

УДК 821.438

К. А. О л е с е в и ч, А. К. О л е с е в и ч,  
М. И. О с и п о в

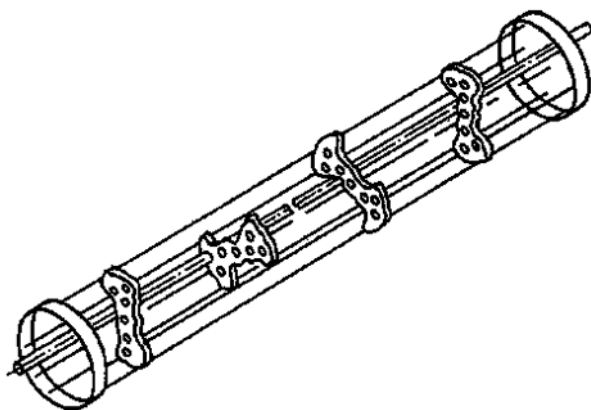
## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА С ВИНТОВОЙ ПЕРЕГОРОДКОЙ**

*Экспериментально исследованы теплогидравлические характеристики спроектированного и изготовленного водо-водяного подогревателя с винтовой перегородкой и профилированными трубками и установлено, что его коэффициент теплопередачи в 1,4 раза выше, чем у серийно выпускаемого по ГОСТ 27590 подогревателя с блоком опорных перегородок и профилированными трубками, при соблюдении требований ГОСТ по потерям давления в трубках и в межтрубном пространстве.*

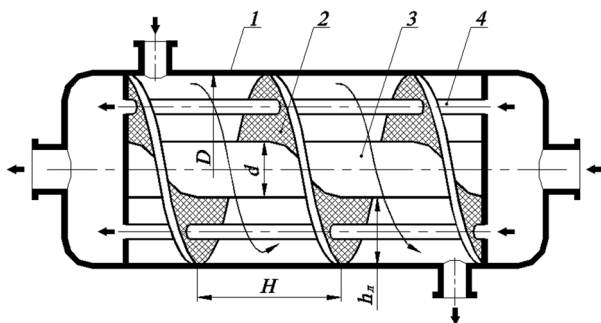
В технологических процессах, предусматривающих передачу теплоты от одного теплоносителя к другому, применяются теплообменные аппараты различных конструкций. В энергетике, химической, нефтеперерабатывающей, пищевой промышленности, в холодильной и криогенной технике, авиационной и космической технике, а также в системах отопления основным типом теплообменного оборудования являются кожухотрубные теплообменники, а в ряде случаев пластинчатые теплообменники. Применение кожухотрубных теплообменников обусловлено высокой надежностью конструкции, простотой изготовления и большим набором вариантов исполнения для различных условий эксплуатации.

Улучшение теплогидравлических характеристик и снижение удельной металлоемкости (отношение массы теплообменника к его тепловой мощности) серийно выпускаемых теплообменных аппаратов обеспечивает уменьшение массогабаритных показателей. 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.

Настоящая работа посвящена экспериментальному исследованию теплогидравлических характеристик модернизированного водо-водяного подогревателя ПВ 168×2-1,0-РП-93,9-УЗ ГОСТ 27590. Модернизация заключалась в замене блока опорных перегородок (рис. 1)



**Рис. 1.** Блок опорных перегородок подогревателя ПВ 168×2-1,0-РП-93,9-У3 ГОСТ 27590



**Рис. 2.** Конструктивная схема подогревателя с винтовой перегородкой:

1 – корпус; 2 – винтовая перегородка с отверстиями; 3 – втулка; 4 – пучок труб

на винтовую перегородку (рис. 2), формирующую во всем объеме межтрубного пространства ориентированное обтекание трубок, что позволило существенно интенсифицировать процесс теплообмена [1–5].

