

УДК 519.677

УСТОЙЧИВОСТЬ ТРУБНЫХ ПУЧКОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ В ПОПЕРЕЧНОМ ТУРБУЛЕНТНОМ ПОТОКЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Н.Г. Вальес, С.М. Каплунов, А.В. Самолысов, В.Ю. Фурсов

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А. А. Благоднарова Российской Академии наук, Москва, Россия
saveliykaplunov@gmail.com

Памяти безвременно ушедшего выдающегося
ученого-динамика ИМАШ РАН
Виталия Львовича Крупенина!

Аннотация. Рассмотрены основные механизмы возбуждения поперечным турбулентным потоком жидкого или газообразного теплоносителя вибраций трубных пучков теплообменных аппаратов различного назначения. Для наиболее опасного гидроупругого механизма возбуждения была установлена причина его появления, что неизбежно сопровождается потерей устойчивости невозмущенного положения труб, вызванная срывным обтеканием пучка труб в условиях их тесного расположения.

Ключевые слова: устойчивость трубных пучков, турбулентный поток, гидроупругое возбуждение, тесное расположение, матрицы гидродинамического взаимодействия, критическая скорость.

STABILITY OF TUBE BUNDLES OF HEAT EXCHANGERS IN THE TRANSVERSE TURBULENT FLOW OF THE COOLANT

N.G. Valles, S.M. Kaplunov, A.V. Samolysov, V.Yu. Fursov

Institute of machine science n. a. A. A. Blagonravova Russian Academy of Sciences,
Moscow, Russia
saveliykaplunov@gmail.com

Abstract. The main mechanisms of excitation of vibrations of tube bundles of heat exchangers for various purposes by a transverse turbulent flow of a liquid or gaseous coolant are considered. For the most dangerous of hydroelastic motion excitation was set the reason for its appearance, which inevitably is accompanied by a loss of stability of the unperturbed position of pipes caused by the shear flow around the tube bundle in terms of their close location.

Keywords: stability of tube bundles turbulent flow, hydro-elastic excitation, the close location of the matrix of hydrodynamic interaction, the critical speed.

Введение. На основании описанных в литературе экспериментальных данных были проанализированы основные механизмы возбуждения вибраций трубных пучков, в том числе и для наиболее опасного механизма возбуждения - гидроупругого механизма возбуждения вибраций - была установлена причина его появления: потеря устойчивости невозмущенного положения труб, вызванная срывным обтеканием пучка труб в условиях их тесного расположения.

Доказано, что природа гидроупругого механизма возбуждения колебаний труб требует учета отрывного характера их обтекания, т.к. без учета отрывного обтекания получается выражение для критической скорости, при которой возникает апериодическая потеря устойчивости. Экспериментально же наблюдается не апериодическая, а колебательная потеря устойчивости с частотой, близкой к собственной частоте отдельной трубки.

Для решения поставленных в работе задач с помощью численных экспериментов были выбраны наиболее экономичные и современные методы исследования процессов обтекания многокомпонентных систем – вихревые методы, которые позволяют адекватно и с инженерной точностью воспроизвести природу рассматриваемых физических процессов.

В работе предложен метод определения критической скорости обтекания пучка трубок посредством определения матрицы гидродинамического взаимодействия, как основной характеристики системы «трубный пучок – поток жидкости». Матрица гидродинамического взаимодействия для пучка с заданным расположением трубок в поперечном сечении может быть определена с помощью численного эксперимента. Ограничиваясь исследованиями в рамках гипотезы плоских сечений, можно не конкретизировать форму изгибных колебаний труб и проводить анализ распределенных гидродинамических сил в произвольном поперечном сечении пучка. При этом в численном эксперименте достаточно рассмотреть плоскую задачу обтекания системы круговых профилей, каждый из которых может совершать колебания по заданному закону. Ниже излагается общая схема численного эксперимента, позволяющая определить элементы матрицы гидродинамического взаимодействия для конкретного пучка.

Разработка математической модели гидроупругого возбуждения и численный эксперимент проводятся:

- 1) для трех трубок с круглым поперечным сечением, расположенных в ряду, перпендикулярно потоку
- 2) для фрагмента пучка из 5 труб.

