



В.Б. Кунтыш, д-р техн. наук, А.Б. Сухоцкий, канд. техн. наук
(Белорусский государственный технологический университет, г. Минск). E-mail: alk2905@mail.ru

Вибрационная надежность трубных ребристых пучков аппаратов воздушного охлаждения

Аппараты воздушного охлаждения (АВО) широко применяются на нефтеперерабатывающих, нефтехимических, химических предприятиях для охлаждения и конденсации продуктов разделения нефти; в крупнотоннажных установках по выпуску аммиака; на компрессорных станциях магистральных газопроводов для охлаждения природного газа; в абсорбционных холодильных установках.

Одним из элементов, влияющих на энергетическую эффективность АВО, следовательно, и на продукцию технологической установки, являются теплообменные секции, шахматный пучок [1] которых состоит из биметаллических ребристых труб (БРТ), обтекаемых перпендикулярным потоком воздуха. Теплообменные БРТ (рис. 1) расположены в решетках пучка по вершинам равностороннего треугольника с шагом $S_1 = S_2$, $S_2 = 0,866 S_1$ (S_1 , S_2 — соответственно поперечный, диагональный и продольный

шаг труб). Концы труб закреплены в решетке вальцовкой или обваркой (прочноплотное неподвижное соединение). БРТ — несущая труба, обычно стальная, и алюминиевая ребристая оболочка, прочное соединение которой с несущей трубой создается давлением при холодной экструзии ребер или навивкой ленты L-образного поперечного сечения. Геометрические параметры ребристой оболочки — наружный диаметр d , внутренний диаметр $d_0 = d - 2h$, высота h , шаг s , средняя толщина ребра Δ . В стандартизованных АВО длина БРТ между решетками пучка $L = 3, 4, 6, 8$ м, иногда 12 м. Во избежание защемления вершин ребер соседних труб через каждые 1,5–2 м длины пучка труб в межтрубном пространстве устанавливают промежуточные перегородки, соединенные с боковыми ограждающими стенками теплообменной секции. Количество поперечных рядов труб в пучке $z = 4, 6, 8$.

Важным конструктивным параметром БРТ является коэффициент оребрения $\phi = F/F_0$, где F — полная площадь поверхности оребрения трубы, m^2 ; F_0 — площадь поверхности гладкой трубы диаметром d_0 по основанию ребер, m^2 .

В настоящее время от заводоизготовителей АВО требуется предоставление потребителям технических данных о вибрационной надежности (колебаниях) труб в пучках теплообменных секций АВО, особенно длиннотрубных. Известно [2, 3], что при поперечном обтекании потоком

колебания трубы или поперечного ряда труб обусловлены поочередным отрывом вихрей в окрестности миделева сечения трубы с возникновением вихревой дорожки Кармана и аэродинамического следа за кормой. При этом возникают три типа вибраций [4, 5]: вихревое возбуждение, возбуждение турбулентными пульсациями потока и гидроупругое возбуждение.

Изложенные в монографиях [5–7] и научно-технических справочниках [8, 9] способы расчета вибрации гладкотрубных пучков непригодны для вычисления параметров поперечно обтекаемых потоком шахматных пучков из круглоребристых труб, главным образом вследствие неопределенности выбора линейного размера обтекаемого потоком тела, входящего в расчетные формулы и критерии подобия.

Цель работы — разработка физически обоснованного метода расчета основных показателей, определяющих вибрационную надежность (прочность) пучков теплообменных БРТ в аэродинамических и температурных режимах эксплуатации теплообменных секций АВО.

Вихревое возбуждение труб возникает от периодического действия гидродинамической силы, появляющейся при формировании и отрыве вихрей от труб пучка. Периодичность отрыва вихрей зависит от значения числа Струхала, в которое входит линейный размер обтекаемого потоком твердого тела (для гладкой круглой трубы — наружный

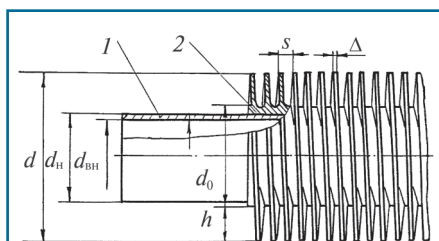


Рис. 1. Биметаллическая ребристая труба:

1 — несущая труба;
2 — ребристая оболочка



диаметр). Круглоребристая труба характеризуется рядом линейных размеров — d, d_0, h, s , влияющих на формирование вихрей, частоту их отрыва, размеры аэродинамического следа. В качестве определяющего, по-видимому, необходим параметр, учитывающий влияние совокупности размеров трубы и ребер на развитие гидродинамической обстановки потока за трубой (трубами пучка) в межтрубном пространстве.

