

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА С ВИНТОВОЙ ПЕРЕГОРОДКОЙ

АННОТАЦИЯ

В результате экспериментального исследования теплогидравлических характеристик водо-водяного подогревателя с винтовой перегородкой и профилированными трубками показано, что коэффициент теплопередачи подогревателя с винтовой перегородкой и профилированными трубками в 1,4 раза выше, чем у серийно выпускаемого по ГОСТ 27590 подогревателя с блоком опорных перегородок и профилированными трубками при соблюдении требований ГОСТа по потерям давления в трубках и в межтрубном пространстве.

1. ВВЕДЕНИЕ

Во всех технологических процессах, предусматривающих передачу тепла от одного теплоносителя к другому, применяются теплообменные аппараты различных конструкций. В энергетике, химической, нефтеперерабатывающей, пищевой промышленности, в холодильной и криогенной технике, в авиационной и космической технике, в системах отопления основным типом теплообменного оборудования являются кожухотрубные теплообменники. Это объясняется тем, что кожухотрубные теплообменники обладают высокой надежностью конструкции, простотой изготовления и большим набором вариантов исполнения для различных условий эксплуатации.

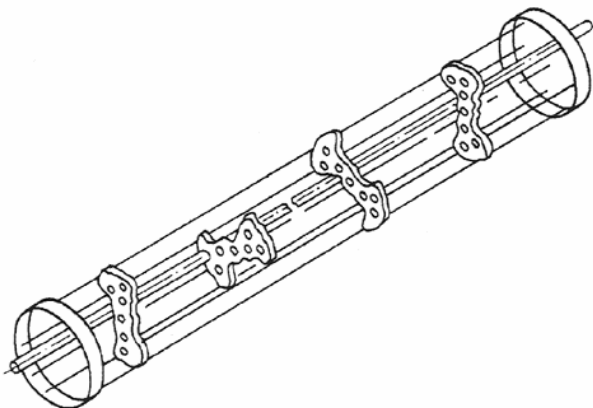


Рис. 1. Блок опорных перегородок подогревателя ПВ 168х2-1,0-РП-93,9-У3 ГОСТ 27590

Среди многообразия кожухотрубных теплообменных аппаратов, выпускаемых промышленностью, есть серийно изготавливаемые конструкции. Снижение удельной металлоемкости (отношение массы теплообменника к его тепловой мощности) серийно выпускаемых теплообменных аппаратов позволяет существенно уменьшить расход материалов на их изготовление. К категории серийно выпускаемых теплообменных аппаратов относятся, в

частности, водо-водяные подогреватели для систем отопления и горячего водоснабжения жилых и административных зданий, изготавливаемые по ГОСТ 27590.

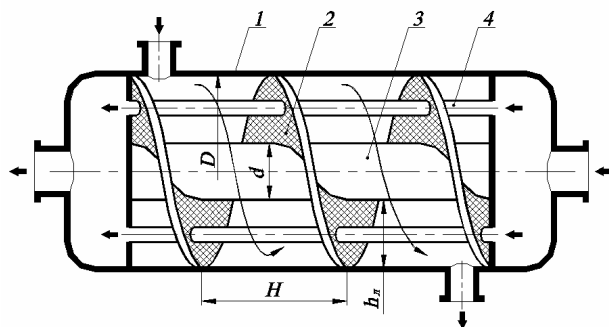


Рис. 2. Конструктивная схема подогревателя с винтовой перегородкой: 1 – корпус; 2 – винтовая перегородка с отверстиями; 3 – втулка; 4 – пучок труб.

Настоящая работа посвящена экспериментальному исследованию теплогидравлических характеристик модернизированного водо-водяного подогревателя ПВ 168х2-1,0-РП-93,9-У3 ГОСТ 27590. Модернизация заключалась в замене блока опорных перегородок (рис. 1) на винтовую перегородку (рис. 2), формирующую во всем объеме межтрубного пространства практически поперечное обтекание трубок, что позволило существенно интенсифицировать процесс теплообмена [1-5].

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ

Испытания подогревателя с винтовой перегородкой проводились на теплогидравлическом стенде завода ОАО «Сатэкс», используемом для проведения периодических сертификационных испытаний серийно выпускаемых водо-водяных подогревателей по ГОСТ 27590. На стенде в качестве греющего теплоносителя используется сетевая вода для систем отопления и горячего водоснабжения, а нагреваемого теплоносителя – водопроводная вода. Предельные расходы греющей и нагреваемой воды составляют $30 \text{ м}^3/\text{ч}$, а максимальная температура греющей воды – $90 \text{ }^\circ\text{C}$. Стенд оборудован измерительной аппаратурой, позволяющей измерять расходы, температуры и потери давления греющей и нагреваемой воды. Показания измеряемых параметров выводились на общую панель и фиксировались одновременно с помощью цифрового фотоаппарата. Погрешности измерения расходов, температур и

потерь давления составляли ± 2 , ± 0.4 и ± 0.5 % соответственно.

