

Научная статья
УДК 533.6:621.45.042
URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=180652>

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАПАСА УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ И ПОДЖАТИЯ 1-Й СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА В СОСТАВЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРА

Борис Михайлович Клинский

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова (ЦИАМ),
Москва, Россия
bmklinskiy@ciam.ru

Аннотация. Показана эффективность метода вдува сжатого воздуха в камеру сгорания газогенератора для определения запаса устойчивой работы осевого компрессора высокого давления средней напорности с регулируемым входным направляющим аппаратом и направляющими аппаратами первых двух ступеней в рабочем диапазоне режимов по приведенной частоте вращения ротора $n_{пр}$ на примере испытаний экспериментального газогенератора в термобарокамере высотного стенда.

Подтверждена возможность достижения с помощью метода вдува сжатого воздуха в камеру сгорания газогенератора требуемой нормируемой величины запаса по коэффициенту режима в первой ступени компрессора высокого давления над предельной линией рабочих режимов с учетом производственного разброса положения линии рабочих режимов, связанного с особенностями и стабильностью производства двигателей, а также условиями эксплуатации и наработки в течение ресурса для обеспечения проверки отсутствия флаттера «срывного» типа в рабочих лопатках первой ступени компрессора.

Ключевые слова: экспериментальный газогенератор, осевой многоступенчатый компрессор, турбореактивный двухконтурный двигатель, термобарокамера, присоединенный входной трубопровод, помпаж компрессора, запас устойчивой работы компрессора

Для цитирования: Клинский Б.М. Совершенствование методов экспериментального определения запаса устойчивой работы и поджатия 1-й ступени осевого компрессора в составе газогенератора // Вестник Московского авиационного института. 2024. Т. 31. № 2. С. 95–107. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=180652>

Original article

IMPROVING METHODS FOR EXPERIMENTAL STABILITY MARGIN DETERMINING OF OPERATION AND CONTRACTION OF THE AXIAL COMPRESSOR FIRST STAGE AS A PART OF THE GAS GENERATOR

Boris M. Klinskii

Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov (CIAM),
Moscow, Russia
bmklinskiy@ciam.ru

Abstract

With experimental method of studying compressor characteristics, the stable operation margin of high-pressure axial compressor is being determined on special nodal compressor test-benches, or while compressor tests directly as a part of aviation gas-turbine engine, including the case of its being a part of the experimental gas generator.

To determine the of stable operation margin of the compressor as a part of the gas generator, the following may be applied in particular:

- corresponding reduction of the technological jet nozzle critical section area, and reduction of the minimum area of the gas generator high-pressure turbine nozzle block flow section;
- as well as fuel stepped injection into the gas generation combustion chamber and many others.

A number of these methods are being applied with operational limitations, caused primarily by the possibility of the gas temperature prior to the high-pressure turbine reaching the limit value etc. With this regard, the present work considers the method of blowing compressed air into the combustion chamber of an experimental gas generator to determine the value of the stable operation margin of a high-pressure compressor, which allows eliminating a number of disadvantages inherent to the other methods.

The studied high-pressure compressor with the adjustable inlet guide device and guide devices of the two stages with a constant value of relative air intake from the intermediate stage was a part of an experimental gas generator, which was installed in a thermal chamber of a high-altitude stand according to a scheme with an attached inlet pipeline. Two branch pipes were fixed on the case of the gas generator combustion chamber to ensure the possibility of the compressed air blowing from the bench source into the combustion chamber.

Application of the compressed air injection method into the combustion chamber of the experimental gas generator allowed:

- ensuring determination of the high-pressure compressor stable operation margin up to the limit of stable operation in the operating range of the compressor operating modes at steady-state operation of the gas generator while maintaining the stable operation of the combustion chamber without disruption and vibration combustion with a “poor” fuel-air mixture in the combustion chamber by the air flow coefficient by 30-35 and more percent at the boundary of the gas dynamic stability of the compressor;

- increasing safety of the tests and material part of the gas generator by significantly lowering the gas temperature in the high-pressure turbine and behind the turbine to (100-120)°C at the boundary of the compressor gas dynamic stability compared to the values measured on the nominal line of operating modes without blowing compressed air into the combustion chamber, and also due to the use of a antisurge system for the immediate shutdown of the gas generator after the compressor is surged by stopping the fuel supply to the combustion chamber and cutting off the supply of compressed air to the combustion chamber of the gas generator.

The results of the experimental gas generator test confirmed that the compressed air injection into the combustion chamber, while checking the absence of a “stall” type flutter in the working blades of the high-pressure compressor first stage, can ensure obtaining a normalized reserve value of the mode coefficient in the compressor first stage $\delta K_{p1} = +(2-4)\%$ [6] above the limit line of operating modes, with account for the production spread of the position of the line of operating modes related to the features and stability of engine production, as well as the operating conditions and operating time during the life of the fleet of turbofan engines in operation without restriction on the maximum permissible gas temperature in the high-pressure turbine of the gas generator.

Keywords: experimental gas generator, axial multistage compressor, turbojet dual-circuit engine, thermal vacuum chamber, connected inlet pipeline, compressor surge, compressor stable operation margin

For citation: Klinskii B.M. Improving Methods for Experimental Stability Margin Determining of Operation and Contraction of the Axial Compressor First Stage as a Part of the Gas Generator. *Aerospace MAI Journal*, 2024, vol. 31, no. 2, pp. 95-107. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=180652>

Введение

Запас устойчивой работы компрессора высокого давления (КВД) экспериментальным путем определяют на специальных узловых стендах или при испытаниях непосредственно на авиационном газотурбинном двигателе (ГТД) [1], в том числе в составе экспериментального газогенератора (ЭГГ) [2–4]. При этом область характеристики компрессора, снимаемой при испытаниях двигателя, например, с регулируемым реактивным соплом [4] как на открытом стенде, так и на стенде с подогревом воздуха на входе в ряде случаев может быть ограничена по сравнению с испытаниями КВД на узлом компрессорном стенде [1].

При испытаниях ГТД в термобарокамере (ТБК) [4] высотного стенда применяются различные методы воздействия для смещения рабочей точки по напорной ветке на характеристике КВД в сторону границы газодинамической устойчивости (ГДУ) КВД [5–8].

Определение запаса устойчивой работы КВД в составе ГТД или ЭГГ включает измерение аэродинамических параметров компрессора как по линии рабочих режимов (ЛРР), так и на границе ГДУ при постоянной приведенной частоте вращения ротора компрессора $n_{\text{ПР}} = \text{const}$, а в многовальных схемах ГТД также при постоянной величине скольжения роторов. Признаками потери ГДУ компрессора являются низкочастотные расходные колебания большой амплитуды полного давления на входе и на выходе из КВД [1, 5, 8] и повышение при этом температуры торможения перед входом в компрессор, резкое увеличение температуры газа перед турбиной, колебания частоты вращения ротора, выработка сигнала от системы защиты от помпажа при ее установке и др.

