

ЛІТЕРАТУРА

1. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. – М.: Машиностроение. – 1981. – 207 с.
2. Кэйс В.М. Конвективный тепло- и массоперенос. – М.: Энергия. – 1972. – 446 с.
3. Дорфман А.Ш. Теплообмен при обтекании

неизотермических тел. – М.: Машиностроение. – 1982. – 191 с.

4. Горобец В.Г. Теплообмен при обтекании неизотермических развитых поверхностей. Дис. д-ра техн. наук. – Киев. – ИТТФ НАН Украины – 2004. – 42 с.

Снежкин Ю.Ф., Пазюк В.М.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА СУШКИ СЕМЕННОГО ЗЕРНА РАПСА В ТЕПЛОНАСОСНОЙ СУШИЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ

Цель работы – интенсификация процесса сушки семенного зерна рапса в теплонасосной сушильной установке.

Проведённые экспериментальные исследования в элементарном шаре на конвективном сушильном стенде показали, что оптимальный режим сушки семенного рапса происходит при температуре около $T = 50$ °С, что обеспечивает высокую всхожесть семенного рапса.

Теплонасосная сушильная установка позволяет интенсифицировать процесс сушки семенного зерна рапса за счёт уменьшения влагосодержания теплоносителя на входе в зерносушилку, уменьшения толщины слоя материала и увеличения скорости движения теплоносителя.

Низкотемпературную сушку семенного зерна в теплонасосной сушильной установке проводим при различных температурах.

Результаты

Применение для сушки зерна теплового насоса позволяет на 20...40 % уменьшить затраты энергии на 1 кг испаренной влаги по сравнению с существующими зерносушилками.

Полученные кривые сушки и скорости сушки семенного рапса, температурные кривые для различных режимов дают возможность рассчитать кинетику теплообмена при сушке семенного рапса и получить значения температурного коэффициента b , числа Ребиндера Rb , теплового потока q и коэффициента теплоотдачи α .

Выводы

Проведенные исследования по сушке семенного рапса в теплонасосной сушильной установке при различных режимах сушки показали высокую всхожесть семенного зерна рапса при низких энергозатратах на процесс сушки.

УДК 669.162.23

Гоцуленко В.В.

Институт технической теплофизики НАН Украины

АВТОКОЛЕБАНИЯ В ДИСКРЕТНО-РАСПРЕДЕЛЕННОМ КОНТУРЕ, ВЫЗВАННЫЕ ТЕПЛОПОДВОДОМ К ПОТОКУ ВОЗДУХА, ПЕРЕМЕЩАЕМОГО МАГНЕТАТЕЛЕМ

Для вертикальної труби з теплопідводом в нижній її частині, яка розглядається як дискретно-розподілений коливальний контур, одержані форми самозбуджувальних релаксаційних автоколевань та встановлено характер їх зміни при варіюванні акустичних параметрів труби.

Для вертикальной трубы с теплоподводом в нижней ее части, рассматриваемой как дискретно-распределенный колебательный контур, получены формы самовозбуждающихся релаксационных автоколебаний и установлен характер их изменения при варьировании акустических параметров трубы.

For a vertical pipe with heat supply in her bottom part, considered as a discrete-distributed oscillatory circuit, derived form of relaxation self-excited self-oscillation, and the character of their change in the variation of acoustic parameters of the pipe.

$A(Q_i)$ – давление подъемной силы;

C_a – акустическая гибкость;

c – скорость звука;

g – ускорение свободного падения;

$H_{\text{вент}}(Q_{\text{ex}})$ – напорная характеристика нагнетателя;

$h_f(Q_i)$ – гидравлические потери по длине трубы;

L_a – акустическая масса;

P – разность давлений;

Q_i – объемный расход нагретой среды;

Q_{ex} – объемный расход, входящий в сосредоточенный контур;

T_0 – температура окружающей среды;

t – текущее время;

λ – коэффициент гидравлических потерь.

Автоколебания феномена Рийке моделируют закономерности вибрационного горения, которое возбуждается и поддерживается теми же механизмами нестационарности, которые возникают при теплоподводе [1]. Описание этого нестационарного режима рассмотрено для вертикальной трубы [2], параметры которой являются сосредоточенными.

Примерами устройств, которые состоят из камеры горения, представляющей колебательный контур с сосредоточенными параметрами, к которому сверху присоединена отводящая труба значительной длины, являются: воздухонагреватели доменных печей, дымовые трубы нагревательных промышленных печей, камеры горения типа трубы Рийке, сжигающие бытовые отходы.

Режим вибрационного горения в воздухонагревателях (камерах) составляет проблему снижения амплитуды, а в сжигающих камерах умеренные амплитуды таких колебаний интенсифицируют процесс сгорания.