Численный эксперимент. Для определения матрицы гидродинамического взаимодействия предлагается проводить серии вычислений нестационарных гидродинамических сил, где в каждом варианте только один из профилей системы совершает гармонические колебания с небольшой амплитудой A_{jx} (A_{jy}) на частоте ω_j , направленные вдоль оси x или y . Варьируя, безразмерную частоту колебаний профилей, можно получить зависимость элементов матрицы линейной гидродинамической связи от ω_j . Пример постановки численного эксперимента с поперечными сечениями трех трубок представлен на рис. 1. Здесь t – ширина межтрубного пространства, R - радиус профиля трубки, X и Y – оси системы координат в плоскости обтекаемых профилей.

В спектре вычисленных реализаций вектора гидродинамической силы $\mathbf{C}(\tau)$, соответствующих закону движения профиля выделяется дискретная составляющая на частоте колебаний профиля. Для этого реализация $\mathbf{C}(\tau)$ обрабатывается по формуле (4).

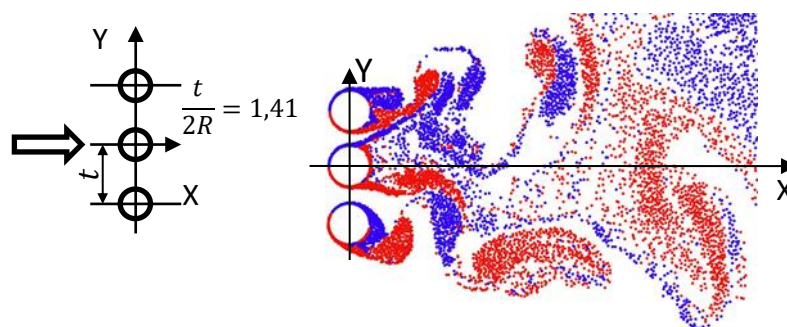


Рис.1. Численный эксперимент методом вязких вихревых доменов для трех трубок, одна из которых совершает гармонические колебания с небольшой амплитудой на частоте ω_j в направлении оси x или y

При конечном времени усреднения nT равенство (4) выполняется приближенно. Пример матрицы $C(\tau)$ для двух труб приведен на рис. 2.

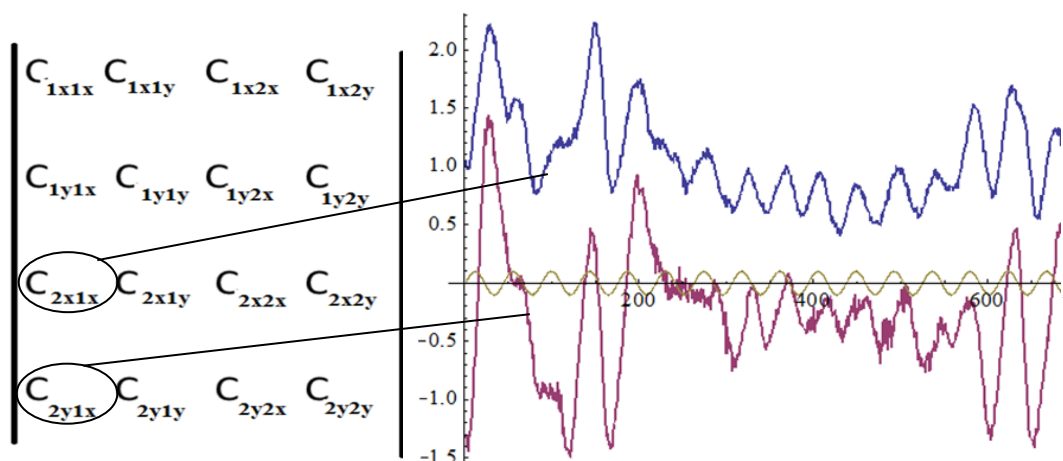


Рис. 2. Элементы матрицы гидродинамического взаимодействия размерностью $[4 \times 4]$ для ряда из двух труб

