

УДК 629.7: 533.6.001

В.В. ГОЦУЛЕНКО¹, В.Н. ГОЦУЛЕНКО²¹ *Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев*² *Институт предпринимательства “Стратегия”, Украина, Желтые воды*

ДЕМПФИРОВАНИЕ АВТОКОЛЕБАНИЙ ВИБРАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ ПРОТОЧНЫМИ ДИНАМИЧЕСКИМИ ДЕМПФЕРАМИ

Получена математическая модель нестационарных движений продуктов сгорания в вертикальной модели камеры горения при подключении к ней пассивных прямооточных демпферов в виде антиимпульсных перегородок и акустического LC – контура. Определены особенности такого демпфирования автоколебаний вибрационного горения при совместном и отдельном действии его механизмов: запаздывании сгорания топлива и отрицательных сопротивлений вязкостного по длине камеры горения и теплового, а также вихревого отрицательного сопротивления лопастного нагнетателя. Установлено, что антиимпульсные перегородки увеличивают волновое сопротивление камеры горения и приводят к устранению продольных как релаксационных, так и гармонических автоколебаний при различных типах напорной характеристики камеры горения. Акустический LC – контур, расположенный в проточном тракте между камерой горения и лопастным нагнетателем при монотонно убывающей напорной характеристике камеры горения демпфирует как релаксационные, так и гармонические автоколебания. В случае седлообразной напорной характеристики камеры горения рассматриваемый акустический LC – контур продольные релаксационные автоколебания не демпфирует. Такой демпфер позволяет устранить лишь гармонические и близкие к ним по форме автоколебания.

Ключевые слова: автоколебания вибрационного горения, прямооточный демпфер, демпфирование автоколебаний, волновое сопротивление, антиимпульсные перегородки.

Введение

Динамическое демпфирование вибрационного горения в ЖРД (жидкостных реактивных двигателях) осуществляется применением резонатора Гельмгольца и антиимпульсных перегородок в КС (камере сгорания) [1 – 3]. Установка ребер перегородок в КС ЖРД наряду с изменением акустических параметров потока среды изменяет его гидравлические параметры. Поэтому антиимпульсные перегородки также как и присоединяемый к камере горения колебательный $L_a C_a$ контур [4] являются проточными демпферами.

Известно, что в случае монотонно убывающей характеристики $F(G)$ КС и отсутствии нисходящей ветви на характеристике $h_c(G)$ реактивного сопла [5], единственным механизмом внутрикамерной неустойчивости является запаздывание τ сгорания топлива, введенное Л. Крокко. При таких условиях в [6] было установлено, что амплитуды релаксационных автоколебаний со снижением волнового сопротивления $Z = \sqrt{L_a/C_a}$ уменьшаются и при $Z \rightarrow 0$ колебания вовсе исчезают.

Разделение КС антиимпульсными перегород-

ками увеличивает ее волновое сопротивление Z , что согласно [6] составляет причину возрастания амплитуды продольных релаксационных автоколебаний, а при дальнейшем возрастании Z автоколебания переходят в гармоническую форму, амплитуда которых уменьшается.

В настоящее время теории, достаточно полно объясняющей влияние перегородок на устойчивость рабочего процесса в КС ЖРД, не существует [1 – 3].

Теория резонансных поглотителей [3] для определения поглощенной энергии использует безразмерный акустический импеданс, действительная и мнимые части которого определяются полуэмпирически. В [2] отмечается, что резонатор Гельмгольца применяется для подавления только поперечных форм колебаний. Влияние резонатора на продольные автоколебания оставалось неисследованным.

1. Постановка задачи

Задачей данной работы является определение особенностей демпфирования продольных автоколебаний вибрационного горения с помощью рассматриваемых проточных динамических демпферов.

Изменение импульса массы в i -м канале антиимпульсных перегородок может быть определено

из уравнения движения, записанного в форме [4]

$$L_{a_i} dG_i/dt = \Delta p \quad (i = \overline{1; n}),$$

где Δp – разность давлений на входе и выходе i -го канала КС, G_i – массовый расход продуктов сгорания через i -й канал КС, $L_{a_i} = \ell/S_i$ – его акустическая масса, S_i – площадь нормального сечения i -го канала КС, ℓ – длина ребер перегородок (рис. 1).

