

Разработка и экспериментальное исследование динамических характеристик адаптивного гасителя пульсаций давления для топливной системы газотурбинного двигателя

Радин Д.В.*, Макарьянц Г.М.**

Самарский национальный исследовательский университет

им. академика С.П. Королева, Московское шоссе, 34, Самара, 443086, Россия

**e-mail: radin.danila.v@gmail.com*

***e-mail: georgy.makaryants@gmail.com*

Статья поступила 11.06.2020

Аннотация

Одним из ключевых направлений по улучшению экологических и экономических характеристик современных газотурбинных двигателей является разработка малоэмиссионных камер сгорания, реализующих концепцию сжигания бедной гомогенной смеси. Пульсации давления в топливной системе газотурбинного двигателя могут привести к нестабильному горению в малоэмиссионной камере сгорания. Частота вращения насоса сильно изменяется в зависимости от режима работы двигателя. Поэтому для подавления пульсаций давления в топливной системе необходимо применять регулируемый резонатор Гельмгольца, настраиваемый на частоту вращения насоса. В данной работе регулируемым элементом гасителя был объём полости. Данное исследование посвящено разработке и экспериментальному исследованию динамических характеристик адаптивного гасителя пульсаций давления резонансного типа в рассматриваемом частотном диапазоне. Экспериментальный стенд состоял из насоса, системы охлаждения рабочей

жидкости, резонатора с поршнем, предназначенным для изменения объёма полости, и имитации топливной системы. Во время испытаний измерялись пульсации давления перед и за резонатором, а также за насосом, когда резонатор не был установлен. Объём резонатора изменялся от минимального до максимального значений. Эффективность настраиваемого резонатора Гельмгольца оценивалась с помощью коэффициента вносимого затухания. Частотная характеристика эффективности настраиваемого резонатора представляет собой монотонно убывающую кривую. Экспериментальные данные подтвердили теоретические расчёты с высокой точностью. Настраиваемый резонатор Гельмгольца обеспечивает гораздо большее затухание пульсаций давления, чем нерегулируемый, во всём частотном диапазоне.

Ключевые слова: резонатор Гельмгольца, адаптивный, топливная система, пульсации, камера сгорания, газотурбинный двигатель.

1. Введение

В настоящее время все авиационные двигатели гражданской авиации должны соответствовать стандартам ИКАО, содержащим требования по экологическим характеристикам, которые возрастают с каждым годом. Ещё одной основной тенденцией совершенствования двигателей в краткосрочной и среднесрочной перспективах является повышение их экономичности [1, 2]. Одним из ключевых направлений по улучшению экологических и экономических характеристик современных газотурбинных двигателей является разработка малоэмиссионных камер сгорания, реализующих концепцию сжигания бедной гомогенной смеси [3, 4].

Важной проблемой при создании камер сгорания такого типа является неустойчивость их работы, которая приводит к усталостным механическим повреждениям элементов камер сгорания, деформации её конструкции, разрушению жаровой трубы и газовой эрозии лопаток турбины вследствие повышенной вибрационной нагрузки, что приводит к затуханию пламени и выключению двигателя. Однако, отказобезопасность бортовых систем и всего комплекса в целом является одним из основных требований, предъявляемых как к гражданским летательным аппаратам, так и к военным, особенно в условиях «мирного неба», когда несмотря на высокий уровень налёта необходимо обеспечить работоспособность этой техники до момента ее боевого применения [5]. На данный момент времени основное внимание уделено исследованию зависимости устойчивости горения от процессов, происходящих непосредственно в камере сгорания [6]. Однако, граничным условиям, рассматриваемых процессов, в частности пульсациям поступающего в камеру сгорания топлива, уделено недостаточное внимание. Величина пульсаций давления и расхода топлива зависит от динамических характеристик топливной системы. Таким образом, проблема подавления пульсаций рабочего тела в топливной системе газотурбинного двигателя чрезвычайно актуальна.

Кроме этого, пульсации давления вызывают вибрацию агрегатов, приводящую к усталостному разрушению корпусных элементов, разрушению трубопроводов, выходу из строя элементов насосов и возникновению вибрационной кавитации [7, 8, 9]. Также следует отметить, что пульсации давления рабочего тела являются главной причиной высокого уровня вибраций и, следовательно, снижения надежности

насосных агрегатов не только топливной системы авиационного двигателя, но и системы подачи жидкостного ракетного двигателя [10].

Наиболее эффективным методом устранения пульсаций давления является применение гасителей пульсаций давления резонансного типа [11, 12]. Несмотря на высокую эффективность подавления пульсаций в области резонансной частоты резонатор показывает неудовлетворительную работу на некотором удалении от частоты его настройки, в то время как частота вращения топливного насоса изменяется в процессе эксплуатации двигателя в широких пределах. Указанного выше недостатка удастся избежать, применяя адаптивный резонатор, собственная частота которого изменяется в процессе эксплуатации из условия обеспечения максимальной эффективности во всем заданном диапазоне подавления. Теоретическая формула для вычисления собственной частоты резонатора Гельмгольца имеет вид:

$$f_p = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_\Gamma}{V \cdot l_\Gamma}} \quad (1)$$

где f_p - собственная частота, S_Γ - площадь поперечного сечения горла, V_Π - объем полости, l_Γ - длина горла, c – скорость звука в рабочей среде.

Как видно из формулы (1), собственной частотой резонатора можно управлять путем изменения геометрических параметров его горла и полости. В данной работе изменение собственной частоты резонатора выполняется путем изменения объема его полости, поскольку это наиболее технологичный и реализуемый метод для гидравлических систем [13, 14]. Гидравлическая схема разработанной системы с

адаптивным резонатором представлена на рисунке 1. Принципиальная схема адаптивного резонатора представлена на рисунке 2.

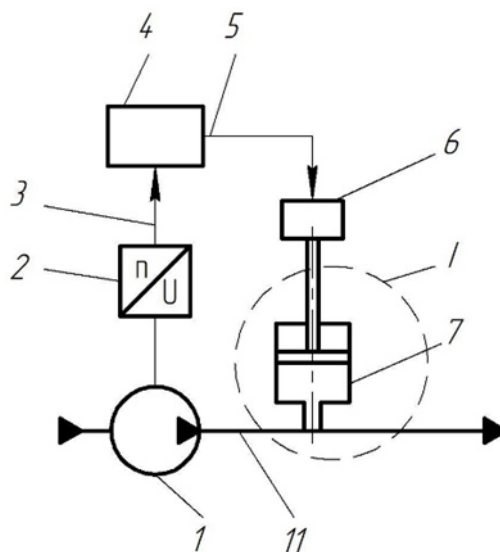


Рис.1. Гидравлическая схема системы с адаптивным гасителем.

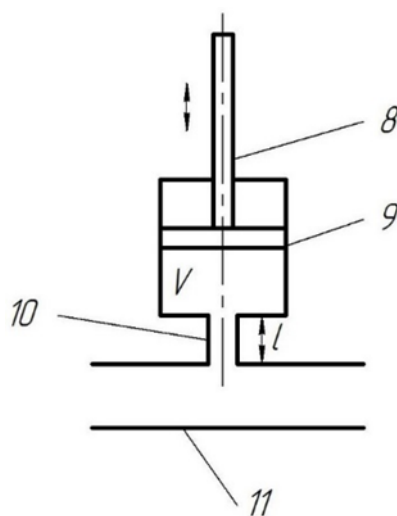


Рис.2. Принципиальная схема адаптивного гасителя.

