

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ И МАССОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ИЗ КРУГЛО- И ОВАЛОРЕБРИСТЫХ ТРУБ

Акад. Международной академии холода, докт. техн. наук, проф. **КУНТЫШ В. Б.**

Белорусский государственный технологический университет

Инженеры **ТЕЛЯЕВ Р. Ф., МУЛИН В. П.**

ЗАО «Октябрьскхиммаш» (Республика Башкортостан)

Аппараты воздушного охлаждения (АВО) широко применяются в различных отраслях промышленности, в частности в нефтепереработке, для конденсации паров и охлаждения технологических продуктов в установках разделения нефти на фракции; во всех звеньях технологической схемы крупнотоннажных производств аммиака для конденсации отработавшего водяного пара турбин привода компрессоров и пара аммиака, охлаждения технологического воздуха; для охлаждения природного газа на компрессорных станциях газопроводов. Перспективно применение АВО в теплоэнергетике в качестве воздушных конденсаторов [1] паротурбинных установок (ПТУ), позволяющих исключить их жесткую связь с источником водоснабжения. В статье [2] обоснована целесообразность использования для охлаждения энергоблоков ТЭЦ комбинированных систем, состоящих из воздушно-конденсационных установок и испарительных градирен.

Теплообменные секции отечественных АВО состоят исключительно из круглоребристых труб (рис. 1а). Однако в России и странах СНГ эксплуатируется значительное количество импортных АВО, произведенных фирмами Бальке-Дюрр, ГЕА, Хадсон, с теплообменными секциями из труб обтекаемой формы (овалоребристыми, эллиптическими с насадными прямоугольными ребрами), большинство из которых физически изношены, выработали свой материальный ресурс и требуют замены. Для принятия обоснованного технического решения необходимы сравнительные данные тепловой эффективности, габаритно-массовых и технических характеристик секций (аппаратов) из кругло- и профильно-ребристых труб. В монографии [3] отмечается незначительное различие в тепловой эффективности поперечнообтекаемых воздухом пучков из гладких профилированных и круглых труб, а основное преимущество профилированных поверхностей заключается в гораздо меньшей габаритной характеристике. Известно единственное исследование [4] сравнительных параметров пучков АВО из труб различных форм поперечного сечения. Предлагаемая работа, результаты которой излагаются ниже, проводилась с целью получения наиболее

полных и достоверных данных по энергетической целесообразности замены или применения в секциях из профильно-ребристых труб их круглоребристых аналогов.

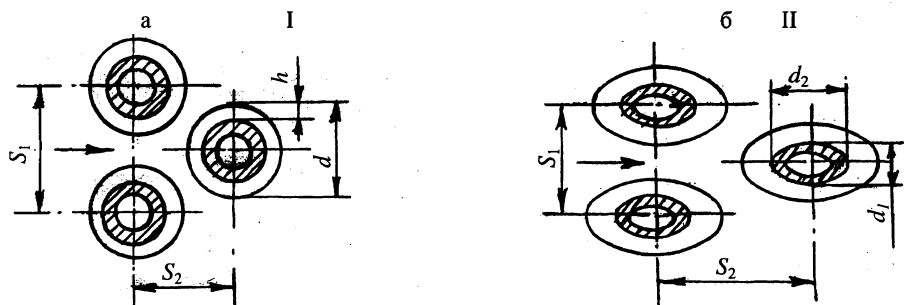


Рис. 1. Компонка труб в шахматном пучке теплообменной секции:
а – круглоребристых типа I; б – овалоребристых типа II

Достижение поставленной цели стало возможно благодаря экспериментальному исследованию [5] в поперечном потоке воздуха шахматных пучков из стальных круглых и овальных труб, ребренных спиральными навитыми ребрами из стальной ленты. Для обеспечения гомогенного механического контакта ребер с несущей трубой они были подвергнуты горячему цинкованию. В результате исследования пучков на одной установке, по единой методике, в одинаковых условиях были получены зависимости для расчета приведенной теплоотдачи $Nu = f(Re)$ и аэродинамического сопротивления $Eu = f(Re)$, что исключило влияние методической погрешности опытов на конечные результаты сравниваемых характеристик АВО, автоматически обеспечивая надежность и равную достоверность сопоставляемых значений показателей АВО.