**Экспериментальная установка и методика испытаний.** Испытания подогревателя с винтовой перегородкой проводились на сертифицированном теплогидравлическом стенде завода ОАО “Са-тэкс”, используемом для проведения периодических сертификационных испытаний серийно выпускаемых водо-водяных подогревателей по ГОСТ 27590, где греющим теплоносителем является сетевая вода для систем отопления и горячего водоснабжения, а нагреваемым теплоносителем — 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 диагностической аппаратурой, обеспечивающей измерения расходов, температур и давлений греющей и нагреваемой воды при выведении измеряемых параметров на общую панель с автоматизированной фиксацией результатов. Погрешности измерения расходов, температур и потерь давления воды составляли  $\pm 2$ ,  $\pm 0,4$  и  $\pm 0,5$  % соответственно.

Объект испытаний — водоводяной подогреватель, по габаритным и присоединительным размерам полностью соответствующий подогревателю ПВ 168×2-1,0-РП-93,9-У3 ГОСТ 27590: длина подогревателя — 2 м, наружный диаметр корпуса — 168 мм. В исследуемом теплообменнике пучок 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.

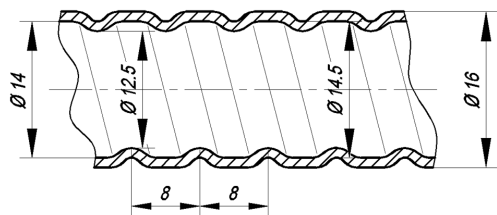


Рис. 3. Профилированная трубка (с винтовой накаткой)

Как указывалось ранее, отличием конструкции испытываемого подогревателя от конструкции подогревателя, изготовленного по ГОСТ, является двухзаходная винтовая перегородка, установленная вместо блока опорных перегородок. Длина винтовой перегородки — 1425 мм, шаг — 400 мм. Перегородка набрана из сегментов, расположенных под углом  $45^\circ$  к оси теплообменника [3–5].

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

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 воды 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.<sub>тр</sub>–Вых.<sub>тр</sub>” (рис. 4).

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

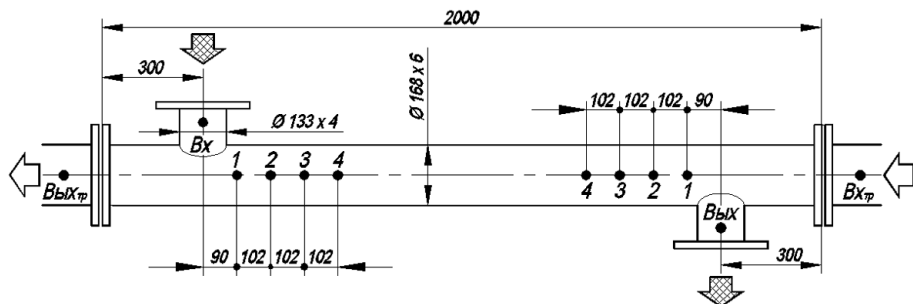


Рис. 4. Схема расположения точек измерения давлений

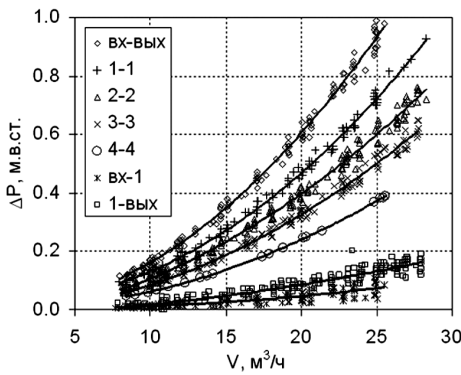


Рис. 5. Потери давления на отдельных участках межтрубного пространства (см. рис. 4)

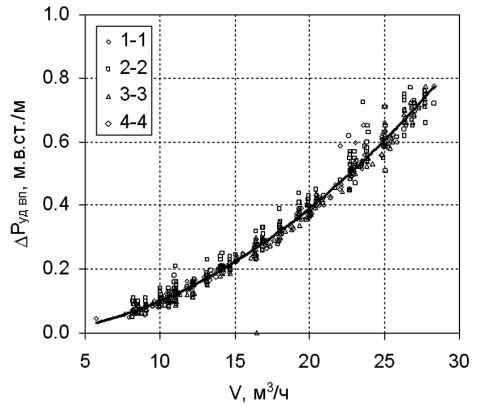


Рис. 6. Потери давления на одном метре межтрубного пространства

де греющей воды расход нагреваемой воды варьировался в диапазоне 8...30 м<sup>3</sup>/ч. Одновременно проводились измерения суммарных гидравлических потерь межтрубного “Вх.–Вых.” и трубного “Вх.тр–Вых.тр” пространств.