Данное устройство состоит из датчика 2, который измеряет частоту вращения вала насоса 1 и передает сигнал 3 в блок управления 4. Блок управления 4 в соответствии с полученным сигналом подает сигнал 5 на привод 6 (например, электродвигатель), который управляет штоком 8 резонатора 7. Шток 8 осуществляет перемещение поршня 9. Движение штока 8 показано стрелкой. Резонатор 7 соединен

своей горловиной 10 с трубопроводом 11. Резонатор 7 следует размещать сразу за выходным сечением источника колебаний – насоса 1.

Работ, посвященных исследованию адаптивных гасителей пульсаций давления резонансного типа применительно к гидравлическим системам, на данный момент не так много, т.к. реализация на практике системы управления объемом резонатора для гидросистем сталкивается со значительными трудностями. Высокие давления, порядка 10 ... 20 МПа предъявляют подчас невыполнимые требования к силе, развиваемой актюатором настройки объема резонатора. Невозможность их преодоления в настоящее время не позволяет добиться повышения эффективности активных систем с резонатором более, чем на пять децибел, что явно недостаточно и несоразмерно с уровнем энергетических затрат на их работу. Поэтому целью работы является создание и экспериментальное исследование динамических характеристик адаптивного гасителя пульсаций давления для топливной системы газотурбинного двигателя.

2. Разработка адаптивного гасителя резонансного типа

Разработка адаптивного резонатора Гельмгольца состоит из 2 этапов:

1. Проектный расчет резонатора с фиксированным объемом, обеспечивающим минимальное требуемое значение коэффициента вносимого затухания в заданном частотном диапазоне;
2. Расчет эффективности резонатора с различными значениями объемов полости.

Для ускорения процесса разработки адаптивного гасителя резонансного типа была создана система автоматического проектирования в среде программирования

С#. В разработанной программе присутствует графический интерфейс (рисунок 3), исключающий долговременную обработку данных в табличных процессорах.

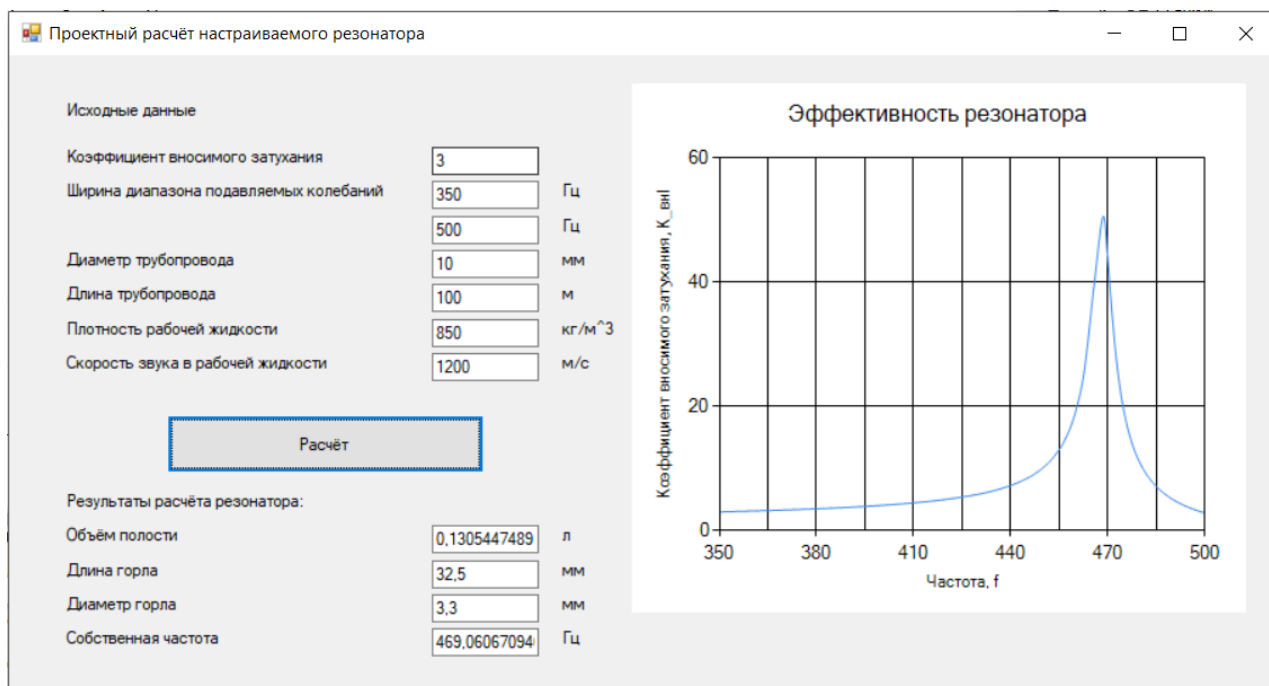


Рис. 3. Внешний вид программы

2.1 Методика проектного расчёта настраиваемого гасителя

В качестве основы для разработки методики проектного расчёта была взята методика проектного расчёта нерегулируемого резонатора, приведённая в монографии [11]. Была выполнена её модернизация и уточнение, которое заключалось в замене способа решения уравнений динамики гасителя с помощью номограмм на численное решение с помощью метода Ньютона.

Исходными данными для проектного расчёта являются:

- 1) коэффициент вносимого затухания ($K_{вн1}$);
- 2) ширина диапазона подавляемых частот колебаний ($f_1; f_2$);

- 3) диаметр стендового трубопровода (d_H);
- 4) длина стендового трубопровода (l);
- 5) рабочая жидкость и ее температура ($T_{\text{раб.жидк}}$);
- 6) модуль импеданса насоса ($|Z_H|$);
- 7) амплитуда первой гармоники (A_{p1}).

Проектный расчёт выполнялся в следующей последовательности:

1) Расчёт плотности рабочей жидкости (ρ). При расчётах принимаем, что плотность рабочей жидкости не зависит от давления, т.к. при распространённом в практике давлении порядка 200 кг/см^2 плотность практически не отличается от плотности при нулевом давлении [15, 16]. Для учёта влияния температуры рабочей жидкости на её плотность использовались экспериментальные данные, приведенные в [17].

2) При расчётах было принято, что скорость распространения звука не зависит от упругой деформации стенок трубопроводов. Согласно [18] расчёт скорости распространения звука в рабочей жидкости (c) выполнялся по формуле (2):

$$c = \sqrt{\frac{B}{\rho}} \quad (2)$$

где B – модуль объёмной упругости среды.

Т.к. динамические процессы в системе являются быстроизменяющимися, будем использовать адиабатический модуль объёмной упругости среды [19].