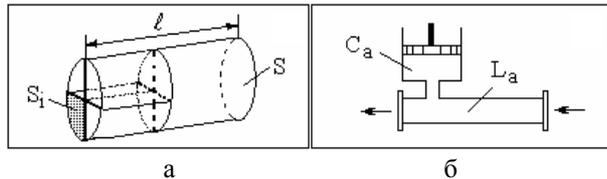


Рис. 1. Схемы проточных демпферов:
а – КС с антиимпульсными перегородками;
б – $L_a C_a$ -контур

Таким образом, с увеличением n числа ребер антиимпульсных перегородок волновое сопротивление $Z = c/S_i$ каждого из каналов, образованных перегородками перфорированной КС увеличивается, и как далее будет показано, приводит к снижению амплитуды продольных релаксационных автоколебаний.

2. Результаты работы

В [4] установлено существенное снижение амплитуды гармонических или близких к ним автоколебаний при расположении между камерой горения и нагнетателем проточного демпфера (рис. 1, б).

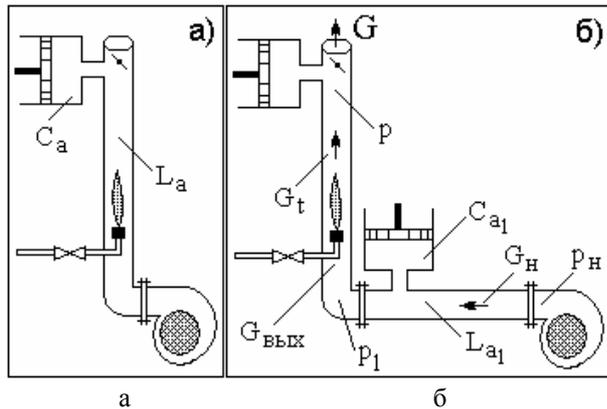


Рис. 2. Схема вертикальной камеры горения:
а – при отсутствии демпфирования;
б – при включении проточного динамического демпфера (рис. 1, б)

Исследование влияния такого демпфера на релаксационные автоколебания при различных суммарных напорных характеристиках, в частности при монотонно убывающей суммарной характеристике,

в этой работе не проводилось. На рис. 2. изображены модели вертикальной камеры горения при отсутствии (рис. 2, а) и при подключении (рис. 2, б) проточного демпфера (рис. 1, б), расположенного в тракте между КС и нагнетателем. Случай, когда рассматриваемый акустический LC - контур (рис.1, б) присоединялся на входе к нагнетателю (рис. 2, а), рассматривался в [8].

Уравнения, описывающие нестационарные движения продуктов сгорания в модели рис. 2, б представим в форме уравнений теории помпажа [4, 6-7]

$$\begin{cases} L_a \frac{dG_t}{dt} = F(G_t) + p_1 - p, \\ C_a \frac{dp}{dt} = G_t(t - \tau) - G, \\ L_{a1} \frac{dG_H}{dt} = H(G_H) - p_1, \\ C_{a1} \frac{dp_1}{dt} = G_H - G_{\text{ВЫХ}}, \end{cases} \quad (1)$$

где $F(G_t) = A(G_t) - h_r(G_t) - h_\ell(G_t)$ [7,8], $p = k_{\text{др}} G^2$,

$G_t = v G_{\text{ВЫХ}}$, $L_a = \ell/S$ и $C_a = V/c^2$ – соответственно акустическая масса и гибкость камеры горения, V – ее объем, c – скорость звука в камере горения, v – коэффициент увеличения расхода за счет подачи газообразного топлива.

Параметры стационарного режима в системе уравнений (1) определяем из условия:

$$\begin{cases} \frac{dG_t}{dt} \Big|_{G_t=G_t^*} = 0, \quad \frac{dp}{dt} \Big|_{p=p^*} = 0, \\ \frac{dG_H}{dt} \Big|_{G_H=G_H^*} = 0, \quad \frac{dp_1}{dt} \Big|_{p_1=p_1^*} = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Обозначив стационарный массовый расход продуктов сгорания $G_t^* = \xi$, из (2) находим:

$$\begin{aligned} G^* &= G_t^* = \xi, \quad G_{\text{ВЫХ}}^* = G_H^* = v^{-1}\xi, \quad p_1^* = H(v^{-1}\xi), \\ p^* &= F(\xi) + H(v^{-1}\xi), \quad k_{\text{др}} = \xi^{-2} \{F(\xi) + H(v^{-1}\xi)\}. \end{aligned}$$

В дальнейшем удобно перейти к безразмерным величинам, полагая

$$\begin{aligned} x_1 &= G_t/\xi, \quad x_2 = \{F(\xi) + H(v^{-1}\xi)\}^{-1} p, \quad x_3 = v G_H/\xi, \\ x_4 &= p_1/H(v^{-1}\xi), \quad t' = t/m_t, \quad \tau' = \tau/m_t, \end{aligned} \quad (3)$$

где m_t – размерная константа, например $m_t = 1 \text{ с}$.

