

Д.Д. Кавкаев¹, Ю.А. Кузма-Кичта¹, А.Ф. Лисовый²

Московский энергетический институт (технический университет), Россия (1)
Завод энергооборудования, г. Люберцы, Россия (2)

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ДЛЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

АННОТАЦИЯ

Проведено сопоставление характеристик кожухотрубных и пластинчатых теплообменников. Рассмотрены три варианта кожухотрубных теплообменников с интенсификаторами теплоотдачи. По результатам расчета теплогидравлических характеристик проведено их сравнение с целью выявления наиболее эффективного аппарата.

1. ВВЕДЕНИЕ

На современном этапе развития техники существует две базовые конструкции теплообменных аппаратов: кожухотрубные и пластинчатые [1]. За последнее десятилетие благодаря массивной, причем зачастую необъективной, рекламе пластинчатых аппаратов сформировалось ложное мнение об абсолютном превосходстве пластинчатых теплообменников над кожухотрубными, вследствие чего последним грозит полное вытеснение с рынка. Одной из основных причин является то обстоятельство, что современные пластинчатые теплообменники сравнивают с кожухотрубными аппаратами, разработанными в середине прошлого столетия, в то время как следует проводить сравнение с современными аппаратами.

Производители пластинчатых теплообменников утверждают, что их аппараты занимают приблизительно в 6-8 раз меньше места, чем аналогичные им по мощности кожухотрубные и, рекламируя преимущества пластинчатых теплообменников, почти всегда подчеркивают их небольшой габаритный объем. Но всегда ли это так? Или правильнее было бы писать современный пластинчатый по сравнению с устаревшим кожухотрубным?

К существенным преимуществам пластинчатых теплообменников относят их повышенный срок службы. В качестве аргументов отмечают, что, во-первых, пластины изготавливают из специальной нержавеющей стали, благодаря чему они не корродируют, во-вторых, пластины имеют профиль, турбулизирующий поток, что предотвращает образование отложений, и, в-третьих, аппараты снабжаются уплотнительными прокладками из резины EPDM, способной выдерживать достаточно высокие температуры. Заметим, что небольшие размеры каналов, по которым течет жидкость (3 – 4,5 мм), говорят, напротив, об опасности загрязнения теплообменника, которую, конечно, можно устранить, установив фильтры на входе в пластинчатый теплообменник. Однако если установить фильтры на входе в кожухотрубный теплообменник с профилированными трубами, то проблема отложений для аппаратов будет также решена. В пластинчатых теплообмен-

никах имеется большое число прокладок, которые должны не только оставаться невредимыми под давлением, но и не разрушаться при разборке аппарата. Это требует более мощных стягивающих устройств. Помимо этого гребни пластин, разделяющие каналы, не снабжены уплотнениями, вследствие чего жидкость не проходит последовательно из одного параллельного канала в другой, а устремляется через гребень в смежный канал. При увеличении давления поперечное движение жидкости усиливается. К одному из преимуществ пластинчатых теплообменников относят легкость технического обслуживания. Однако для того, чтобы можно было чистить пластинчатый теплообменник, он должен быть разборным, а не паяным. Разборные аппараты и дороже, и по габаритам больше. Нарращивание поверхности нагрева и чистка аппарата ставят под сомнение гарантию его надежной эксплуатации. Неправильная эксплуатация может привести к повреждению уплотнительных прокладок, которые очень дороги и составляют до 50% от стоимости всего теплообменника. К тому же пластинчатый теплообменник очень чувствителен к изменению расчетного количества теплоносителя в ту или иную сторону и выдерживает не более пяти процентов его изменения, в противном случае его характеристики кардинально нарушаются и он представляет из себя не более чем груды железа. Кроме того, в переходный и летний периоды, когда теплообменник простаивает, прокладки между пластинами ссыхаются, а потом при запуске их приходится подтягивать. Таким образом, в одних случаях выгоднее использовать пластинчатые аппараты, в других – кожухотрубные, и для того, чтобы обосновать выбор, нужно провести предварительно анализ и расчеты.

2. ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Работа проводилась совместно с Заводом энергооборудования (г. Люберцы) с целью усовершенствования изготавливаемых ими водо-водяных подогревателей с помощью интенсификации теплообмена. Интенсификация теплообмена осуществлялась витой трубой и трубой с кольцевой накаткой. Также был рассмотрен теплообменник с поперечными перегородками в пучке. Трубная система аппарата имеет длину 4000 мм, расстояние между перегородками для всех типоразмеров составляет 350 мм, высота перегородки составляет половину внутреннего диаметра корпуса теплообменника, количество перегородок равно 10, диаметры подводящих

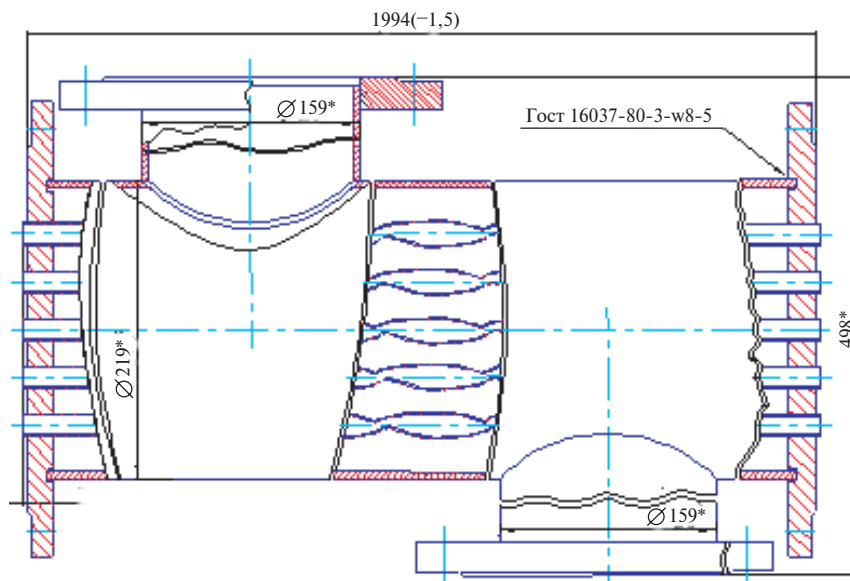


Рис.1. Секция теплообменника с пучком витых труб

патрубков и их расположение выбирались в соответствии с ГОСТом 27590-88. Теплообменные трубы $\varnothing 16 \times 1$ мм изготавливаются из Л75 МК. Безразмерный шаг расположения труб в пучке $s/d_n \approx 1.3$. Для аппарата с кольцевой накаткой выбраны три варианта параметров накатки $d/d_{вн} = 0.94, 0.92, 0.91$ и $t/d_{вн} = 0.50, 0.52, 1.00$. Безразмерный шаг расположения труб в пучке также $s/d_n \approx 1.3$, обтекание труб в пучке продольное, длина трубы 4000 мм. На рис.1 представлен чертеж секции экспериментального теплообменника с пучком витых труб. Наружный диаметр корпуса аппарата составляет 219 мм, длина корпуса – 1994 мм, количество труб – 73, длина трубы – 2000 мм, длина витой части трубы – 1716 мм. Витые трубы изготавливаются из трубы Л75 МК $\varnothing 16 \times 1$ мм, при этом наружный диаметр витой трубы составляет $D = 19.5$ мм, ширина – 9.8 мм, шаг закрутки $S = 156$ мм, т.е. $S/D = 8.0$, модифицированное число Фруда $Fr \approx 63.5$. Шаг расположения труб в пучке составляет 20 мм, таким образом, $s/D \approx 1.03$; для витой части труб (плотный пучок) $s/D \approx 1.25$ в трубной доске. В аппарате, изготовляемом на Заводе энергооборудования (г. Люберцы), того же типоразмера количество труб в пучке равняется 61.

3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Расчет теплогидравлических характеристик аппарата с витыми трубами проводился с помощью соотношений для числа Nu и коэффициента гидравлического сопротивления ξ , приведенных в [2]. Расчет характеристик теплообменника с накатанными трубами проводился с использованием экспериментальных данных для Nu и ξ , полученных в [3].

