

УДК 669.162.23

ГОЦУЛЕНКО В.В.¹, БАСОК Б.И.²

¹Институт предпринимательства “Стратегия”

²Институт технической теплофизики НАН Украины

УПРАВЛЕНИЕ АВТОКОЛЕБАНИЯМИ КОЛЕБЛЮЩЕГОСЯ ПЛАМЕНИ ПРИ ОДНОВРЕМЕННОМ ДЕЙСТВИИ МЕХАНИЗМОВ ИХ ВОЗБУЖДЕНИЯ

Розглянуто задачу керування амплітудою поздовжніх автоколивань коливного полум'я Хіггінса в трубі Рійке при дії механізму запізнення згорання одночасно з іншими відомими механізмами, які виконують діаметрально протилежний вплив на характер зміни нестационарності руху полум'я.

Рассмотрена задача управления амплитудой продольных автоколебаний колеблющегося пламени Хиггинса в трубе Рийке при действии механизма запаздывающего сгорания одновременно с другими известными механизмами, которые оказывают диаметрально противоположное влияние на характер изменения нестационарности движения пламени.

The problem of controlling the amplitude of longitudinal self-oscillations of a Higgins «singing» flame in a Rijke pipe is considered at action of the mechanism of late combustion simultaneously with other known mechanisms, which render an opposite influence on the character of change in the nonstationary character of movements flame motion .

$A(Q_t)$ – давление подъемной силы;
 C_a – акустическая гибкость;
 c – скорость звука;
 $F(Q_t)$ – напорная характеристика теплоподвода;
 $H(Q_t)$ – напорная характеристика вентилятора;
 $h_\ell(Q_t)$ – гидравлические потери по длине трубы;
 $h_{др}(Q_t)$ – характеристика сети на выходе из колебательного контура;
 $k_{вихр}$ – коэффициент гидротерь созданного вихревого движения;
 L_a – акустическая масса;
 m – масса;

P – разность давлений;
 p – полное давление в сечении потока;
 Q_t – объемный расход дыма;
 $Q_{вх}$ – объемный расход, входящий в трубу Рийке;
 r – емкость аккумулятора;
 S – площадь;
 t – текущее время;
 v – скорость;
 Z – волновое сопротивление;
 Z_ℓ – длина трубы;
 ρ – плотность;
 τ – время запаздывания.

Введение

Простейшим устройством, в котором возбуждаются автоколебания среды из-за теплоты, подводимой путем теплоотдачи от нагретых секток, решеток и электроспирали (феномен Рийке) или при сжигании газообразного топлива (явление колеблющегося или “поющего” пламени Хиггинса) является труба Рийке. Это устройство используется как основной элемент в генераторах термоакустических колебаний [1] и в печах, выполненных по типу трубы Рийке, где сгорают бытовые отходы, которые в обычных печах не го-

рят или имеют низкую полноту сгорания [2]. В монографии [3] перечислены области применения термоакустических автоколебаний в технике. Там же отмечено, что использование и контроль таких колебаний даже в простейших случаях весьма ограничены, так как не выявлены причины и условия их возникновения и механизмы поддержания.

Из-за возрастания амплитуды колебаний вибрационного горения с повышением тепловой нагрузки усиления, действующие на конструкцию, становятся разрушительными и достигают порядка 20 тонн с частотой воздействия 5...7 Гц [4].

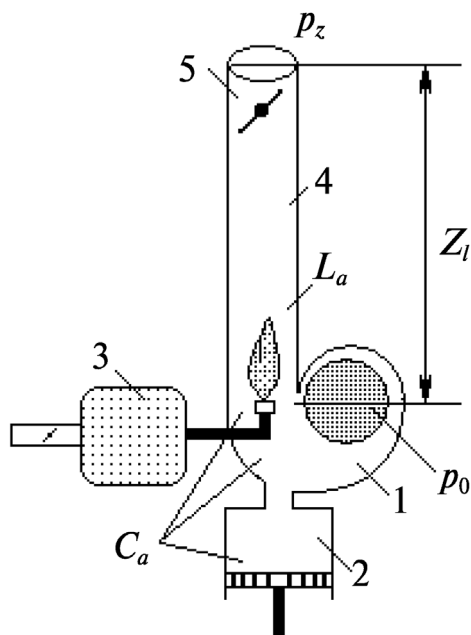


Рис. 1. Схема модели камеры горения воздухонагревателя.

