

УДК 621.431.75

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВИНТОВОГО ДРОССЕЛЯ ДЛЯ НАСТРОЙКИ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ АГРЕГАТА УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕПУСКОМ ВОЗДУХА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2015 А. Г. Гимадиев, Г. М. Макарьянц, К. В. Блюмин, И. М. Дудниченко

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В процессе доводки и эксплуатации газотурбинных двигателей с малоэмиссионной камерой сгорания возникает необходимость в изменении быстродействия агрегата управления перепуском воздуха (АУП) для оценки его влияния на газодинамическую устойчивость компрессора и процесс горения в камере сгорания. Задание требуемой длительности закрытия (открытия) клапанов перепуска воздуха с помощью штатного гидравлического привода в процессе испытаний требует остановки двигателя, съёма агрегата управления перепуском воздуха, смены жиклёра, стендовой проверки характеристик агрегата, что связано со значительными временными и материальными затратами. Для настройки длительности переключки АУП предложен винтовой дроссель, параметры которого рассчитаны на основе исследований быстродействия агрегата. Разработана конструкция и исследованы гидравлические характеристики настраиваемого винтового дросселя, экспериментально проверена его эффективность в стендовых условиях в составе агрегата. Показана возможность изменения быстродействия АУП в широких пределах при различных усилиях противодействия со стороны клапанов перепуска воздуха.

Газотурбинный двигатель, агрегат управления перепуском воздуха, быстродействие, винтовой дроссель, расчёт, эксперимент.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-481-490

Введение

Обеспечение одновременно устойчивости процесса горения в малоэмиссионной камере сгорания газотурбинного двигателя (ГТД) и газодинамической устойчивости компрессора является одной из важных задач, возникающих при доводке двигателя [1]. Мероприятия, не допускающие пульсации и срыв пламени в камере сгорания ГТД, в основном направлены на устранение термоакустических автоколебаний. Широкое распространение получили акустические демпферы [2-5], резонаторы Гельмгольца [6-8], акустические панели [9, 10], системы активного подавления акустических волн [11, 12] и электрические нагреватели [13]. Однако вопросы влияния быстропеременных газодинамических процессов в узлах двигателя на устойчивость компрессора и процесс горения в камере сгорания в настоящее время остаются ещё недостаточно изученными.

Высокое быстродействие клапанов перепуска воздуха (КПВ), используемых

для повышения запаса газодинамической устойчивости компрессора, на режиме разгона двигателя вызывает ступенчатое увеличение расхода воздуха в камеру сгорания (до 5 % и более). Это приводит к повышению коэффициента избытка воздуха, вызывая иногда пульсации и срыв пламени. Таким образом, задача разработки мероприятий, позволяющих исследовать влияние скорости срабатывания агрегата управления перепуском на газодинамическую устойчивость компрессора и процесс горения в камере сгорания ГТД, является актуальной.

В состав системы по обеспечению устойчивости компрессора ГТД входят АУП и клапаны перепуска воздуха (рис. 1).

Принцип действия АУП (рис. 2) таков: поступающий от компрессора воздух, проходя через входной жиклёр 8, попадает в воздушный редуктор, соединённый с атмосферой двумя соплами К8 и К9, в которых теряется часть давления.