Математическое моделирование нестационарных явлений в этих устройствах позволяет осуществить решение задачи управления автоколебаниями в рассмотренных устройствах.

При замене электроспирали горелкой, сжигающей газообразное топливо в вертикальной трубе наряду с механизмами отрицательных гидравлического и теплового сопротивлений [1], порождающих восходящую ветвь напорной характеристики теплоподвода [2] действует также механизм запаздывания сгорания топлива.

Автоколебания обусловленные особенностью сгорания имеют диаметрально противоположные свойства по сравнению с колебаниями возбуждаемыми механизмами отрицательных сопротивлений.

Постановка задачи и алгоритм ее решения

При подаче воздуха в колебательный кон-

тур (рис. 1) лопастным нагнетателем, напорная характеристика которого изображена на рис. 1 и имеет седлообразный характер, движения в таком сосредоточенном контуре описываются следующей системой уравнений в форме принятой в [4]:

$$\begin{cases} L_a \frac{dQ_{\text{вх}}}{dt} = \tilde{F}(Q_{\text{вх}}) - P, \\ C_a \frac{dP}{dt} = Q_{\text{вх}} - \varphi(P), \end{cases} \quad (1)$$

где $\tilde{F}(Q_{\text{вх}}) = F(Q_{\text{вх}}) + H_{\text{вент}}(Q_{\text{вх}})$,

$F(Q_{\text{вх}}) = -h_T(Q_{\text{вх}}) - kQ_{\text{вх}}^2$

– характеристика теплоподвода колебательного контура с сосредоточенными параметрами,

$h_T(Q_{\text{вх}}) = \rho_0 Q_{\text{вх}}^2 \left(1 - (T/T_0)^2\right) / 2S^2$ – отрицательное тепловое сопротивление, т.к. $T > T_0$ [5],

$P = P_i - P_0$, P_0 и P_i – соответственно давление в сосредоточенном участке вертикальной трубы перед и после электроспирали,

$C_a = \frac{V + V_{\text{пер}}}{\rho_0 \cdot c_0^2}$, $L_a = \frac{\rho_0 l_0}{S}$, $V = S \cdot l_0$ – объем нижней части трубы, $V_{\text{пер}}$ – изменяемый объем, S – площадь поперечного сечения трубы, l_0 – длина сосредоточенного участка трубы (рис.1), c_0 и ρ_0 – соответственно скорость звука и плотность воздуха в окружающей среде. Зависимость $Q_{\text{ex}} = \varphi(P)$ определяется из уравнения $P = h_f(Q_i) - A(Q_i)$, где

$$h_f(Q_i) = \frac{\lambda(\text{Re})}{d} \cdot \frac{\rho_i}{2 \cdot S^2} Q_i^2, \quad \lambda(\text{Re}) = 64/\text{Re}$$

при $\text{Re} \leq 2320$, $\lambda(\text{Re}) = 0,3164\text{Re}^{-0,25}$, при $\text{Re} > 2320$, $A(Q_i) = gl_0(\rho_0 - \rho_i)$, $m = \rho_0 \cdot Q_{\text{ex}}$, $Q_i = m/\rho_i$ – объемный расход нагретой среды.

Массовый расход воздуха m проходящий через электроспираль определяется из выражения

для мощности теплового потока $W\dot{\varepsilon}=c_p m(t-t_0)$ и зависит от изменения температуры $(t-t_0)$.

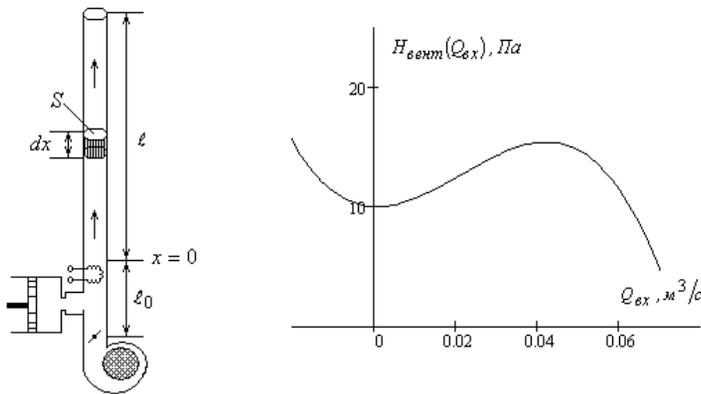


Рис.1. Схема дискретно-распределенного контура включающего лопастной вентилятор, и его напорная характеристика .