Применение метода вдува сжатого воздуха в камеру сгорания (КС) двигателя от стендового компрессора приводит к увеличению сопротивления сети за КВД, к увеличению массового расхода газа через турбину газогенератора по сравнению с расходом воздуха на входе в компрессор газогенератора и к увеличению мощности турбины, вследствие чего на основе уравнения баланса работы компрессора и турбины газогенератора [2, 9] потребная температура газа перед турбиной T_T^* при $n_{\text{ПР}} = \text{const}$ уменьшается при снижении степени подогрева T_T^*/T_K^* (T_K^* – температура торможения за КВД), а из уравнения баланса массовых расходов на входе в компрессор и в сопловой аппарат турбины газогенератора при постоянной пропускной способности турбины вытекает необходимость значительно большего относительного увеличения степени повышения давления в компрессоре при $n_{\text{ПР}} = \text{const}$ и перемещение рабочей точки на характеристике

компрессора к границе газодинамической устойчивости.

Стендовая система должна обеспечивать плавное изменение расхода вдуваемого воздуха для возможности определения напорных характеристик компрессора при $n_{\text{ПР}} = \text{const}$. При подаче в камеру сгорания ГТД (или ЭГГ) сжатого воздуха от стендового компрессора располагаемое давление воздуха в системе вдува должно быть выше, чем давление за компрессором.

Границу газодинамической устойчивости компрессора определяют регистрацией значений параметров компрессора ($\pi_K^*, G_{\text{В.ПР}}$ – приведенный расход воздуха) на границе при снятии нескольких напорных характеристик при заданных значениях приведенной частоты вращения ротора $n_{\text{ПР}} = \text{const}$ путем смещения рабочей точки от исходной ЛРР ($\pi_K^*/G_{\text{В.ПР}})_{\text{ЛРР}}$ [10–12] на характеристике компрессора к границе устойчивости компрессора ($\pi_K^*/G_{\text{В.ПР}})_{\text{ГР}}$ изменением величины давления вдуваемого воздуха в камеру сгорания ГТД или ЭГГ.

В настоящей статье изложены некоторые результаты определения запаса устойчивой работы осевого КВД в составе газогенератора посредством вдува сжатого воздуха в камеру сгорания газогенератора до границы устойчивой работы В статье также рассмотрен вопрос использования вдува сжатого воздуха в камеру сгорания ЭГГ для обеспечения возможности экспериментальной проверки отсутствия автоколебаний (флаттера) «срывного» типа [13–16] в рабочих лопатках первой ступени компрессора высокого давления, поскольку применяемые для этой цели на практике другие методы могут иметь ограничения, в том числе из-за возможного превышения температуры газа предельного значения перед турбиной высокого давления.

Объект испытаний и метод исследований

Схема установки экспериментального газогенератора в термобарокамере высотного стенда показана на рис.1. Она включает: газогенератор 1, входной присоединенный трубопровод с расходомерным коллектором (РМК) 2, лемнискатный насадок 3, лабиринтное уплотнение 4, опорная и упорная стойки 5, подмоторная рама 6, динамометрическая платформа 7, стендовый газовод 8, термобарокамера 9, ресивер 10.

Испытываемый экспериментальный газогенератор включал осевой компрессор с регулируемым входным направляющим аппаратом и направляющими аппаратами первой и второй ступеней, кольцевую камеру сгорания, одноступенчатую турбину с охлаждаемыми сопловыми и рабочими лопатками, регулируемое технологическое сопло. За промежу-

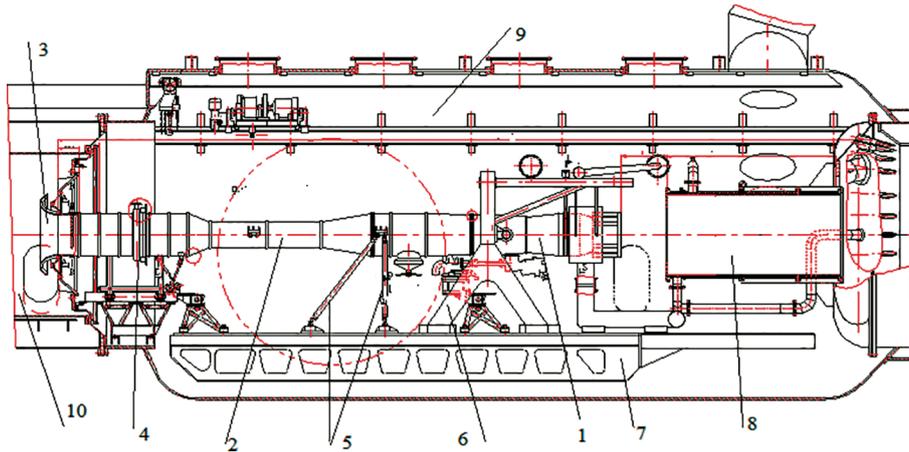


Рис. 1. Схема установки экспериментального газогенератора в термобарокамере высотного стенда

точной ступенью компрессора был организован постоянный отбор воздуха $\delta \bar{G}_{в.отб} = const$.

Препарирование компрессора ЭГГ включало: 49 приемников полного давления перед входом в КВД – $P_{ВХ}^*$; 18 приемников термоэлектрических преобразователей (ТЭП) температуры торможения перед входом – $T_{ВХ}^*$; 12 приемников полного давления за компрессором (4 гр. * 3т.) – $P_{К}^*$. 9 приемников ТЭП температуры за компрессором (3 гр. * 3т.) – $T_{К}^*$. Статические давления измерялись за 1-й ступенью (2 т.), за 2-й ступенью (2 т.), за 3-й ступенью (3 т.), за 5-й ступенью (2 т.) и за компрессором (5 т.) – $P_{СТi}$. На выходе турбины ЭГГ измерялись параметры потока: P_T^* – полное давление (10 приемников: 2 гр. * 5 т.); T_T^* – температура торможения (15 приемников ТЭП: 3 гр. * 5 т.). Динамические процессы регистрировалась цифровыми регистраторами-анализаторами типа «МС-300М»: пульсации давления датчиками типа «Kulite» по тракту газогенератора (13 каналов) и во входном трубопроводе (3 канала); вибрации корпусов газогенератора (10 каналов); вибрация

в направляющих и рабочих лопатках компрессора; радиальные зазоры в компрессоре (2 канала) и турбине (1 канал).

Измерение массового расхода воздуха на входе в компрессор ЭГГ выполнялось косвенным методом с помощью расходомерного коллектора (РМК) согласно ОСТ 1 02555-85 по формуле:

$$G_B = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{1}{R_B} p_M \int_{F_M} \frac{y(\lambda_M) dF}{\sqrt{T_M^*}}, \quad (1)$$

где k – показатель адиабаты [17]; R_B – газовая постоянная воздуха [17]; $y(\lambda)$ – газодинамическая функция [17]; F_M – площадь проходного сечения в РМК; p_M – статическое давление и T_M^* – температура торможения в РМК (рис. 1).