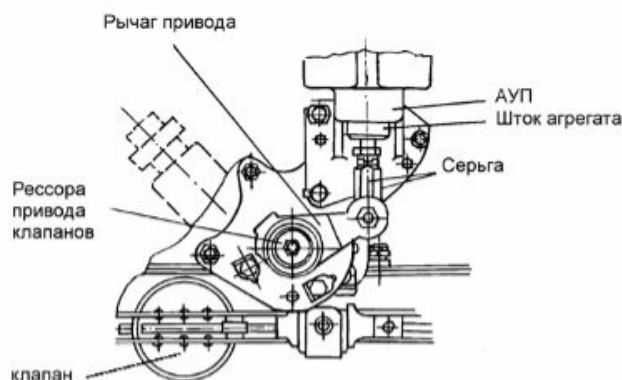


Рис. 1. Конструктивная схема основных узлов системы перепуска воздуха ГТД

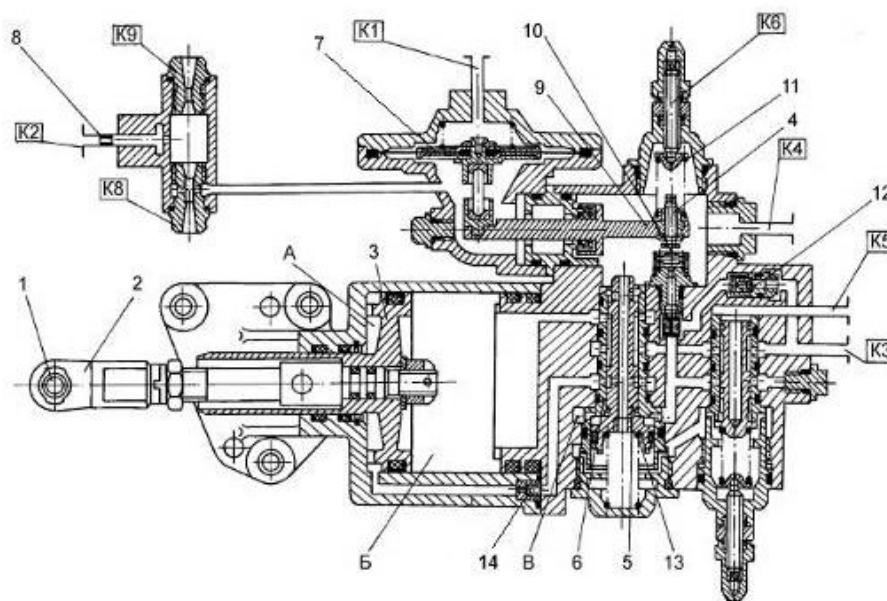


Рис. 2. Конструктивная схема АУП:

- 1 – роликовый шарнир; 2 – серьга; 3 – поршень; 4 – клапан плоский; 5 – золотник; 6 – гильза;
 7 – мембрана; 8 – жиклёр воздушный; 9 – коромысло; 10 – седло; 11 – пружина;
 12 – жиклёр питающий; 13 – пружина; 14 – жиклёр-штулка;
 А – штоковая полость; Б – поршневая полость; В – золотниковая полость

Редуцированный воздух воздействует на чувствительную мембрану 7 агрегата и при достижении на ней определённого перепада давления приводит в действие рычажно-клапанный механизм 9 и 10. Клапан 9, перекрывая слив, приводит в движение подпружиненную золотниковую пару 5. При достижении золотником 5 своего крайнего положения происходит соединение питающей магистрали К3 с штоковой полостью А силового гидроцилиндра, который совершает полный рабочий ход и переводит клапаны перепуска в положение «закрыто». Гидроцилиндр остаётся в крайнем положении до тех пор, пока давление, поступающее в редуктор,

не упадёт до значения ниже порога срабатывания мембраны.

Из анализа работы АУП ясно, что возможны следующие способы воздействия на скорость перекладки клапанов перепуска воздуха: изменение формы запорно-регулирующих элементов клапанов перепуска, снижающих скорость дросселирования воздуха; воздействие на скорость перемещения штока гидроцилиндра АУП. Учитывая высокую эффективность последнего мероприятия проведено исследование возможности изменения скорости действия АУП за счёт изменения конструкции жиклёра-штулки 14 (рис. 2).

Теоретическое исследование

Для определения быстродействия АУП и выбора рационального значения площади проходного сечения жиклёра-втулки разработана математическая модель агрегата и проведено моделирование процесса его срабатывания в программном пакете MATLAB/Simulink.

При выводе уравнений был принят ряд допущений: запаздывание в передаче давления, подаваемого в штуцер К2, на мембранный чувствительный элемент 7 в расчётах не учитывалось; усилие со стороны воздушных клапанов не меняется в процессе перекладки АУП; гидродинамические процессы, протекающие в каналах агрегата, квазистационарные. С учётом принятых допущений выведены уравнения элементов АУП.