В распределенном контуре (рис.1) движение потока описывается следующей [6] нелинейной системой телеграфных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{\partial P(x,t)}{\partial x} = H(Q, W_s) - L \frac{\partial Q(x,t)}{\partial t} \\ \frac{\partial Q(x,t)}{\partial x} = -C \frac{\partial P(x,t)}{\partial t} \end{cases}, \quad (2)$$

где $H(Q, W_s) = (\rho_0 - \rho_t) \cdot g - h_t(Q)$ – характеристика теплоподвода распределенного колебательно-контура, ρ_t – плотность нагретого воздуха, d – диаметр трубы, $L = \rho_t / S$ – акустическая масса нагретой части трубы, l – длина распределенного участка трубы. Система (2) дополняется граничными условиями:

$$P|_{x=0} = P_T(t), \quad Q|_{x=0} = Q_T(t), \quad (3)$$

где $P_T(t)$, $Q_T(t) \equiv Q_{ax}(t)$ – периодические решения соответствующие предельному циклу в сосредоточенном колебательном контуре.

Периодические решения системы уравнений (1) при уменьшении акустической массы L_a и неизменной акустической гибкости C_a , а также с увеличением акустической гибкости C_a и постоянном значении акустической массы L_a стремятся к решениям, соответствующим релаксационным автоколебаниям, возбуждающихся в контуре с сосредоточенными параметрами. Причем, в релаксационных автоколебаниях при $L_a \rightarrow 0$ и $C_a = \text{idem}$ возрастает частота, а соответственно при $L_a = \text{idem}$ и $C_a \rightarrow 0$ – частота уменьшается.

На рис.2 и рис.3 иллюстрирован характер преобразования к релаксационной форме автоко-

лебаний $P(t)$ и соответствующих им предельных циклов неизменной амплитуды, когда соответственно $L_a \rightarrow 0$, $C_a = \text{idem}$ и $L_a = \text{idem}$, $C_a \rightarrow \infty$.

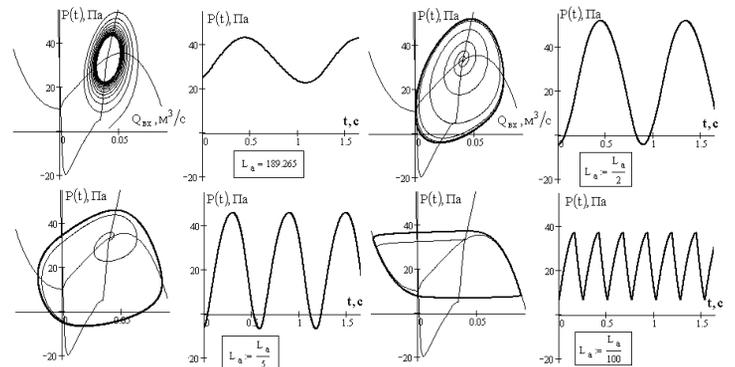


Рис.2. Термоакустические автоколебания $P(t)$ и их предельные циклы в контуре с сосредоточенными параметрами, когда $L_a \rightarrow 0$, $C_a = \text{idem}$.

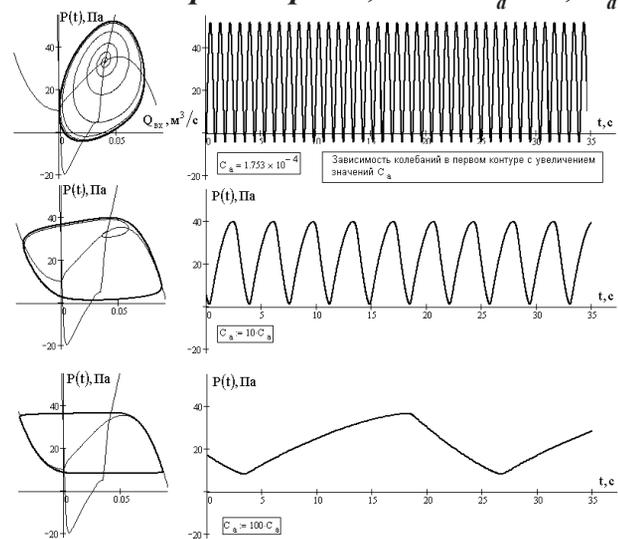


Рис.3. Термоакустические автоколебания $P(t)$ и их предельные циклы в контуре с сосредоточенными параметрами, когда $L_a = \text{idem}$, $C_a \rightarrow \infty$.

Преобразование в распределенном контуре релаксационных автоколебаний, возбуждающихся в сосредоточенном контуре, представлен на рис. 4 и рис. 5.

