия. За определяющий размер в числах Нуссельта и Рейнольдса принимался внутренний диаметр проточной части трубы, а в качестве определяющей была выбрана среднерасходная скорость.

3 Результаты исследований теплообмена

Исследования конвективного теплообмена в трубе с турбулизаторами выполнены в интервале, соответствующем переходному режиму течения при изменении чисел Рейнольдса $(2...15) \cdot 10^3$. Опытные данные приведены в логарифмических координатах $Nu - Re$ на рис.3.

Эффект интенсивности теплоотдачи за счет применения турбулизаторов определялся путем сравнения данных с гладкой трубой, которые на графике представлены сплошной линией. Данные рассчитаны по формуле Нуссельта – Крауссоляда [7] для прямой гладкой трубы при турбулентном течении: $Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}$.

Анализируя результаты, показанные на рис.3, можно сказать, что для различных типов турбулизаторов в исследуемом диапазоне чисел Re все зависимости лежат значительно выше прямой для гладкой трубы и имеют уклон, близкий к турбулентному закону теплообмена, т.е. $Nu - Re^{0.8}$ или $Nu/Nu_{гладкая} = const > 1$. Такие же результаты были получены в исследованиях по интенсификации теплообмена для труб с накатанными диафрагмами, но при существенно больших числах $Re = 10^4...5 \cdot 10^5$ [1]. Интенсивность теплообмена в трубе с кольцевыми турбулизаторами наибольшая и в 2,9 раза выше, чем у гладкой трубы и на 15% больше, чем у трубы со спиралью, имеющей наихудший теплообмен.

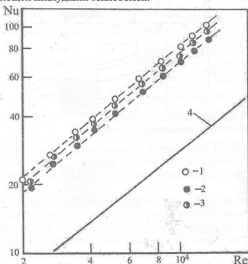


Рис.3. Средняя теплоотдача в круглой трубе с турбулизаторами
1 – кольцо; 2 – спираль; 3 – пережимы; 4 – гладкая труба

Следует отметить, что из-за недостатка сведений о структуре потоков в трубах с искусственными турбулизаторами теоретический анализ вопроса о влиянии числа Re на интенсификацию теплообмена крайне затруднен. Поэтому, вполне естественно, что разрабатываемые и предлагаемые расчетные методы должны подкрепляться обширным

экспериментальным материалом о структуре, особенно в пристенной области, зависящей прежде всего от высоты, шага и формы турбулизаторов.

4 Результаты исследований гидравлического сопротивления

Влияние числа Re в области ламинарно-турбулентного перехода на суммарный коэффициент гидравлического сопротивления ξ в трубе с разными турбулизаторами показано на рис.4.

Сопоставление экспериментальных данных ведется с расчетной кривой, полученной для гладкой круглой трубы по известной формуле Блазиуса: $\xi_{ст} = 0.316Re^{-0.25}$ при $4 \cdot 10^3 < Re < 10^5$ [7].

Из графиков следует, что практически для всех типов турбулизаторов в интервале $3 \cdot 10^3 \leq Re < 15 \cdot 10^3$ закон сопротивления автомоделен. Относительное увеличение коэффициента сопротивления для колец, у которых он наивысший, составило $\xi/\xi_{ст} = 10$. У труб с пережимом сопротивление оказалось наименьшим среди турбулизаторов, но в 5 раз выше, чем у гладкой трубы. Полученные данные несколько противоречат утверждениям авторов [1], у которых в диапазоне $10^4 \leq Re \leq 6 \cdot 10^5$ для плавно очерченных турбулизаторов коэффициент сопротивления заметно падает с ростом Re , а величина $\xi/\xi_{ст}$ может даже убывать, в то же время для диафрагм с острой кромкой прямоугольной формы при прочих равных параметрах сопротивление не зависит от числа Re .

В области чисел Re , близких к ламинарному режиму течения, наблюдается небольшое снижение значений ξ , что можно объяснить погрешностью методики измерений и классом точности микроманометра.