В работе [8] предложено принять за такой параметр условную длину $l = f(F_{тр}, F_p, d, d_0)$ ребристой трубы, которая введена в критерии подобия Нуссельта и Рейнольдса при обобщении опытных данных по конвективной теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению поперечно-обтекаемых оребренных пучков (здесь $F_{тр}$ — площадь поверхности трубы диаметром d_0 , не занятая ребрами; F_p — площадь поверхности ребер). Однако связь картины обтекания труб с этим параметром гидродинамически не обоснована, и неясен расчет момента инерции и модуля упругости БРТ.

Сравнение картины обтекания шахматного пучка из круглоребристых труб АВО (рис. 2) [1, 10] с картинами обтекания шахматных пучков [11] с иными параметрами ребер показывает, что влияние ребер сказывается на размерах вихрей, вихревой дорожке Кармана и аэродинамическом следе потока за трубой. Это наглядно выявляется при сравнении между собой картин обтекания ребристых и гладкотрубных пучков [12]. Для учета влияния геометрических параметров ребри-

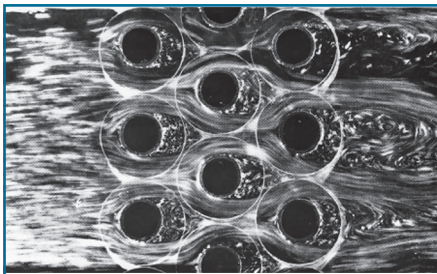


Рис. 2. Картина поперечного обтекания потоком воздуха шахматного пучка из круглоребристых труб

стой оболочки на гидродинамику потока, ее упругие свойства, момент инерции и жесткость БРТ введем новый параметр — эффективный диаметр d_3 трубы [6]. Влияние ребер отражено увеличением диаметра трубы по основанию ребер d_0 добавочной толщиной δ_d стенки гладкой трубы, масса которой равна массе ребер:

$$d_3 = d_0 + 2\delta_d.$$

Все последующие расчетные соотношения по вибрации базируются на этом параметре.

Масса ребер, расположенных на 1 м трубы, кг

$$M_p = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_0^2) \Delta n \rho_o, \quad (1)$$

где $n = 1/s$ — количество ребер на 1 м трубы, шт; s — шаг ребер, м; ρ_o — плотность металла оболочки, кг/м³.

Масса 1 м гладкой трубы с внутренним диаметром d_0 , толщиной стенки δ_d и плотностью металла ρ_o , кг

$$M_d = \frac{\pi}{4} \left((d_0 + 2\delta_d)^2 - d_0^2 \right) \rho_o = \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_0^2) \rho_o. \quad (2)$$

Тогда, приравнивая правые части (1) и (2), получаем

$$\frac{\pi}{4} (d^2 - d_0^2) \Delta n \rho_o = \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_0^2) \rho_o,$$

откуда эффективный диаметр БРТ, м

$$d_3 = \left[d_0^2 + (d^2 - d_0^2) \Delta n \right]^{0,5}.$$

Толщина добавочной стенки, отражающей влияние ребер

$$\delta_d = 0,5(d_3 - d_0).$$

Момент инерции поперечного сечения круглой трубы с эквивалентным диаметром d_3 , м⁴

$$J_3 = \frac{\pi}{64} (d_3^4 - d_{вн}^4),$$

где $d_{вн}$ — внутренний диаметр несущей трубы, м.

Модуль упругости гладкой биметаллической трубы, эквивалентной по массе теплообменной БРТ, Па

$$E_3 = E_H + E_o,$$

где E_H, E_o — модули упругости металлов соответственно несущей трубы и ребристой оболочки, Па.

Для шахматных пучков из БРТ частота отрыва вихрей, с⁻¹

$$f_s = Shw/d_3,$$

где w — скорость потока воздуха в узком сечении пучка, м/с; $Sh = 0,37 - 0,1(S_1/d_3)$ — число Струхала.

Частота собственных колебаний прямой БРТ

$$f_{п} = \frac{C_n}{2\pi l_{п}^2} \sqrt{\frac{E_3 J_3}{\sum M}},$$

где C_n — константа, определяемая способом крепления труб в решетках; n — мода колебания трубы; $l_{п}$ — длина пролета трубы, м; $\sum M$ — расчетная суммарная масса БРТ на единицу длины с учетом охлаждаемой среды в ней, кг/м.