Специально для обеспечения вдува сжатого воздуха в КС газогенератора на наружном корпусе газогенератора были установлены два технологических патрубка (рис. 2). Установка номинального положения ЛРР на характеристике компрессора

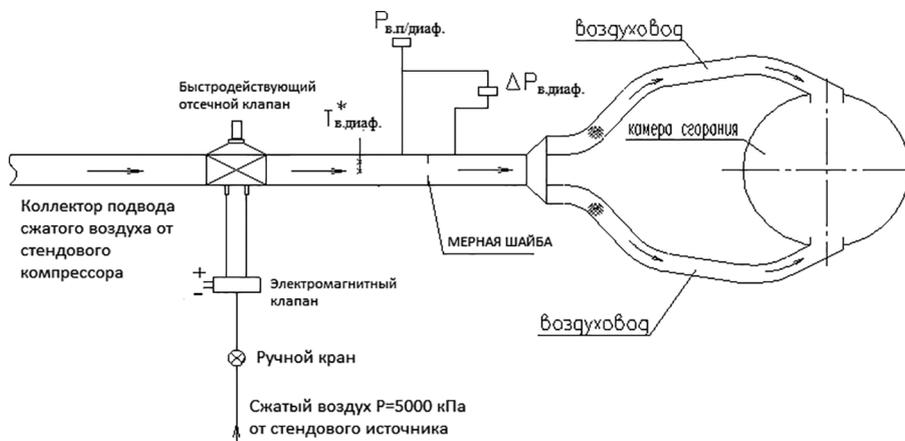


Рис. 2. Принципиальная схема подвода сжатого воздуха для вдува в камеру сгорания газогенератора от стендового технологического компрессора

проводилась с помощью изменения площади критического сечения регулируемого технологического сопла, перемещение рабочей точки на напорной ветке компрессора $n_{\text{ПР}} = \text{const}$ выполнялось вдувом сжатого воздуха в КС газогенератора от стендового компрессора (рис. 2) вплоть до границы газодинамической устойчивости.

Измерение расхода воздуха через мерную шайбу (рис. 2), вдуваемого в КС, производилось с помощью диафрагмы [18].

Определение напорных характеристик компрессора экспериментального газогенератора проводились в следующем порядке:

- устанавливалось положение ЛРР на характеристике КВД, соответствующее положению ЛРР в составе ТРДД с помощью технологического регулируемого реактивного сопла;

- при заданной приведенной частоте вращения ротора газогенератора $n_{\text{ПР}}$, при которой требуется определить напорную характеристику компрессора, магистраль подвода сжатого воздуха от стендового компрессора подключалась к КС ЭГГ для подачи сжатого воздуха в камеру сгорания и последовательно повышая давление в подводящей магистрали (непрерывно или ступенчато) производилось измерение параметров по тракту КВД и газогенератора вплоть до момента возникновения помпажа или до предпомпажного состояния КВД.

На каждой напорной ветке КВД измерялось не менее 5 ... 6 контрольных точек с выдержкой по времени примерно 2 мин. Перед моментом потери газодинамической устойчивости компрессора регистрировались основные параметры: приведенный

расход воздуха через компрессор $G_{\text{В.ПР}}$, суммарная степень повышения давления $\pi_K^* = P_K^*/P_{\text{ВХ}}^*$ и приведенная частота вращения ротора компрессора $n_{\text{ПР}}$. Противопомпажная система, установленная на газогенераторе, после «распознавания» признака помпажа на границе ГДУ выдавала электрический сигнал 27 В постоянного тока на ЭМК для немедленной отсечки и слива топлива из коллектора и прекращения подачи сжатого воздуха в камеру сгорания ЭГГ от стендового компрессора (рис. 2).

Приведение параметров [2, 7, 9] компрессора ЭГГ к стандартным условиям [19] проводилось по формулам:

- приведенная частота вращения ротора газогенератора

$$n_{\text{ПР}} = n \sqrt{\frac{T_{\text{КВД0}}^*}{T_{\text{ВХ}}^*}}$$

$T_{\text{ВХ}}^*$ – номинальная величина температуры торможения за компрессором низкого давления на максимальном режиме ТРДД;

- приведенная величина расхода воздуха через КВД

$$G_{\text{В.ПР}} = G_{\text{В}} \frac{101325}{P_{\text{ВХ}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{ВХ}}^*}{288,15}}$$

Результаты исследований запаса устойчивой работы компрессора в составе газогенератора

На рис. 3 показана характеристика компрессора как зависимость степени повышения давления компрессора $\pi_K^* = P_K^*/P_{\text{ВХ}}^*$ газогенератора от приве-

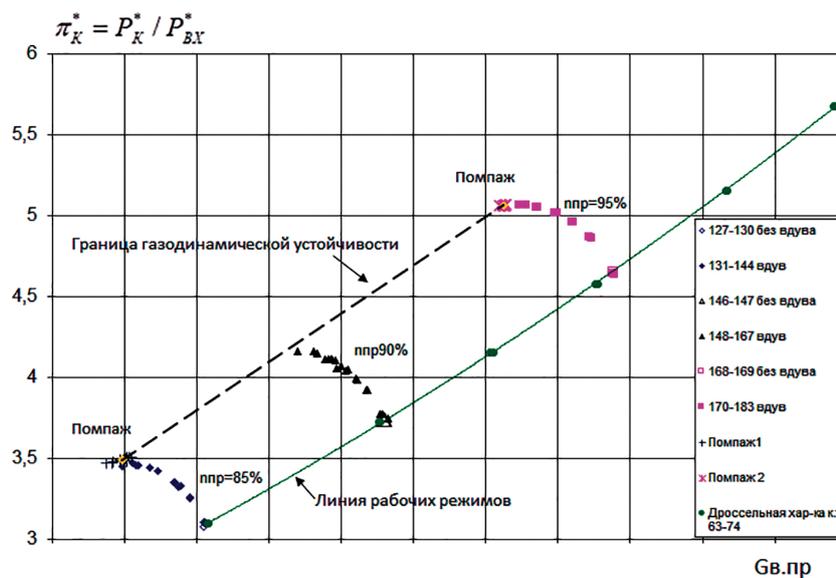


Рис. 3. График зависимости степени повышения давления компрессора высокого давления π_K^* газогенератора от приведенного расхода воздуха $G_{\text{В.ПР}}$ с тремя напорными ветками при $n_{\text{ПР}} = 85, 90$ и 95%

денного расхода воздуха $G_{В.ПР}$ с тремя напорными ветками, соответствующими $n_{ПР} = 85, 90$ и 95% , полученными методом вдува сжатого воздуха в камеру сгорания.

Характеристика позволяет определить величину располагаемого запаса устойчивой работы компрессора, выраженную в процентах, в зависимости от приведенной частоты вращения ротора компрессора $n_{ПР}$ [1, 6]:

$$\delta K_y = \left[\frac{(\pi_K^* / G_{В.ПР})_{ГР}}{(\pi_K^* / G_{В.ПР})_{ЛРР}} - 1 \right] \cdot 100\%, \quad (2)$$

где $(\pi_K^* / G_{В.ПР})_{ГР}$ и $(\pi_K^* / G_{В.ПР})_{ЛРР}$ – параметры, измеренные соответственно в момент нарушения газодинамической устойчивости компрессора и на исходной линии рабочих режимов при $n_{ПР} = const$.

На рис.4 приведена характеристика компрессора высокого давления газогенератора в виде зависимости степени повышения давления π_K^* КВД от приведенной частоты вращения ротора при $n_{ПР} = 85, 90$ и 95% , полученная методом вдува сжатого воздуха в камеру сгорания.

На рис. 5 показаны напорные ветки в первой ступени компрессора ЭГГ как степени повышения давления $\pi_{СТ1} = p_{СТ1} / P_{ВХ}^*$ по измеренному статическому давлению за первой ступенью в зависимости от приведенного расхода воздуха $G_{В.ПР}$.