Уравнение равновесия поршня 3 (рис. 2) как динамического звена с учётом сил инерции, сухого трения и перепада давления представлено в виде [14, 15]

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + N_{тр} \cdot \text{sign} \frac{dx}{dt} + \lambda_{тр} \cdot \frac{dx}{dt} + N_{кл} = F_{п1} \cdot p_1 - F_{п2} \cdot p_2, \quad (1)$$

где m – приведённая масса штока с поршнем; $N_{тр}$ – сила сухого трения между штоком и цилиндром; $\lambda_{тр}$ – коэффициент вязкого трения; $N_{кл}$ – усилие противодействия со стороны клапанов; p_1 – давление в штоковой полости; p_2 – давление в поршневой полости; $F_{п1}$ – площадь поршня со стороны штоковой полости; $F_{п2}$ – площадь поршня со стороны поршневой полости; x – координата поршня (штока).

Расход, обусловленный движением поршня $Q_{п}$, находится по формуле

$$Q_{п} = F_{п1} \cdot \frac{dx}{dt}. \quad (2)$$

Уравнение неразрывности рабочей среды в полости между поршнем А и жиклёром-втулкой 14 имеет вид

$$\frac{dp_1}{dt} \cdot \frac{V_1}{\rho \cdot c^2} = Q_{п} - Q_{ж}, \quad (3)$$

где V_1 – геометрический объём штоковой полости; $Q_{ж}$ – объёмный расход жидкости через жиклёр-втулку; ρ – плотность рабочей среды; c – скорость распространения звука в рабочей среде.

Уравнение расхода жидкости через жиклёр-втулку 14 таково:

$$Q_{ж} = F_{ж}^{эКВ} \cdot \sqrt{2 \cdot (p_{зол} - p_1) / \rho}, \quad (4)$$

где $F_{ж}^{эКВ}$ – эквивалентная площадь проходного сечения жиклёра-втулки; $p_{зол}$ – давление в канале на выходе из золотника.

Уравнение неразрывности для полости между жиклёром-втулкой 14 и золотниковой частью 5 выглядит следующим образом:

$$\frac{dp_{зол}}{dt} \cdot \frac{V_{зол}}{\rho \cdot c^2} = Q_{ж} - Q_{зол}, \quad (5)$$

где $V_{зол}$ – геометрический объём каналов золотниковой части; $Q_{зол}$ – объёмный расход жидкости в каналах золотников.

Уравнение расхода жидкости через золотниковую часть 5 имеет вид

$$Q_{зол} = F_{зол}^{эКВ} \cdot \sqrt{2 \cdot (p_{пит} - p_{зол}) / \rho}, \quad (6)$$

где $F_{зол}^{эКВ}$ – эквивалентная площадь проходного сечения каналов золотников; $p_{пит}$ – давление жидкости на входе в АУП.

Уравнение неразрывности между поршневой полостью В и отверстием слива К4 описывается зависимостью

$$\frac{dp_2}{dt} \cdot \frac{V_2}{\rho \cdot c^2} = Q_{п} - Q_{сл}, \quad (7)$$

где V_2 – геометрический объём поршневой полости; $Q_{сл}$ – объёмный расход жидкости в сливном канале.

Уравнение расхода жидкости на слив через штуцер К4 описывается выражением

$$Q_{сл} = F_{сл}^{эКВ} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_2 - p_{сл})}, \quad (8)$$

где $F_{сл}^{эКВ}$ – эквивалентная площадь окон слива золотника агрегата; $p_{сл}$ – давление в сливном канале на выходе АУП.

Для моделирования переходного процесса в АУП необходимы данные о

параметрах его элементов. Учитывая сложность конфигурации каналов агрегата, было принято решение об их экспериментальном определении. Для этого разработана и изготовлена электрогидравлическая испытательная установка, оснащённая контрольно-измерительной аппаратурой, описание которой приведено ниже.