3) По формулам (3), (4) вычисляется диапазон изменения круговой частоты для первой гармоники:

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot f_1 \quad (3)$$

$$\omega_2 = 2 \cdot \pi \cdot f_2 \quad (4)$$

4) За входной импеданс присоединённый гидравлической цепи Z_H принимается волновое сопротивление трубопровода, которое рассчитывается по формуле (5):

$$Z_H = \frac{4 \cdot \rho \cdot c}{\pi \cdot d_H^2} \quad (5)$$

5) Входная проводимость присоединённой гидравлической цепи рассчитывается по формуле (6):

$$Y_H = \frac{1}{Z_H} \quad (6)$$

6) Входная проводимость эквивалентного источника колебаний рассчитывается по формуле (7):

$$Y_{И} = \frac{1}{Z_{И}} \quad (7)$$

7) Пульсационная производительность эквивалентного источника колебаний рассчитывается по формуле (8):

$$A_{И} = \frac{A_{p1}}{Z_H} \sqrt{\left| \frac{Z_H}{Z_{И}} \right|^2 + 1} \quad (8)$$

8) Акустические характеристики исходной системы рассчитываются в соответствии с формулами (9), (10):

$$M_Y = \sqrt{\operatorname{Re}^2 Y_\Sigma + \operatorname{Im}^2 Y_\Sigma} \quad (9)$$

$$\varphi_Y = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{Im} Y_\Sigma}{\operatorname{Re} Y_\Sigma} \quad (10)$$

где $Y_\Sigma = Y_{\text{И}} + Y_{\text{Н}}$.

9) Требуемые значения модуля импеданса резонатора $M_{\text{пр}}(\omega_1, \varphi_{\text{пр}1})$, $M_{\text{пр}}(\omega_2, \varphi_{\text{пр}2})$, обеспечивающие на границах частотного диапазона значения коэффициента вносимого затухания не менее заданного определялись из уравнения (11):

$$\left\{ \left[\sqrt{\sqrt{(M_Y \cdot M_{\text{пр}})^4 \cdot K_{\text{вн}I}^4 \cdot \sin^4 \varphi_{\text{пр}} + 4 \cdot K_{\text{вн}I}^2 \cdot (M_Y \cdot M_{\text{пр}})^2 \cdot \cos^2 \varphi_{\text{пр}} - K_{\text{вн}I}^2 \cdot (M_Y \cdot M_{\text{пр}})^2 \cdot \sin^2 \varphi_{\text{пр}}} + \sqrt{2} \cdot K_{\text{вн}I} \cdot \cos \varphi_Y} \right]^2 + 2 \cdot K_{\text{вн}I}^2 \cdot [(M_Y \cdot M_{\text{пр}}) \cdot \sin \varphi_{\text{пр}} - \sin \varphi_Y]^2 \right\} \times \left[\sqrt{(M_Y \cdot M_{\text{пр}})^4 \cdot K_{\text{вн}I}^4 \cdot \sin^4 \varphi_{\text{пр}} + 4 \cdot K_{\text{вн}I}^2 \cdot (M_Y \cdot M_{\text{пр}})^2 \cdot \cos^2 \varphi_{\text{пр}} - K_{\text{вн}I}^2 \cdot (M_Y \cdot M_{\text{пр}})^2 \cdot \sin^2 \varphi_{\text{пр}}} \right] = 4 \cdot K_{\text{вн}I}^4 \cdot (M_Y \cdot M_{\text{пр}})^2 \cdot \cos^2 \varphi_{\text{пр}} \quad (11)$$

Но уравнение (11) не позволяет вычислить требуемые значения модуля импеданса резонатора $M_{\text{пр}}(\omega, \varphi_{\text{пр}})$, при $\varphi_{\text{пр}2} = \pm 90^\circ$, т.к. при решении данного уравнения возникает неопределённость $[0/0]$. Поэтому выполняется модернизация

методики расчёта, которая заключается в том, что данная неопределённость раскрывается методом Лопиталья, в результате получаем уравнение (12)

$$\left[\sqrt{\sqrt{(M_Y \cdot M_{\text{пр}})^4 \cdot K_{\text{вн I}}^4 \cdot \sin^4 \varphi_{\text{пр}} + 4 \cdot K_{\text{вн I}}^2 \cdot (M_Y \cdot M_{\text{пр}})^2 \cdot \cos^2 \varphi_{\text{пр}} - K_{\text{вн I}}^2 \cdot (M_Y \cdot M_{\text{пр}})^2 \cdot \sin^2 \varphi_{\text{пр}}}} + \sqrt{2} \cdot K_{\text{вн I}} \cdot \cos \varphi_Y} \right]^2 + 2 \cdot K_{\text{вн I}}^2 \cdot [(M_Y \cdot M_{\text{пр}}) \cdot \sin \varphi_{\text{пр}} - \sin \varphi_Y]^2 = 2 \cdot K_{\text{вн I}}^4 \cdot (M_Y \cdot M_{\text{пр}})^2 \quad (12)$$

Для отыскания значений $M_{\text{пр}}(\omega, \varphi_{\text{пр}})$ использовался метод Ньютона. При этом необходимые производные уравнений (11) и (12) были вычислены в символьном виде с помощью программы Mathcad 15. Заданная точность вычисления $M_{\text{пр}}(\omega, \varphi_{\text{пр}}) \sim 0,0001$.

10) Значения $\varphi_{\text{пр1}}, \varphi_{\text{пр2}}$ находятся с помощью соотношения (13):

$$M_{\text{пр}}(\omega_1, \varphi_{\text{пр1}}) \cdot A_{\text{И2}} \cdot \cos \varphi_{\text{пр1}} = M_{\text{пр}}(\omega_2, \varphi_{\text{пр2}}) \cdot A_{\text{И1}} \cdot \cos \varphi_{\text{пр2}} \quad (13)$$

11) Находится зависимость $\varphi_{\text{пр1}} = f(\varphi_{\text{пр2}})$.

12) Значение $\varphi_{\text{пр2}}$ рассчитывается численными методами из условия максимума функции (14), расположенной в знаменателе выражения в скобках:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_{\text{пр2}}} \left(\frac{1}{\frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot M_{\text{пр}}(\varphi_{\text{пр2}}, \omega_2) \cdot \sin \varphi_{\text{пр2}} + \theta_1(\omega_1, \omega_2, \varphi_{\text{пр2}}) \theta_2(\omega_1, \omega_2, \varphi_{\text{пр2}})} \right) = 0 \quad (14)$$

где $\theta_1(\omega_1, \omega_2, \varphi_{\text{пр2}}) = M_{\text{пр}}(\varphi_{\text{пр1}}, \omega_1)$;

$$\theta_2(\omega_1, \omega_2, \varphi_{\text{ПР2}}) = \sin\varphi_{\text{ПР1}}.$$

13) При известном $\varphi_{\text{ПР2}}$ определяется значение $\varphi_{\text{ПР1}}$.

14) При известных значениях $\varphi_{\text{ПР1}}$ и $\varphi_{\text{ПР2}}$ определяются значения $M_{\text{ПР}}(\omega_1)$, $M_{\text{ПР}}(\omega_2)$.