Для АВО с жестко соединенными концами труб в решетках пучков

$$C_n = \left(\frac{2n+1}{2} \pi \right)^2.$$

Суммарная масса БРТ

$$\sum M = M_H + M_3 + M_c + M_{п},$$

где $M_H = 0,785(d_H^2 - d_{вн}^2)\rho_H$ — масса 1 м несущей трубы, кг/м; ρ_H — плотность металла несущей трубы, кг/м³; d_H — наружный диаметр несущей трубы, м; $M_3 = 0,785 \times (d_3^2 - d_H^2)\rho_o$ — масса 1 м гладкой трубы, эквивалентной по массе ребристой оболочке, кг/м; $M_c = 0,785\rho_c d_{вн}^2$ — масса охлаждаемой среды внутри 1 м несущей трубы, кг/м; $M_{п} = 0,785c_m \rho_B d_3^2$ — присоединенная масса воздуха к трубе длиной 1 м, кг/м; ρ_c, ρ_B — плотности охлаждаемой среды и воздуха, кг/м³; c_m — коэффициент инерции, зависящий от компоновки БРТ в пучке (для шахматных пучков стандартизованных АВО в существующем интервале $(S_1/d_3)c_m \sim 1,07$).

Возбуждение турбулентными пульсациями потока колебаний трубы связано с турбулентно-вихревым движением воздуха; в случае движения воздуха в межтрубном пространстве пучка основная частота колебаний от турбулентных пульсаций [6, 7], с⁻¹

$$f_T = \frac{wd_3}{S_1 S_2} 3,05(1 - d_3/S_1)^2 + 0,28.$$



Гидроупругое возбуждение вызвано действием гидродинамических сил, возникающих при выходе трубы из равновесного состояния в процессе вибрации. Периодичность возникновения гидродинамической силы зависит от частоты колебаний трубы. При увеличении амплитуды колебаний увеличивается гидродинамическая сила, действующая на БРТ, что может вызвать разрушение трубы.

Критическая скорость воздуха, соответствующая возникновению гидроупругих вибраций [8], м/с

$$w_{кр} = K f_{п} \sqrt{\lambda_{\Sigma} \sum M / \rho_{в}},$$

где λ_{Σ} — суммарный логарифмический декремент (для БРТ $\lambda_{\Sigma} \approx 0,405$); K — константа (для шахматных пучков из БРТ $K = 0,56 + 1,2(S_1/d_3)$ [7]).

Во избежание соударения между вершинами ребер должно выполняться условие $A_{max} < 0,5(S_2' - d)$,

$$\text{где } A_{max} = \sqrt{(A_{max}^{вихр})^2 + (A_{max}^{турб})^2} -$$

максимальная амплитуда колебаний, м; $A_{max}^{вихр}$, $A_{max}^{турб}$ — максимальные амплитуды колебаний трубы соответственно от вихрей и турбулентных пульсаций, м.

Согласно [8, 9]

$$A_{max}^{вихр} = h_B / \left(2n_B \sqrt{\omega_s^2 - 2n_B^2} \right),$$

где $h_B = \bar{c}_y d_3 \rho w^2 / (2 \sum M)$ — коэффициент; $\omega_s = 2 \pi f_s$ — угловая частота срыва вихрей, c^{-1} ; \bar{c}_y — коэффициент подъемной гидродинамической силы (для ребристых пучков $\bar{c}_y \approx 0,05$); $n_B = \zeta_s \omega_{п}$ — коэффициент; $\omega_{п} = 2f_{п}$ — собственная угловая частота колебаний труб, c^{-1} ; $\zeta_s = 0,5\lambda_{\Sigma}/\pi$ — фактор демпфирования.

$$A_{max}^{турб} = 0,06 \frac{\rho_{в} d_3^2}{\sum M} \sqrt{\left(\frac{w}{f_{п}} \right)^3 \frac{c_D^2}{\lambda_{\Sigma} l_{п} Sh} G(\psi)},$$

где c_D — коэффициент полного лобового сопротивления трубы, для шахматного пучка (при $Re < 10^4$) $c_D \sim 0,7$; $G(\psi)$ — нормированная безразмерная форма спектра, определяемая в зависимости от безразмерной частоты $\psi = (f_{п} d_3)/(w Sh)$; для БРТ АВО $G(\psi) < 1,0$.