В результате экспериментов были определены коэффициенты расхода золотниковых пар и жиклёра-втулки агрегата. Для этого определялся расход жидкости через золотниковую часть агрегата при разных перепадах давления на входе в агрегат и на выходе из золотниковой части. При этом давление воздуха, подаваемого в полость под мембраной 7 (рис. 2), соответствовало режиму работы агрегата в положении штока «закрыто».

Были определены также геометрические размеры каналов и полостей агрегата:

$V_{\text{штока}} = 123 \text{ см}^3$ – геометрический объём штоковой полости АУП; $V_{\text{пор}} = 161 \text{ см}^3$ – геометрический объём поршневой полости АУП; $V_{\text{каналов}} = 1,8 \text{ см}^3$ – геометрический объём питающих каналов; $V_{\text{зол}} = 6 \text{ см}^3$ – геометрический объём каналов управляющего золотника.

Экспериментально получена переходная характеристика АУП с штатным жиклёром-втулкой с диаметром проходного сечения 1,4 мм при нагрузке 710 кгс, соответствующей техническим условиям эксплуатации (рис 3).

На основе уравнений (1)-(8) разработана блок-схема АУП для набора в программном пакете MATLAB/Simulink и рассчитаны его переходные характеристики при определённых гидравлических характеристиках каналов, геометрических объёмах полостей агрегата при разных диаметрах жиклёра-втулки (рис. 4).

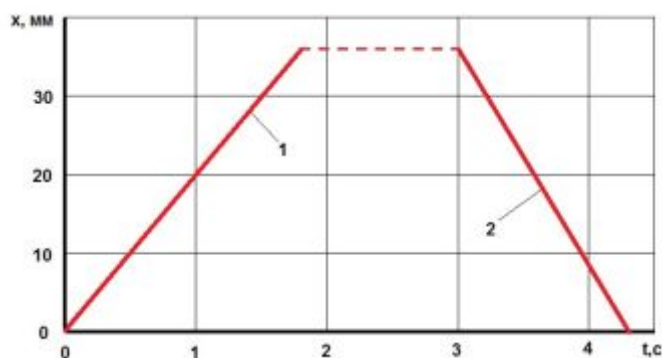


Рис. 3. Экспериментальная переходная характеристика АУП при ступенчатом изменении давления воздуха, подаваемого на штуцер К2, и диаметре штатного жиклёра-втулки 1,4 мм при имитации закрытия (1) и открытия (2) клапанов перепуска воздуха

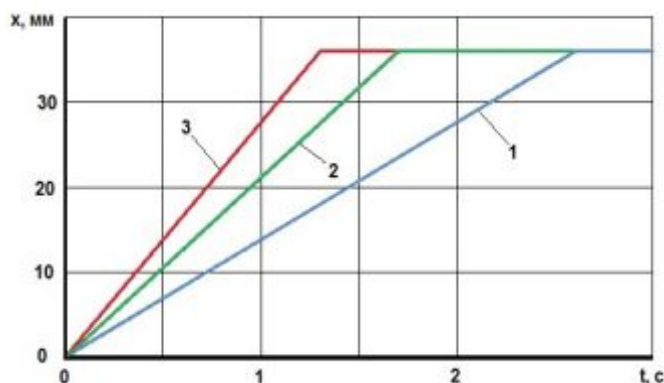


Рис. 4. Теоретическая переходная характеристика АУП при ступенчатом изменении давления воздуха, подаваемого на штуцер К2, и различных диаметрах жиклёра-втулки: 1 - 1,2 мм; 2 - 1,4 мм; 3 - 1,7 мм

Моделирование переходных процессов в АУП позволило рассчитать время переходного процесса при различных диаметрах проходного сечения жиклёра-втулки. При диаметре проходного сечения штатного жиклёра-втулки 1,4 мм закрытие клапанов перепуска происходит за 1,75 с. Для исследования длительности переключения клапанов на процессы в двигателе необходимо, чтобы была возможность изменять её в пределах 1,7...8 с. Однако применение регулируемого дросселя в виде игольчатого вентиля невозможно из-за малого проходного сечения, приводящего к его засорению и облитерации. Поэтому необходимо разработать такой дросселирующий элемент, который позволил бы изменять быстродействие АУП при сохранении его надёжности.