15) Собственная круговая частота резонатора вычисляется по формуле (15):

$$\omega_P = \sqrt{\omega_1 \cdot \omega_2}.$$

$$\omega_P = \frac{\sqrt{\omega_1 \cdot M_{\text{ПР}}(\varphi_{\text{ПР2}}, \omega_2) \cdot \sqrt{1 + \text{ctg}^2 \varphi_{\text{ПР2}}} + \omega_2 \cdot M_{\text{ПР}}(\varphi_{\text{ПР1}}, \omega_1) \cdot \sqrt{1 + \text{ctg}^2 \varphi_{\text{ПР1}}}}{\sqrt{\omega_2 \cdot M_{\text{ПР}}(\varphi_{\text{ПР2}}, \omega_2) \cdot \sqrt{1 + \text{ctg}^2 \varphi_{\text{ПР2}}} + \omega_1 \cdot M_{\text{ПР}}(\varphi_{\text{ПР1}}, \omega_1) \cdot \sqrt{1 + \text{ctg}^2 \varphi_{\text{ПР1}}}}} \quad (15)$$

16) Ёмкость полости резонатора рассчитывается по формуле (16):

$$C = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_1 \cdot \omega_2}.$$

$$C = \frac{1}{\frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot M_{\text{ПР}}(\varphi_{\text{ПР2}}, \omega_2) \cdot \sqrt{1 + \text{ctg}^2 \varphi_{\text{ПР2}}} + M_{\text{ПР}}(\varphi_{\text{ПР1}}, \omega_1) \cdot \sqrt{1 + \text{ctg}^2 \varphi_{\text{ПР1}}}} \quad (16)$$

17) Объём полости гасителя рассчитывается по формуле (17):

$$V_{\text{П}} = C \cdot \rho \cdot c^2; \quad (17)$$

18) Индуктивность канала резонатора вычисляется по формуле (18):

$$L = \frac{1}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \cdot \omega_2.$$

$$L = \frac{1}{\frac{M_{\text{ПР}}(\varphi_{\text{ПР2}}, \omega_2) \cdot \sqrt{1 + \text{ctg}^2 \varphi_{\text{ПР2}}} + \omega_1 \cdot M_{\text{ПР}}(\varphi_{\text{ПР1}}, \omega_1) \cdot \sqrt{1 + \text{ctg}^2 \varphi_{\text{ПР1}}}}{\sqrt{1 + \text{ctg}^2 \varphi_{\text{ПР1}}} \cdot \sqrt{1 + \text{ctg}^2 \varphi_{\text{ПР2}}}}} \quad (18)$$

18) Геометрические размеры канала, а именно, длина горла l_{Γ} и площадь сечения горла резонатора S_{Γ} находятся из приведенной ниже формулы (19) перебором возможных вариантов l_{Γ} и S_{Γ} соответственно:

$$L = \frac{\rho \cdot l_{\Gamma}}{S_{\Gamma}} \quad (19)$$

19) Геометрические размеры полости, а именно, длина полости l_{Π} и диаметр полости резонатора D_{Π} находятся из приведенной ниже формулы (20) перебором возможных вариантов l_{Γ} и S_{Γ} соответственно:

$$V_{\Pi} = l_{\Pi} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{4} \quad (20)$$

Необходимо отметить, что длина полости выбирается не менее чем длина волны рассматриваемого динамического процесса [7].

21) Полученные в результате проектного расчета геометрические параметры округляются в соответствии с ГОСТ 6636-69.

2.2 Методика расчёта эффективности.

Модернизация методики расчёта эффективности также заключалась в исключении использования номограмм при математическом моделировании динамических характеристик резонатора.

Исходными данными для расчёта эффективности являлись:

- 1) ширина диапазона подавляемых частот колебаний ($f_1; f_2$);
- 2) диаметр стендового трубопровода (d_{Π});
- 3) длина стендового трубопровода (l);

- 4) рабочая жидкость и ее температура ($T_{\text{раб.жидк}}$);
- 5) модуль импеданса насоса ($|Z_{\text{И}}|$);
- 6) амплитуда первой гармоники ($A_{\text{р1}}$);
- 7) объём полости гасителя ($V_{\text{П}}$);
- 8) длина горла ($l_{\text{Г}}$);
- 9) площадь поперечного сечения горла ($S_{\text{Г}}$).

Исходные данные для расчёта эффективности импортировались из проектного расчёта.

Начальным этапом являлось определение частот, на которых будет вычисляться эффективность гасителя (т.е. коэффициент вносимого затухания). Следующим шагом являлось вычисление резонансной частоты гасителя по формуле (1). Далее весь частотный диапазон делился на 2 отрезка: $[f_{\text{min}}; f_{\text{р}}]$ и $[f_{\text{р}}; f_{\text{max}}]$. Далее частоты, для которых будет проводиться расчёт эффективности, равномерно распределялись внутри этих отрезков.

Для каждой конкретной частоты расчёт коэффициента вносимого затухания проводился по следующей методике:

1) За входной импеданс присоединённый гидравлической цепи $Z_{\text{Н}}$ принималось волновое сопротивление трубопровода, которое рассчитывается по формуле (21):

$$Z_{\text{Н}} = \frac{4 \cdot \rho \cdot c}{\pi \cdot d_{\text{Н}}^2} \quad (21)$$

2) Входная проводимость присоединённой гидравлической цепи определялась по формуле (22):

$$Y_H = \frac{1}{Z_H} \quad (22)$$

3) Входная проводимость эквивалентного источника колебаний рассчитывалась по формуле (23):

$$Y_{И} = \frac{1}{Z_{И}} \quad (23)$$

4) Пульсационная производительность эквивалентного источника колебаний вычислялась по формуле (24):

$$A_{И} = \frac{A_{p1}}{Z_H} \sqrt{\left| \frac{Z_H}{Z_{И}} \right|^2 + 1} \quad (24)$$

5) Мнимая часть импеданса резонатора рассчитывалась по формуле (25):

$$Im Z_p = \frac{\rho \cdot l_r \cdot \omega}{S_r} - \frac{\rho \cdot c^2}{\omega \cdot V_{п}} \quad (25)$$

6) Линейная часть активного сопротивления горла резонатора принималась:

$$K_L = \beta_1 = 0;$$

7) Часть активного сопротивления горла резонатора, обусловленная квадратичной составляющей потерь, подсчитывалась по амплитуде колебаний источника в соответствии с формулой (26):

$$K_H = \frac{4 \cdot \xi \cdot \rho}{3 \cdot \pi \cdot S_p^2} A_{И} \quad (26)$$

где ξ – коэффициент квадратичной составляющей гидравлических потерь: $\xi =$

$$\xi_{вх} + \xi_{тр} \frac{l_r}{d_r} + \xi_{вых}.$$

8) Акустические характеристики исходной системы рассчитывались по формулам (27), (28):

$$M_Y = \sqrt{\operatorname{Re}^2 Y_\Sigma + \operatorname{Im}^2 Y_\Sigma} \quad (27)$$

$$\varphi_Y = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{Im} Y_\Sigma}{\operatorname{Re} Y_\Sigma} \quad (28)$$

где $Y_\Sigma = Y_{\text{И}} + Y_{\text{Н}}$.

9) Значение Ψ отыскивается из уравнения (29):

$$[M_Y \cdot (K_{\text{Л}} + K_{\text{Н}} \cdot \Psi) + \cos \varphi_Y]^2 + [M_Y \cdot \operatorname{Im} Z_{\text{р}} - \sin \varphi_Y]^2 = \frac{1}{\Psi^2} \quad (29)$$

Модернизация заключалась в том, что для отыскания значений $M_{\text{пр}}(\omega, \varphi_{\text{пр}})$ использовался метод Ньютона. Для этого производная уравнения (29) была вычислена в символьном виде с помощью программы Mathcad 15. Заданная точность вычисления $\sim 0,0001$.