Объектом испытаний был водо-водяной подогреватель, по габаритным и присоединительным размерам полностью соответствующий подогревателю ПВ 168x2-1,0-РП-93,9-УЗ ГОСТ 27590. Длина подогревателя составляет 2 м, наружный диаметр корпуса – 168 мм. Пучок теплообменных труб набран из 37 латунных профилированных (с винтовой накаткой) трубок $\varnothing 16 \times 1$ (рис. 3), расположенных по вершинам равностороннего треугольника с расстоянием между осями трубок $S = 21$ мм.

Как указывалось выше, единственным отличием конструкции испытываемого подогревателя от изготавливаемого по ГОСТу является двухзаходная винтовая перегородка, установленная вместо блока опорных перегородок. Длина винтовой перегородки равна 1425 мм, шаг - 400 мм. Перегородка набрана из сегментов, расположенных под углом 45° к оси теплообменника [3-5].

Для исследования гидравлических потерь в конструкции теплообменника были предусмотрены отборы давления в точках, показанных на рис. 4.

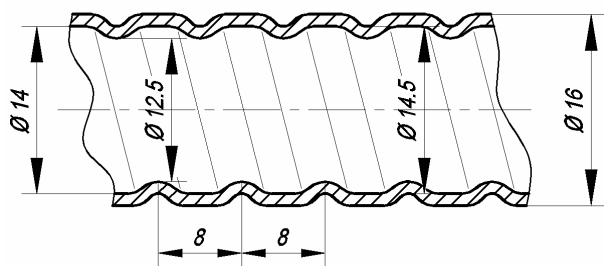


Рис. 3. Профилированная трубка (с винтовой накаткой)

Испытания включали в себя исследования гидравлических характеристик подогревателя при проливках на холодной воде и теплогидравлические испытания при подаче греющей воды в межтрубное пространство и нагреваемой в трубное. При холодных проливках потери давления в межтрубном пространстве измерялись на участках «вх - вых», «1-1», «2-2», «3-3», «4-4», «вх - 1», «1 - вых», «вх - 4», «4 - вых», а также в трубках «вх_{тр} - вых_{тр}» (рис. 4).

Методика теплогидравлических испытаний заключалась в измерении параметров для расчета тепловой мощности подогревателя по греющей и нагреваемой воде при разных фиксированных расходах греющей воды. На каждом фиксированном рас-

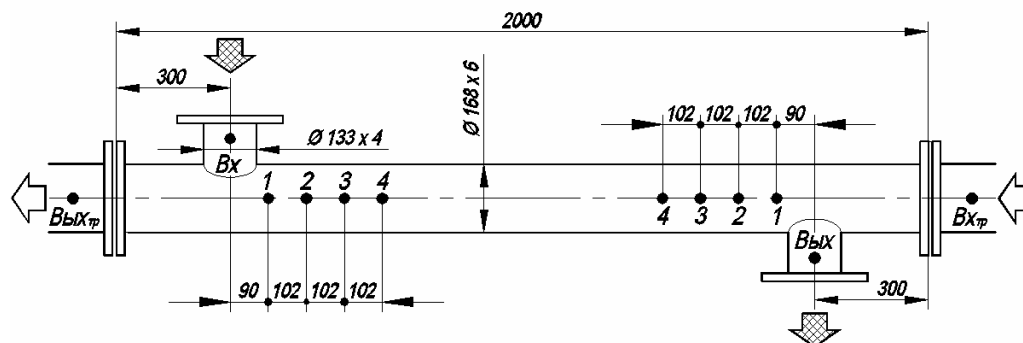


Рис. 4. Схема расположения точек измерения давлений

ходе греющей воды расход нагреваемой воды варьировался в диапазоне $8 - 30$ м³/ч. Одновременно проводились измерения суммарных гидравлических потерь межтрубного («вх - вых» и трубного «вх_{тр} - вых_{тр}») пространств.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Экспериментальные данные по потерям давления на отдельных участках межтрубного пространства представлены на рис. 5, а зависимость гидравлических потерь на одном метре межтрубного пространства от расхода – на рис. 6. На рис. 7 приведена зависимость линейного коэффициента трения межтрубного пространства с винтовой перегородкой и пучком профилированных труб от критерия Re. Расчёт критерия Re производился по средней скорости в наименьшем проходном сечении между трубками в винтовом канале и гидравлическому диаметру, равному наружному диаметру теплообменной трубки. При построении графиков рис. 5, 6 и 7 использовались замеры потерь давления на участках «1-1», «2-2», «3-3» и «4-4».

