

Научная статья
УДК 621.45.022
URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=185671>
EDN: <https://www.elibrary.ru/JNYCHE>



Исследование запаса устойчивой работы компрессора высокого давления в составе турбореактивного двухконтурного двигателя с помощью метода вдува сжатого воздуха в камеру сгорания

Борис Михайлович Клинский

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова (ЦИАМ), Москва,
Российская Федерация
bmklinский@ciam.ru

Аннотация. Целью работы являлось экспериментальное определение влияния изменения в широком диапазоне полного давления и неоднородности потока, полученной с помощью устройства типа сетки, на входе в турбореактивный двухконтурный двигатель (ТРДД) на изменение располагаемых запасов устойчивой работы компрессора высокого давления (КВД). В статье представлены результаты исследования запасов устойчивой работы КВД в составе ТРДД методом вдува сжатого воздуха в камеру сгорания двигателя от стендового источника. В частности, было показано, что изменение величины полного давления для испытанного типа ТРДД привело к смещению границы устойчивой работы компрессора и линии рабочих режимов на характеристике компрессора навстречу друг к другу, что существенно уменьшило располагаемые запасы устойчивой работы КВД и ограничило область регулирования ТРДД из-за увеличения частоты вращения ротора компрессора высокого компрессора, соответствующей границе «нижнего» срыва.

Ключевые слова: подпорные ступени компрессора низкого давления, компрессор высокого давления, присоединенный входной трубопровод, помпаж компрессора, запас устойчивой работы компрессора, неоднородность потока

Для цитирования: Клинский Б.М. Исследование запаса устойчивой работы компрессора высокого давления в составе турбореактивного двухконтурного двигателя с помощью метода вдува сжатого воздуха в камеру сгорания // Вестник Московского авиационного института. 2025. Т. 32. № 3. С. 107–118. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=185671>

Original article

Studying Operation Stability Margin of the High-Pressure Compressor as a Part of a Bypass Turbofan by the Compresses Air Injection into Combustion Chamber

Boris M. Klinskiy

Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov (CIAM), Moscow, Russian Federation
bmklinский@ciam.ru

© Клинский Б.М., 2025

Abstract

The article adduces the method for the high-pressure compressor stable operation margin experimental determining by the compressed air injection from the test bench compressor into the engine combustion chamber up to achieving the compressor operation instability boundary at the constant value of the reduced compressor rotating frequency of $n_{\text{HPC.cor}} = \text{const}$ as applied to the bypass turbofan with the flows mixing.

The high-pressure compressor tests as part of a turbofan engine are being conducted to determine:

- compressor characteristics in the absence of the flow disturbances at the engine inlet, including under conditions corresponding to the maximum flight altitude at the minimum instrument flight speed;
- compressor operation stability margin and its ampleness while the flow heterogeneity simulating at the engine inlet, corresponding to the heterogeneity level at the air intake channel of the power plant.

The purpose of the work consisted in experimentally determining the effect of the total pressure values changes in a wide range, as well as the amount of flow inhomogeneity prior to the turbofan engine entering on the changes in the available stable operation margin of the high-pressure compressor.

The article presents the results of studying the high-pressure compressor operation stability margin as a part of a bypass turbojet engine with both grid flow heterogeneity simulator and a “smooth” inlet in a wide range of the total pressure changes at the engine inlet in the layout of a common standard jet nozzle and an option with separate nozzles of a gas generator and an external the engine circuit.

The obtained data revealed that the grid placed in front of the engine simulates adequately the circumferential unevenness of the pressure field at the air intake outlet of the aircraft power plant. The average cross-sectional intensity herewith of the flow pulsations while the tests on the test bench is 1.35 times higher at high air flow rates, and is 1.7 times less at low the flow rate than in the air intake duct.

In the present experiment, the grid placed at the turbofan inlet affected mainly the high-pressure compressor operation stability boundary shifting.