Это не позволяет осуществить повышение температуры дутья и, в связи с этим, существенно повысить экономические показатели доменного производства. Высказывались различные гипотезы по поводу возникновения рассматриваемых колебаний, соответственно и предлагались различные методы их подавления, которые иногда приводили к противоположным результатам [5]. Снижение амплитуд колебаний вибрационного горения осуществляется вслепую [6] с применением многочисленных и зачастую малоэффективных мероприятий с затратой значительных средств и времени [5].

При натуральных испытаниях обнаружилось, что одни и те же мероприятия на разных воздухонагревателях могут вызывать различный, а иногда и прямо противоположный эффект [5]. Поэтому, кроме известного механизма Л. Крокко [7], действуют и другие механизмы, которые были обоснованы в [1, 8, 9]. Эти механизмы имеют свойства, диаметрально противоположные вышеотмеченному общеизвестному и общепризнанному механизму Л. Крокко [7].

Подавление вибрационного горения в ЖРД (жидкостном реактивном двигателе) требует проведения громадного количества экспериментов на создаваемом двигателе и его прототипах [10].

С целью обеспечения устойчивости в потоке при этом используют стабилизаторы – перегородки и акустические поглотители [11], а также различные управляющие воздействия на рабочий процесс в камере сгорания. Динамическое демпфирование автоколебаний проточным стабилизатором рассмотрено в [8], где определены условия максимального снижения их амплитуды. В [12] с целью снижения интенсивности колебаний представлено введение стабилизирующих вихревого и волнового сопротивлений в камеру горения и приведена иллюстрация их эффективности.

Цель данной работы заключается в обосновании возможностей снижения амплитуды колебаний вибрационного горения в камерах горения, а также осуществление управления ими, когда проявляется действие нескольких механизмов их возбуждения и поддержания, свойства которых являются диаметрально противоположными.

Объект исследования и его математическое описание

На рис. 1 изображена схема рассматриваемой модели камеры горения воздухонагревателя (каупера) доменной печи, состоящей из вентилятора 1, регулируемой акустической емкости 2, горелочного устройства с подачей газа 3, вертикальной камеры сгорания 4, дросселя 5, моделирующего насадку каупера.

Уравнение импульса массы (изменения количества движения) представляется в следующем виде.

$$dmv = \left(\{ p_H - h_{гy} - h_T - h_\ell - h_{др} - p_z \} S - G_t \right) dt ,$$

где G_t – вес нагретой среды в трубе Рийке, $h_{гy}$ – потери давления при обтекании горелочного устройства; h_T – потери давления из-за подвода теплоты; h_ℓ – потери давления по длине трубы и $h_{др}$ – потери давления на дросселе, установленном на выходе.

Учитывая, что $p_z + \rho_0 g Z_\ell = p_0$, и пренебрегая потерями давления на горелочном устройстве, запишем это уравнение в форме [12]:

$$L_a \frac{dQ_t}{dt} = F(Q_t) - P , \quad (1)$$

где $P = h_{др}(Q_t)$ – зависимость потерь давления на дросселе, которая представляет характеристику сети; $F(Q_t) = H(Q_t) + A(Q_t) - h_{гг} - h_T - h_c$;

$A(Q_t) = gZ_c(\rho_0 - \rho_t)$; $P = p_z - p_0$ – избыточное давление перед дросселем.

Уравнение баланса массы [12] с учетом изменяемого объема дополнительной емкости 2 (рис. 1) при наличии запаздывания τ имеет следующий вид:

$$C_a \frac{dP}{dt} = \frac{\rho_0}{\rho_t} Q_{вх}(t - \tau) - Q_{вых}.$$

Обозначим объемный расход, подаваемый вентилятором в колебательный контур совместно с расходом газа, через $Q_t(t - \tau) \equiv \frac{\rho_0}{\rho_t} Q_{вх}(t - \tau)$.