**Результаты исследований.** Экспериментальные данные по потерям давления на отдельных участках межтрубного пространства приведены 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 трубок от критерия Re, рассчитанного по средней скорости в наименьшем проходном сечении между трубками в винтовом канале и гидравлическому диаметру, равному наружному диаметру теплообменной трубки. При построении графиков (см. рис. 5, 6 и 7) использовались замеры потерь давления на участках “1–1”, “2–2”, “3–3” и “4–4”.

Экспериментальные и рассчитанные суммарные гидравлические потери в профилированных трубках в сравнении с потерями в гладких

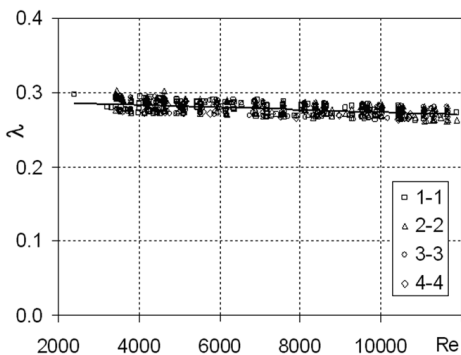
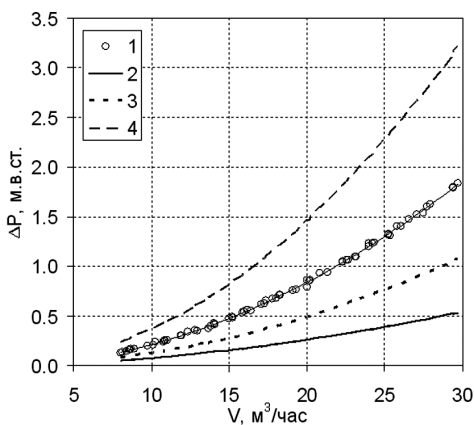


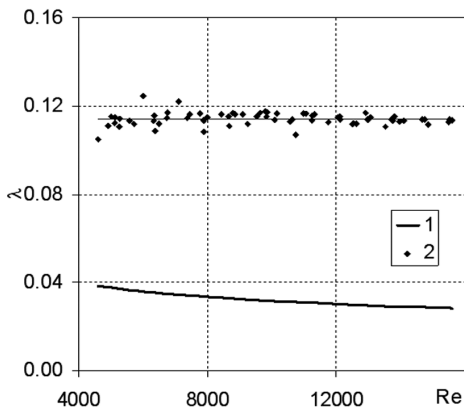
Рис. 7. Зависимость линейного коэффициента трения межтрубного пространства от критерия Re

трубках приведены на рис. 8. Потери давления в гладких трубках рассчитывались по рекомендациям работ [6, 7], а в профилированных — работы [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 труб-



**Рис. 8. Суммарные потери давления в трубах ( $V_{\text{тр}} - \text{Вых}_{\text{тр}}$ ):**

1 — профилированные, эксперимент; 2 — гладкие, расчет по работе [6]; 3 — гладкие, расчет по работе [7]; 4 — профилированные, расчет по работе [7]



**Рис. 9. Зависимость линейных коэффициентов трения в трубах от критерия Re:**

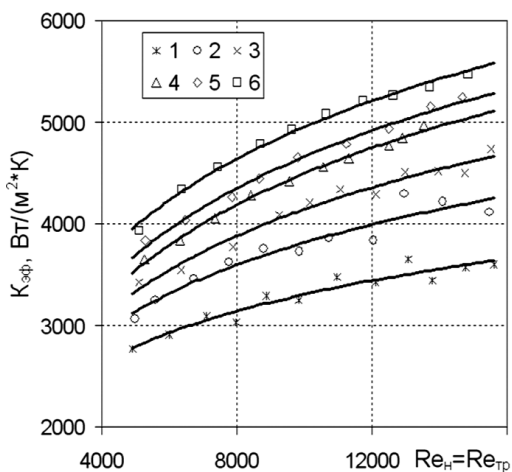
1 — гладкие, расчет по формуле Блазиуса [6]; 2 — профилированные