Матрица линейной гидродинамической связи, полученная из матрицы гидродинамического взаимодействия является достаточной информацией о гидродинамических силах для анализа устойчивости в соответствии с предложенной математической моделью. Получено общее необходимое и достаточное условие устойчивости, выраженное через безразмерные параметры, характеризующие свойства упругих трубок пучка и гидродинамических сил. Таким образом, определены основные закономерности проявления гидроупругого возбуждения в пучках. Имеющиеся в литературе математические модели гидроупругого возбуждения следуют из предложенной в [1] при дополнительных предположениях относительно вида матрицы линейной гидродинамической связи. Для определения матрицы линейной гидродинамической связи требуется вычисление и обработка продолжительных реализаций гидродинамических сил. В связи с этим основное требование к алгоритму – минимизация времени вычислений. Быстродействие разработанного алгоритма достигается

за счет использования специализированной методики решения граничной задачи в области, ограниченной системой круговых контуров, которая моделирует поперечное сечение пучка [2].

Математическая модель. Изгибные колебания каждой трубки в жидкости можно описать уравнением Бернулли – Эйлера с учетом присоединенной массы жидкости и демпфирования:

$$m \frac{\partial^2 \bar{\mathbf{w}}}{\partial t^2} + c \frac{\partial \bar{\mathbf{w}}}{\partial t} + EJ \frac{\partial^4 \bar{\mathbf{w}}}{\partial z^4} = \bar{\mathbf{F}}_z(z, t), \quad (1)$$

где $\bar{\mathbf{w}}(z, t) = \{w_{1x}, w_{1y}, \dots, w_{Ny}\}^T$ – вектор отклонений осевых линий трубок пучка от невозмущенного положения, w_{jx} (w_{jy}) – отклонение осевой линии j -й трубки в направлении оси Ox (Oy), c – параметр, учитывающий внутреннее трение в материале и конструкционное демпфирование трубки, m – погонная масса трубки с учетом находящейся в ней жидкости, EJ – изгибная жесткость трубки, $\bar{\mathbf{F}}_z(z, t)$ – вектор распределенных гидродинамических сил, действующих на трубки в поперечном потоке жидкости, z – координата по направлению длины трубки, t – время.

Предположим, что пучок совершает колебания по одной из собственных форм колебаний $\psi(\gamma z/l)$, где l – длина трубки в направлении z , γ – собственное число, соответствующее данной форме ψ .

Не конкретизируя условия закрепления концов упругих трубок и ограничиваясь рассмотрением изгибных колебаний по одной из первых форм колебаний, решение системы уравнений (1) представим в следующем виде:

$$\bar{\mathbf{w}}(t, z) = a \bar{\mathbf{X}}(tu/2R) \psi(\gamma z/l), \quad (2)$$

где $\bar{\mathbf{X}} = \text{col}(x_1, y_1, \dots, x_n, y_n)$ – $2N$ – мерный вектор положения трубок от невозмущенного положения: $\psi(\gamma z/l)$ – собственная функция и собственное число γ , соответствующее рассматриваемой форме колебаний упругой трубки как стержня с закрепленными концами. При гидроупругом возбуждении колебания трубок происходят практически всегда по первой форме, для которой условия возбуждения реализуются в первую очередь. Поэтому, можно считать $\psi(\gamma z/l)$ соответствующей главной форме колебаний, имея в виду, что аналогичное рассмотрение можно провести и для высших форм.

Исключая из рассмотрения случайные вынужденные колебания, возбуждаемые случайной силой (возбуждение типа бафтинга), получим систему дифференциальных уравнений, описывающих собственные колебания трубок.

$$\ddot{\mathbf{x}} + 2\xi\omega_0\dot{\mathbf{x}} + \omega_0^2\mathbf{x} = \mu_1\mathbf{C}(\tau), \quad (3)$$

где $\omega_0 = \omega_{p1}R/U$ – безразмерная собственная частота отдельной трубки, ω_{p1} – собственная частота изгибных колебаний по рассматриваемой форме, ξ – относительное демпфирование, R – радиус профиля трубки, U – скорость обтекания, $\mu_1 = \rho \cdot R^2 / m$ – безразмерный массовый параметр, ρ – плотность жидкости, $\mathbf{C}(\tau)$ – матрица гидроупругого взаимодействия (матрица гидродинамических сил, зависящих от времени), τ – безразмерное

время, m – погонная масса трубки, \mathbf{x} , $\dot{\mathbf{x}}$, $\ddot{\mathbf{x}}$ – векторы смещений, скоростей и ускорений трубки, соответственно.