Расход $Q_{вых}$, выходящий из системы, определяется зависимостью $Q_{вых} = \varphi(P)$, которая является обращением функции, определяющей характеристику дросселя на выходе из колебательного контура трубы Рийке. Тогда рассматриваемое уравнение баланса массы преобразуется в следующее:

$$C_a \frac{dP}{dt} = Q_t(t - \tau) - \varphi(P), \quad (2)$$

в котором [12] $C_a = C_a^{(1)} + C_a^{(2)}$,

$$C_a^{(1)} = \frac{V_1 + V_{вар}}{\rho_0 c^2} \quad \text{и} \quad C_a^{(2)} = \frac{V_2}{\rho_t c_t^2}.$$

Система нелинейных уравнений с запаздывающим аргументом (1), (2) при $L_a \rightarrow 0$ переходит в вырожденную, которая используется для описания динамики ЖРД с дискретными параметрами [2] и др.

Необходимые условия появления периодических решений уравнений движения. Механизмы возбуждения автоколебаний теплоподводом

В основу теоретического описания вибрационного горения в ЖРД положен механизм феноменологического запаздывания сгорания Л Крокко. Для описания феномена Рийке в [1] была введена напорная характеристика преобразования теплоты в напор. Восходящая ее ветвь, по аналогии с теоретическим описанием помпажа, со-

ставляет необходимое условие возникновения периодических решений у рассматриваемой системы уравнений (1), (2) и определяет второй механизм возбуждения термоакустических автоколебаний и вибрационного горения [1]. Третий механизм как самостоятельного возбуждения колебаний, так и осуществляющий возрастание их амплитуды [9] связан с образованием энтропийных волн. Возможность появления акустических колебаний из-за периодического изменения энтропии в потоке приведена в [7], где отмечено, что теории, опирающейся на этот механизм, еще не создано. В работе [8] теоретически обоснован рост амплитуды колебаний с увеличением тепловой нагрузки, который связан с изменением напорной характеристики, а в работе [13] проиллюстрировано значительное увеличение амплитуды колебаний вибрационного горения в ЖРД даже при малых значениях феноменологического запаздывания сгорания τ , а также при повышении волнового сопротивления Z камеры сгорания.

Амплитуды колебаний, обусловленные образованием восходящей ветви напорной характеристики, наоборот, при снижении значений Z уменьшаются и при достижении определенного критического значения Z^* в дальнейшем становятся неизменными по величине амплитуды [1]. Таким образом, рассматриваемые механизмы проявляют диаметрально противоположное изменение амплитуды автоколебаний при одинаковом изменении величины волнового сопротивления Z .

Управление амплитудой колебаний вибрационного горения в режиме “поющего” пламени Хиггинса

Используя алгоритм, изложенный в [8], были получены периодические решения системы уравнений (1), (2), возникающие в области восходящей ветви напорной характеристики $F(Q)$ как при $\tau = 0$, так и с увеличением значений $\tau \neq 0$, что представлено на рис. 2.

С увеличением варьруемого объема $V_{вар}$ емкости дополнительного аккумулятора массы происходит деформация предельных циклов с уменьшением амплитуды соответствующих им автоколебаний, возникших из-за действия механизма запаздывания τ . Причем при условии