Из рассмотрения рис. 5 следует, что при «поджати» первой ступени компрессора рабочая точка из правой части напорной ветки $n_{ПР} = 95\%$ перемещается в ее левую часть, соответствующую производной $d\pi_{СТ1}^* / dG_{В.ПР} > 0$, что является свидетельством того, что ее режим располагается в

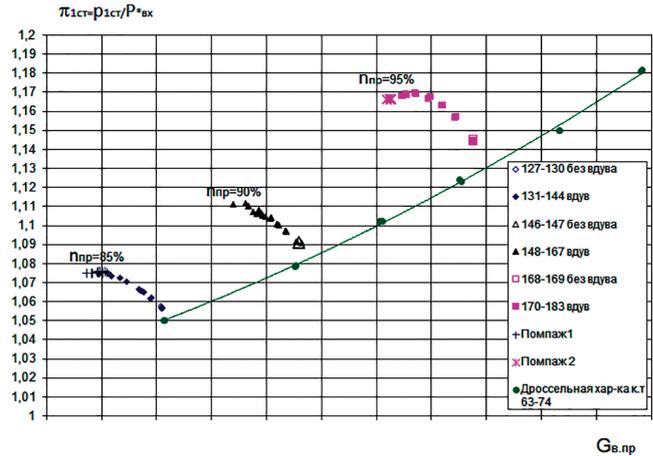


Рис. 5. Характеристика первой ступени компрессора ЭГГ, построенная по измеренному статическому давлению $P_{СТ1}$ за первой ступенью при $n_{ПР} = 85, 90$ и 95% (см. условные обозначения к рис. 3)

срывной области [1, 9]. В отличие от нее, у всех остальных ступеней при работе на $n_{ПР} = 95\%$ напорные характеристики имеют отрицательный наклон. Это дает основание полагать, что причиной нарушения устойчивой работы компрессора является работа его первой ступени за границей срыва.

На рис. 6 показана осциллограмма по времени процесса вдува сжатого воздуха в камеру сгорания газогенератора при $n_{ПР} = 95\%$ и перемещения рабочей точки на напорной ветке компрессора до границы помпажа, а также промежуточные контрольные точки к. т. 172 ... 183.

При определении запаса устойчивой работы компрессора методом вдува сжатого воздуха в КС

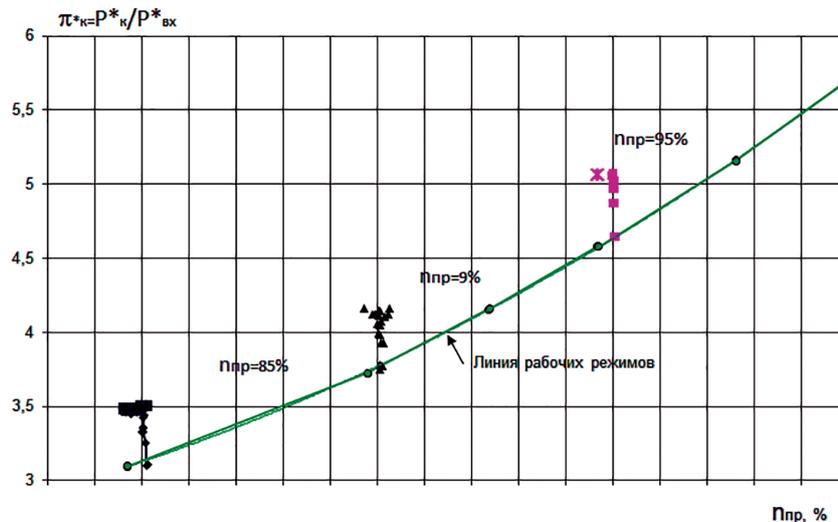


Рис. 4. Зависимость степени повышения давления компрессора высокого давления π_K^* газогенератора от приведенной частоты вращения ротора при $n_{ПР} = 85, 90$ и 95% (см. условные обозначения к рис. 3)

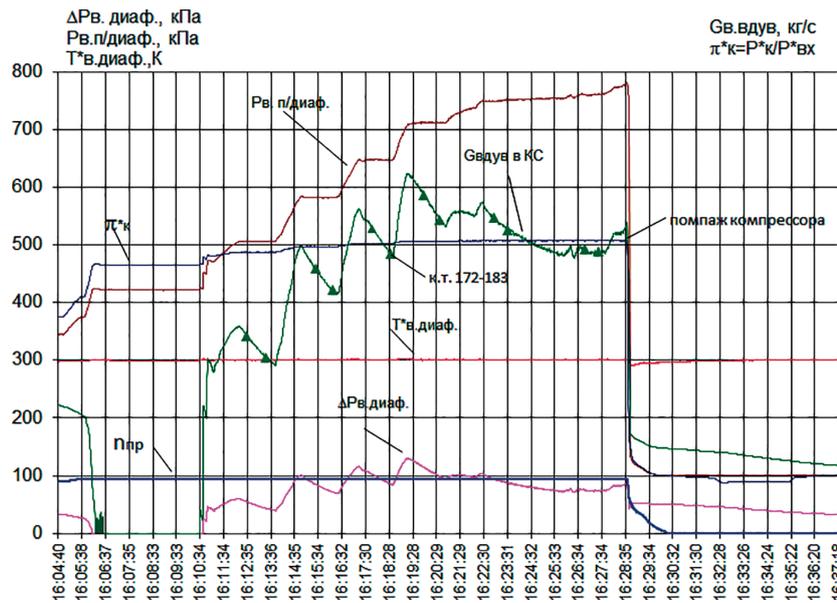


Рис.6. Осциллограмма по времени процесса поджатия рабочей точки на напорной ветке компрессора ЭГГ при $n_{\text{ПР}} = 95\%$ до границы помпажа методом вдува сжатого воздуха в камеру сгорания газогенератора

пульсации газа в компрессоре и камере сгорания, зарегистрированные с помощью датчиков пульсаций давления, установленных перед входом в компрессор, за РВНА, за второй ступенью и за КВД (по 1 т.) ступенями компрессора и в камере сгорания (7 т.), вдоль напорных веток компрессора оставались случайными. При подходе к границе ГДУ никаких заметных изменений в интенсивности колебаний и их спектральном составе по тракту компрессора не было отмечено, в том числе датчика радиального зазора над первой ступенью компрессора при $n_{\text{ПР}} = 95\%$ имеются только гармоники частоты вращения ротора компрессора.

На рис. 7 показано изменение поля статического давления за КВД как в угловом положении, так и по длине КС сгорания при отсутствии и также при подводе в нее сжатого воздуха (перед помпажом $n_{\text{ПР}} = 95\%$). Как видно, распределение статических давлений по длине камеры сгорания по сечениям после вдува сжатого воздуха в КС в количестве $G_{\text{в.вдув}} \approx 0,33G_{\text{В}}$ практически не изменилось, характер распределения давлений по тракту КС сохраняется практически неизменным при дросселировании КВД.

При вдуве сжатого воздуха в камеру сгорания на границе газодинамической устойчивости КВД происходило забеднение топливо-воздушной смеси в камере сгорания по величине коэффициента избытка воздуха α :

$$\alpha = \frac{G_{\text{В}} \cdot 3600}{G_{\text{Т}} \cdot L_0}, \quad (3)$$

где $G_{\text{Т}}$ — часовой расход топлива, L_0 — стехиометри-

ческий коэффициент на 30 ... 35 и более процентов без обнаружения в камере сгорания признаков неустойчивого горения или срыва.