Введем в рассмотрение $(2N \times 2N)$ матрицу линейной гидродинамической связи $\mathbf{S}(p)$, представляющую собой результат вычисления некоторого интеграла от элементов матрицы гидроупругого взаимодействия $\mathbf{C}(\tau)$ - в форме (4):

$$\mathbf{S}(p) = \frac{2i}{nT} \int_0^{nT} \mathbf{C}(\tau) e^{-i\omega_1 \tau} d\tau \quad (4)$$

Здесь p – параметр преобразования, $i\omega_0$ – мнимая величина, nT – число периодов при интегрировании, где $n \rightarrow \infty$.

В спектре вычисленных реализаций вектора гидродинамической силы $\mathbf{C}(\tau)$, соответствующих закону движения профиля выделяется дискретная составляющая на частоте колебаний профиля. Для этого реализация $\mathbf{C}(\tau)$ обрабатывается по формуле (4). При конечном времени усреднения nT равенство (4) выполняется приближенно.

Система уравнений (3) с нулевыми начальными условиями после разделения переменных и преобразования (4) при $nT \rightarrow \infty$ (преобразование Лапласа), с использованием допущения о линейности дестабилизирующих сил имеет следующий вид:

$$(p^2 + 2 \cdot \xi \cdot \omega_1 \cdot p + \omega_1^2) \cdot \mathbf{x} = \mu_1 \cdot \mathbf{S}(p) \cdot \mathbf{x} \quad (5)$$

Здесь \mathbf{x} - вектор коллективных форм колебаний пучка, p - параметр преобразования. Матрица $\mathbf{S}(p)$ находится из численного или натурального эксперимента по формуле (4).

Решения системы (5), определяющие коллективные формы колебаний пучка, совпадают с собственными векторами матрицы $\mathbf{S}(p)$. Если $\lambda_j(p)$ – j -е собственное значение матрицы $\mathbf{S}(p)$, характеристическое уравнение системы (5) можно представить в виде:

$$\prod_{j=1}^{2N} [p^2 + 2 \cdot \xi \cdot \omega_0 \cdot p + \omega_0^2 - \mu_1 \cdot \lambda_j(p)] = 0 \quad (6)$$

Исследование уравнения (6) проводим, полагая, что ξ и μ_1 – малые параметры. Для устойчивости состояния равновесия первоначальной системы необходимо и достаточно, чтобы все корни характеристического уравнения (6) имели отрицательную действительную часть. С использованием разработанной программы исследуется уравнение (6), которое определяет устойчивое, либо неустойчивое состояние системы. Для определения границы области устойчивости достаточно рассмотреть лишь один из сомножителей в уравнении (6), в который входит собственное значение $\lambda(p)$, обладающее максимальной мнимой частью. На границе области устойчивости, где $p = i\omega$ - мнимая величина, при учете только величины не выше первого порядка малости относительно малых параметров ξ и μ_1 из (6) получим

$$\begin{aligned} \omega^2 &= \omega_0^2 - \mu_1 \operatorname{Re}[\lambda(i \cdot \omega_0)] \\ 2\xi\omega_0^2 / \mu_1 &= \operatorname{Im}[\lambda(i\omega_0)] \end{aligned} \quad (7)$$

Соотношения (7) определяют частоту колебаний трубок по наименее устойчивой коллективной форме и критическое значение параметра $2\xi/\mu_1$ при заданной безразмерной

частоте. Если известна зависимость $\lambda(i\omega_0)$, то второе из равенств (7) позволяет найти критическую скорость, соответствующую значению $2\xi/\mu_1$ для исследуемого пучка.