При расчете аппарата с перегородками был предложен метод расчета поперечной w_{12} и продольной

w_{11} составляющих скоростей, которые в дальнейшем используются для определения числа Nu и ξ . Согласно методу сделаны следующие преобразования. Так как $G_1 = \rho(w_1 \cdot n)F = \rho(w_{12} F_{12} + w_{11} F_{11})$, с другой стороны, $G_1 = \rho w_1 F$, тогда, учитывая, что $w_{12} = w \sin \beta$, $w_{11} = w \cos \beta$, получим $F = F_{12} \sin \beta + F_{11} \cos \beta$. Последнее соотношение выполняется, в частности, если $F_{12} = F \sin \beta$, $F_{11} = F \cos \beta$, но тогда $F = (F_{12}^2 + F_{11}^2)^{0.5}$. Представим G_1 в виде $G_1 = \rho(w_{12}/\sin \beta)F = \rho(F^2/F_{12})w_{12}$, отсюда $w_{12} = G_1 F_{12}/(\rho F^2)$, аналогично: $w_{11} = G_1 F_{11}/(\rho F^2)$. Значения F_{12} и F_{11} можно вычислить по формулам: $F_{12} = \pi(D_K^2 - N d_n^2)/4$, $F_{\text{прод}} = LL_m$, где

$$L_m = (2/D_K) \int_0^{D_K/2} \left(\sqrt{\frac{D_K^2}{4} - r^2} \right) dr = D_K \pi / 4. \quad (1)$$

Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании рассчитывался по формулам Жукаускаса, а при продольном обтекании - по формуле Дрейцера $Nu = (0.032(s/d_n)^2 - 0.0144) Re^{0.8} Pr^{1/3}$ [3]. В итоге коэффициент теплоотдачи определяется по соотношению $\alpha = \alpha_{11} + \alpha_{12}$. Предложенный метод протестирован по экспериментальным данным [4], при этом среднеквадратичное отклонение составило 16%.

В витой трубе за счет возникновения вторичного течения увеличивается область, занимаемая ядром потока, и уменьшается толщина пограничного слоя, в результате чего повышается коэффициент теплоотдачи. В результате анализа экспериментальных данных, полученных в [2], установлено, что отношение $Nu/Nu_{\text{КР}}$ слабо зависит от числа Re при $2300 \leq Re < 10^5$ и безразмерного шага закрутки при $S/D = 6.2 - 12.2$, т.е. $Nu/Nu_{\text{КР}} \approx \text{idem} = \gamma$. Для оценки этой величины в данной работе проведена обработка экспериментальных данных [2] методом наименьших квадратов по зависимости: $Nu = \gamma Re^{0.8} Pr^{0.4}$. В

результате расчета получено $\gamma = 0.0276$. Среднеквадратичное отклонение результатов расчета по зависимости $Nu = 0.0276 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ от экспериментальных данных [2] составило 9%.

Тогда $Nu/Nu_{кр} = 0.0276/0.023 \approx 1.2$, т.е. витая труба приводит к росту коэффициента теплоотдачи приблизительно на 20% при течении внутри трубы. На рис.2 эта зависимость представлена наряду с соотношением Б.В. Дзюбенко $Nu=0.072Re^{0.76}Pr^{0.4} \times (d_j/d)^{0.16}$ для $S/D=8.0$. Увеличение коэффициента теплоотдачи в пучке витых труб более существенное и происходит за счет дополнительной турбулизации потока, закрутки потока, а также обменных процессов между пристенной областью и ядром потока за счёт наличия радиальной составляющей скорости. В частности при $Re=10^4$ и $Fr=63.5$ отношение $Nu/Nu_{кр}$ в пучке труб составляет 2.11, а при $Re=10^5 - 2.60$.

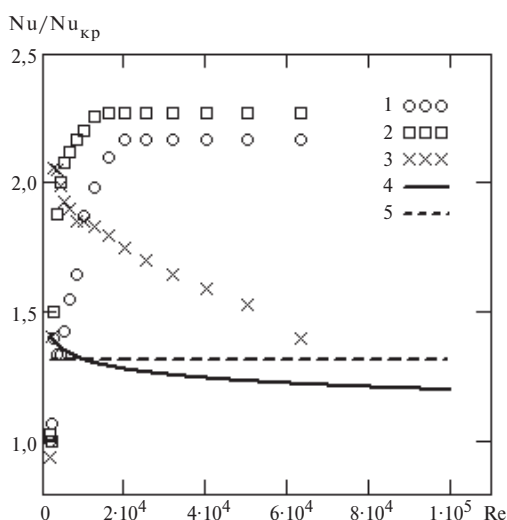


Рис.2. Зависимость $Nu/Nu_{кр}$ от Re при течении внутри трубы: 1 - для накатанной трубы с $d/d_{вн} = 0.94$, $t/d_{вн} = 0.50$ [3]; 2 - накатанной трубы с $d/d_{вн} = 0.92$, $t/d_{вн} = 0.52$ [3]; 3 - накатанной трубы с $d/d_{вн} = 0.91$, $t/d_{вн} = 1.00$ [3]; 4 - витой трубы с $S/D=8.0$ (формула Б.В. Дзюбенко) [2]; 5 - $Nu/Nu_{кр} = 0.0276/0.023 \approx 1.2$