Для получения тепловых $\alpha = f(N)$; $k = f(N)$; $Q = f(N)$ и относительных массовых $\bar{M} = f(N)$ характеристик с целью их графического представления о наглядности и удобстве анализа нами выполнены по методике [6] варианты тепловые, аэродинамические, гидравлические расчеты двух АВО бензина с одинаковыми фронтальными сечениями 4×4 м и горизонтальным расположением теплообменных секций. Компонка ребренных труб в секциях – шахматная, число поперечных рядов труб по направлению движения охлаждающего воздуха равно шести. Каждый аппарат – трехсекционный с перекрестно-противоточным движением бензина и воздуха. Число ходов бензина в секции – три. Обвязка секций по охлаждаемому энергоносителю – параллельная. Принудительный поток воздуха через секции создается осевым вентилятором с колесом ЦАГИ УК-2М диаметром 2,8 м. Привод колеса вентилятора – двухскоростной с частотой вращения 213 и 425 мин^{-1} . Бензин движется внутри труб и охлаждается со 110 до 50 °С, давление бензина – 4 МПа. Начальная температура охлаждающего воздуха – 25 °С. Угол установки лопастей вентилятора – 20°.

Аппараты различаются типом поверхности теплообмена. В одном АВО теплообменные секции собраны из круглоребристых труб типа I, геометрические параметры которых следующие, мм: наружный диаметр трубы

(он же диаметр по основанию ребер d_0) $d_n = 26$; толщина стенки трубы $\delta = 2$; высота, шаг и средняя толщина навитого стального ребра $h \times s \times \Delta = 13 \times 3 \times 0,5$. Коэффициент оребрения трубы $\phi = 14,1$. Шаги труб в решетках теплообменной секции: поперечный $S_1 = 55,36$ мм; продольный $S_2 = 50$ мм. На базе труб I были созданы овалоребристые трубы типа II с геометрическими параметрами, идентичными параметрам труб I. Размеры овала несущей трубы $d_1 \times d_2 = 18 \times 55$ мм, а толщина стенки трубы $\delta = 2$ мм. Параметры оребрения трубы типа II: $h \times s \times \Delta = 13 \times 3 \times 0,5$ мм. Коэффициент оребрения овальной трубы $\phi = 12$. Из этих труб собраны теплообменные секции второго АВО с шагами разбивки их в решетках: $S_1 = 46,8$ мм и $S_2 = 72$ мм. Движение воздуха осуществляется в направлении большой оси овала (рис. 16).

При одинаковой потребляемой мощности $N = idem$ приводом вентилятора на перемещение воздуха через теплообменные секции приведенный коэффициент теплоотдачи α (рис. 2а) АВО из круглоребристых труб типа I на 20 % больше аналогичного значения для овалоребристых труб II в интервале изменения частоты вращения колеса вентилятора. Такая же картина характерна и для изменения коэффициента теплопередачи k (рис. 2б) АВО из труб I и II.

При $N = idem$ отношение $\Psi_i = k_I/k_{II} = 1,28 \dots 1,19$ раза, при этом большее значение соответствует частоте вращения 213 мин^{-1} . Высокая интенсивность теплопередачи АВО из круглоребристых труб обусловлена не только повышенной интенсивностью теплоотдачи по воздушной стороне этих труб, но и значениями коэффициента теплоотдачи охлаждаемого продукта внутри круглых труб в 1,58...1,43 раза выше по сравнению с овальными для рассматриваемых режимов эксплуатации аппаратов.

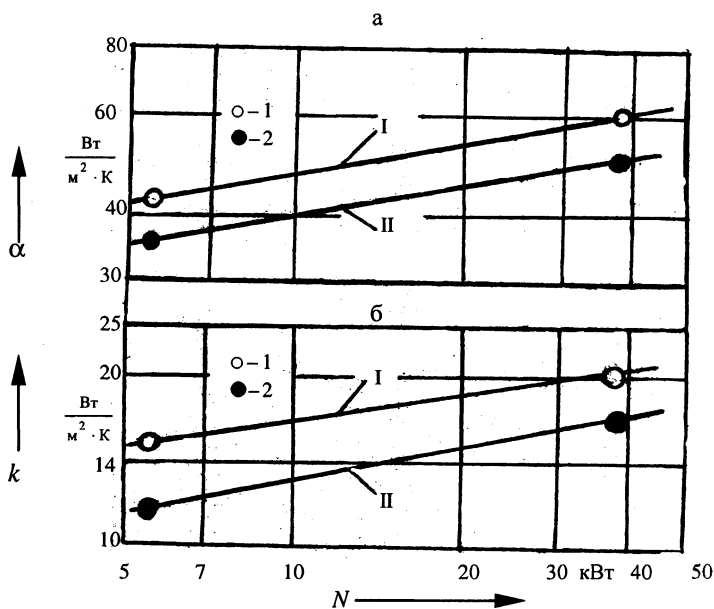


Рис. 2. Сравнение по теплоэнергетической эффективности пучков из оребренных труб: I – круглые, II – овальные; 1, 2 – расчетные значения