В новых переменных (3) система уравнений (1) запишется в форме:

$$\begin{cases} \left[\frac{L_a \xi}{H(v^{-1}\xi) m_t} \right] \frac{dx_1}{dt'} = \frac{F(\xi x_1)}{H(v^{-1}\xi)} + x_4 - \left[1 + \frac{F(\xi)}{H(v^{-1}\xi)} \right] x_2, \\ \left[C_a \frac{F(\xi) + H(v^{-1}\xi)}{\xi m_t} \right] \frac{dx_2}{dt'} = x_1(t' - \tau') - \sqrt{x_2}, \end{cases}$$

$$\begin{cases} \left[\frac{L_{a1} \xi}{v m_t H(v^{-1} \xi)} \right] \frac{dx_3}{dt'} = \frac{H(\xi x_3)}{H(v^{-1} \xi)} - x_4, \\ \left[C_{a1} \frac{v H(v^{-1} \xi)}{\xi m_t} \right] \frac{dx_4}{dt'} = x_3 - x_1. \end{cases} \quad (4)$$

При отсутствии демпфера (рис. 2, а) в системе уравнений (4) следует положить $L_{a1} = 0$ и $C_{a1} = 0$. В этом случае она преобразуется в динамическую систему с одной степенью свободы

$$\begin{cases} \left[\frac{L_a \xi}{H(v^{-1} \xi) m_t} \right] \frac{dx_1}{dt'} = \frac{F_\Sigma(x_1)}{H(v^{-1} \xi)} - \left[1 + \frac{F(\xi)}{H(v^{-1} \xi)} \right] x_2, \\ \left[C_a \frac{F(\xi) + H(v^{-1} \xi)}{\xi m_t} \right] \frac{dx_2}{dt'} = x_1(t' - \tau') - \sqrt{x_2}. \end{cases} \quad (5)$$

Отметим, что при изучении влияния проточного демпфера в виде антиимпульсных перегородок на структуру внутрикамерной неустойчивости, в системе (5) необходимо в качестве акустических параметров L_a и C_a взять соответствующие параметры отдельного канала КС, к которым прибавля-

ются акустические параметры неперфорированной части КС и положить $L_a = L_{a1}$, $C_a = C_{a1}$.

При отсутствии запаздывания $\tau' = 0$ система (5) формально совпадает с уравнениями теории помпажа, согласно результатам которой, необходимым условием существования ее периодического автоколебательного решения является наличие восходящей ветви $dF_\Sigma/dx_1 > 0$ на суммарной напорной характеристике

$$F_\Sigma(x_1) = F(\xi x_1) + H(v^{-1} \xi x_1).$$

В контексте рассматриваемой модели (рис. 2) восходящая ветвь на характеристике $F_\Sigma(x_1)$ образуется в результате ее наличия на напорной характеристике нагнетателя $H(v^{-1} \xi x_1)$, или на напорной характеристике теплоподвода $F(\xi x_1)$.

В последнем случае восходящая ветвь порождается отрицательными сопротивлениями:

h_ℓ – вязкостным по длине камеры горения;

h_T – тепловым, являющимся местным сопротивлением зоны теплоподвода.

