

В.В. Гоцуленко, доцент, к.т.н.

САМОВОЗБУЖДАЮЩИЕСЯ АВТОКОЛЕБАНИЯ В ВЕРТИКАЛЬНЫХ ТРУБАХ, ВКЛЮЧАЮЩИХ ЭЛЕМЕНТ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ, ПРИ КОНВЕКТИВНОМ ТЕПЛОПОДВОДЕ

Запорожская государственная инженерная академия

Досліджено особливості автоколивань, виникаючих перед входом в контур з розподіленими параметрами труби Рійке. Визначено характер змінювання їх амплітуд залежно від величини теплового навантаження при різних акустичних гибкостях зосередженого коливального контуру.

Исследованы особенности автоколебаний возникающих перед входом в контур с распределенными параметрами трубы Рийке. Определен характер изменения их амплитуд в зависимости от величины тепловой нагрузки при различных акустических гибкостях сосредоточенного колебательного контура.

Введение. Камера сгорания воздухонагревателей доменных печей представляет собой вертикальную трубу с теплоподводом в нижней ее части при сгорании газообразного топлива [1]. Повышение тепловой нагрузки в таких устройствах увеличивает амплитуду колебаний вибрационного горения, которые становятся разрушительными для конструкции. Для подавления таких колебаний внедрена известная камера горения Я.П. Калугина, а также предложена «сотовая» камера повышенного волнового сопротивления [2]. Особенности рабочего процесса в дымовых трубах, которые также представляют устройства с распределенными параметрами, могут моделироваться феноменом Рийке.

Модель длинной вертикальной трубы с теплоподводом для описания феномена Рийке существенно отличается от наблюдаемого явления в коротких трубах, то есть устройствах с сосредоточенными параметрами. В таких системах установлено, что с повышением тепловой нагрузки амплитуды автоколебаний возрастают, а с увеличением акустической гибкости C_a автоколебания приближаются к релаксационной форме с неизменной амплитудой. При сгорании топлива в нижней части вертикальной трубы под разрежением механизм Л. Крокко запаздывания τ сгорания не изменяет амплитуду автоколебаний [3-4].

Постановка задачи. В работе моделируются особенности термоакустических автоколебаний, самовозбуждающихся перед входом в контур с распределенными параметрами труби Рийке, моделирующей камеру горения воздухонагревателей доменных печей.

Основная часть исследований. На рис.1 представлена расчетная схема вертикальной трубы состоит из длинной трубы с распределенными параметрами, расположенной выше плоскости $x = 0$ и нижней ее части, в которой расположена электроспираль примерно на 0,25 длины от входа. Эта часть трубы является системой с сосредоточенными параметрами и включает тепловое сопротивление, а верхняя часть трубы с распределенными параметрами содержит отрицательное гидравлическое сопротивление, которые являются известными механизмами феномена Рийке.

Если подвод теплоты осуществляется при сгорании топлива, что имеет место в вертикальных камерах горения воздухонагревателей доменных печей, то также проявляется механизм запаздывания и в соответствующие уравнения движения необхо-

димо вводить запаздывающий аргумент. В этом случае электроспираль заменяется горелочным устройством, что позволяет моделировать режим вибрационного горения.

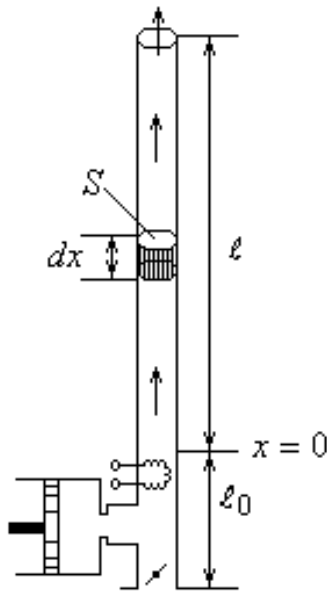


Рисунок 1 – Расчетная схема трубы Рийке как системы с распределенными параметрами

Изменение массы воздуха в емкости C_a до электроспирали нагревателя можно определить из уравнения согласно работе [5]

$$dM = (M_{ex} - M_t)dt, \quad (1)$$

где M_{ex} , M_t – массовые расходы воздуха, соответственно на входе в трубу и выходе из нее после нагревателя