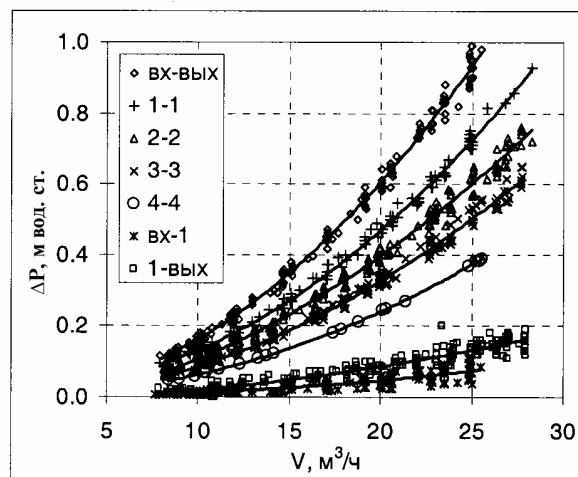


Рис. 5. Потери давления на отдельных участках межтрубного пространства (см. рис. 4)

Экспериментальные данные по суммарным гидравлическим потерям в профилированных трубках приведены на рис. 8. Кроме того, на этом рисунке показаны расчетные зависимости суммарных потерь давления в гладких и профилированных трубках.

Потери давления в гладких трубках рассчитывались по рекомендациям [6, 7], а в профилированных — по [7]. Из рис. 8 видно, что гидравлические потери в профилированных трубках, рассчитанные по нормативному документу [7], более чем в 1.5 раза превышают экспериментально измеренные потери. Более того, формула для расчета потерь давления в профилированных трубках явно не согласуется с требованиями ГОСТа, т.к. в базовом режиме ($V_{mp} = 20.5 \text{ м}^3/\text{ч}$, $W_{mp} = 1 \text{ м/с}$, $\Delta p = 0.816 \text{ м вод. ст.}$) они почти в два раза превышают предельно допустимый уровень. Такое существенное завышение потерь давления приводит к неправильному выбору типоразмеров подогревателей при проектировании.

Наблюдается также большое различие в значениях расчётных потерь давления в гладких трубках. Потери давления, рассчитанные по [7], в два раза превышают потери по формулам [6].

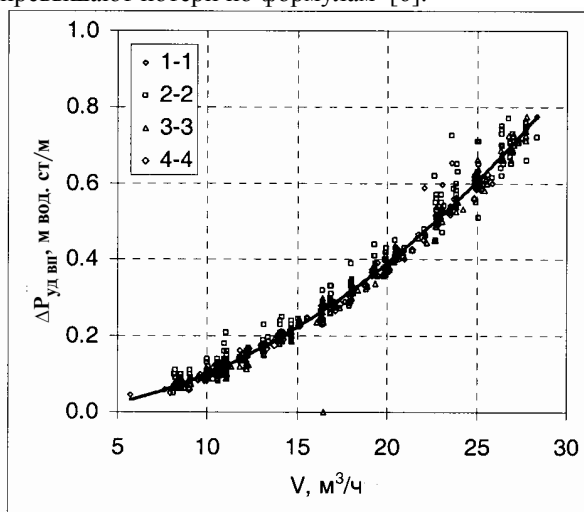


Рис. 6. Потери давления на одном метре межтрубного пространства

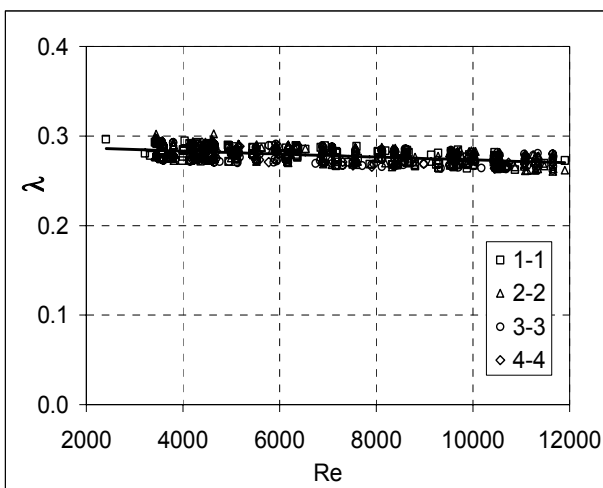


Рис. 7. Зависимость линейного коэффициента трения межтрубного пространства от критерия Re