Разработка регулируемого винтового дросселя АУП

В качестве конструктивного мероприятия по настройке быстродействия АУП без его демонтажа с двигателя разработан винтовой дроссель (рис. 5).

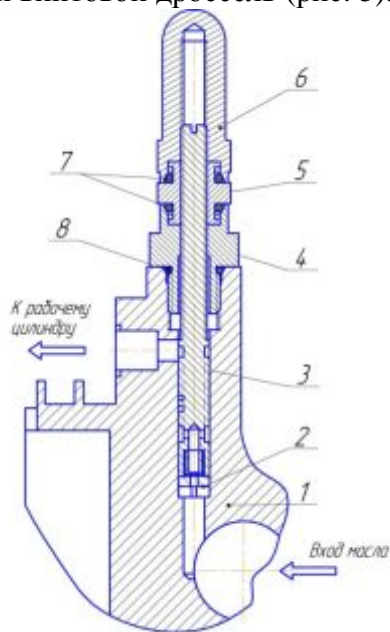


Рис. 5. Конструктивная схема регулируемого винтового дросселя: 1 – корпус АУП; 2 – местный дроссель с гидравлическим сопротивлением, равным штатному жиклёра-втулки; 3 - игла винтового дросселя; 4 – штуцер; 5 – втулка; 6 – колпак; 7, 8 - уплотнительные кольца

На входе в винтовой канал иглы 3 размещён местный дроссель с гидравлическим сопротивлением, равным сопротивлению штатного жиклёра-втулки. При вывернутом положении иглы реализуется гидравлическое сопротивление дросселя, равное сопротивлению штатного жиклёра втулки. При вворачивании иглы увеличивается его гидравлическое сопротивление, пропорциональное числу оборотов вращения иглы. Исходя из конструктивных соображений, были выбраны наружный диаметр иглы 6 мм и параметры прямоугольного винтового канала 0,7×0,7 мм. Эффективная длина иглы была определена из условия, что гидравлическое сопротивление соответствует сопротивлению или диаметру проходного сечения жиклёра-втулки, обеспечивающей длительность закрытия клапанов не менее 8 с.

Экспериментальное исследование эффективности винтового дросселя в составе АУП

Для экспериментальных исследований быстродействия АУП с разработанным винтовым дросселем была изготовлена пневмогидравлическая установка, внешний вид которой представлена на рис. 6.

В состав экспериментальной установки входят:

- масляный насос, обеспечивающий расход не менее 500 л/ч и давление не менее 50 кгс/см²;
- устройство, обеспечивающее нагрузку 670±50 кгс на силовой поршень агрегата и действующее против движения поршня в положение «закрыто» и в положение «открыто»;
- система подвода, очистки и регулирования давления сухого сжатого воздуха в пределах 0...21 кгс/см² с расходом до 0,15 кг/с;
- контрольно-измерительная система, включающая датчики давления в полостях гидроцилиндра нагрузки и датчик положения штока гидроцилиндра.



Рис. 6. Экспериментальная установка для исследования статических и динамических характеристик АУП ГТД

Согласно техническим условиям эксплуатации, а также паспорту изделия при испытаниях агрегата необходимо было выдержать следующие параметры [15]:

- рабочее давление масла в подводящем штуцере 50 ± 3 кгс/см²;
- давление масла в сливных магистралях $1 \pm 0,2$ кгс/см²;
- давление воздуха, подводимое к управляющему штуцеру, не более 28 кгс/см²;
- противодействующее усилие на шток агрегата 670 ± 50 кгс.

Для создания нагрузки на АУП, имитирующей сопротивление закрытия клапанов перепуска воздуха, был выбран гидроцилиндр с диаметром в поршневой полости 50 мм и длиной хода 250 мм.