10) Коэффициент вносимого затухания рассчитывался по формуле (30):

$$K_{\text{внI}} = \frac{1}{M_Y \cdot \Psi \sqrt{(K_{\text{Л}} + K_{\text{Н}} \cdot \Psi)^2 + \operatorname{Im}^2 Z_{\text{р}}}} \quad (30)$$

После расчёта коэффициента вносимого затухания для каждой частоты строился график эффективности резонатора при заданном объёме.

3. Экспериментальное исследование динамических характеристик адаптивного гасителя резонансного типа

3.1 Испытательный стенд

Для экспериментальных исследований был спроектирован испытательный стенд. Его принципиальная схема представлена на рисунке 4. Стенд состоит из 2 основных блоков:

- Блок основного качающего узла (с адаптивным резонатором Гельмгольца);
- Блок подготовки рабочей жидкости

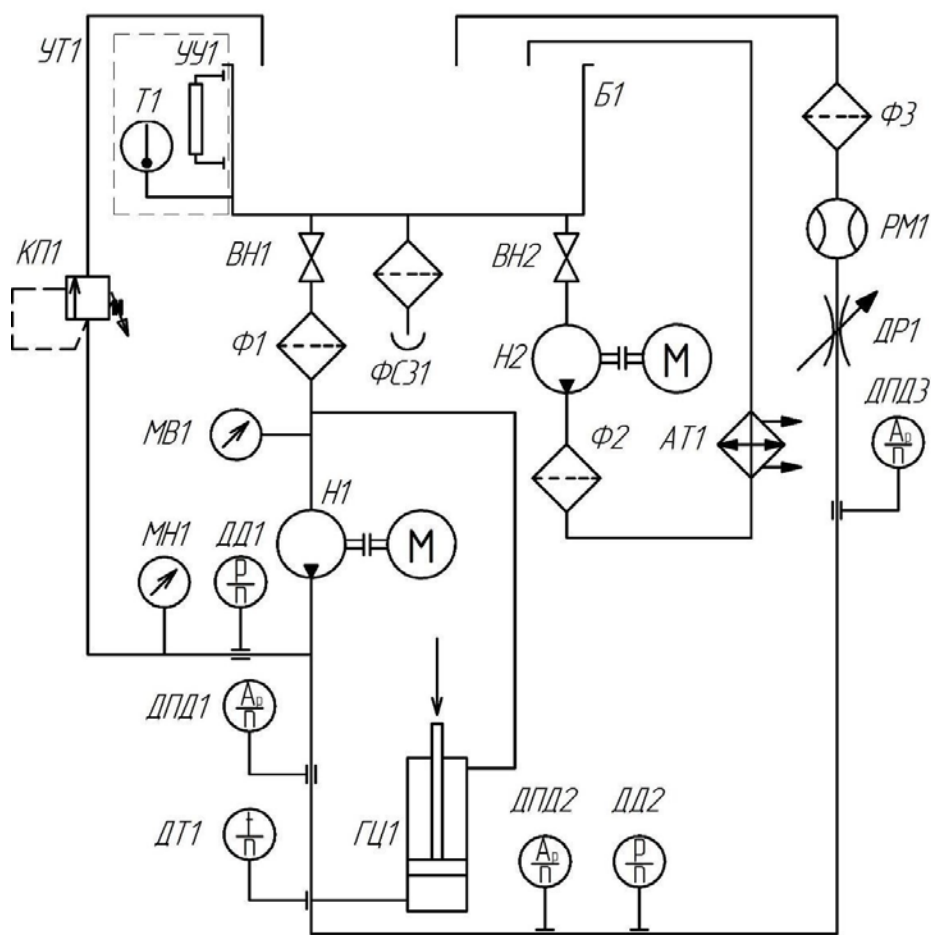


Рис.4. Принципиальная схема испытательного стенда. 1 – заправочный фильтр-сапун, 2 – гидравлически бак, 3 – вентиль, 4 – фильтр, 5 – мановакуумметр, 6 –

шестеренный насос, 7 – электродвигатель, 8 – датчик давления, 9 – манометр, 10 – предохранительный клапан, 11 – термометр, 12 – уровнемер, 13 – датчик пульсаций давления, 14 – датчик температуры, 15 – гидравлический цилиндр с шарико-винтовой парой, 16 – датчик пульсаций давления, 17 – датчик давления, 18 – датчик пульсаций давления, 19 – регулируемый дроссель, 20 – расходомер, 21 – фильтр, 22 – вентиль, 23 – шестеренный насос, 24 – электродвигатель, 25 – фильтр, 26 – теплообменный аппарат.

Испытательный стенд был оснащен гидравлическим баком с объемом 150 л. Бак оснащен уровнемером с термометром Filtrec FL2TM12, предназначенным для проверки температуры и уровня рабочей жидкости. В качестве рабочей жидкости использовалось минеральное масло Gazpromneft Hydraulic Hp 46. Экспериментальная установка представлена на рисунке 5.