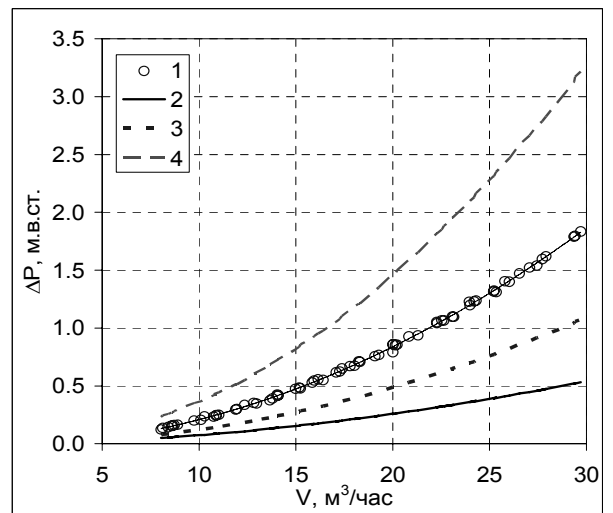


Рис. 8. Суммарные потери давления в трубках (вх_{тр}-вых_{тр}): 1 – профилированные, эксперимент; 2 – гладкие, расчет по [6]; 3 – гладкие, расчет по [7]; 4 – профилированные, расчет по [7]

В соответствии с требованиями ГОСТ 27590 гидравлические потери в межтрубном пространстве и в профилированных трубках не должны превышать 0.82 м вод. ст. (0.008 МПа) при расходах воды в них 20.5 м³/ч. Как видно из рис. 5 и 8, потери давления в межтрубном пространстве и в трубках при данном расходе составляют 0.65 и 0.85 м вод. ст. соответственно. Таким образом, потери давления в межтрубном пространстве при замене блока опорных перегородок на винтовую перегородку не превышают предельно допустимое значение, а гидравлические потери в профилированных трубках практически укладываются в допустимый предел.

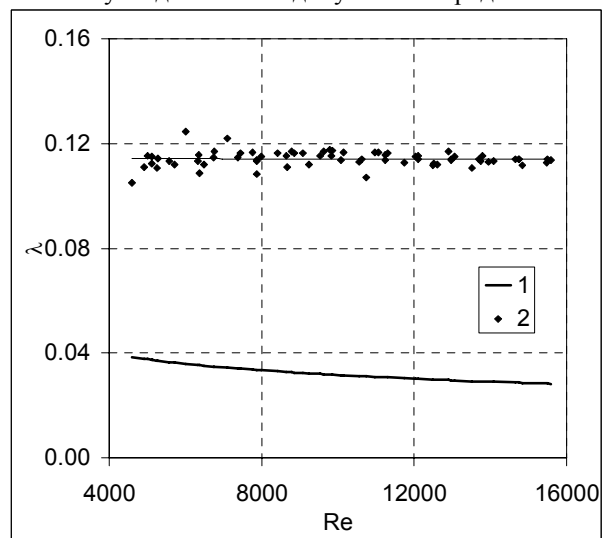


Рис. 9. Зависимость линейных коэффициентов трения в трубках от критерия Re: 1 – гладкие, расчёт по формуле Блазиуса [6]; 2 – профилированные

На рис. 9 приведены зависимости линейных коэффициентов трения в профилированных и гладких трубках от критерия Re. Определённый из эксперимента линейный коэффициент трения в профилированных трубках почти в три раза превышает этот параметр в гладких трубках. Это обстоятельство обязательно надо учитывать при подборе типоразмеров подогревателей для конкретных условий эксплуатации. При расчете критерия Рейнольдса в качестве гидравлического диаметра для обеих зависимостей брались внутренний диаметр гладкой трубки.