Условие прочности БРТ от колебаний необходимо составлять применительно к несущей трубе, так как разрушение ее от усталостной прочности металла приведет к выводу АВО из эксплуатации. Несущая труба также воспринимает и давление охлаждаемой среды, а ребристая оболочка находится под давлением охлаждающего воздуха (0,1 МПа). Под действием колебаний возможно образование локальных микротрещин в стенке ребристой оболочки, которые не сказываются на гидравлической плотности трубного пространства теплообменной секции и не требуют срочного останова АВО.

Условие прочности

$$\sigma_{max} \leq [\sigma_{уст}],$$

где $[\sigma_{уст}]$ — допускаемое напряжение на усталостную прочность металла несущей трубы.

Максимальное напряжение [4, 8] от действия колебаний БРТ, МПа

$$\sigma_{max} = \frac{24 A_{max} E_H J_H}{l_{п}^2 W_H},$$

где $J_H = \frac{\pi}{64} (d_H^4 - d_{вн}^4)$ — момент инерции поперечного сечения несущей трубы, m^4 ; E_H — модуль упругости металла несущей трубы, МПа; W_H — осевой момент сопротивления поперечного сечения трубы, m^3 (для круглой трубы $W_H = 2J_H/d_H$).

Выполнены расчеты основных вибрационных характеристик стандартизованных АВО, наиболее распространенных в нефтеперерабатывающей, химической, газовой отраслях промышленности. В теплообменных секциях этих аппаратов применяются БРТ трех типоразмеров с накатными спиральными алюминиевыми ребрами и несущей трубой из стали 10. При расчетах приняты $E_H = 2 \cdot 10^{11}$ Па (сталь); $E_0 = 0,7 \cdot 10^{11}$ Па (алюминий), $[\sigma]_{уст} = 120$ МПа.

Компоновочные параметры шахматных пучков, ребер и труб:

пучок БРТ типоразмера 1:

$d \times h \times s \times \Delta = 56 \times 14 \times 3,0 \times 0,6$ мм; $d_0 = 28$ мм; $d_H = 25$ мм; $d_{вн} = 21$ мм; $\varphi = 15,2$; $S_1 = S_2' = 58$ мм; $S_2 = 50,2$ мм; $z = 6$; $L = 4$ м; число перегородок $z_{п} = 1$; $d_3 = 35,42$ мм; $\delta_d = 3,7$ мм;

пучок БРТ типоразмера 2:

$d \times h \times s \times \Delta = 57 \times 15,2 \times 2,5 \times 0,5$ мм; $d_0 = 26,6$ мм; $d_H = 25$ мм; $d_{вн} = 21$ мм; $\varphi = 20,4$; $S_1 = S_2' = 64$ мм; $S_2 = 55,4$ мм; $z = 6$; $L = 12$ м; $z_{п} = 5$; $d_3 = 34,9$ мм; $\delta_d = 4,15$ мм;

пучок БРТ типоразмера 3:

$d \times h \times s \times \Delta = 70 \times 14,5 \times 3,56 \times 0,75$ мм; $d_0 = 41$ мм; $d_H = 38$ мм; $d_{вн} = 33$ мм; $\varphi = 12,2$; $S_1 = S_2' = 76$ мм; $S_2 = 65,8$ мм; $z = 5$; $L = 4$ м; $z_{п} = 1$; $d_3 = 48,6$ мм; $\delta_d = 3,8$ мм.

Длина пролета БРТ $l_{п} = L/(z_{п} + 1)$.

В узком сечении пучков АВО скорость воздуха не превышает $w = 13$ м/с — это значение принято в расчетах. Средняя температура воздуха в пучках принята $35^\circ C$, плотность воздуха при этой температуре $\rho_{в} = 1,14$ кг/м³.

Рассмотрены следующие технологические процессы:

пучок БРТ типоразмера 1:

охлаждение бензина от $t_1' = 110^\circ C$ до $t_1'' = 50^\circ C$, плотность бензина при средней температуре $\rho_c = 647$ кг/м³;

пучок БРТ типоразмера 2:

охлаждение природного газа при давлении 7,5 МПа от $t_1' = 75^\circ C$ до $t_1'' = 45^\circ C$, $\rho_c = 46,5$ кг/м³;

пучок БРТ типоразмера 3:

охлаждение топочного мазута М-40 при средней температуре $t_1 = 40^\circ C$, $\rho_c = 923,6$ кг/м³.

Из анализа расчетных данных (см. таблицу) видно, что даже наибольшая скорость воздуха в узком сечении пучков промышленных АВО значительно меньше критической $w < w_{кр}$, следовательно, гидроупругое возбуждение БРТ отсутствует. Максимальная амплитуда вибрации труб A_{max} существенно меньше половины расстояния между вершинами ребер смежных труб $0,5(S_2' - d)$, а максимальное напряжение в несущей трубе от вибрации ниже значения допустимого предела усталостной прочности металла трубы.