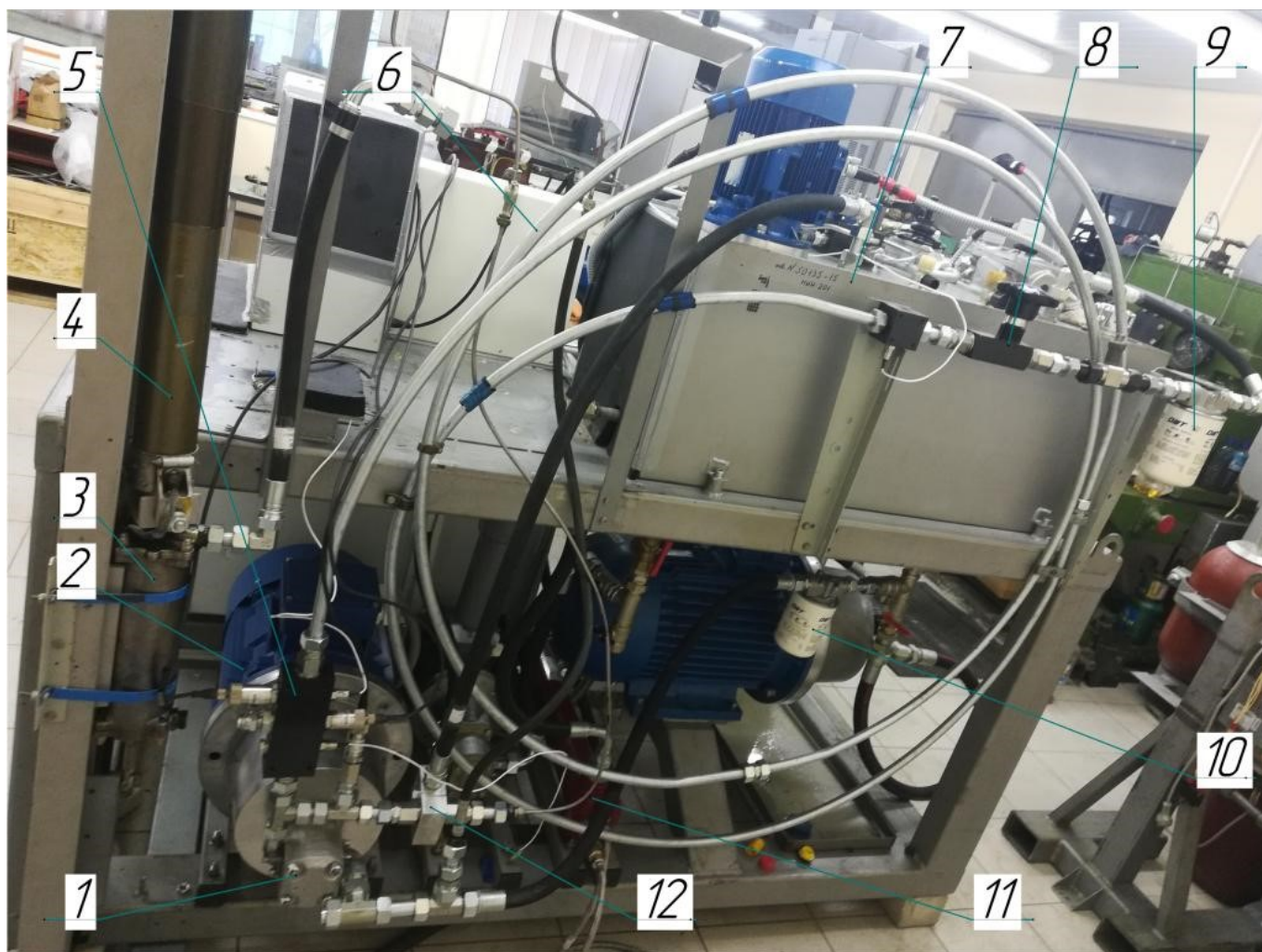


Рис. 5. Испытательный стенд. 1 – основной шестеренный насос, 2 – электродвигатель, 3 – настраиваемый резонатор Гельмгольца, 4 – шарико-винтовая пара, 5 – блок датчиков пульсаций давления, 6 – акустическая нагрузка, 7 – гидравлический бак, 8 – регулируемый дроссель, 9 – фильтр на выходе, 10 – фильтр на входе, 11 – блок подготовки рабочей жидкости, 12 – предохранительный клапан.

3.1.1 Блок подготовки рабочей жидкости

Для перекачивания рабочей жидкости использовался шестеренный насос Bosch Rexroth AZPG-22-032-RCB20MB. Для привода вала насоса использовался электродвигатель AIS 90L2. Для поддержания и регулирования температуры рабочей жидкости блок подготовки оснащен теплообменником OMT SA081-715-S4. Для

фильтрации жидкости использовался фильтр A Bosch Rexroth ABZFD-S0080-10H-420-1X/M-B

3.1.2 Блок основного качающего узла

Основным насосом является шестеренный насос Bosch Rexroth AZPF-12-014RCB20MB. Для привода вала насоса использовался электродвигатель AIS 160M4 B01. Длина основного трубопровода – 9м. Установленный на выходе из трубопровода регулируемый гидравлический дроссель Duplomatic RSN5/30 использовался для регулировки давления на выходе из основного качающего узла установлен. Для фильтрации жидкости в гидравлическом стенде использовался фильтр OMT OMTI05CNA, установленный во всасывающей магистрали, и фильтр OMT OMTI05GNR, установленный в сливной магистрали. Для защиты от заброса давления на выходе насосного агрегата использовался регулируемый предохранительный клапан Duplomatic CR5/22N.

В качестве настраиваемого резонатора Гельмгольца использовался гидроцилиндр с внутренним диаметром 0,078 м. Входной штуцер и участок до основного трубопровода выступали как резонаторное горло, объем под поршнем – как полость резонатора Гельмгольца. Внутренний диаметр горла – 8 мм, длина горла – 120 мм. Объем полости изменялся с помощью штока гидравлического цилиндра, который приводился в движение шарико-винтовой парой. Минимальный объем полости составляет 0,0795 л, максимальный – 0,5478 л. Данный гидравлический цилиндр вместе с шарико-винтовой парой представлен на рисунке 6.



Рис. 6. Настраиваемый резонатор Гельмгольца

Гидравлический испытательный стенд был спроектирован таким образом, чтобы он позволял определять как статические параметры рабочей среды, так и динамические параметры шестеренного насоса и настраиваемого ответвленного резонатора. Поэтому, измерительные приборы включали датчик давления Hydac HDA 4748-N, электронный датчик температуры Hydac ETC 4548-N и портативный регистратор данных HMG 3000. Для визуального контроля давления на входе и выходе из насоса использовался вакуумметр и два манометра.

3.2 Процесс экспериментального исследования

Настраиваемый резонатор Гельмгольца был настроен на частоту низшей зубцовой гармоники пульсаций шестеренного насоса. Эффективность настраиваемого резонатора Гельмгольца оценивалась с помощью коэффициента вносимого затухания $K_{вн}$, который представляет отношение амплитуды пульсаций давления в цепи без резонатора к амплитуде колебаний давления в цепи с резонатором [11]. Коэффициент вносимого затухания был экспериментально

определен для трех значений объема полости: при максимально выдвинутом штоке, при перемещениях штока, равных 0,75 и 0,5 от максимального.

Во время испытаний измерялись пульсации давления перед и за резонатором, а также за насосом, когда резонатор не был установлен. Объем резонатора изменялся от минимального до максимального значений.

Температура рабочей жидкости поддерживалась равной $30 \pm 2^\circ\text{C}$. Давление рабочей жидкости также было постоянным и поддерживалось с помощью регулируемого дросселя, установленного на выходе из трубопровода и имитирующего гидравлическую нагрузку. Средний уровень давления был равен 2.5 МПа.

Регистрация показаний датчиков пульсаций давления осуществлялась на персональном компьютере с использованием процедуры аналого-цифрового преобразования. Частота дискретизации – 10 кГц, время записи сигнала – 2 с. Такие параметры записи значений пульсаций давления позволили выполнить анализ регистрируемых пульсаций в частотном диапазоне от 0,5 до 2 500 Гц, что является удовлетворительным, т.к. исследуемые частоты низших зубцовых гармоник пульсаций шестерённого насоса располагаются выше 80...100 Гц.

Далее, проводился Фурье анализ полученного сигнала. С помощью окна Хеннинга выполнялось оконное преобразование Фурье с перекрытием в 99,95 %. Количество линий Фурье спектра было равно 2048. Таким образом спектр усреднялся по 37 952 окнам, что обеспечило точность преобразования Фурье порядка 0,003 %.

Ввиду того, что регистрируемый сигнал является случайным, вычислялась спектральная плотность мощности анализируемого сигнала.

4. Результаты

Предполагаемая эффективность снижения пульсаций давления с использованием настраиваемого резонатора Гельмгольца, использованного в эксперименте, была оценена автоматизированной программой для расчёта динамических характеристик адаптивного резонатора.

Результаты обработки экспериментальных данных и их сравнение с результатами математического моделирования представлены на рисунке 7.

Сравнение рассчитанных и экспериментальных значений коэффициента вносимого затухания показывает их хорошую сходимость. Адекватность теоретической модели подтверждена критерием Фишера, равным 1,24 при уровне значимости 1,91 [20].