Важным преимуществом рассмотренного выше метода получения напорных характеристик компрессора по сравнению с другими известными является существенное уменьшение величины температуры газов за турбиной газогенератора T_{T}^* до (100 ... 120)°С (рис. 8) на режиме $n_{\text{ПР}} = \text{const}$ при увеличении подачи сжатого воздуха в камеру сгорания до границы устойчивой работы КВД по сравнению с исходной номинальной дроссельной характеристикой без вдува сжатого воздуха в КС.

Необходимо отметить, что запас устойчивой работы компрессора согласно работе [1] с учетом условий эксплуатации ГТД должен быть не менее $\delta K_{\text{У}} \geq 15\%$. В работе [2] для различных типов двигателей указан максимальный диапазон величины запаса устойчивой работы компрессора $\delta K_{\text{У}} = 35\%$.

Оценим требуемую величину уменьшения площади критического сечения сопла ($F_{\text{С.КР}}$) однокаскадного ЭГГ с помощью линейной математической модели выполненного двигателя [19] и коэффициентов влияния параметров «двигателя А при работе на стенде» ($\pi_{\text{К}}^* = 6$; $T_{\text{T}}^* = 1100\text{К}$) в стандартных условиях [20]. Связь между изменением $\delta K_{\text{У}}$ (2) и независимым изменением $F_{\text{С.КР}}$ согласно работе [19] выразим так:

$$\begin{aligned} \delta K_{\text{У}} &= \frac{\delta \pi_{\text{К}}^*}{\delta F_{\text{С.КР}}} \delta F_{\text{С.КР}} - \frac{\delta G_{\text{В.КР}}}{\delta F_{\text{С.КР}}} \delta F_{\text{С.КР}} = \\ &= 0,45 \cdot \delta F_{\text{С.КР}} - 0,23 \delta F_{\text{С.КР}} = 15\%. \end{aligned} \quad (4)$$

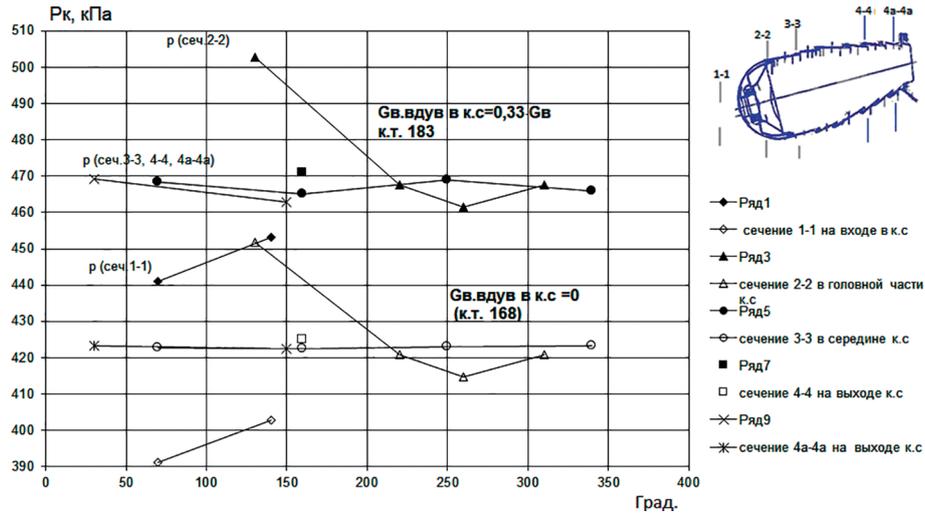


Рис.7. Угловое распределение статического давления по длине КС при вдуве ($G_{в.вдув} \approx 0,33G_B$) и без вдува сжатого воздуха в камеру сгорания

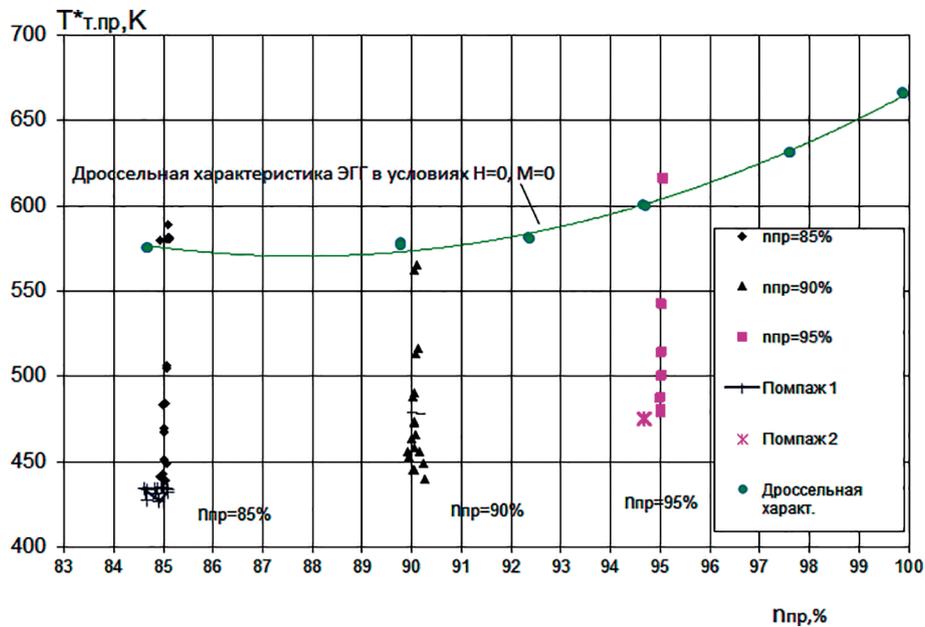


Рис.8. Изменение приведенной величины температуры газа за турбиной высокого давления $T_{т.пр}^*$ ЭГГ при $n_{ПР} = const$ на режиме вдува сжатого воздуха в камеру сгорания до границы устойчивой работы компрессора

Таким образом, запас устойчивой работы компрессора в $\delta K_y = 15\%$ может быть исчерпан посредством уменьшения площади критического сечения сопла ЭГГ на $\delta F_{С.КР} = -22\%$. То есть для проверки минимального рекомендуемого запаса $\delta K_y = 15\%$ в стандартных условиях [18] может потребоваться увеличение температуры газа перед турбиной $T_{Г}^*$ газогенератора на

$$\delta T_{Г}^* = \frac{\delta T_{Г}^*}{\delta F_{С.КР}} \delta F_{С.КР} = -1,35 \cdot (-22\%) = +29,7\%. \quad (5)$$

Следует отметить, что при имитации режимных параметров ($T_{ВХ}^*$, $P_{ВХ}^*$) на входе в КВД ЭГГ,

соответствующих полетным условиям по высоте H и числу Маха полета при $M_{П.макс}$ на режиме $n_{ПР} = const$, величина температуры газа $T_{Г}^*$ перед турбиной пропорциональна отношению температур $T_{ВХ}^* / 288,15$.