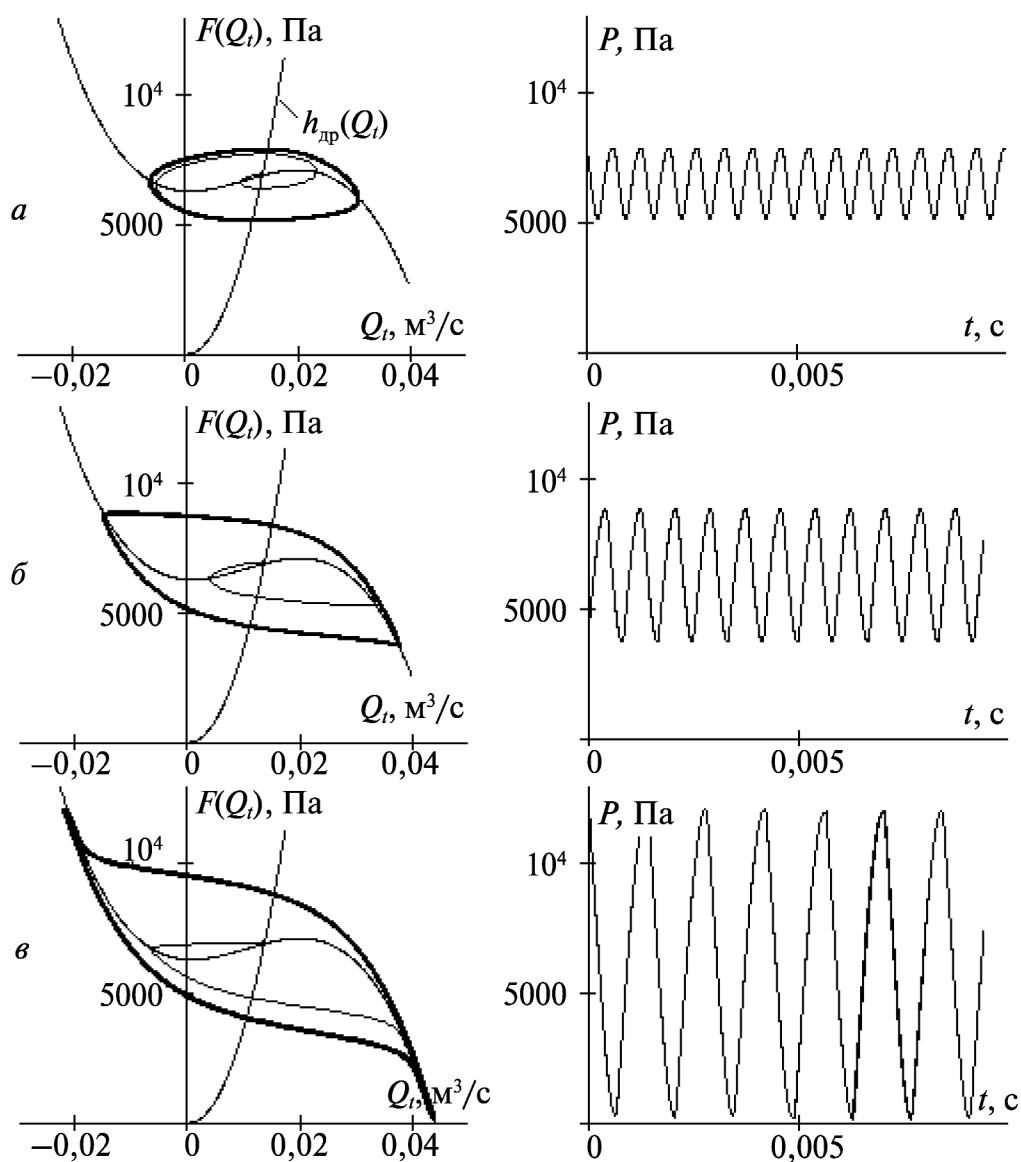


Рис. 2. Иллюстрация увеличения амплитуды колебаний феноменологического запаздывания с возрастанием: а – $\tau = 0$ с; б – 0,0001 с; в – 0,0003 с.

$Z \leq Z^*$, как уже выше отмечалось, предельные циклы преобразуются в форму, не зависящую как от дальнейшего снижения волнового сопротивления Z , так и от величин τ , меньших некоторого фиксированного значения τ^* , при котором предельный цикл стал неизменным по Z и τ .

На рис. 3 представлен характер преобразования наибольшего предельного цикла (рис. 2, в), образовавшегося при $\tau = \tau^*$, в неизменный как от дальнейшего снижения $Z \leq Z^*$, так и не зависящего от значений $\forall \tau \leq \tau^*$ (рис. 3, в).

Однако при увеличении запаздывания $\forall \tau > \tau^*$ вновь проявляется действие механизма Л. Крокко, предельный цикл при этом увеличивается, и амплитуды соответствующих ему автоколебаний возрастают, что изображено на рис. 4.