В первом приближении относительно малых параметров ξ и μ_1 необходимое и достаточное условие устойчивости имеет вид

$$2\xi/\mu_1 \geq (2\xi/\mu_1)_{кр}, \quad (2\xi/\mu_1)_{кр} = \frac{\text{Im}[\lambda(i\omega_0)]}{\omega_0^2}. \quad (8)$$

Возможность использования результатов проведенного анализа характеристического уравнения (6) в области параметров, характерной для реальных пучков, подтверждается многочисленными экспериментальными данными. Во – первых, в реальных пучках упругие трубки слабо демпфированы, т. е. $\xi \ll 1$. Во – вторых, из экспериментов известно, что в случае жидкого ($\mu_1 = 10^{-1}$) и газообразного потока ($\mu_1 = 10^{-3}$) при гидроупругом возбуждении колебания происходят на частоте изгибных колебаний отдельной трубки, т. е. $\omega \approx \omega_0$ и, следовательно, $\mu_1 \text{Re}[\lambda(i\omega_0)] \ll \omega_0^2$. Таким образом, в реальных пучках трубок силы демпфирования и гидродинамические силы малы по сравнению с силами упругости, а это позволяет проводить анализ в предположении малости параметров ξ и μ_1 .

Полученное условие устойчивости (8) основано на анализе математической модели гидроупругого возбуждения достаточно общего вида. Известны теоретические модели (например, [3]), в которых приняты дополнительные предположения относительно вида матрицы гидродинамического взаимодействия.

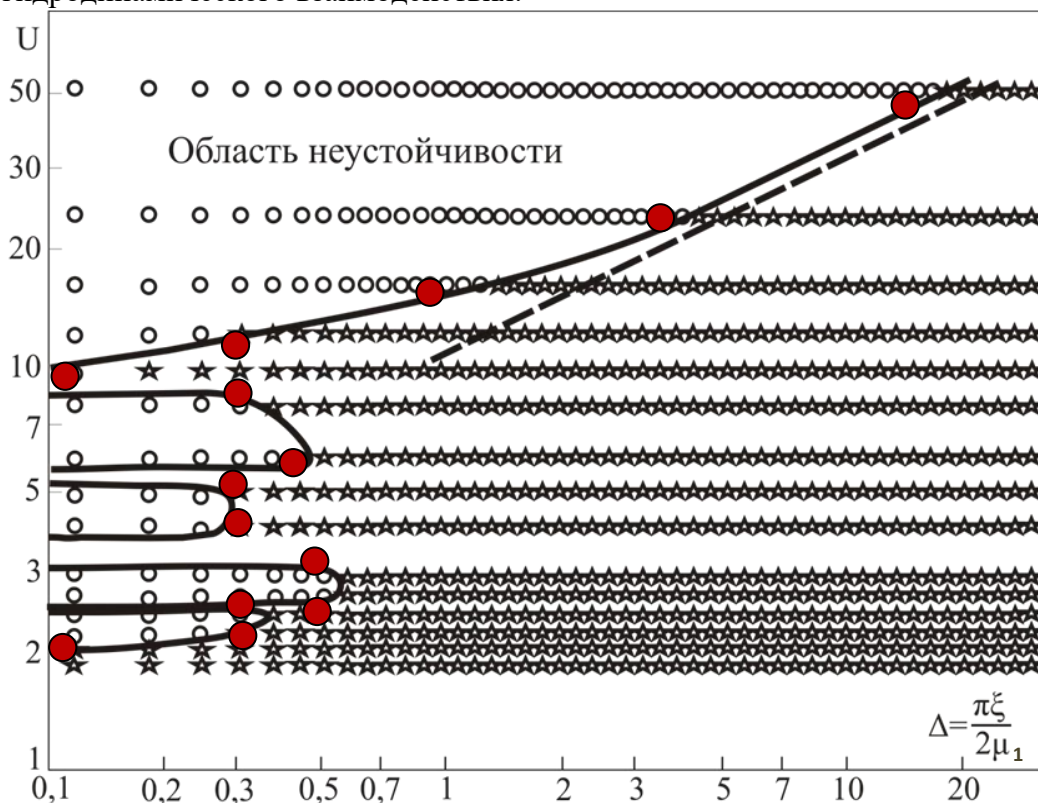


Рис. 3. Граница области устойчивости для ряда труб ($q = t/(2R) = 1,41$):
сплошная линия – расчет автора для ряда из пяти труб,
штриховая линия - эксперимент для бесконечного ряда труб [4]