The article demonstrated that reduction of the total pressure value and flow non-uniformity at the inlet of the tested bypass turbofan lead to the compressor stable operation boundary and operation modes line on the compressor characteristic shifting towards each other. Thus, with a in the total pressure P_{in}^* decrease from 78.5 to 24.5 kPa, the available reserves of compressor stable operation margin in the range of the reduced HPC rotor speed $\bar{n}_{\text{HPC.cor}} = 0,826\text{--}0,860$ decreased by the $\Delta K_{\text{sustainability}} = -(7.0\text{--}7.7)\%$. This fact limited as well the range of the bypass turbofan control due to the high-pressure compressor rotational speed increase in the engine layout with two separate nozzles, corresponding to the “lower” stall while the grid placing ($W_{\text{in}} = 1.3\%$) by 1.86%, and with the total pressure P_{in}^* decrease from 78.5 to 24.5 kPa by 6.7%. The combined effect of the total pressure reducing and installing a special grid at the engine inlet can reduce the available of stable compressor operation margin to $\Delta K_{\text{sustainability}} \approx -(12\text{--}12.7)\%$.

The method of compressed air injecting into the combustion chamber of the tested turbofan engine from a test bench source ensured the of the operating point movement on the pressure branch of the HPC characteristic to the boundary of the stable operating modes in the entire range of checked operating modes, including the modes of total pressure reducing prior to the turbofan engine and flow inhomogeneity simulating at the inlet.

Keywords: low-pressure compressor add stages, high-pressure compressor, attached inlet pipeline, stalling and surging, compressor operation stability margine, flow non-uniformity

For citation: Klinskiy B.M. Studying Operation Stability Margin of the High-Pressure Compressor as a Part of a Bypass Turbofan by the Compresses Air Injection into Combustion Chamber. *Aerospace MAI Journal*. 2025;32(3):107–118. (In Russ.). URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=185671>

Least of Figures

Fig.1. A part of the engine layout on the test bench: 1 – engine; 2 – attached pipeline; 3 – spacer for the shading unit (grid) installing prior to the inlet to the turbofan engine; 4 – flow manifold; 5 – labyrinth seal; 6 – lamniskatny nozzle (o – total pressure receiver; ♦ – full pressure pulsation receiver; ⊥ – static pressure receiver; • – braking temperature receiver)

Fig.2. Schematic diagram of the shading mesh location at the engine inlet and the the radial full pressure combs location (see also Fig.1)

Fig.3. The field of total (relative) pressure at the inlet to the fan (“smooth” inlet) of the turbofan engine at the mode of $\bar{n}_{\text{HPC.cor}} = 0,893$ with $P_{\text{in}}^* = 78,5$ kPa according to measurements of eight radial full pressure combs

Fig.4. The field of total (relative) pressure at the inlet to the fan with the grid installed prior to the turbofan engine in the mode of $\bar{n}_{\text{HPC.cor}} = 0,893$ with $P_{\text{in}}^* = 78.5$ kPa according to measurements of eight radial full-pressure combs of the air intake

Fig. 5. The flow non-uniformity parameters at the turbofan engine inlet when the grid or air intake is installed prior to the inlet: - - - – shading grid (see fig.2); — — — – air intake

Fig. 6. Characteristic of the high-pressure compressor as a part of the turbofan engine and the total pressure P_{in}^* (conditional Re number) and flow non-uniformity effect on its changes in the standard exhaust device configuration and with separate nozzles ($\pi_{HPCo}^* = \pi_{HPCmax}^*$ – at the stable operation boundary of the high-pressure compressor)

Fig. 7. Stable operation margin of the high-pressure compressor $\Delta K_{sustainability}$ dependence on the relative reduced frequency value $\bar{n}_{HPC,cor}$ of the HPC rotor at $P_{in}^* = 78.5$ kPa as part of a turbofan engine with jet nozzles of the gas generator $\bar{D}_{cl} = 0.563$ and $\bar{D}_{cl} = 0.622$: — — nozzle $\bar{D}_{cl} = 0.563$; - - - nozzle $\bar{D}_{cl} = 0.622$