В результате применения регулируемого винтового дросселя в конструкции АУП и проведения экспериментальных исследований доработанного агрегата получена зависимость быстродействия агрегата от положения регулирующей иглы (рис. 7).

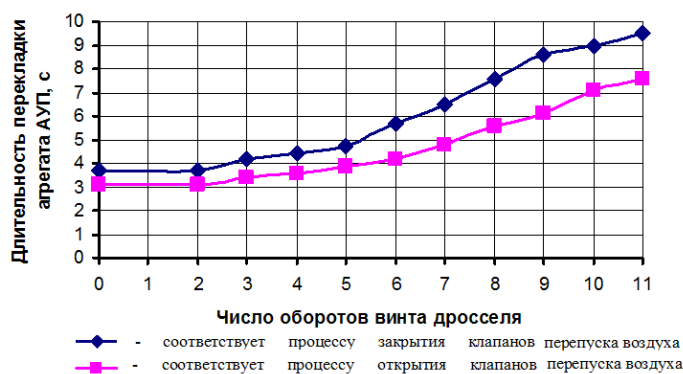


Рис. 7. Экспериментальная зависимость длительности срабатывания АУП ГТД в процессе закрытия (открытия) клапанов от числа оборотов винта дросселя

Из полученной экспериментальной зависимости (рис. 7) следует, что при вворачивании винта дросселя на два оборота быстродействие АУП не изменяется. Это соответствует действию только входной диафрагмы, аналогичной штатному жиклёру-втулке диаметром 1,4 мм. При даль-

нейшем вворачивании винта дросселя до 11 оборотов пропорционально растёт длительность переключения агрегата до 9,5 с и 7,7 с соответственно для процесса закрытия и открытия клапанов перепуска воздуха.

Заключение

Проведённые экспериментальные и теоретические исследования позволили определить параметры регулируемого винтового дросселя АУП, устанавливаемого вместо штатного жиклёра-штулки во время испытаний ГТД. Применение винтового дросселя даст возможность изменять быстродействие агрегата АУП без его съёма с двигателя. Настройка АУП будет производиться в соответствии с режимом работы двигателя в целях опреде-

ления диапазона быстродействия агрегата с учётом обеспечения запаса газодинамической устойчивости компрессора и стабильности процесса горения в малоэмиссионной камере сгорания.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления №218 от 09.04.2010 (шифр темы 2013-218-04-4777).

Библиографический список

1. Фаворский О.Н. Проблемы разработки технологий малоэмиссионного горения и создания малоэмиссионных камер сгорания в газотурбостроении // Двигатель. 2012. № 6(84). С. 6-9.
2. Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V., Shorin V.P. On the effectiveness of operation of oscillation dampers for hydraulic circuits of control systems // Power Engineering New York. 1986. V. 24, Iss. 4. P. 136-143.
3. Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V., Shorin V.P. Designing dampers for control-system hydraulic circuits // Power Engineering New York. 1987. V. 25, Iss. 4. P. 116-122.
4. Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V., Shorin V.P. Evaluating the influence of the characteristics of connected circuits on the stability of hydraulic regulators // Soviet Machine Science (English Translation of Mashinovedenie). 1984. V. 4. P. 32-36.
5. Шорин В.П., Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В. Проектирование гасителей колебаний для демпфирования пульсаций давления в системах управления ГТД // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1982. № 7. С. 65-68.
6. Kim J., Yoon G.H., Noh J, Lee J., Kim K., Park H., Hwang J., Lee Y. Development of optimal diaphragm-based pulsation damper structure for high-pressure GDI pump systems through design of experiments // Mechatronics. 2013. V. 23, Iss. 3. P. 369-380. doi.org/10.1016/j.mechatronics.2013.02.001
7. Noiray N., Schuermans B. Theoretical and experimental investigations on damper performance for suppression of thermoacoustic oscillations // Journal of Sound and Vibration. 2012. V 331, Iss. 12. P. 2753-2763. doi: 10.1016/j.jsv.2012.02.005
8. Ćosić B., Wassmer D., Terhaar S., Paschereit C.O. Acoustic response of Helmholtz dampers in the presence of hot grazing flow // Journal of Sound and Vibration. 2015. V. 335. P. 1-18. doi: 10.1016/j.jsv.2014.08.025
9. Eldredge J.D., Dowling A.P. The absorption of axial acoustic wave by a perforated liner with bias flow // J. Fluid Mechanics. 2003. V. 485. P. 307-335. doi.org/10.1017/s0022112003004518
10. Zhong Z., Zhao D. Time-domain characterization of the acoustic damping of a perforated liner with bias flow // Journal of the Acoustical Society of America. 2011. V. 132, Iss. 1. P. 271-282. doi.org/10.1121/1.4728197
11. Rubio-Hervas J., Zhao D., Reyhanoglu M. Nonlinear feedback control of self-sustained thermoacoustic oscillations // Aerospace Science and Technology. 2015. V. 41. P. 209-215. doi.org/10.1016/j.ast.2014.12.026
12. Zhao D., Reyhanoglu M. Feedback control of acoustic disturbance transient growth in triggering thermoacoustic instability // Journal of Sound and Vibration. 2014. V. 333, Iss. 16. P. 3639-3656. doi.org/10.1016/j.jsv.2014.04.015