В используемых при эксплуатации АВО скоростных режимах и температурных параметрах охлаждаемых сред не создаются условия для возникновения опасного уровня вибрации, способной разрушить теплообменные секции



φ	$l_{п}, \text{ м}$	$f_{п}^*, \text{ с}^{-1}$	$f_{s}^{**}, \text{ с}^{-1}$	$f_{т}^{**}, \text{ с}^{-1}$	$S_1 = S_2', \text{ мм}$	$w_{кр}', \text{ м/с}$	$A_{\text{вихр}}^{\text{max}}, \text{ мм}$	$A_{\text{турб}}^{\text{max}}, \text{ мм}$	$A_{\text{max}}, \text{ мм}$	$\sigma_{\text{max}}, \text{ МПа}$
Охлаждение бензина (пучок БРТ типоразмера 1)										
15,2	2	50,32	75,70	73,40	58	120,94	0,0035	0,0076	0,0083	0,38
Охлаждение природного газа (пучок БРТ типоразмера 2)										
20,4	2	36,27	69,52	81,08	64	90,10	0,0058	0,01412	0,01525	0,70
Охлаждение мазута (пучок БРТ типоразмера 3)										
12,2	2	66,30	57,15	50,46	76	208,07	0,0026	0,0051	0,0057	0,32
* Значения для первой моды колебаний; ** Значения для скорости газа $w = 13 \text{ м/с}$.										

из БРТ. Практика эксплуатации АВО подтверждает этот вывод и является критерием адекватности предлагаемой методики.

Список литературы

1. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения. Справочник /под общ. ред. В.Б. Кунтыша, А.Н. Бессонного. СПб.: Недра, 1996. 512 с. **2. Chen Y. N.** Flow-induced Vibration and Noise in Tube –Bank Heat Exchangers due in von Karman Streets // Y. Eng. Ind. 1968. Vol. 90. Pp. 134–146. **3. Чжень И.Н.**

Вихревые дорожки Кармана и колебания пучков труб // Конструирование и технология машиностроения. Сер. В. 1973. Т. 95. № 1. С. 344–348. **4. Кирсанов Н.Н.** Конденсационные установки. М.: Энергия, 1965. 376 с. **5. Промыслов А.А.** Ускоренная оценка надежности судовых теплообменников. Л.: Судостроение, 1976. 68 с. **6. Жукаускас А.А.** Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с. **7. Жукаускас А.А., Улинскас Р., Катинас В.** Гидродинамика и вибрации обтекаемых пучков труб. Вильнюс, Мокслас, 1984. 312 с. **8. Бажан П.И., Каневец Г.И., Селиверстов В.М.** Справочник по

теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. **9. Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю. и др.** Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ–УПИ, 2006. 587 с. **10. Springe W.** High Heat Transfer Rate at Low Pressure Drop Using Aerodynamically Profiled Fin Tubes. Germany, Bochum: GEA–Research. **11. Письменный Е.Н.** Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб. Киев, Альтерпресс, 2004. 244 с. **12. Мигай В.К., Фирсова Э.В.** Теплообмен и гидродинамическое сопротивление пучков труб. Л.: Наука, 1986. 195 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ ЖУРНАЛА «ХИМИЧЕСКОЕ И НЕФТЕГАЗОВОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Напоминаем, что авторам статей, включенных в переводное издание журнала, выпускаемое в США под названием Chemical and Petroleum Engineering, выплачивается гонорар с октября следующего года (после публикации статьи) в течение трех лет.

Для получения гонорара необходимо заполнить справку-заявление и выслать по адресу: 123995, Россия, г. Москва, ГСП-5, Б. Бронная, д. 6а, строение 1, Российское авторское общество (РАО)

Форма справки-заявления

1. Фамилия, имя, отчетство
2. Дата рождения
3. Паспортные данные (серия, номер паспорта, кем и когда выдан)
4. Адрес по месту прописки с почтовым индексом
5. Рабочий и домашний телефоны, номер факса
6. Список опубликованных статей (указать название журнала, год издания, номер журнала, страницы), в которых Вы являетесь автором или одним из соавторов
7. Причитающуюся мне сумму гонорара прошу выплатить... (пункт 7 следует согласовать с РАО)

Телефоны РАО: (495) 697-06-68, 697-33-35, 697-54-86; факс: (495) 609-93-63
E-mail: piterkina@rao.ru