Представленные на рис.3 и рис.4 данные позволяют сопоставить относительные эффекты роста коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления в результате применения турбулизаторов по сравнению с гладкой трубой.

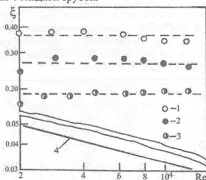


Рис.4. Сопротивление в круглой трубе с турбулизаторами

1 — кольцо; 2 — спираль; 3 — пережимы; 4 — гладкая труба

В полученных данных не наблюдается опережающего роста теплоотдачи по отношению к сопротивлению, о чем неоднократно утверждалось авторами [1, 2], т.е. в наших исследованиях для всех типов турбулизаторов и для данного диапазона чисел Re соотношение $(Nu/Nu_{ст})/(\xi/\xi_{ст}) > 1$ не выполняется.

Из анализа данных по теплообмену и сопротивлению следует, что лучшим интенсификатором с точки зрения теплообмена является кольцо, однако по сопротивлению оно хуже, и наоборот, лучшими по сопротивлению оказались пережимы, создающие немного меньшую интенсивность теплоотдачи, чем кольца. Таким образом, сравнение различных типов турбулизаторов по двум найденным зависимостям в виде функциональных связей $Nu=f(Re)$ и $\xi=f(Re)$ является неоднозначным и не может быть исчерпывающим и окончательным для выбора наиболее эффективной конструкции турбулизатора с целью интенсификации в теплообменнике.

5 Сравнение эффективности труб с турбулизаторами

В основу методики оценки эффективности различных турбулизаторов положен подход, используемый для оребренных поверхностей [8], заключающийся в том, что полученные данные по теплообмену и сопротивлению дополняются другими критериями эффективности в виде объемных и массовых характеристик. При этом сравниваются теплообменные аппараты, изготовленные из трубчатых поверхностей с турбулизаторами и без них при одинаковой

теплопроизводительности $Q=idem$, мощности, затрачиваемой на прокачку теплоносителя $N=idem$, расходе $G=idem$ и температурном напоре между стенкой и средой $\Delta t=idem$. В этих условиях, сравниваемые аппараты будут иметь одинаковые потери давления $\Delta p = idem$, но различные массогабаритные характеристики и величины интенсивности теплоотдачи, которые в данном случае и будут являться критериями эффективности работы теплообменного аппарата.

В другом расчетном варианте при прочих равных условиях, соответствующих $Q=idem$, $G=idem$, $\Delta t=idem$, изменяются мощность $N=var$ или перепад $\Delta p=var$, что означает одновременное изменение массогабаритных характеристик и интенсивности теплоотдачи сравниваемых поверхностей.

По данной методике была проанализирована эффективность исследованных типов турбулизаторов, применяемых в воздухоподогревателе, имеющем в двух вариантах расчета следующие постоянные характеристики: теплопроизводительность $Q=26$ кВт, расход воздуха $G=0,65$ кг/с, температурный напор $\Delta t=40^\circ\text{C}$. Внутренний диаметр труб в обоих случаях составлял 36 мм.

Результаты оценки эффективности воздухоподогревателя, работающего при неизменных перепаде давления $\Delta p=35,5$ Па и мощности $N=20$ кВт показаны в виде гистограмм на рис.5,а.

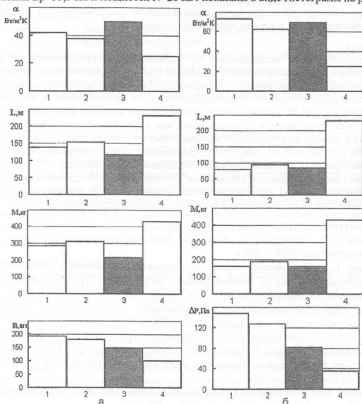


Рис.5. Теплогидравлические и массогабаритные характеристики теплообменника из труб с турбулизаторами при:

а – $\Delta p=idem$ и $N=idem$; б – $\Delta p=var$ и $N=var$

1 – кольцо; 2 – спираль; 3 – пережимы; 4 – гладкая труба.