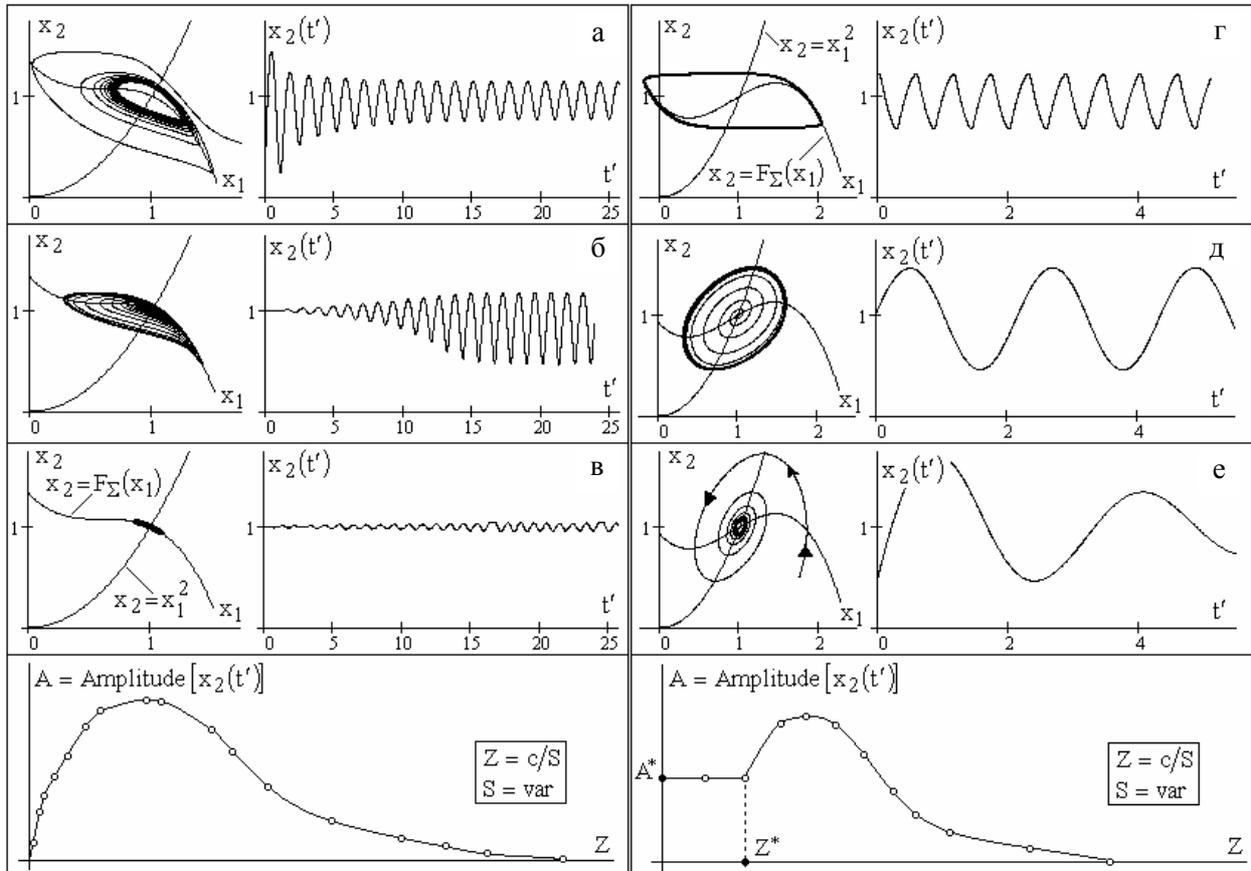


Рис. 3. Демпфирование автоколебаний антиимпульсными перегородками при различных суммарных напорных характеристиках $F_\Sigma(x_1)$,

когда $\tau' = 0,02$, $S_i = S/n$ ($i = \overline{1; n}$):

а, г – $n = 1$; б, д – $n = 3$; в, е – $n = 25$

Восходящая ветвь на напорной характеристике $H(v^{-1}\xi x_1)$ центробежного нагнетателя (рис. 2) образуется вихревыми гидравлическими потерями при снижении подачи. В случае, когда зависимость $F_\Sigma(x_1)$ является монотонно убывающей, единственным механизмом появления в системе (5) предельного цикла (автоколебаний) является запаздывание $\tau' > 0$. Установленные свойства автоколебательных решений системы дифференциальных уравнений (5) позволяют заключить (рис. 3), что при введении в КС антиимпульсных перегородок увеличивается ее волновое сопротивление, что приводит к бифуркации предельного цикла в устойчивый фокус так, что вначале релаксационные автоколебания переходят в гармоническую форму и далее вовсе исчезают. Это имеет место как при наличии седлообразности на характеристике $F_\Sigma(x_1)$, так и в случае, когда $dF_\Sigma/dx_1 < 0$. Отличительный характер перестроек автоколебаний происходит в обратном направлении