или

$$\frac{V}{\rho_0} \frac{d\rho_0}{dt} = Q_{ex} - Q_t, \quad (2)$$

которое можно записать в виде

$$C_a \frac{dP}{dt} = Q_{ex} - \varphi(P), \quad (3)$$

где $P = P_t - P_0$, $C_a = \frac{V}{\rho_0 \cdot c_0^2}$, $V = S \cdot \ell_0$ – объем нижней части трубы, S – площадь поперечного сечения трубы; ℓ_0 – длина сосредоточенного участка трубы (рис.1); c_0 , ρ_0 – соответственно скорость звука и плотность воздуха в окружающей среде.

Зависимость $Q_t = \varphi(P)$ определяется из уравнения $P = h_\ell(Q_t) - A(Q_t)$, где $m = \rho_0 \cdot Q_{ex}$ и $Q_t = \frac{m}{\rho_t}$ – объемный расход нагретой среды.

Массовый расход m , проходящий через электроспираль, определяется из выражения для мощности теплового потока $W_s = c_p \cdot m \cdot (t - t_0)$ и зависит от изменения температуры $(t - t_0)$.

Вторым уравнением нестационарного движения в колебательном контуре трубы с сосредоточенными параметрами является уравнение изменения импульса массы

в форме, принятой в работе [5]:

$$L_a \frac{dQ_{ex}}{dt} = P_0 - h_T(Q_{ex}) - h_{\partial p}(Q_{ex}) - h_{cnp}(Q_{ex}) - P_t, \quad (4)$$

где L_a – акустическая масса нагретой части трубы Рийке; $h_T(Q_{ex})$ – тепловое сопротивление, возникающее из-за изменения скорости потока при его нагреве; $h_{\partial p}(Q_{ex})$, $h_{cnp}(Q_{ex})$ – гидравлические потери при обтекании дросселя и электроспирали нагревателя соответственно.

Параметры $h_{\partial p}(Q_{ex})$ и $h_{cnp}(Q_{ex})$ объединяют в одно выражение

$$h_{\partial p}(Q_{ex}) + h_T(Q_{ex}) = kQ_{ex}^2, \quad (5)$$

где k – коэффициент пропорциональности, которые определяют из условия совместной работы колебательных контуров.

Обозначают $F(Q_{ex}) = -h_T(Q_{ex}) - k \cdot Q_{ex}^2$, тогда рассматриваемое уравнение движения (2) запишется окончательно в форме

$$L_a \frac{dQ_{ex}}{dt} = F(Q_{ex}) - P. \quad (6)$$

Получим уравнение движения в трубе с распределенными параметрами, составляющей колебательный контур, расположенный выше плоскости $x = 0$. Воспользуемся уравнением движения для массы элемента потока $m = \rho_t \cdot \Delta x \cdot S$ (рис. 1):

$$m\ddot{x} = R_p - R_A - R_G - R, \quad (7)$$

где $R_p = -\frac{\partial p}{\partial x} \Delta x \cdot S$ – поверхностная сила, $R_G = \rho_t \cdot g \cdot \Delta x \cdot S$ – сила веса, $R_A = \rho_0 \cdot g \cdot \Delta x \cdot S$ – сила Архимеда, $R(Q_t) = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho_t}{2} \left(\frac{\partial x}{\partial t} \right)^n \cdot S$ – сила вязкостного трения, где $n=1$ и $n=2$ соответственно для ламинарного и турбулентного движения, которое можно записать в следующем виде

$$\rho_t \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho_0 \cdot g - \rho_t \cdot g - \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho_t}{2} \left(\frac{\partial x}{\partial t} \right)^2 \quad (8)$$

или

$$\frac{\rho_t}{S} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} = -\frac{\partial P}{\partial x} + (\rho_0 - \rho_t) \cdot g - R(Q), \quad (9)$$

где $R(Q) = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho_t}{2 \cdot S} \cdot Q^n$, ρ_0 , ρ_t – плотность воздуха соответственно в окружающей среде и нагретого в трубе, d – диаметр трубы; λ – коэффициент гидравлических потерь.