Увеличение предельного цикла в данном случае происходит из-за присоединения к нему участков характеристики $F(Q)$, которые входят в его состав. Если при образовании предельных циклов (рис. 4 б, в) произвести дальнейшее снижение волнового сопротивления колебательного контура, то они также преобразуются в цикл, не

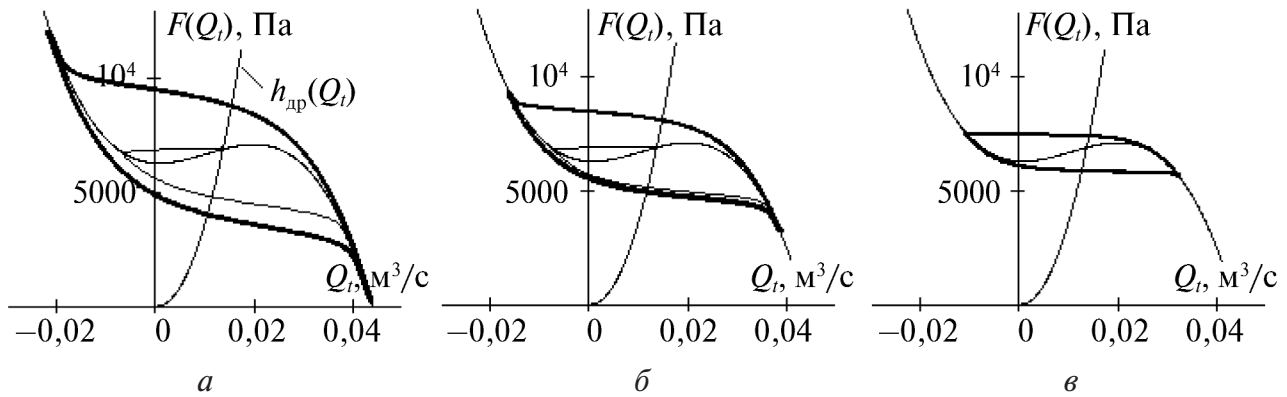


Рис. 3. Преобразование предельного цикла, возникшего при $\tau = \tau^* = 0,0003$ с, в неизменяемую форму при уменьшении волнового сопротивления Z :
 а – $C_a^* = 1,415 \cdot 10^{-9}$ м³/Па; б – $C_a = 2C_a^*$; в – $C_a = 10C_a^*$.

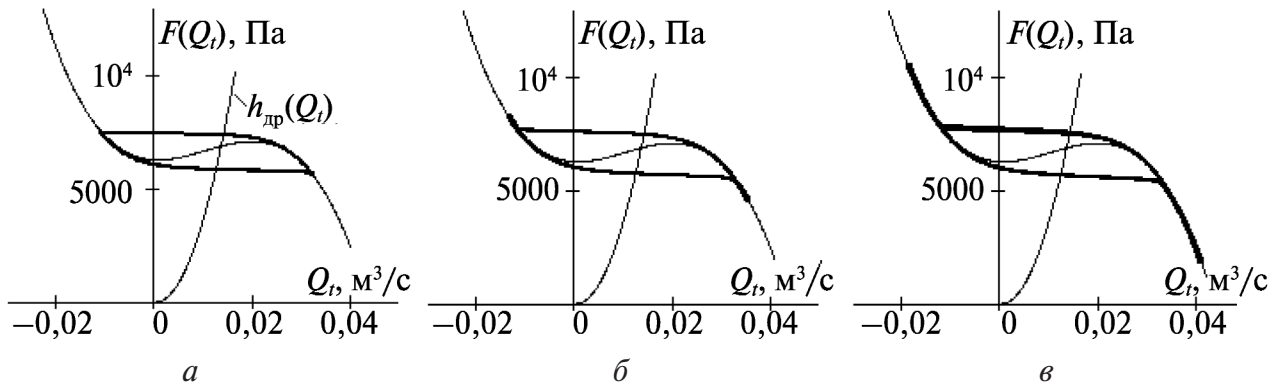


Рис. 4. Деформация предельного цикла с увеличением времени запаздывания $\tau \geq \tau^*$, не зависящего от Z , при: а – $\tau = \tau^* = 0,0003$ с; б – $0,001$ с; в – $0,0025$ с.

зависящий от уменьшений значений Z , который изображен на рис. 4, а.