ках явно не согласуется с требованиями ГОСТ, так как в базовом режиме ( $V_{\text{тр}} = 20,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $W_{\text{тр}} = 1 \text{ м/с}$ ,  $\Delta P = 0,816 \text{ м. в. ст.}$ ) они почти в 2 раза превышают предельно допустимый уровень. Такое существенное завышение потерь давления приводит к неправильному выбору типоразмеров подогревателей при проектировании.

Наблюдается также большое различие в величинах расчетных потерь давления в гладких трубах. Потери давления, рассчитанные по работе [7], в 2 раза превышают потери, рассчитанные по формулам из работы [6].

В соответствии с требованиями ГОСТ 27590 гидравлические потери в межтрубном пространстве и профилированных трубах не должны превышать 0,82 м. в. ст. (0,008 МПа) при расходах воды 20,5 м<sup>3</sup>/ч. Как видно из рис. 5 и 8, потери давления в межтрубном пространстве и в трубах при данном расходе составляют 0,65 и 0,85 м. в. 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 трубах практически укладываются в допустимый предел.

Экспериментальные значения линейных коэффициентов трения в профилированных трубах, приведенные на рис. 9, почти в 3 раза превышают этот параметр в гладких трубах, что необходимо учитывать при подборе типоразмеров подогревателей для конкретных условий эксплуатации. В расчете числа Re в качестве гидравлического диаметра для обеих зависимостей принят внутренний диаметр гладкой трубки.



**Рис. 10. Зависимость эффективного коэффициента теплопередачи от критерия  $Re$  по греющей и нагреваемой воде:**

1, 2, 3, 4, 5, 6 —  $Re_{гр} = 7260, 10300, 13010, 15610, 17220, 20600$  соответственно

мости от критерия  $Re$  греющей и нагреваемой воды приведены на рис. 10.

Согласно данным работы [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 раз соответственно. Для всех исследованных режимов работы коэффициенты теплопередачи подогревателя с винтовой перегородкой и профилированными трубками превышают коэффициенты теплопередачи противоточного гладкотрубного подогревателя в  $\sim 3,2$  раза, подогревателя с блоком опорных перегородок и гладкими трубками — в  $\sim 1,95$  раза и подогревателя с блоком опорных перегородок и профилированными трубками — в  $\sim 1,42$  раз.

На основе экспериментальных значений коэффициентов теплопередачи и рассчитанных по методике [8] коэффициентов теплоотдачи в профилированных трубках получена зависимость коэффициента теплоотдачи в винтовом канале от числа  $Re$  (рис. 11), рассчитанного по средней скорости и наименьшему живому сечению винтового канала.

Сравнительные значения коэффициентов теплоотдачи при поперечном обтекании шахматного пучка труб, рассчитанные по известной критериальной зависимости [9], показывают, что в исследованном диапазоне чисел  $Re$  коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  в винтовом канале составляет  $\sim 70\%$  от значения  $\alpha$  при поперечном обтекании пучка труб (рис. 11).

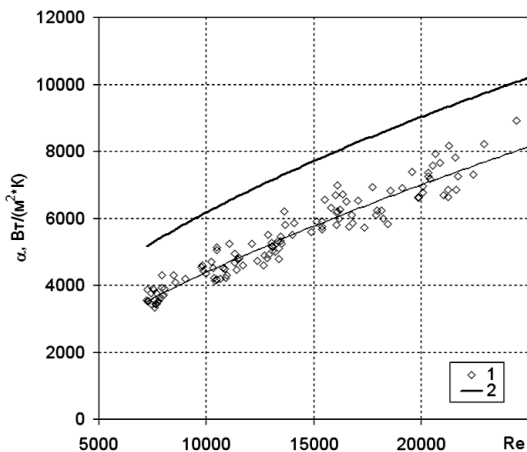
Обработка экспериментальных данных по тепловой мощности подогревателя показала, что значения мощностей, рассчитанных по параметрам греющей и нагреваемой воды, отличаются между собой не более чем на 6%, что соответствует требованиям сертификационных испытаний подогревателей по представительности измерений.