Обозначим через $H_1(Q) = (\rho_0 - \rho_t) \cdot g - R(Q)$ и $L_1 = \frac{L_a}{\ell}$, откуда $L_1 = \frac{\rho_t}{S}$. Суммарный напор трубы с распределенными параметрами равен $H(Q) = H_1(Q) \cdot \ell$, где ℓ – длина распределенного участка трубы.

Уравнение (6) может быть записано в следующей форме

$$L_1 \frac{\partial Q}{\partial t} = H_1(Q_t) - \frac{\partial P}{\partial x} . \quad (10)$$

Вторым уравнением используемым для описания нестационарного движения в трубе с распределенными параметрами, является уравнение неразрывности одномерного течения [6]

$$\frac{\partial \rho_t}{\partial t} + u \frac{\partial \rho_t}{\partial x} + \rho_t \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (8)$$

Пренебрегая конвективным членом, что справедливо, когда число Маха $M \ll 1$, а при движении потока в рассматриваемой задаче это условие выполняется, имеем

$$\frac{\partial \rho_t}{\partial t} = -\frac{\rho_t}{S} \cdot \frac{\partial Q}{\partial x} . \quad (9)$$

Далее, поскольку $\partial P / \partial \rho_t = c_t^2$, где c_t – скорость звука в нагретой среде, а акустическая гибкость верхней части трубы равна $C_1 = C_a / \ell$ или $C_1 = \frac{S}{\rho_t \cdot c_t^2}$, то уравнение

(9) можно записать в следующем виде

$$C_1 \frac{\partial P}{\partial t} = -\frac{\partial Q}{\partial x} . \quad (10)$$

При анализе системы уравнений (7), (10) описывающих нестационарное движение в трубе с распределенными параметрами ее считаем гидравлически гладкой, для которой коэффициент гидравлических потерь $\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}$.

Из условия стационарного движения в колебательном контуре с сосредоточенными параметрами определяют его сопротивление

$$P_t = P_0 - h_T(Q_{ex}) - k \cdot Q_{ex}^2 . \quad (11)$$

Сопротивление в контуре с распределенными параметрами описывается уравнением

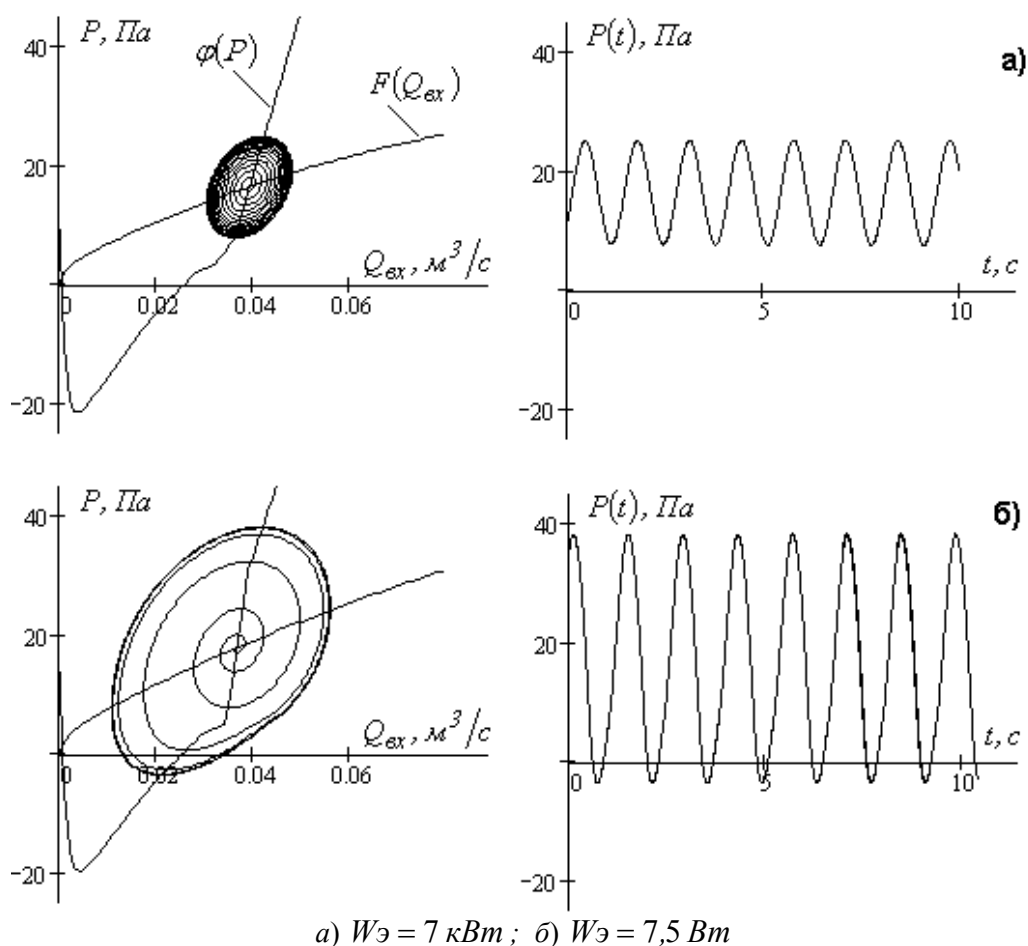
$$P_t = P_0 + h_\ell(Q_t) - A(Q_t) . \quad (12)$$