Вдув сжатого воздуха в камеру сгорания газогенератора для проверки отсутствия флаттера «срывного» типа в рабочих лопатках компрессора

Метод вдува сжатого воздуха в камеру сгорания ЭГГ или ГТД может быть также использован для оценки возможности проверки отсутствия автоколебаний (флаттера) [13–16] «срывного» типа в

рабочих лопатках первой ступени многоступенчатого осевого КВД, когда в требуемых условиях с запасом [6] по режимным параметрам на входе в компрессор $P_{ВХ,МАКС}^*$ и $T_{ВХ,МАКС}^*$, – температуре торможения необходимо обеспечить нормируемое смещение рабочей точки по напорной ветке на характеристике первой ступени КВД, положение которой на напорной ветке при $n_{ПР} = const$ определяется величиной коэффициента режима вида

$$K_{P1} = \frac{\pi_{СТ.1}^*}{G_{В.ПР}}, \quad (6)$$

где $\pi_{СТ.1}^* = P_B^* / P_{ВХ}^*$ – степень повышения полного давления в первой ступени КВД; $P_{ВХ}^*$ – полное давление на входе в первую ступень; P_B^* – полное давление на выходе из первой ступени; $G_{В.ПР}$ – приведенный расход воздуха на входе в первую ступень компрессора.

Необходимо [6] обеспечить нормируемый запас δK_{P1} по коэффициенту режима K_{P1} в сторону его увеличения относительно указанной разработчиком предельной ЛРР первой ступени компрессора (далее по тексту параметры на предельной ЛРР обозначим с индексом «пред»), выбранной с учетом производственного разброса положения ЛРР, связанного с особенностями и стабильностью производства двигателей, а также условиями эксплуатации и наработки в течение ресурса по парку находящихся в эксплуатации ТРДД в диапазоне пониженных приведенных частот вращения ротора компрессора при дозвуковом обтекании с повышенными углами атаки потока на рабочих лопатках [15, 16] при $n_{ПР} = const$. В этой связи следует отметить, что в ТРДД с отдельными контурами при изменении площади выходного сечения сопла газогенераторного контура или площади выходного сечения сопла второго контура, а также в составе ТРДД с общим регулируемым реактивным соплом рабочая точка на характеристике компрессора высокого давления будет перемещаться вдоль линии рабочих режимов (ЛРР), но не по напорной ветке компрессора при $n_{ПР} = const$ [2, 9], вследствие чего практически невозможно обеспечить проверку отсутствия флаттера в рабочих лопатках первой ступени КВД путем смещения рабочей точки на характеристике первой ступени КВД по напорной ветке в сторону границы помпажа с нормируемой величиной запаса по коэффициенту режима в виде

$$\delta K_{P1} = \left[\frac{\left(\pi_{СТ.1}^* / G_{В.ПР} \right)_{\text{ВЕРХ}}}{\left(\pi_{СТ.1}^* / G_{В.ПР} \right)_{\text{ПРЕД}}} - 1 \right] \cdot 100\%, \quad (7)$$

где индекс «верх» – предельная ЛРР с учетом нормируемой величины запаса по коэффициенту режима при $n_{ПР} = const$.

Проверка отсутствия флаттера в рабочих лопатках первой ступени автономного КВД может проводиться на компрессорной установке, располагающей средствами наддува и подогрева воздуха на входе в компрессор, средствами дросселирования потока за компрессором, а также высокооборотным стеновым приводом ротора компрессора. Для этой цели могут также быть использованы испытания КВД в составе ЭГГ или ГТД в ТБК высотного стенда по схеме с присоединенным трубопроводом или в боксе испытательного стенда с наддувом и подогревом воздуха на входе. В последнем случае основным способом, позволяющим обеспечить требуемое смещение ЛРР на характеристике первой ступени КВД с учетом запаса по величине коэффициента режима δK_{P1} в диапазоне нормируемой для «срывного» типа флаттера частоты вращения ротора $n_{ПР}$, на практике является соответствующее уменьшение площади критического сечения регулируемого технологического сопла газогенератора после выхода на требуемый режим $n_{ПР} = const$. Такой способ смещения рабочей точки на характеристике первой ступени КВД может привести к увеличению температуры газа перед турбиной высокого давления $T_{Г}^*$ газогенератора выше допустимого значения. На рис. 3 и 9 показаны зависимости суммарной степени повышения давления по полному давлению в КВД и в его первой ступени компрессора по статическому давлению $p_{СТ.1}$ в зависимости от приведенной частоты вращения ротора при $n_{ПР} = 85, 90, 95\%$ ЭГГ.

Относительное изменение величины коэффициента режима в первой ступени компрессора (по статическому измеренному давлению $p_{СТ.1}$) в зависимости от относительной величины коэффициента режима КВД δK_P для трех напорных веток при $n_{ПР} = 85, 90, 95\%$, полученных методом вдува сжатого воздуха в КС газогенератора, показано на рис. 10.

Из рассмотрения рис. 10 следует, что при принятии допущения о равенстве между величинами степени повышения давления по полному и статическому давлению $\pi_{СТ.1}^* \approx \pi_{СТ.1}$ относительное изменение величины коэффициента режима δK_{P1} для первой ступени значительно меньше величины относительного изменения коэффициента режима для компрессора δK_P . Так, чтобы увеличить коэффициент режима компрессора необходимо увеличить на +6,5%. То есть для исследованного компрессора отношение величин $K_P / K_{P1} \approx 3$. Поскольку запас по коэффициенту режима для первой ступени при проверке двух однотипных экземпляров ЭГГ

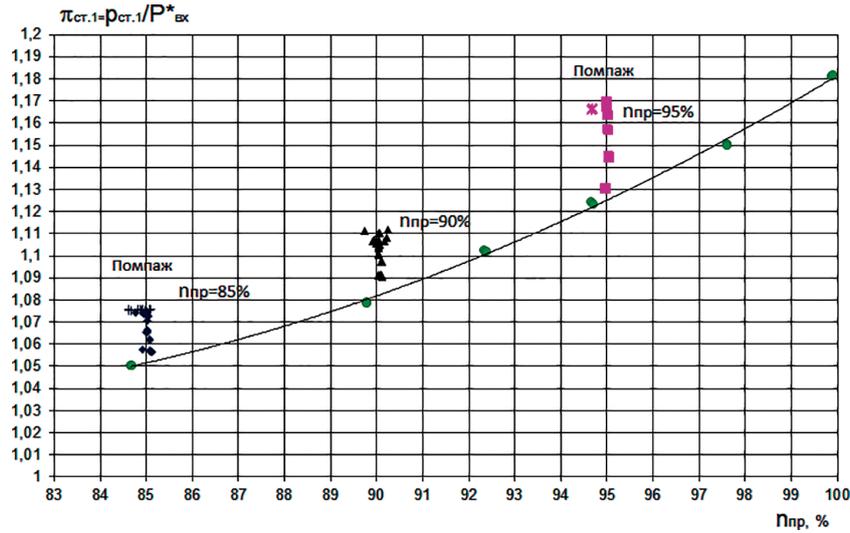


Рис.9. Степень повышения давления в первой ступени компрессора ЭГГ по статическому давлению $p_{ст1}$ в зависимости от $\eta_{пр}$ (см. условные обозначения к рис. 3)