Fig. 8. The change in the turbofan engine rotors slip when the HPC characteristics determining under conditions of $P_{in}^* = 78.5$ kPa by the operating mode lines and pressure branches ($\bar{n}_{HPC,cor} = \text{const}$) to the gas-dynamic stability (GDS) boundary

List of Tables

Table 1. Data on the grid-generated inlet non-uniformity effect on the compressor parameters

Table 2. The change in the coefficient of influence α_{HPC}^* (8) of the of the boundary of the HPC stable operation displacement under the impact of the flow non-uniformity W_{in} at $\bar{n}_{HPC,cor} = \text{const}$)

Введение

Определение запаса устойчивой работы создаваемого компрессора высокого давления для современных турбореактивных двухконтурных двигателей относится к специальным испытаниям [1–3], которые могут проводиться как на автономных компрессорных стендах, так и в составе экспериментального газогенератора или в составе опытного ТРДД [3–7]. Параметры компрессора на границе устойчивой работы (помпажа) измеряют при дросселировании потока за компрессором при постоянной приведенной частоте вращения ротора $n_{пр} = \text{const}$, а в многовальных схемах ТРДД – также при постоянной величине скольжения роторов, и принимаются, как правило, равными параметрам в предпомпажной точке [8–9], в которой величина полного давления за компрессором отличается от его срывного значения не более, чем на 0,5 ... 0,1%. Поскольку компрессор высокого давления в составе ТРДД является фактически изолированным [10–11] (при изменении площади сопла газогенератора или канала наружного контура ТРДД рабочая точка на характеристике КВД перемещается по линии рабочих режимов (ЛРР)), для обеспечения смещения рабочей точки по напорной ветке КВД до границы устойчивой работы компрессора в настоящей работе был использован метод вдува сжатого воздуха в камеру сгорания ТРДД от стендового источника [8]. Для моделирования неравномерности полей давлений на входе в ТРДД при исследовании запасов устойчивой работы КВД была использована металлическая проволочная сетка [12–13], которая была установлена в входном присоединенном трубопроводе.

В настоящей статье изложены некоторые результаты определения запаса устойчивой работы осевого КВД в составе ТРДД:

– при изменении перед входом в двигатель величины полного давления $P_{вх}^*$ от 78,5 до 24,5 кПа для

выявления влияния изменения условного числа Рейнольдса на аэродинамические характеристики и на запасы устойчивой работы компрессора высокого давления;

– при имитации перед входом в ТРДД с помощью проволочной сетки величины неоднородности потока $W = \Delta \bar{\sigma}_0 + \bar{\varepsilon}$ [6–8, 11, 14], представляющей суммарную композицию окружной неравномерности полного давления $\Delta \bar{\sigma}_0$ и интенсивности пульсаций полного давления $\bar{\varepsilon}$;

Данная работа посвящена вопросу определения запаса устойчивой работы КВД в составе ТРДД методом вдува сжатого воздуха и является продолжением публикации [8], в которой этот метод был рассмотрен применительно к КВД в составе экспериментального газогенератора.

Объект испытаний и метод исследований

Двигатель (см. рис.1) – ТРДД с осевым двухкаскадным компрессором, разделительным корпусом, турбинами высокого и низкого давления, смесителем, удлинительной трубой и жестким суживающимся реактивным насадком был установлен в испытательном стенде по схеме с присоединенным трубопроводом на входе.

Компрессор низкого давления (КНД) состоит из одноступенчатого вентилятора с широкохордными лопатками, подающего воздух в наружный и во внутренний контуры, и установленных с ним на одном валу подпорных ступеней внутреннего контура.