Сравнивая уравнения (11) и (12) получаем уравнение совместной работы колебательных контуров

$$A(Q_t) = h_\ell(Q_t) + h_T(Q_{ex}) + k \cdot Q_{ex}^2 , \quad (13)$$

из решения которого, используя уравнение неразрывности $\rho_0 \cdot Q_{ex} = \rho_t \cdot Q_t$, определяем значение величины множителя k .

Нелинейная система уравнений (1), (3) интегрируется численно с помощью адаптивного метода Эйлера с переменным шагом. Обоснование этого метода и возможность его применения в подобного рода задачах обоснована в работе [3].



а) $W_{\text{э}} = 7 \text{ кВт}$; б) $W_{\text{э}} = 7,5 \text{ Вт}$

Рисунок 2 – Автоколебания давления $P(t)$ самовозбуждающиеся в сосредоточенном колебательном контуре

Выводы.

1. Получены уравнения движения, описывающие нестационарный режим феномена Рийке.

2. Установлено, что в модели трубы Рийке, включающей элемент с распределенными параметрами, механизмы автоколебаний действуют как в контуре с распределенными параметрами (отрицательное гидравлическое сопротивление), так и в присоединенном к нему контуре с сосредоточенными параметрами (отрицательное тепловое сопротивление).

3. Амплитуды термоакустических автоколебаний, самовозбуждающихся в контуре с сосредоточенными параметрами, возрастают с повышением мощности W , теплового потока.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Доменные воздухонагреватели / Ф. Р. Шкляр, В. М. Малкин, С. П. Каштанова [и др.] – М.: Металлургия, 1982. – 176 с.
2. Пат. 15255 Україна, МПК С 21 В 9/00 (2006). Камера горіння повітрянагрівача доменних печей / Гоцуленко В. В., Гоцуленко В. М.; заявник і патентоволодар. – Дніпродзерж. держ. техн. ун-т. – № 200512883; заявл. 30.12.2005; опубл. 15.06.2006. Бюл. № 6.
3. Гоцуленко В.В. Математическое моделирование особенностей феномена Рийке / В. В. Гоцуленко // Математическое моделирование. – 2004. – Т. 16. – № 9. – С. 23-28.
4. Гоцуленко В.В. Математическое моделирование снижения амплитуд колебаний вибрационного горения в крупных промышленных агрегатах / В. В. Гоцуленко // Математи-

ческое моделирование. – 2005. – Т. 17. – № 11. – С. 16-24.

5. *Казакевич В. В.* Автоколебания (помпаж) в компрессорах / В. В. Казакевич. – М.: Машиностроение, 1974. – 264 с.
6. *Абрамович Г. Н.* Прикладная газовая динамика / Г. Н. Абрамович. – М.: Наука, 1969. – 824 с.

Стаття надійшла до редакції 01.07.2009 р.
Рецензент – проф. А.М. Павленко