13. Zhao D., Ji C., Li X., Li S. Mitigation of premixed flame-sustained thermoacoustic oscillations using an electrical heater // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2015. V. 86. P. 309-318. doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.03.012

14. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учебник для машиностроительных вузов. М.: Машиностроение, 1976. 424 с.

15. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск: Высшая школа, 1976. 302 с.

Информация об авторах

Гимадиев Асгат Гатъятович, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: gimadiev_ag@mail.ru. Область научных интересов: динамика пневмогидравлических цепей и систем топливной автоматики двигателей летательных аппаратов.

Макарьянц Георгий Михайлович, доктор технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: georgy.makaryants@gmail.com. Область научных интересов: акустика, динамика пневмогидравлических систем.

Блюмин Кирилл Владимирович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: blyumin.kirill@gmail.com. Область научных интересов: стенды для полунатурных испытаний пневмогидравлических и топливных систем газотурбинных двигателей.

Дудниченко Иван Максимович, магистрант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: rockivan@mail.ru. Область научных интересов: стенды для полунатурных испытаний пневмогидравлических и топливных систем газотурбинных двигателей.

DEVELOPMENT AND ANALYSIS OF SCREW RESTRICTOR HYDRAULIC CHARACTERISTICS IN THE AIR BLEED VALVE CONTROL UNIT OF A GAS TURBINE ENGINE

© 2015 A. G. Gimadiev, G. M. Makaryants, K. V. Blyumin, I. M. Dudnichenko

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

There is a need to change the air bypass control unit performance to estimate its influence on the compressor gas-dynamic steadiness and the combustion process in the combustion chamber during the testing and operation of gas turbine engines with low-emission combustion chamber. Setting up the required air bypass valve closed (open) time by means of standard hydraulic actuator in the process of testing requires stopping the engine, removing the air bypass control unit, changing the orifice and testing the unit's performance on the test stand that are associated with significant time and material costs. To adjust the time of restating the air bypass control unit it is proposed a screw throttle, the parameters of which are calculated on the basis of research performance of the unit. The custom screw throttle is designed and its hydraulic characteristics are researched, its effectiveness is experimentally verified within the unit at the test stand conditions. The possibility of changing the air bypass control unit performance in a wide range at different air bypass valve reaction forces is shown.

Gas turbine engine, automatic control system, time response, compressor surging, unstable burning process.