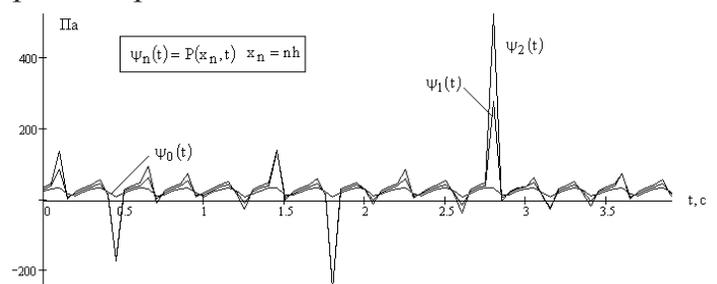


Рис.4. Изменение релаксационных автоколебаний в контуре с распределенными параметрами по длине вертикальной трубы, когда в сосредоточенном контуре $L_a \rightarrow 0$, $C_a = \text{idem}$.

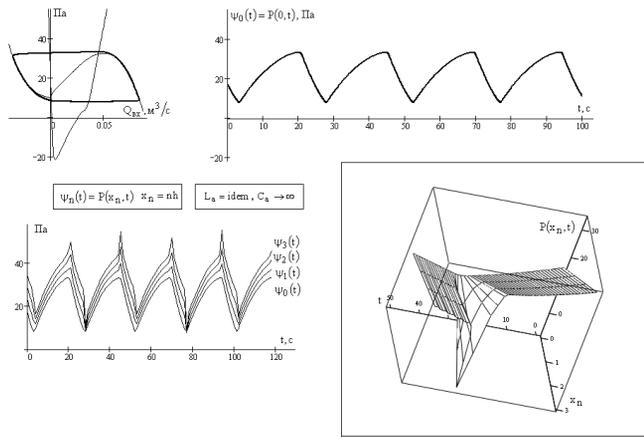


Рис.5. Изменение релаксационных автоколебаний $P(t, x)$ в распределенном контуре, когда $L_a = \text{idem}, C_a \rightarrow \infty$.

Выводы

Путем численного интегрирования уравнений движения, установлен характер деформации предельных циклов феномена Рийке и соответствующих им термоакустических автоколебаний при варьировании акустических параметров сосредоточенного контура. Также иллюстрированы преобразования по длине трубы релаксационных колебаний в колебательном контуре с распределенными параметрами.

Болога А.М.

Институт прикладной физики АНМ

ОЧИСТНЫЕ СООРУЖЕНИЯ КАК ВОЗОБНОВЛЯЕМЫЙ ИСТОЧНИК БИОТОПЛИВА ДЛЯ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Когенерационные технологии позволяют одновременно производить электрическую и тепловую энергии. Тепловую энергию – в виде пара или горячей воды. Природный газ – это наиболее распространенное топливо для когенерационных установок. Однако возобновляемые источники энергии или отходы тоже могут быть использованы. Главное преимущество биомассы состоит в том, что CO_2 нейтрально (выбросы CO_2 в атмосферу при сжигании биомассы будут полностью поглощены в процессе роста биомассы). Таким образом, использование биомассы как топлива исключает эмиссии CO_2 .

Когенерационные оборудование на очистных сооружениях

В 2005 году была построена когенераци-

онная станция, мощностью в 1,94 МВт, для использования биогаза с целью производства электрической и тепловой энергии для Станции очистки сточных вод (СОСВ) мун. Кишинэу. Когенерационная установка Petra 1250 CDB представляет собой оборудование для непрерывного длительного одновременного производства электрической энергии и тепла. Произведенная электрическая энергия используется целиком для покрытия потребностей СОСВ. Тепловая энергия частично используется для покрытия административных и хозяйственных потребностей теплой воды и тепла. В дальнейшем тепловая энергия (примерно 2,2 ГКал/ч) будет использована для получения биогаза, который станет базовым топливом для когенерационного оборудования.

1. *Гоцуленко В.В.* Механізми автоколевань, зумовлені нагріванням струменів повітря або газу /В.В. Гоцуленко // Прикладна математика та інформатика: Всеукр. студ. наук. конф., 11–13 квітня 2001 р.: тези доп. – Л.:, 2001. – С. 7.

2. *Гоцуленко В.В.* Математическое моделирование особенностей феномена Рийке / В.В. Гоцуленко // Математическое моделирование, РАН. – 2004. –Т.16, № 9. – С. 23-28.

3. *Гоцуленко В.В.* Об устойчивости потока в трубе Рийке как динамической системе с распределенными параметрами / В.В. Гоцуленко // Математическое моделирование. – 2001. – № 2(7). –С. 90-92.

4. *Казакевич В.В.* Автоколебания (помпаж) в компрессорах / В.В. Казакевич. – М.: Машиностроение, 1974. – 264 с.

5. *Гоцуленко В.В.* Тепловое сопротивление как механизм возбуждения автоколебаний / В.В. Гоцуленко, В.Н. Гоцуленко // Сборник научн. трудов Днепропетровского гос. техн. ун-та. – 2009. – С. 95-100.

6. *Положий Г.Н.* Уравнения математической физики / Положий Г.Н. – М.: Высшая школа, 1964. – 559 с.