Как видно из рис.5,а числовые значения интенсивности теплоотдачи α в пучках труб с турбулизаторами более чем в 2 раза превышают соответствующие значения для поверхности из гладких труб и среди них наибольшую интенсификацию создают пережимы. Габаритные характеристики воздухоподогревателя представлены на графиках в неявном виде через изменяющуюся общую длину труб L и их количество n . Сравнение показывает, что наибольшую суммарную длину L , примерно в 2 раза большую, чем для труб с турбулизаторами, имеет

гладкотрубная поверхность, однако она же имеет и меньшее их количество. Среди труб с турбулизаторами лучшие габаритные показатели имеют трубы с пережимами, т.е. наименьшие длину L и количество труб n . Габаритные характеристики тесно связаны с массой теплообменника. Среди сравниваемых поверхностей по параметру M лучшей оказалась поверхность с пережимами, по массе она приблизительно в 1,5 раза меньше поверхностей из труб с кольцевыми и спиральными турбулизаторами.

Характеристики в варианте расчета воздухоподогревателя при $\Delta p = \text{var}$ и $N = \text{var}$ представлены на рис 5,б.

По теплоотдаче α и по перепаду давления Δp лучшими среди поверхностей с турбулизаторами являются поверхности из труб с пережимами. По массогабаритным характеристикам пережимы могут конкурировать с кольцами, однако они лучше спирали и значительно лучше гладкой трубы. Худшей по массогабаритным показателям оказалась гладкотрубная поверхность, имеющая значения L и M по сравнению с другими в 2,2 раза выше, хотя по параметру Δp , который минимален и составляет 40 Па, она лучшая.

Из анализа рис.5 следует, что при неизменной теплопроизводительности $Q = \text{idem}$ и мощности на прокачку теплоносителя при условии $N = \text{idem}$ или $N = \text{var}$ наиболее эффективным по большинству теплотехнических показателей является теплообменник, в котором применены трубы с турбулизаторами в виде ее поперечных пережимов.

Выводы

Экспериментальные исследования по теплообмену и гидравлическому сопротивлению круглой трубы с различными типами пристенных турбулизаторов показали, что их использование является достаточно эффективным методом интенсификации теплообмена внутри трубы.

Наиболее эффективной по теплогидравлическим и массогабаритным показателям оказалась труба с пережимами. Ее применение в теплообменном аппарате при заданном температурном уровне уменьшает его массу и габариты более чем в 2 раза и обеспечивает его компактность по отношению к такому же аппарату, но выполненному из гладких труб. Кроме того, преимущество такой трубы состоит еще и в том, что по сравнению с турбулизаторами в виде колец и спирали она обладает дешевой и легко выполнимой технологией изготовления.

Перспективными являются дальнейшие исследования труб с пережимами в переходных режимах течения с целью изучения взаимосвязи интенсивности теплоотдачи и гидравлического сопротивления с геометрическими параметрами элементов пережимов.

Литература

1. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. – М.: Машиностроение, 1990. – 208 с.
2. Дрейцер Г.А. Критический анализ современных достижений в области интенсификации теплообмена в каналах// Интенсификация теплообмена: Тр. Второй Рос. нац. конф. по теплообмену. М.: Изд-во МЭИ. 1998. Т.6. – С. 91 – 98.
3. Мигай В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования. –Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1987. – 264 с.
4. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. – Киев: Наук. думка, 1989. – 192 с.
5. Sivashanmugam P., Suresh S. Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a circular tube fitted with regularly// Applied Thermal Engineering. – 2007. - № 27. – P.1311 – 1319.
6. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копш И.З., Мячочин А.С. Эффективные поверхности теплообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 408 с.
7. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
8. Багрий П.И., Терех А.М., Рогачев В.А. Сравнение тепловой эффективности шахматных пучков поперечно-оребрённых труб различного профиля//Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2007. – № 6/5(30). – С. 51-55.