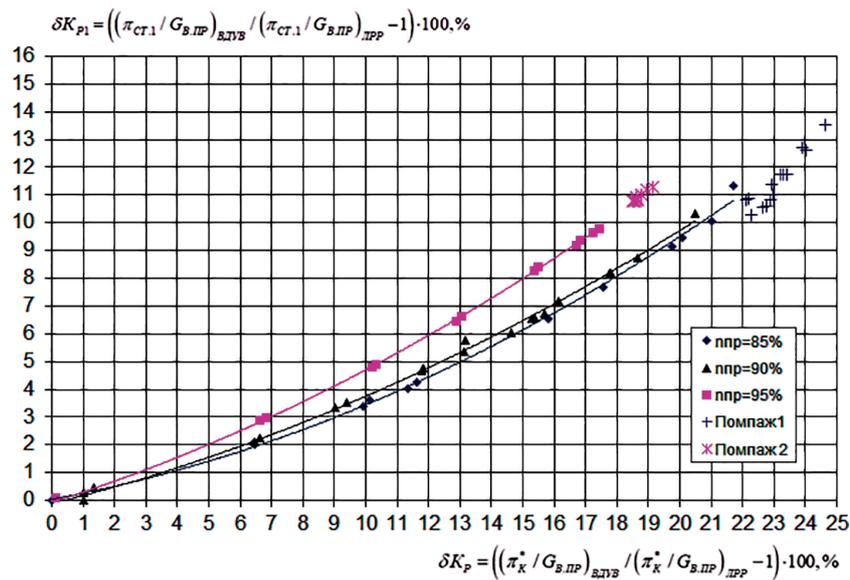


Рис.10. Изменение относительной величины коэффициента режима в первой ступени КВД $\delta K_{р1} = [(\pi_{ст.1} / G_{в.пр})_{вдв} / (\pi_{ст.1} / G_{в.пр})_{лрр} - 1] \cdot 100\%$ в зависимости от изменения относительной величины КВД $\delta K_{р} = [(\pi_{к} / G_{в.пр})_{вдв} / (\pi_{к} / G_{в.пр})_{лрр} - 1] \cdot 100\%$ коэффициента режима компрессора при вдуве сжатого воздуха в камеру сгорания

принимается не менее $\delta K_{р1(ПРЕД \rightarrow ВЕРХ)} = +2\%$ [6], а при проверке одного экземпляра ЭГГ составляет $\delta K_{р1(ПРЕД \rightarrow ВЕРХ)} = +4\%$ [6], то изменение величины коэффициента режима для всего компрессора $\delta K_{р}$ от исходного (номинального) положения ЛРР на характеристике компрессора может составить примерно

$$\delta K_{р} = \delta K_{р1(НОМ \rightarrow ПРЕД)} \cdot \frac{\delta K_{р}}{\delta K_{р1}} + \delta K_{р1(ПРЕД \rightarrow ВЕРХ)} \cdot \frac{\delta K_{р}}{\delta K_{р1}} = 2 \cdot 3 + 4 \cdot 3 = 18\%. \tag{8}$$

Связь между изменением $\delta K_{р}$ и изменением $\delta F_{с.кр}$ на примере однокаскадного ГТД [19] с ком-

прессором средней напорности с $\pi_K^* = 6$ выразим аналогично формуле (4) как

$$\delta K_p = -0,45 \cdot \delta F_{C.KP} - 0,23 \cdot \delta F_{C.KP} = 18\%.$$

То есть увеличение коэффициента режима может быть получено посредством уменьшения площади критического сечения сопла газогенератора на $\delta F_{C.KP} = -26,4$, что может привести к увеличению температуры газа перед турбиной на

$$\begin{aligned} \delta T_T^* &= \frac{\delta T_T^*}{\delta F_{C.KP}} \cdot \delta F_{C.KP} = \\ &= -1,35 \cdot (-26,4\%) = +35,7\%. \end{aligned} \quad (9)$$

При имитации на входе в компрессор ЭГГ предельных величин режимных параметров ($T_{ВХ.МАКС}^*$, $P_{ВХ.МАКС}$) это обстоятельство может привести к увеличению температуры газа T_T^* при $n_{ГР} = \text{const}$ выше допустимой. Поэтому применение вдува сжатого воздуха в камеру сгорания ЭГГ может позволить обеспечить проверку отсутствия флаттера «срывного» типа в рабочих лопатках первой ступени КВД без ограничения по температуре газа T_T^* .

Выводы

Проведены исследования запасов устойчивой работы осевого компрессора высокого давления (КВД) с регулируемым входным направляющим аппаратом и регулируемыми направляющими аппаратами двух первых ступеней с постоянной величиной относительного отбора воздуха от промежуточной ступени в составе экспериментального газогенератора (ЭГГ), установленного в термобарокамере по схеме с присоединенным трубопроводом на входе, с помощью метода вдува сжатого воздуха в камеру сгорания (КС) газогенератора от стендового компрессора, позволившие:

– обеспечить определение запаса устойчивой работы КВД до границы устойчивой работы в рабочем диапазоне режимов работы компрессора на установившихся режимах работы ЭГГ с сохранением устойчивой работы КС без срыва и виброгорения при «бедной» топливо-воздушной смеси в камере сгорания по коэффициенту избытка воздуха α на 30 ... 35 и более процентов на границе газодинамической устойчивости компрессора;

– повысить безопасность испытаний и сохранность материальной части ЭГГ за счет понижения температуры газа в турбине высокого давления и за турбиной T_T^* до (100 ... 120)°С на границе газодинамической устойчивости КВД по сравнению с значениями, измеренными на номинальной линии рабочих режимов без вдува сжатого воздуха в КС, а также за счет применения противопомпажной

системы для немедленного останова газогенератора после помпажа компрессора посредством прекращения подачи топлива в камеру сгорания и отсечки подачи сжатого воздуха в камеру сгорания ЭГГ.

Результаты испытаний экспериментального газогенератора подтвердили, что вдув сжатого воздуха в камеру сгорания при проверке отсутствия флаттера «срывного» типа в рабочих лопатках первой ступени КВД может обеспечить получение нормируемой величины запаса коэффициента режима (7) в первой ступени компрессора $\delta K_{p1} = +(2 \dots 4)\%$ [6] над предельной линией рабочих режимов без ограничения по максимально допустимой температуре газа T_T^* в турбине высокого давления газогенератора.

Список источников

1. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: Учебник. – 2 изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
2. Сосунова В.А., Чепкина В.М. (ред.). Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник – М.: Изд-во МАИ, 2003. С. 128–142.
3. Иноземцев А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. – М.: Машиностроение, 2007. С. 83–87.
4. ГОСТ 23851-79. Двигатели газотурбинные авиационные. Термины и определения. – М.: Изд-во стандартов, 1980. С. 5–50.
5. Скибин В.А., Солонин В.И., Темис Ю.М. Машиностроение. Энциклопедия. Самолеты и вертолеты. Т. IV-21. Авиационные двигатели. Кн. 3. – М.: Машиностроение, 2010. С. 208–214.
6. Афанасьев В.А., Жигунов М.М., Ланшин А.И. и др. Экспериментальная отработка и сертификационные испытания авиационных двигателей: Учебник. – М.: Изд-во МАИ, 2021. С. 211–219.
7. Григорьев В.А., Гишваров А.С. (ред.) Испытания авиационных двигателей: Учебник. – М.: Машиностроение, 2009. С. 287–293.
8. Казанджан П.К., Тихонов Н.Д., Шулекин В.Т. Теория авиационных двигателей. Рабочий процесс и эксплуатационные характеристики газотурбинных двигателей. – М.: Транспорт, 2002. – 288 с.
9. Клячкин А.П. Теория воздушно-реактивных двигателей. – М.: Машиностроение, 1969. С. 361–363.
10. Гольберг Ф.Д., Гуревич О.С., Зуев С.А., Петухов А.А. Применение бортовой математической модели для управления газотурбинным двигателем с дополнительной камерой сгорания // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 4. С. 90–97. DOI: 10.34759/vst-2019-4-90-97