Полное подавление автоколебаний, соответствующих неизменному предельному циклу, который также не зависит от значений $\tau \leq \tau^*$, можно осуществить путем уменьшения интенсивности изменения dF/dQ в области восходящей ветви характеристики $F(Q)$. Осуществление этого в камере сгорания можно реализовать введением, согласно [12], вихревых гидравлических сопротивлений как функций расхода. На рис. 5 проиллюстрировано преобразование неизменного от снижения волнового сопротивления предельного цикла и его исчезновение при изменении напорной характеристики камеры горения с введением в нее вихревого сопротивления. Также представлен характер изменения автоколебаний, соответствующих предельным циклам.

Для выравнивания завала характеристики нагнетателя и тем самым преобразования ее в монотонно убывающую зависимость по расходу, наоборот, вихревое сопротивление следует уменьшить. Это достигается уменьшением рабочего объема проточной части его межлопастных каналов рабочего колеса и отводящих диффузоров при уменьшении подачи, либо использованием других мероприятий, из-за которых уменьшается число каналов, находящихся в работе, например, [14].

Выводы

1. Теоретически решена задача управления автоколебаниями в модели вертикальной камеры горения воздушнонагревателя доменной печи, и осуществлено их полное подавление, что позво-

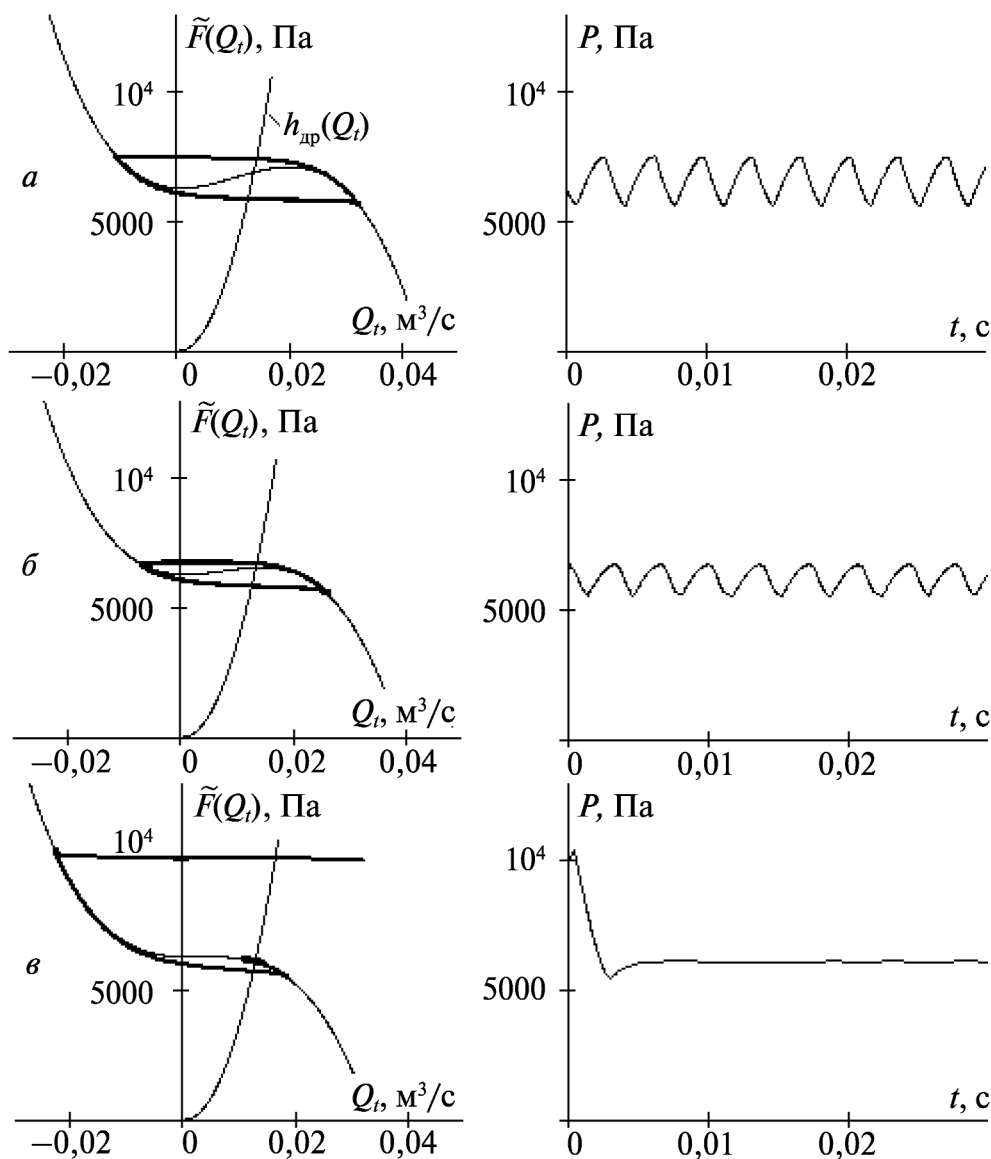


Рис. 5. Изменение предельного цикла в связи с деформацией напорной характеристики $\tilde{F}(Q_t) = F(Q_t) - k_{\text{вихр}} Q_t^2$ камеры горения при введении в нее вихревого сопротивления: $a - k_{\text{вихр}} = 0$; $б - 1,93 \cdot 10^6$; $в - 4,824 \cdot 10^6$.

ляет обеспечить практически стационарный режим горения.

2. Эффективность изменения термоакустических автоколебаний и соответствующих им предельных циклов проиллюстрированы построением решений нелинейной системы уравнений с запаздывающим аргументом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гоцуленко В.В. Совершенствование генераторов термоакустических колебаний и тепло-