References

1. Favorskij O.N. Problemy razrabotki tehnologij malojemissionnogo gorenija I sozdaniya malojemissionnyh kamer sgoraniya v gazoturbostroenii. *Dvigatel'*. 2012. No. 6(84). P. 6-9. (In Russ.)
2. Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V., Shorin V.P. On the effectiveness of operation of oscillation dampers for hydraulic circuits of control systems. *Power Engineering New York*. 1986. V. 24, Iss. 4. P. 136-143.
3. Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V., Shorin V. P. Designing dampers for control-system hydraulic circuits. *Power Engineering New York*. 1987. V. 25, Iss. 4. P. 116-122.
4. Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V., Shorin V.P. Evaluating the influence of the characteristics of connected circuits on the stability of hydraulic regulators. *Soviet Machine Science (English Translation of Mashinovedenie)*. 1984. V. 4. P. 32-36.
5. Shorin V.P., Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V. Design of oscillation suppressors for the damping of pressure pulsations in gas turbine engine control systems. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*. 1982. No. 7. P. 65-68. (In Russ.)
6. Kim J., Yoon G.H., Noh J, Lee J., Kim K., Park H., Hwang J., Lee Y. Development of optimal diaphragm-based pulsation damper structure for high-pressure GDI pump systems through design of experiments. *Mechatronics*. 2013. V. 23, Iss. 3. P. 369-380. doi.org/10.1016/j.mechatronics.2013.02.001
7. Noiray N., Schuermans B. Theoretical and experimental investigations on damper performance for suppression of thermoacoustic oscillations. *Journal of Sound and Vibration*. 2012. V 331, Iss. 12. P. 2753-2763. doi: 10.1016/j.jsv.2012.02.005
8. Čosić B., Wassmer D., Terhaar S., Paschereit C.O. Acoustic response of Helmholtz dampers in the presence of hot grazing flow. *Journal of Sound and Vibration*. 2015. V. 335. P. 1-18. doi: 10.1016/j.jsv.2014.08.025
9. Eldredge J.D., Dowling A.P. The absorption of axial acoustic wave by a perforated liner with bias flow. *J. Fluid Mechanics*. 2003. V. 485. P. 307-335. doi.org/10.1017/s0022112003004518
10. Zhong Z., Zhao D. Time-domain characterization of the acoustic damping of a perforated liner with bias flow. *Journal of the Acoustical Society of America*. 2011. V. 132, Iss. 1. P. 271-282. doi.org/10.1121/1.4728197
11. Rubio-Hervas J., Zhao D., Reyhanoglu M. Nonlinear feedback control of self-sustained thermoacoustic oscillations. *Aerospace Science and Technology*. 2015. V. 41. P. 209-215. doi.org/10.1016/j.ast.2014.12.026
12. Zhao D., Reyhanoglu M. Feedback control of acoustic disturbance transient growth in triggering thermoacoustic instability. *Journal of Sound and Vibration*. 2014. V. 333, Iss. 16. P. 3639-3656. doi.org/10.1016/j.jsv.2014.04.015
13. Zhao D., Ji C., Li X., Li S. Mitigation of premixed flame-sustained thermoacoustic oscillations using an electrical heater. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015. V. 86. P. 309-318. doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.03.012
14. Popov D.N. *Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem: uchebnik dlya mashinostroitel'nyh vuzov* [Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems: manual for mechanical engineering higher educational institutions] Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 424 p.
15. Vil'ner Ja.M., Kovalev Ja.T., Nekrasov B.B. *Spravochnoe posobie po gidravlike, gidromashinam i gidroprivodam* [Reference book on hydraulics, hydraulic machines and drives]. Minsk: Vysshaya shkola Publ., 1976. 302 p.

About the authors

Gimadiev Asgat Gatyatovich, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: gimadiev_ag@mail.ru. Area of Research: dynamics of pneumatic-hydraulic systems and fuel metering systems of aircraft engines.

Makaryants Georgy Mikhailovich, Doctor of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: georgy.makaryants@gmail.ru.

Area of Research: acoustics, dynamics of pneumatic-hydraulic systems.

Blyumin Kirill Vladimirovich, post-graduate student, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: blyumin.kirill@gmail.com. Area of Research: stands for static tests of pneumatic-hydraulic and fuel systems of gas turbine engines.

Dudnichenko Ivan Maksimovich, engineer, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: rockivan@mail.ru. Area of Research: stands for static tests of pneumatic-hydraulic and fuel systems of gas turbine engines.