11. Сиротин Н.Н., Нгуен Т.Ш. Методика численного моделирования эксплуатационных повреждений рабочих лопаток ротора компрессора низкого давления турбореактивного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2021. Т. 28. № 4. С. 131–150. DOI: 10.34759/vst-2021-4-131-150
12. Mattingly J.D., Heiser W.H., Boyer K.M. et al. Aircraft Engine Design. - American Institute of Aeronautics and Astronautics. 2002, pp. 163–165.
13. Харкевич А.А. Автоколебания. – М.: Либроком, 2019. – 174 с.
14. Межгосударственный авиационный комитет. Авиационные Правила. Часть 33. Нормы летной годности двигателей воздушных судов. – М.: Авиаиздат, 2018. С. 54–55.
15. Биргер И.А., Шор Б.Ф. (ред.) Динамика авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1981. С. 110–114.
16. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели. Т. 4. Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок. – М.: Машиностроение, 2007. С. 129–136.
17. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. В 2 ч. - 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1991. Ч.1. С. 233–258
18. ГОСТ 8.563.1-97. Государственная система обеспечения единства измерений. Измерение расхода и количества жидкостей и газов методом переменного перепада давления. Диафрагма, сопла ИСА 1932 и трубы Вентури, установленные в заполненных трубопроводах круглого сечения. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 2005. – 64 с.
19. Черкез А.Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений. – М.: Машиностроение, 1975. С. 147-151.
20. ГОСТ 4401-81. Атмосфера стандартная. Параметры. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 165 с.

References

1. Kholshchevnikov K.V., Emin O.N., Mitrokhin V.T. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* (Theory and Calculation of Aircraft Blade Machines), Moscow, Mashinostroenie, 1986, 432 p.
2. Sosunov V.A., Chepkin V.M. (eds) *Teoriya, raschet i proektirovanie aviatsionnykh dvigatelei i ehnergeticheskikh ustanovok* (Theory, calculation, and design of aircraft engines and power plants), Moscow, MAI, 2003, pp.128-142.
3. Inozemtsev A.A. *Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigatelei i ehnergeticheskikh ustanovok* (Fundamentals of aircraft engine and power plant design), Moscow, Mashinostroenie, 2007, pp. 83-87.
4. *Dvigateli gazoturbinnye aviatsionnye. Terminy i opredeleniya, GOST 23851-79* (Avia cas turbine engine. Terms and definitions, State Standard 23851-79), Moscow, Standarty, 1980, pp. 5-50.
5. Skibin V.A., Solonin V.I., Temis Yu.M. *Mashinostroenie. Ehntsiklopediya. Samolety i vertolety. T. IV-21. Aviatsionnye dvigateli. Kn. 3.* (Mechanical engineering. Encyclopedia. Airplanes and helicopters. Vol. IV-21. Aircraft engines. Book 3), Moscow, Mashinostroenie, 2010, pp. 208-214.
6. Afanas'ev V.A., Zhigunov M.M., Lanshin A.I. et al. *Ehksperimental'naya otrabotka i sertifikatsionnye ispytaniya aviatsionnykh dvigatelei* (Experimental testing and certification tests of aircraft engines), Moscow, MAI, 2021, pp. 211-219.
7. Grigor'ev V.A., Gishvarov A.S. (eds) *Ispytaniya aviatsionnykh dvigatelei* (Aircraft engines testing), Moscow, Mashinostroenie, 2009, pp. 287-293.
8. Kazandzhan P.K., Tikhonov N.D., Shulekin V.T. *Teoriya aviatsionnykh dvigatelei. Rabochii protsess i ehkspluatatsionnye kharakteristiki gazoturbinnnykh dvigatelei* (Theory of aircraft engines. Workflow and performance characteristics of gas turbine engines), Moscow, Transport, 2002, 288 p.
9. Klyachkin A.P. *Teoriya vozdušno-reaktivnykh dvigatelei* (Theory of air-jet engines), Moscow, Mashinostroenie, 1969, pp. 361-363.
10. Gol'berg F.D., Gurevich O.S., Zuev S.A., Petukhov A.A. The onboard mathematical model application to control gas turbine engine with extra combustion chamber. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 4, pp. 90-97. DOI: 10.34759/vst-2019-4-90-97
11. Sirotin N.N., Nguyen T.S. Numerical simulation technique for working blades operational damages of turbojet low-pressure compressor rotor. *Aerospace MAI Journal*, 2021, vol. 28, no. 4, pp. 131-150. DOI: 10.34759/vst-2021-4-131-150
12. Mattingly J.D., Heiser W.H., Boyer K.M. et al. *Aircraft Engine Design*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2002, pp. 163-165.
13. Kharkevich A.A. *Avtokolebaniya* (Self-oscillations), Moscow, Librokom, 2019, 174 p.
14. *Mezhgosudarstvennyi aviatsionnyi komitet. Aviatsionnye Pravila. Chast' 33. Normy letnoi godnosti dvigatelei vozdushnykh sudov* (Interstate Aviation Committee. Civil Aviation Safety Regulations. Part. 33 - Standards of airworthiness of aircraft engines). Moscow, Aviaizdat, 2018, pp. 54-55.
15. Birger I.A., Shor B.F. (eds) *Dinamika aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigatelei* (Dynamics of aviation gas turbine engines). Moscow, Mashinostroenie, 1981, pp. 110-114.
16. Inozemtsev A.A., Nikhamkin M.A., Sandratskii V.L. *Gazoturbinnye dvigateli. T. 4. Dinamika i prochnost' aviatsionnykh dvigatelei i ehnergeticheskikh ustanovok* (Gas turbine engines. Vol. 4. Dynamics and strength of aircraft engines and power plants), Moscow, Mashinostroenie, 2007, pp. 129-136.

17. Abramovich G.N. *Prikladnaya gazovaya dinamika. V 2 ch.* (Applied gas dynamics. In 2 parts), 5 ed. Moscow, Nauka, 1991. Part 1, pp. 233-258.
18. *Gosudarstvennaya sistema obespecheniya edinstva izmerenii. Izmerenie raskhoda i kolichstva zhidkosti i gazov metodom peremennogo perepada davleniya. Diafragma, sopla ISA 1932 i truby Venturi, ustanovlennye v zapolnennykh truboprovodakh kruglogo secheniya. Tekhnicheskie usloviya. GOST 8.563.1-97* (State system for ensuring the uniformity of measurements. Measurement of liquids and gases flow rate and quantity by differential pressure method. Orifice plates, nozzles ISA 1932 and Venturi tubes inserted in circular cross-section filled conduits, State Standard 8.563.1-97), Moscow, Standarty, 2005, 64 p.
19. Cherkez A.Ya. *Inzhenernye raschety gazoturbinykh dvigatelei metodom mal'kh otklonenii* (Engineering calculations of gas turbine engines by the method of small deviations). Moscow, Mashinostroenie, 1975, pp.147-151.
20. *Atmosfera standartnaya. Parametry. GOST 4401-81* (Standart atmosphere. Parameters, State Standard 4401-81), Moscow, Standarty, 2004, 165 p.

Статья поступила в редакцию 14.12.2023; одобрена после рецензирования 10.01.2024; принята к публикации 12.01.2024.
The article was submitted on 14.12.2023; approved after reviewing on 10.01.2024; accepted for publication on 12.01.2024.