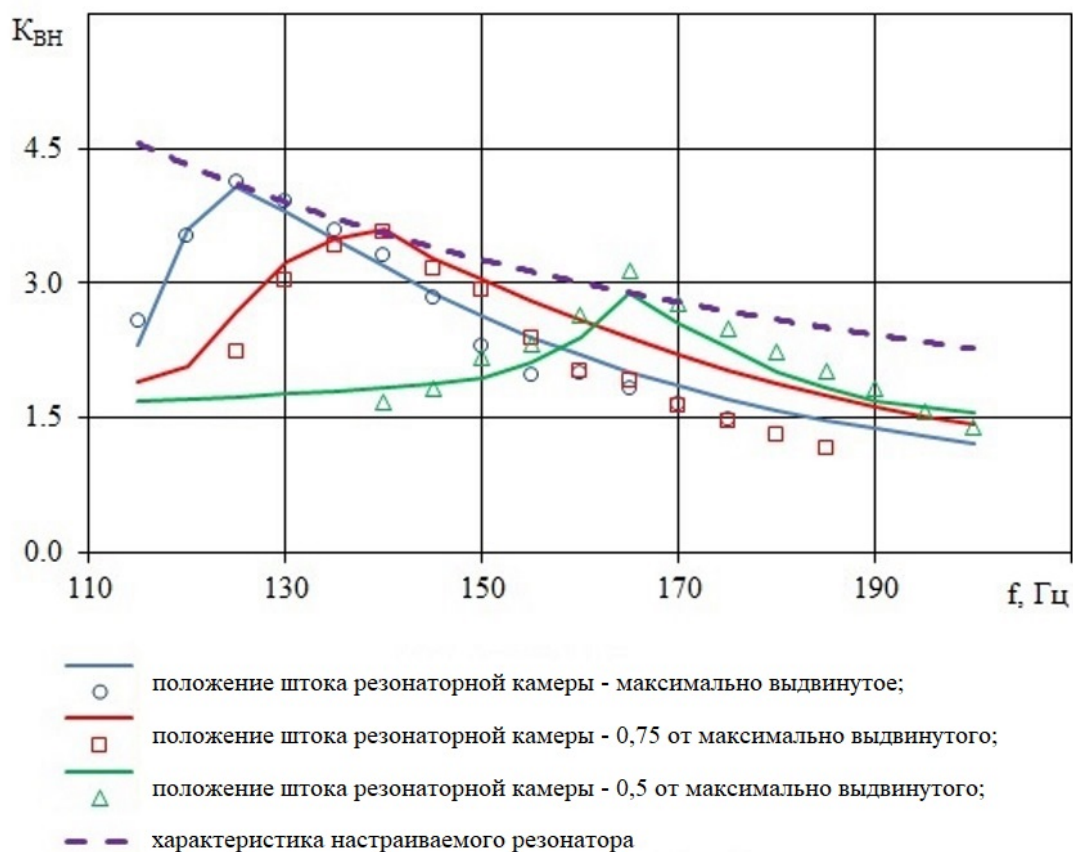


Рис. 7. Частотная зависимость коэффициент вносимого затухания адаптивного гасителя резонансного типа

Как видно из рисунка 7, частотная характеристика эффективности настраиваемого резонатора представляет собой монотонно убывающую кривую. На дорезонансных частотах эффективность настраиваемого гасителя увеличилась более чем в 3 раза по сравнению с нерегулируемым резонатором, на зарезонансных частотах – в полтора. Таким образом, настройка резонатора Гельмгольца с помощью изменения объема его камеры приводит к увеличению его эффективности во всем частотном диапазоне.

5. Выводы

В результате исследования был разработан и изготовлен адаптивный гаситель пульсаций давления резонансного типа. Для экспериментальных исследований был спроектирован испытательный стенд. Экспериментальные данные были сравнены с рассчитанными значениями коэффициента вносимого затухания, и адекватность теоретической модели была подтверждена с помощью критерия Фишера. Данное исследование доказало, что разработанный адаптивный гаситель пульсаций давления резонансного типа обеспечивает намного большее снижение пульсаций давления, чем нерегулируемый, во всем частотном диапазоне.

Благодарности

*Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках
научного проекта № 19-38-90239*

Библиографический список

1. Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели. – Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006. – 1204 с.
2. Арутюнов А.Г., Дыдышко Д.В., Ендогур А.И., Кузнецов К.В., Толмачев В.И. Перспективы развития транспортных самолетов // Труды МАИ. 2016. № 90. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=74704>

3. Комаров Е.М. Методы уменьшения эмиссии вредных веществ в камерах сгорания ГТД и ГТУ // Машиностроение и компьютерные технологии. 2018. № 5. С 9 - 29. URL: <https://doi.org/10.24108/0518.0001394>
4. Лавров В.Н., Постников А.М., Церерин Н.В., Цыбизов Ю.И., Беляев В.В. Опыт создания и направления дальнейшего совершенствования малотоксичных камер сгорания ГТД и ГТУ // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. Авиационная и ракетно-космическая техника. 2002. № 2 (2). С. 65 – 70.
5. Долгушев В.Г., Ионов В.А., Кун Н.В., Матвеев А.М. Тенденции развития современных авиационных бортовых гидросистем // Труды МАИ. 2017. № 95. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=84461>
6. Нугуманов А.Д., Сипатов А.М., Назукин В.А. Использование мирового опыта регулирования газотурбинных двигателей (ГТД) с малоэмиссионной камерой сгорания (МЭКС) по режимам мощности и в климатическом диапазоне при создании МЭКС для ГТД разработки АО «ОДК-Авиадвигатель» // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2017. № 50. С. 139 – 147. DOI: [10.15593/2224-9982/2017.50.13](https://doi.org/10.15593/2224-9982/2017.50.13)
7. Макарьянц Г.М. Разработка методов и средств снижения динамических нагрузок в пневматических и гидромеханических системах: Дисс. ... докт. техн. наук. – Самара, 2014. – 225 с.

8. Прокофьев А.Б. Разработка метода комплексного анализа динамики и прочности трубопроводных систем с гасителями колебаний рабочей жидкости: Дисс. ... докт. техн. наук. – Самара, 2008. – 342 с.
9. Бобарика И.О., Демидов А.И. Совершенствование всасывающих линий гидросистем с учетом кавитации // Труды МАИ. 2016. № 85. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=65646>
10. Тимушев С.Ф., Федосеев С.Ю. Методика численного моделирования вибрации осевого бустерного насоса жидкостного ракетного двигателя // Труды МАИ. 2015. № 83. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=62080>
11. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. - М.: Машиностроение. 1980. - 156 с.
12. Ortwig H. Experimental and analytical vibration analysis in fluid power systems // International Journal of Solids and Structures, 2005, no. 42, pp. 5821 - 5830. DOI: [10.1016/j.ijsolstr.2005.03.028](https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2005.03.028)
13. Kela L. Resonant frequency of an adjustable Helmholtz resonator in a hydraulic system // Archive of Applied Mechanics, 2009, no. 79, pp. 1115 - 1125. DOI: [10.1007/s00419-008-0279-5](https://doi.org/10.1007/s00419-008-0279-5)
14. Kela L. Adaptive Helmholtz Resonator in a Hydraulic System // International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering, 2010, no. 4, pp. 684 - 691.
15. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с.