На рис. 3 показаны результаты расчета при 15 различных частотах возбуждения труб, т. е. при 15 различных безразмерных скоростях обтекания труб. Стоит отметить, что время, затрачиваемое на расчет рассматриваемой многокомпонентной системы на одной частоте возбуждения достигало более 10 часов на многопроцессорной технике.

Была разработана программа, которая определяет устойчивость (обозначение через «звездочку»), либо неустойчивость (обозначение через точку) системы из пяти трубок путем решения уравнения (6) и анализа его корней (рис. 3). При подстановке различных значений ξ , μ_1 и десяти значений собственных чисел для матрицы линейной гидродинамической связи размерностью $[10 \times 10]$ и исходя из критерия Ляпунова об устойчивости системы, был получен рис. 3. Кривые на рис. 3 были получены указанной программой из анализа устойчивости уравнения (6), а точки – получены по формулам (7). Как и следовало ожидать, результаты расчета (точки) достаточно точно ложатся на кривые устойчивости рис. 3.

Для построения численного эксперимента, который моделировал бы устойчивость бесконечного ряда трубок необходимым является оценка матрицы линейной гидродинамической связи, полученной для бесконечного ряда трубок. Из приведенного описания численного эксперимента видно, что получение указанной матрицы является достаточно трудоемким процессом даже для небольшого количества трубок.

Выводы. Разработана математическая модель гидроупругого возбуждения колебаний пучка упругих трубок внешним поперечным потоком. Задача изучения гидроупругого возбуждения сведена к анализу устойчивости невозмущенного состояния упругих трубок. На основании теоретического исследования этой математической модели получено необходимое и достаточное условие устойчивости, выраженное через безразмерные параметры системы.

Предложен способ определения нестационарных гидродинамических сил на трубках в пучках с регулярной компоновкой поперечного сечения, состоящих из большого числа трубок путем расчета сил для небольшого фрагмента пучка.

Определены величины критической скорости теплоносителя в зависимости от безразмерного параметра, включающего в себя логарифмический декремент колебаний, безразмерный массовый параметр пучка и собственное число матриц влияния.

Практическая ценность состоит в возможности математического моделирования гидроупругой неустойчивости пучка труб путем моделирования неустойчивости фрагмента рассматриваемого пучка.

Предлагаемый подход обеспечивает получение необходимых данных без привлечения сложного и дорогостоящего натурального физического эксперимента, ограничиваясь численными исследованиями на основании специально разработанной методики. Подход позволяет производить динамический анализ гидродинамических нагрузок и коэффициентов силового взаимодействия для одно- и многокомпонентных конструкций методом численного эксперимента для всего возможного диапазона скоростей потока.

Список литературы

- [1] Каплунов С.М., Вальес Н.Г., Самолысов А.В., Марчевская О.А. Определение критических параметров обтекания пучка труб методом численного эксперимента // Теплоэнергетика. – 2015. - №8. - Стр. 57-62.

- [2] Гувернюк С. В., Дынникова Г. Я. Моделирование обтекания колеблющегося профиля методом вязких вихревых доменов // Известия РАН, МЖГ. - 2007. - №1. - С. 3-14.
- [3] Алямовский М. И. Расчет автоколебаний труб теплообменных аппаратов // Энергомашиностроение. - 1975. - №3. - С. 33-35.
- [4] Connors H. J. Flow-induced vibration and wear of steam generator tubes // Nuclear technology. - 1981. - V. 55, N. 2. - P. 311-334.
- [5] Ляпунов Л. М. Общая задача об устойчивости движения. Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1950.
- [6] Ляпунов Л. М. Общая задача об устойчивости движения. Собр. соч. Т.2. – М.; Л.: Изд-во АН СССР, 1956. - С. 7-263.

Дата поступления: 31 августа 2020 г.