Экспериментальные значения эффективных коэффициентов теплопередачи, рассчитанных по эффективной поверхности теплообмена (без учета поверхностей, расположенных в застойных зонах [5]), в зависи-

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

**Выводы.** 1. Экспериментально показана возможность повышения коэффициента теплопередачи в  $\sim 1,4$  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 значение (ГОСТ 27590).



**Рис. 11. Зависимость коэффициента теплоотдачи от критерия Re:**

1 — в винтовом канале; 2 — при поперечном обтекании шахматного пучка труб

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ziad Nahra, 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. – P.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. – P.213–220.
3. О л е с е в и ч К. А., О л е с е в и ч А. К. Разработка и исследование теплообменных аппаратов шнекового типа // Труды 12-й Школы семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. – М.: Изд-во МЭИ. 1999. – С.312–316.
4. О л е с е в и ч А. К., О л е с е в и ч К. А., О с и п о в М. И. Разработка и исследование теплообменных аппаратов шнекового типа // Тез. докл. XI Всерос. межвуз. науч.-техн. конф. “Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели”. – М.: Изд-во ГПНТБ. 2000. – С.67–68.
5. О с и п о в М. И., О л е с е в и ч А. К., О л е с е в и ч К. А. Экспериментальное и численное исследование теплообменных аппаратов шнекового типа // Труды Третьей Рос. нац. конф. по теплообмену. – М., 2002. – Т.6. – С.159–162.
6. И д е л ь ч и к И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.
7. С в о д ы правил по проектированию и строительству СП 41-101-95. Проектирование тепловых пунктов. Система нормативных документов в строительстве. – М.: Минстрой России, 1997. – 78 с.

8. Эффективные поверхности теплообмена / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, И.З. Копп, А.С. Мячков. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 408 с.
9. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982. – 472 с.

Статья поступила в редакцию 27.06.2006

Кирилл Алексеевич Олесеви́ч родился в 1975 г., окончил в 1999 г. МГТУ им. Н.Э. Баумана Аспирант кафедры “Газотурбинные и нетрадиционные источники энергии” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Специализируется в области гидродинамики и теплообмена. Автор пяти научных работ.

K.A. Olesevich (b. 1975) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 1999. Post-graduate of “Gas-turbine and Non-traditional Energy Sources” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 5 publications in the field of hydrodynamics and heat-exchange.

Алексей Кириллович Олесеви́ч родился в 1941 г., в 1964 г. окончил Московский авиационный институт им. Серго Орджоникидзе. Ведущий научный сотрудник ИВТ РАН. Автор более 20 научных работ в области прямого преобразования энергии в электрическую, пористого охлаждения и теплообменных аппаратов.

A.K. Olesevich (b. 1941) graduated from the Moscow Aviation Institute n.a. S. Ordzhonikidze in 1964. Leading researcher of the United Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences. Author of more than 20 publications in the field of direct transformation of energy into electrical one, in the field of porous cooling and heat-exchange apparatus.

Михаил Иванович Осипов родился в 1938 г., окончил в 1963 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Заведующий кафедрой “Газотурбинные и нетрадиционные источники энергии”, заслуженный работник высшей школы РФ, профессор, президент Восточно-Европейского регионального отделения Международной энергетической ассоциации. Специализируется в области газотурбинных и комбинированных энергоустановок и двигателей, систем охлаждения и тепловой защиты, газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках. Автор более 240 научных работ.

M.I. Osipov (b. 1938) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1963. Professor, head of “Gas-turbine and Non-traditional Energy Sources” department of the Bauman Moscow State Technical University. Honored Worker of Higher School of the Russian Federation, President of the East-European Regional Department of the International Energetic Association. Specializes in the field of gas-turbine and combined power units and engines, systems of cooling and thermal protection, gas-dynamics and heat and mass transfer in power units. Author of more than 240 publications.