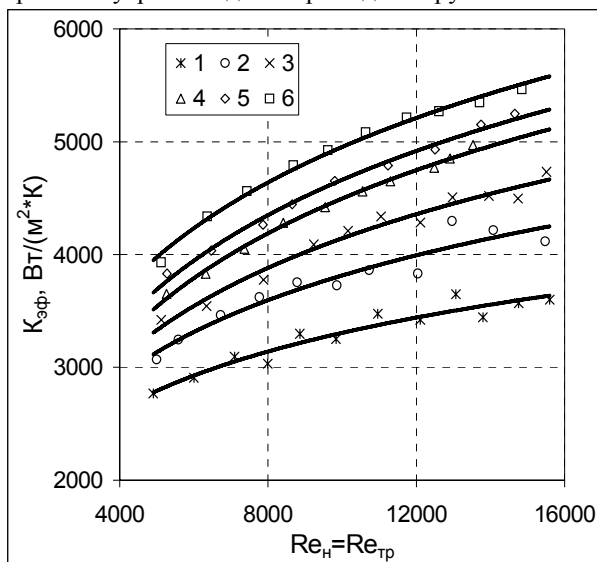


Рис. 10. Зависимость эффективного коэффициента теплопередачи от критерия Re по греющей и нагреваемой воде: 1- $Re_g=7260$; 2- $Re_g=10300$; 3- $Re_g=13010$; 4- $Re_g=15610$; 5- $Re_g=17220$; 6- $Re_g=20600$

Обработка экспериментальных данных по тепловой мощности подогревателя показала, что значения мощностей, рассчитанные по параметрам греющей и нагреваемой воды, отличаются между собой не более чем на 6%, что соответствует требованиям сертификационных испытаний подогревателей по представительности измерений.

Согласно [7], коэффициенты теплопередачи подогревателя с блоком опорных перегородок и гладкими трубками и подогревателя с блоком опорных перегородок и профилированными трубками превышают коэффициент теплопередачи противоточного гладкотрубного подогревателя в 1.64 и 2.26 раза соответственно. Для всех исследованных режимов работы коэффициенты теплопередачи подогревателя с винтовой перегородкой и профилированными трубками превышают коэффициенты теплопередачи противоточного гладкотрубного подогревателя в ~3.2 раза, подогревателя с блоком опорных перегородок и гладкими трубками – в ~1.95 раза и подогревателя с блоком опорных перегородок и профилированными трубками – в ~1.42 раз.

Следует отметить, что полученные экспериментальные данные хорошо согласуются с ранее проведенными испытаниями этого же теплообменника и результатами численного моделирования теплогидравлических процессов в нём [5].

4. ВЫВОДЫ

1. Экспериментально показана возможность повышения коэффициента теплопередачи в ~ 1.4 раза при замене блока опорных перегородок в подогревателях по ГОСТ 27590 на винтовую перегородку.
2. Гидравлические потери в межтрубном пространстве с винтовой перегородкой и профилированными трубками не превышают предельно допустимое ГОСТом 27590 значение.

Работа выполнена в соответствии с грантом РФФИ № 05-08-33500а.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

S – расстояние между осями трубок в пучке, мм;
 V – объемный расход воды, м³/ч;
 $V_{тр}$ – объемный расход воды в трубках, м³/ч;
 Δp – потери давления, м вод. ст.;
 $\Delta p_{уд.мн}$ – потери давления на одном метре межтрубного пространства, м вод. ст./м;
 $W_{тр}$ – скорость воды в трубках, м/с;
 λ – линейный коэффициент трения;
 Re – критерий Рейнольдса;
 $K_{эфф}$ – эффективный коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ziad Nagra, Anders Austegaard, Otto K. Sonju.** An Experimental and Theoretical Study of Cross Flow Pressure Drop and Pressure Field Distribution in a Curved Channel with Non-Standard Tube Layout // Proceedings of International Conference Heat Exchangers For Sustainable Development. Lisbon, Portugal. June 15-18, 1998. С. 415–422.
2. **Petr Stehlik, Zdenek Hajny, Zdenek Jegla, Josef Kohoutek.** Heat Exchanger Network and Shell-and-Tube Heat Exchangers for Sustainable Development // Proceedings of International Conference Heat Exchangers For Sustainable Development. Lisbon, Portugal. June 15-18, 1998. С. 213–220.
3. **Олесевиц К.А., Олесевиц А.К.** Разработка и исследование теплообменных аппаратов шнекового типа // Труды 12-й Школы семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Лентьева. М.: Изд-во МЭИ, 1999. С. 312–316.
4. **Олесевиц А.К., Олесевиц К.А., Осипов М.И.** Разработка и исследование теплообменных аппаратов шнекового типа // Тезисы докладов XI Всероссийской межвузовской научно-технической конференции «Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели». М.: Изд-во ГПНТБ, 2000. С. 67–68.
5. **Осипов М.И., Олесевиц А.К., Олесевиц К.А.** Экспериментальное и численное исследование теплообменных аппаратов шнекового типа // Труды Третьей Российской национальной конф. по теплообмену. Москва, 2002. Т. 6. С. 159–162.
6. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. 560 с.
7. **Своды правил по проектированию и строительству:** СП 41-101-95. Проектирование тепловых пунктов. Система нормативных документов в строительстве. М.: Минстрой России, 1997. 78 с.