Зависимость $Nu/Nu_{кр}$ от Re для $Fr=63.5$ представлена на рис.3. Увеличение коэффициента теплоотдачи внутри трубы с кольцевой накаткой происходит за счет турбулизации потока в пристенной области. Зависимости Nu от Re для $d/d_{вн} = 0.94, 0.92, 0.91$ и $t/d_{вн} = 0.50, 0.52, 1.00$ представлены на рис.2. При продольном обтекании пучка труб с кольцевой накаткой зависимость теплоотдачи от числа Рейнольдса такая же, как при течении внутри трубы. При ламинарном течении накатка не влияет на теплоотдачу и гидравлическое сопротивление. С ростом Re сначала становится выше сопротивление пучков накатанных труб по сравнению с гладкотрубными, а затем теплоотдача. При $Re=Re_1$ отношение $Nu/Nu_{кр}$ начинает возрастать. Зависимости Nu от Re для $h/d_{з\infty}=0.06, 0.08, 0.09$ и $t/d_{з\infty}=0.49, 0.51, 0.97$ представлены на рис.3. Как видно из рис.2,3,

витая труба значительно интенсифицирует теплоотдачу в межтрубном пространстве, но слабо влияет на теплообмен при течении внутри трубы, для кольцевой накатки, наоборот. Следовательно, разумно комбинировать эти два метода интенсификации теплообмена и исследовать витую трубу с накаткой.

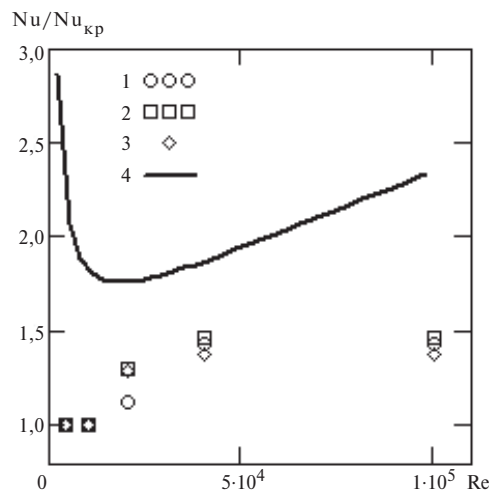


Рис.3. Зависимость $Nu/Nu_{кр}$ от Re при течении в пучке труб: 1 - для накатанной трубы с $h/d_{з\infty}=0.06$, $t/d_{з\infty}= 0.49$ [3]; 2 - накатанной трубы с $h/d_{з\infty}=0.08$, $t/d_{з\infty}= 0.51$ [3]; 3 - накатанной трубы с $h/d_{з\infty}=0.09$, $t/d_{з\infty}= 0.97$ [3]; 4 - пучка витых труб с $Fr=63.5$ [2]

4. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

На рис. 4,5 представлены результаты расчета коэффициента теплопередачи, потерь давления в трубном и межтрубном пространствах для рассмотренных теплообменников в виде зависимости отношения k/k_0 , $\Delta p_T/\Delta p_{0T}$ от расхода теплоносителя, где k_0 , Δp_{0T} - характеристики аппарата с гладкими круглыми трубами без перегородок. В расчете предполагалось, что расходы в трубном и межтрубном пространствах каждого из аппаратов равны.

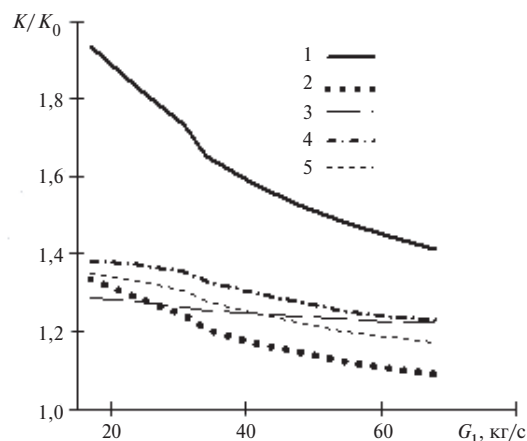


Рис.4. Зависимость отношения k/k_0 : 1 - для пучка витых труб; 2 - аппарата с перегородками; 3 - пучка накатанных труб с $d/d_{вн}=0.94$, $t/d_{вн} = 0.50$; 4 - пучка накатанных труб с $d/d_{вн} = 0.92$, $t/d_{вн} = 0.52$; 5 - пучка накатанных труб с $d/d_{вн} = 0.91$, $t/d_{вн} = 1.00$