У плавно обтекаемых тел вследствие смещения отрыва потока к кормовой критической точке область отрывной рециркуляционной зоны [7] сужается, потери энергии на образование вихрей ниже, что приводит к уменьшению аэродинамического сопротивления. Но в такой конструкции поверхностей теплообмена основная часть теплоотдающей площади ребер и несущей трубы перемещена на боковые стороны, условия обтекания которых приближаются к безотрывному омыванию гладких пластин. На указанных участках происходит непрерывное утолщение гидродинамического ламинарного и теплового пограничных слоев от лобовой точки к кормовой до места отрыва потока, ухудшение термических условий теплообмена и снижение значения местных коэффициентов теплоотдачи [8], что менее благоприятно в сопоставлении с аналогичными процессами для круглоробристых труб.

Следовательно, в теплоэнергетическом отношении удобообтекаемые трубчатые оребренные поверхности, несмотря на более совершенную по аэродинамическим условиям форму поперечного сечения, не имеют преимуществ по сравнению с плохообтекаемыми поперечным потоком круглоробристыми цилиндрами.

Однако анализ рис. 3 при одинаковой затрате мощности $N = \text{idem}$ указывает на больший (в 1,09...1,24 раза) тепловой поток Q , отводимый аппаратом из овалоробристых труб II, в отличие от аналогичной характеристики аппарата из круглоробристых труб I. Результат, на первый взгляд, противоречит сформулированному выше заключению. Но противоречие является кажущимся и находится в полном соответствии с уравнением теплопередачи

$$Q = kF \Delta t_{\text{cp}} \quad (1)$$

и расчетными данными, приведенными в табл. 1.

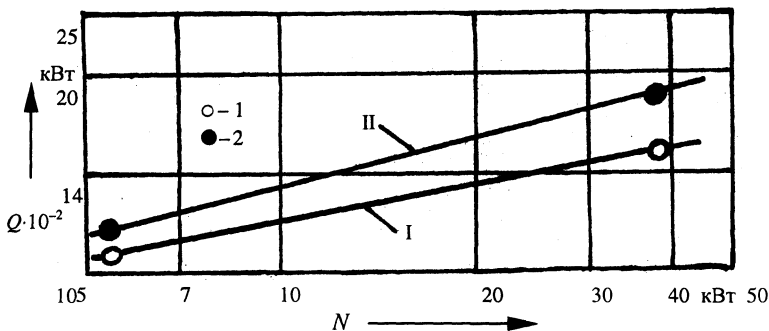


Рис. 3. Зависимость теплового потока аппарата от мощности, потребляемой вентилятором (обозначения — на рис. 2)

Таблица 1

Тип АВО	Значения параметров						
	$F, \text{ м}^2$	$\Delta t_{\text{cp}}, \text{ }^\circ\text{C}$	$n, \text{ шт.}$	$n_{\text{с}}, \text{ шт.}$	$M_{\text{р}}, \text{ кг}$	$M_{\text{т}}, \text{ кг}$	$M, \text{ кг}$
I	1794,6	38,1/40,6	387	129	3201	1824	5025
II	2735,7	36,1/39,7	459	153	4768	2361	7129

Примечание. Данные в числителе относятся к частоте вращения колеса вентилятора $\omega = 213 \text{ мин}^{-1}$, в знаменателе — к $\omega = 425 \text{ мин}^{-1}$.

В сравниваемых аппаратах I и II значение среднего температурного напора Δt_{cp} практически одинаково, но аппарат II из овалоребристых труб имеет на 50 % большую площадь F поверхности теплопередачи при одинаковом фронтальном сечении, что видно из табл. 1. Поэтому, несмотря на меньшее (в среднем на 23 %, рис. 2б) значение коэффициента теплопередачи овалоребристых труб, тепловой поток по (1) этого аппарата увеличился исключительно из-за опережающего роста площади F поверхности, что является общим конструктивным свойством теплообменников из профильных труб. Предельное значение поперечного шага S_1 в пучках из круглоребристых труб $S_{1пр} = d$, а из профильно-ребристых $S_{1пр} < d$. Благодаря этому в АВО II количество труб в секции n_c и аппарате n на 19 % больше в сопоставлении с АВО I при одинаковых числе рядов $z = 6$ и ширине секций. Одновременно глубина (высота) каждой секции по направлению воздуха $H = (z - 1)S_2$ в АВО II увеличивается по сравнению с АВО I с 250 до 360 мм, т. е. на 45 %, что вызывает пропорциональный рост металлоемкости трубных решеток, продуктовых крышек и крепежа в АВО II. Для стационарных АВО величина H не является строго регламентированной в противоположность АВО транспортных энергетических установок.