16. Башта Т.М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств. - М.: Оборонгиз, 1961. – 475 с.
17. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. - М.: Наука, 1972. – 720 с.
18. Попов Д.Н., Панайотти С.С., Рябинин М.В. Гидромеханика. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. – 317 с.
19. Шахматов Е.В., Крючков А.Н., Гимадиев А.Г. Динамические процессы в гидравлических и пневматических системах летательных аппаратов. – Самара: Изд-во СГАУ, 2011. – 138 с.
20. Зажигает Л.С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента. - М.: Атомиздат, 1978. – 232 с.

Developing and experimental studying of dynamic characteristics of adaptive pressure pulsation dampener for the gas turbine engine fuel system

Radin D.V.*, Makaryants G.M.**

Samara National Research University named after Academician S.P. Korolev,

34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia

**e-mail: radin.danila.v@gmail.com*

***e-mail: georgy.makaryants@gmail.com*

Abstract

One of the key trends for the environmental and cost performance improving of modern gas turbine engines is the development of low-emission combustion chambers, which realize the concept of lean homogeneous mixture combustion. Pressure pulsations in the gas turbine engine fuel system can lead to unstable combustion in low-emission combustion chamber. The pump rotation frequency varies greatly depending on the engine operation mode. Thus, it is necessary to employ the adaptive Helmholtz resonator, being adjustable to the pump rotation frequency, to suppress the pulsations. In the work being presented, the adjustable element of the dampener was represented by the cavity volume. This study focuses on the developing and experimental studying of dynamic characteristics of the adaptive resonant-type pressure pulsations damper in the frequency range under consideration., An automatic design system was developed in the C# programming environment to perform theoretical studies. The experimental test bench consisted of a pump, a fuel cooling system, a resonator with a piston to change the cavity volume, and the imitation the fuel system. The pressure pulsations prior to and behind the resonator, as well

as behind the pump, when the resonator was not installed, were being measured while testing. The resonator volume was being varied from minimum to maximum value. The efficiency of the adaptive Helmholtz resonator was being evaluated with the insertion attenuation factor, which represents the ratio of the pressure pulsations amplitude in the circuit without resonator to the pressure deviations amplitude in the circuit with the resonator. The frequency characteristic of the adjustable resonator efficiency represents the monotonically decreasing curve. The efficiency of the adjustable dampener increased by more than three times at the subresonant, and by more than half times at the superresonance frequencies compared to the non-adjustable one. The experimental data verified the theoretical computations with high accuracy. The adjustable Helmholtz resonator ensures much higher pressure pulsations damping than the non-adjustable one in the entire frequency range.

Keywords: Helmholtz resonator, adaptive, fuel system, pulsations, combustion chamber, gas turbine.

References

1. Inozemtsev A.A., Sandratskii V.L. *Gazoturbinnye dvigateli* (Gas turbine engines), Perm', OAO "Aviadvigatel", 2006, 1204 p.
2. Arutyunov A.G., Dydyshko D.V., Endogur A.I., Kuznetsov K.V., Tolmachev V.I. *Trudy MAI*, 2016, no. 90, URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=74704>
3. Komarov E.M. *Mashinostroenie i komp'yuternye tekhnologii*, 2018, no. 5, pp. 9 - 29. URL: <https://doi.org/10.24108/0518.0001394>

4. Lavrov V.N., Postnikov A.M., Tsererin N.V., Tsybizov Yu.I., Belyaev V.V. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta. Aviatsionnaya i raketno-kosmicheskaya tekhnika*, 2002, no. 2 (2), pp. 65 – 70.
5. Dolgushev V.G., Ionov V.A., Kun N.V., Matveenko A.M. *Trudy MAI*, 2017, no. 95, URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=84461>
6. Nugumanov A.D., Sipatov A.M., Nazukin V.A. *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika*, 2017, no. 50, pp. 139 – 147. DOI: [10.15593/2224-9982/2017.50.13](https://doi.org/10.15593/2224-9982/2017.50.13)
7. Makar'yants G.M. *Razrabotka metodov i sredstv snizheniya dinamicheskikh nagruzok v pnevmaticheskikh i gidromekhanicheskikh sistemakh* (Development of methods and means of reducing dynamic loads in pneumatic and hydromechanical systems), Doctor's thesis, Samara, 2014, 225 p.
8. Prokof'ev A.B. *Razrabotka metoda kompleksnogo analiza dinamiki i prochnosti truboprovodnykh sistem s gasitelyami kolebanii rabochei zhidkosti* (Developing a technique for complex analysis of dynamics and strength of pipeline systems with dampeners of the working fluid pulsations), Doctor's thesis, Samara, 2008, 342 p.
9. Bobarika I.O., Demidov A.I. *Trudy MAI*, 2016, no. 85, URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=65646>
10. Timushev S.F., Fedoseev S.Yu. *Trudy MAI*, 2015, no. 83, URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=62080>
11. Shorin V.P. *Ustranenie kolebanii v aviatsionnykh truboprovodakh* (Pulsations elimination in aircraft pipelines), Moscow, Mashinostroenie, 1980, 156 p.

12. Ortwig H. Experimental and analytical vibration analysis in fluid power systems, *International Journal of Solids and Structures*, 2005, no. 42, pp. 5821 - 5830.
DOI: [10.1016/j.ijsolstr.2005.03.028](https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2005.03.028)
13. Kela L. Resonant frequency of an adjustable Helmholtz resonator in a hydraulic system, // *Archive of Applied Mechanics*, 2009, no. 79, pp. 1115 - 1125. DOI: [10.1007/s00419-008-0279-5](https://doi.org/10.1007/s00419-008-0279-5)
14. Kela L. Adaptive Helmholtz Resonator in a Hydraulic System, *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, 2010, no. 4, pp. 684 - 691.
15. Bashta T.M. *Gidravlicheskie privody letatel'nykh apparatov* (Hydraulic actuators of flying vehicles), Moscow, Mashinostroenie, 1967, – 495 p.
16. Bashta T.M. *Raschety i konstruktsiya samoletnykh gidravlicheskiikh ustroystv* (Calculations and design of aircraft hydraulic devices), Moscow, Oborongiz, 1961, 475 p.
17. Vargaftik N.B. *Spravochnik po teplofizicheskim svoistvam gazov i zhidkosti* (Handbook on Thermal-Physical Properties of Gases and Liquids), Moscow, Nauka, 1972, 720 p.
18. Popov D.N., Panaiotti S.S., Ryabinin M.V. *Gidromekhanika* (Hydromechanics), Moscow, Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana, 2014, 317 p.
19. Shakhmatov E.V., Kryuchkov A.N., Gimadiev A.G. *Dinamicheskie protsessy v gidravlicheskiikh i pnevmaticheskikh sistemakh letatel'nykh apparatov* (Dynamic processes in hydraulic and pneumatic aircraft systems), Samara, Izd-vo SGAU, 2011, 138 p.

20. Zazhigaev L.S. *Metody planirovaniya i obrabotki rezul'tatov fizicheskogo eksperimenta* (Methods of physical experiment results planning and processing), Moscow, Atomizdat, 1978, 232 p.