технологических агрегатов: Автореф. дис. канд. техн. наук: ИТТФ НАНУ. – К., 2005.

2. Ларинов В.М., Зарипов Р.Г. Автоколебания газа в установках с горением. – Казань.: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2003. – 227 с.

3. Беляев Н.М., Белик Н.П., Польшин А.В. Термоакустические колебания газожидкостных потоков в сложных трубопроводах энергетических установок. – К. – Д.: Высшая школа, 1985. – 160 с.

4. Зукер Д., Глас П., Бенке Г. Пульсации давления в воздухонагревателях // Черные металлы (перевод с нем.), 1980. – № 22. – С. 20–26.

5. Шкляр Ф.Р., Малкин В.М., Кашианова С.П., Калугин Я.П., Советкин В.П. Доменные воздушно-нагреватели. — М.: Металлургия, 1982. — 176 с.
6. Раушенбах Б.В. Вибрационное горение. — М.: Физматгиз, 1961. — 500 с.
7. Л. Крокко, Чжен Синь-и. Теория неустойчивого горения в жидкостных ракетных двигателях. — М.: Изд-во иностр. лит., 1958. — 351 с.
8. Гоцуленко В.В. Математическое моделирование снижения амплитуд колебаний вибрационного горения в крупных промышленных агрегатах // Математическое моделирование, РАН. — 2005. — Т. 17, № 11. — С. 16–24.
9. Гоцуленко В.В., Гоцуленко В.Н. // 6-й Минский международный форум по тепло- и массообмену: Тез. докл. и сообщ. — Минск, 2008. Т. 1. — С. 320–321.
10. Артамонов К.И. Термогидроакустическая устойчивость. — М.: Машиностроение, 1982. — 216 с.
11. Неустойчивость горения в ЖРД /Под ред. Д.Т. Харье и Ф.Г. Рирдона. — М.: Мир, 1975. — 869 с.
12. Гоцуленко В.В., Павленко А.М., Басок Б.И. Управление автоколебаниями при вибрационном горении // Промышленная теплотехника. — 2005. — Т. 27, № 1. — С.9–13.
13. Гоцуленко В.В., Гоцуленко В.Н. Автоколебания вибрационного горения в ЖРД, самовозбуждающиеся из-за феноменологического запаздывания сгорания топлива, и их математическое моделирование // Математическое моделирование (Днепродзержинский государственный технический университет). — 2008. — № 1 (18). — С. 39–42.
14. Патент на корисну модель 29424. Одноступеневый відцентровий компресор/ Гоцуленко В.В., Гоцуленко В.Н. — Опубл. Бюл. 1, 2008.

Получено 08.01.2009 г.