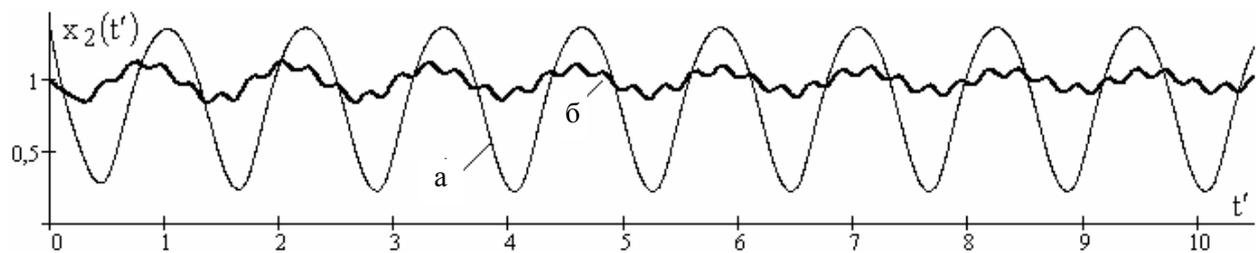


Рис. 4. Демпфирование автоколебаний $L_a C_a$ контуром (рис. 1, б)

при убывающей характеристике $F_\Sigma(x_1)$ и $\tau' = 0,02$:

а – колебания в системе (рис. 2, а) без демпфера; б – при подключении демпфера (рис. 2, б)

Отметим, что с увеличением запаздывания $\tau' > 0$, т.е. при усилении действия механизма Л. Крокко, предельные циклы деформируются так, что увеличиваются амплитуды соответствующих им автоколебаний. Своеобразная деформация предельных циклов с увеличением их размеров происходит с ростом $\tau' > 0$ и при монотонно убывающей характеристике $F_\Sigma(x_1)$.

Заключение

Антиимпульсные перегородки увеличивают волновое сопротивление Z КС, которое возрастает с увеличением их числа. Рост Z приводит к преобразованию релаксационных автоколебаний в гармонические колебания. С дальнейшим ростом Z происходит бифуркация, в результате которой предельный цикл гармонических автоколебаний переходит в устойчивый фокус и режим горения становится абсолютно устойчивым. $L_a C_a$ -демпфер, при соответствующей подстройке его акустических параметров к акустическим параметрам КС, снижает

(рис. 3). В случае седлообразной характеристики $F_\Sigma(x_1)$ при $Z \rightarrow 0 \exists Z = Z^*$, что при $Z \leq Z^*$ амплитуда A релаксационных автоколебаний остается неизменной $A = A^*$ и определяется лишь “седлообразностью” (рис.3) характеристики $F_\Sigma(x_1)$ и $\tau' \geq 0$.

Анализ перестроек при варьировании параметров L_{a1} и C_{a1} периодических решений нелинейной системы уравнений (4), которые определяют автоколебания в установке (рис. 2, б) показал, что проточный $L_a C_a$ -контур демпфирует релаксационные колебания в КС лишь при монотонно убывающей характеристике $F_\Sigma(x_1)$. Характер такого демпфирования автоколебаний вибрационного горения приведен на рис. 4.

Дальнейший анализ динамической системы (4) показал, что при седлообразной характеристике $F_\Sigma(x_1)$ $L_a C_a$ -контур демпфирует лишь гармонические или близкие к ним автоколебания.

амплитуду как гармонических, так и релаксационных автоколебаний при монотонно убывающей суммарной напорной характеристике $F_\Sigma(x_1)$ КС.

При седлообразной характеристике $F_\Sigma(x_1)$ $L_a C_a$ -контур релаксационные автоколебания не демпфирует. В этом случае демпфируются лишь гармонические или близкие к ним автоколебания.

Литература

1. Артамонов, К.И. Термогидроакустическая устойчивость [Текст] / К.И. Артамонов. – М.: Машиностроение, 1982. – 216 с.
2. Натанзон, М.С. Неустойчивость горения [Текст] / М.С. Натанзон. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с.
3. Устойчивость рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов [Текст] / М.А. Ильченко, В.В. Крютченко, Ю.С. Мнацаканян [и др.]. – М.: Машиностроение, 1995. – 320 с.
4. Гоцуленко, В.В. Математическое моделирование снижения амплитуд колебаний вибрационного горения в крупных промышленных агрегатах

[Текст]/В.В. Гоцуленко // Математическое моделирование, РАН. – 2005. – Т. 17, № 11. – С. 16-24.

5. Зельдович, Я.Б. Теория нестационарного горения пороха [Текст]: моногр. / Я.Б. Зельдович, О.И. Лейтунский, В.Б. Либрович. – М.: Наука, 1975. – 132 с.