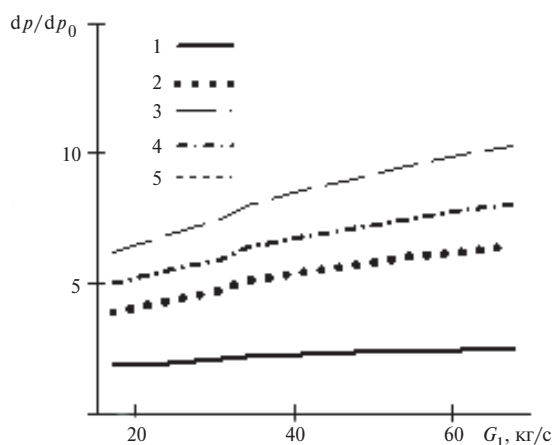


Рис.5. Зависимость отношения $\Delta p_T/\Delta p_{0T}$: 1 - для пучка витых труб; 2 - аппарата с перегородками; 3 - пучка накатанных труб с $d/d_{вн}=0.94$, $t/d_{вн} = 0.50$; 4 - пучка накатанных труб с $d/d_{вн} = 0.92$, $t/d_{вн} = 0.52$; 5 - пучка накатанных труб с $d/d_{вн} = 0.91$, $t/d_{вн} = 1.00$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Как видно, наиболее теплогидравлически эффективным является аппарат с витыми трубами, т.к. он имеет самый большой коэффициент теплопередачи во всем рассматриваемом диапазоне чисел Re , потери давления в межтрубном пространстве для него в среднем в два раза меньше, чем для аппарата с перегородками, и на 10% больше, чем $\Delta p_{0м}$, как и для аппарата с накатанными трубами, однако потери давления в витых трубах в 3-4 раза меньше, чем для накатанных. Изготовление и эксплуатация аппарата с витыми трубами более трудоемкая, чем двух других аппаратов.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

α_{11} – коэффициент теплоотдачи при продольном обтекании пучка, Вт/(м²·К);

α_{12} – коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании пучка, Вт/(м²·К);

Δp_M – потери давления в межтрубном пространстве, Па;

Δp_T – потери давления в трубе, Па;

s – шаг расположения труб в пучке, м;

d_n – наружный диаметр трубы, м;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр трубы, м;

D – наружный диаметр витой трубы, м;

d – внутренний диаметр впадин накатанной трубы, м;

t – шаг накатки, м;

h – высота выступов, м;

$d_{Э\infty} = [1.102 (s/d_n)^2 - 1] d_n$, м;

d_3 – эквивалентный диаметр, м;

$d = d_3(0.5 + 2(s/(\pi d_3))^2)$, м;

D_K – внутренний диаметр корпуса теплообменника, м;

L – длина трубы, м;

L_m – средняя ширина пучка труб, м;

S – шаг закрутки, м;

r – текущий радиус, м;

β – угол между направлением движения потока и продольной осью теплообменника, рад;

F – площадь поперечного сечения канала, перпендикулярная направлению движения потока, м²;

w_1 – скорость жидкости в межтрубном пространстве, м/с;

G_1 – расход жидкости в межтрубном пространстве, кг/с;

Fr – модифицированное число Фруда [2];

N – число труб в пучке, шт.;

M – число экспериментальных точек.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Интенсификация** тепло- и массообмена в энергетике / Б.В. Дзюбенко, Ю.А. Кузма-Кичта и др. М.: ФГУП «ЦНИИАТОМИНФОРМ», 2003.
2. **Турбулентное течение** и теплообмен в каналах энергетических установок / Б.В. Дзюбенко и др. Вильнус: Prada, 1995.
3. **Калинин Э.К., Дрейцер Г.А.** Эффективные поверхности теплообмена. М.: Энергоатомиздат, 1998.
4. **Результаты** испытаний головных образцов малогабаритных водо-водяных подогревателей типа ВПМ с перегородками в трубных пучках. Санкт-Петербург: ОАО НПО ЦКТИ, 1994.