В заключение выполнен сравнительный анализ относительной массовой характеристики $\bar{M} = Q/M\Delta t_{cp}$ трубных пучков АВО I и II. При $N = idem$ (рис. 4) значения \bar{M} АВО I в 1,23...1,12 раза меньше аналогичной характеристики АВО II. Следовательно, каждый килограмм металла при среднем напоре $\Delta t_{cp} = 1$ °С отводит на 23...12 % больше теплоты теплопередающей площадью из круглоребристых труб по сравнению с удобообтекаемыми овалоребристыми трубами. Таким образом, удобообтекаемые профили в отличие от круглых цилиндров заметно уступают по интенсивности теплообмена металла труб.

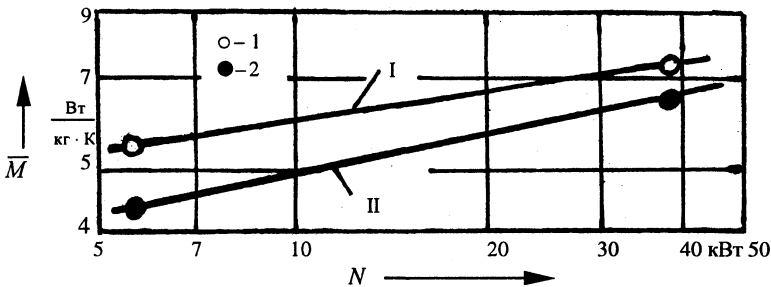


Рис. 4. Сравнение по массовой характеристике пучков из оребренных труб (обозначения — на рис. 2)

По расчетам при одинаковых значениях h , s , Δ на оребрение 1 пог. м трубы овального профиля по сравнению с круглым затрачивается в 1,26 раза больше металла, а масса металла ребер M_p в АВО II с учетом большего количества труб n в аппарате увеличивается до 46 % в сопоставлении с данным значением для АВО I из круглых труб. Как видно, конструкция трубы II априори сопровождается расположением основной массы металла ребер теплопередающей площади на гидродинамически неблагоприятных для теплоотдачи частях периметра трубы, что дополнительно снижает теп-

ловую эффективность использования металла. Масса гладких несущих труб M_t в АВО II также на 29 % больше, чем в АВО I. Кроме этого, технология изготовления труб II требует дополнительных операций по сравнению с трубами I, а сборка пучков отличается большей сложностью. С учетом изложенного совершенно очевидно, что в стоимостном выражении АВО II также уступают АВО I.

Таким образом, при проектировании и изготовлении стационарных АВО нецелесообразно применять профильно-ребристые трубы обтекаемой формы, а замена теплообменных секций из таких труб в эксплуатируемых АВО может быть успешно осуществлена установкой секций из круглоребристых труб отечественного производства, технические характеристики которых позволяют обеспечить исходную теплопроизводительность аппарата с установленным вентиляторным оборудованием.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воздушные конденсаторы для паротурбинных установок малой и средней мощности / О. О. Мильман, В. А. Федоров, В. И. Лавров и др. // Теплоэнергетика. – 1998. – № 1. – С. 35–39.
2. Королев И. И., Генова Е. В., Бенклян С. Э. О комбинированных системах охлаждения ТЭЦ // Теплоэнергетика. – 1996. – № 11. – С. 49–55.
3. Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. – М.; Л.: Энергия, 1966. – 184 с.
4. Пир А. Э., Кунтыш В. Б. Исследование влияния профиля несущей трубы и формы поперечного сечения ребра на энергомассовые характеристики аппарата воздушного охлаждения // Интенсификация теплообмена. Радиационный и сложный теплообмен / Тр. Второй Рос. нац. конф. по теплообмену. – М.: МЭИ, 1998. – Т. 6. – С. 178–180.
5. Юдин В. Ф., Федорович Е. Д. Теплообмен пучков оребренных труб овального профиля // Теплообмен. ММФ-92: II Минский междунар. форум, 18–22 мая 1992 г. – Мн.: ИТМО им. А. В. Лыкова, 1992. – Т. 1, Ч. 1. – С. 58–61.
6. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справ. / А. Н. Бессонный, Г. А. Дрейцер, В. Б. Кунтыш и др.; Под общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.
7. Фрас А., Оццик М. Расчет и конструирование теплообменников. – М.: Атомиздат, 1971. – 358 с.
8. Жукаскас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982. – 472 с.

Представлена кафедрой
энергосбережения, гидравлики
и теплотехники

Поступила 28.01.2002