6. Гоцуленко, В.В. Автоколебания вибрационного горения в ЖРД, самовозбуждающиеся из-за феноменологического запаздывания сгорания топлива, и их математическое моделирование [Текст] / В.В. Гоцуленко, В.Н. Гоцуленко // Математическое моделирование. – 2008. – № 1 (18). – С. 39-42.

7. Гоцуленко, В.В. Управление автоколебаниями колеблющегося пламени при одновременном действии механизмов их возбуждения [Текст]/ В.В. Гоцуленко, Б.И. Басок // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 3. – С. 101-107.

8. Гоцуленко, В.В. Динамическое демпфирование вибрационного горения в модели каупера при присоединении демпфирующего контура на входе вентилятора [Текст]/ В.В. Гоцуленко, В.Н. Гоцуленко // Математическое моделирование. – 2010. – № 1 (22). – С. 10-12.

Поступила в редакцию 12.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой металлургического оборудования О.А. Бейгул, Днепродзержинский государственный технический университет, Днепродзержинск, Украина.

ДЕМПФІРУВАННЯ АВТОКОЛИВАНЬ ВІБРАЦІЙНОГО ГОРІННЯ ПРОТОЧНИМИ ДИНАМІЧНИМИ ДЕМПФЕРАМИ

В.В. Гоцуленко, В.М. Гоцуленко

Отримано математичну модель нестационарних рухів продуктів згорання у вертикальній моделі камери горіння при підключенні до неї пасивних прямоочних демпферів у вигляді антиімпульсних перегородок та акустичного LC - контуру. Визначено особливості такого демпфірування автоколиваний вібраційного горіння при спільній та окремій дії його механізмів: запізненого згорання палива і від'ємних опорів вязкостного по довжінні камери горіння і теплового, а також вихрового від'ємного опору лопатєвого нагнітача. Установлено, що антиімпульсні перегородки збільшують хвильовий опір камери горіння, що приводить до усунення поздовжніх як релаксаційних, так і гармонійних автоколиваний при різних типах напірної характеристики камери горіння. Акустичний LC - контур, розташований у проточному тракті між камерою горіння і лопатєвим нагнітачем при монотонно спадаючій напірній характеристикі камери горіння демпфірує як релаксаційні, так і гармонійні автоколивання. У випадку сідлоподібної напірної характеристикі камери горіння розглянутий акустичний LC - контур поздовжні релаксаційні автоколивання не демпфірує. Такий демпфер дозволяє усунути лише гармонійні та близькі до них за формою автоколивання.

Ключові слова: автоколивання вібраційного горіння, прямоочний демпфер, демпфірування автоколиваний, хвильовий опір, антиімпульсні перегородки.

DAMPING VIBRATION OF AUTO COMBUSTION FLOW DYNAMIC DAMPER

V.V. Gotsulenko, V.N. Gotsulenko

The mathematical model of unsteady movements of products of combustion in a vertical model of the combustion chamber when connecting to it once-through passive dampers in the form antiimpulsnyh partitions and acoustic LC - circuit. The features of the vibration damping oscillations of combustion at the joint and separate action of its mechanisms: delay of combustion and negative viscous resistance along the length of the combustion chamber and heat, as well as a vortex of negative resistance vane blower. Established that antiimpulsnyh partitioning increases the wave resistance of the combustion chamber and lead to the elimination of the longitudinal relaxation as well as harmonic oscillations in different types of pressure characteristics of the combustion chamber. Acoustic LC - circuit placed in a flow path between the combustion chamber and vane supercharger with a monotonically decreasing pressure characteristic of the combustion chamber damps as relaxation and harmonic self-oscillations. In the case of saddle pressure characteristics of the combustion chamber under review, acoustic LC - circuit longitudinal relaxation self-oscillations are not damped. Such a damper can eliminate only the harmonic and close to them in the form of self-oscillation.

Key words: self-oscillations of vibration combustion ramjet damper, damping oscillations, impedance, antiimpulsnyh septum.

Гоцуленко Владимир Владимирович – канд. техн. наук, старший научный сотрудник отдела теплофизических основ энергосберегающих теплотехнологий института технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: gosul@ukr.net.

Гоцуленко Владимир Николаевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры экономической кибернетики института предпринимательства “Стратегия”, Желтые Воды, Украина.