Компрессор высокого давления многоступенчатый. Для расширения диапазона устойчивой работы компрессоров предусмотрены:

– перепуск воздуха из подпорных ступеней КНД и из промежуточной ступени КВД в наружный контур;

– регулируемый входной направляющий аппарат КВД с прикрытием проходных сечений при

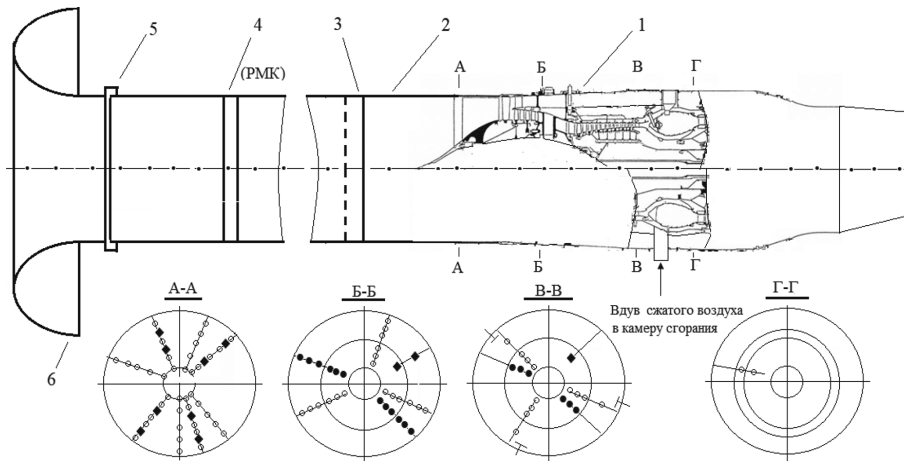


Рис. 1. Часть компоновки двигателя на испытательном стенде:

1 – двигатель; 2 – присоединенный трубопровод; 3 – проставка для установки затеняющего устройства (сетка) перед входом в ТРДД; 4 – расходомерный коллектор; 5 – лабиринтное уплотнение; 6 – лемникатный насадок
(○ – приемник полного давления; ♦ – приемник пульсаций полного давления; ⊥ – приемник статического давления; • – приемник температуры торможения)

запуске и на малых приведенных частотах вращения ротора.

Для измерения параметров газоздушного потока в проточной части (температуры, давлений, пульсаций давления) двигатель был препарирован по схеме, показанной на рис. 1.

Характеристики КВД определялись при двух значениях полного давления потока воздуха на входе в двигатель $P_{\text{вх}}^* = 78,5$ и $24,5$ кПа и температуре торможения $T_{\text{вх}} = 262\text{K}$, отношение давлений на двигателе составляло примерно $P_{\text{вх}}^*/P_{\text{н}} \approx 1,2$ ($P_{\text{н}}$ – давление воздуха вне реактивной струи из сопла).

Напорные характеристики КВД определялись методом вдува сжатого воздуха от стендового источника в камеру сгорания двигателя [3, 7, 8], для обеспечения чего корпус камеры сгорания при сборке двигателя был заменен на специальный с целью равномерного распределения подаваемого воздуха по сечению камеры сгорания. Стендовая система вдува сжатого воздуха включала в себя устройство для дистанционного регулирования расхода воздуха и измерения его с помощью диафрагмы, установленной в трубопроводе. Сжатый воздух подводился от технологического компрессора с давлением до 2000 кПа с помощью гибких металлорукавов в камеру сгорания двигателя (см. рис. 1) равномерно по окружности.

Рабочая формула, по которой определялся массовый расход дополнительного вдуваемого воздуха в камеру сгорания ТРДД при испытаниях, имеет вид [15, 16]

$$G_{\text{в.вдув}} = \alpha \cdot f \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\frac{p_{\text{д}} \cdot \Delta p_{\text{д}}}{T_{\text{в.вдув}}^*}}, \quad (1)$$

где α – коэффициент расхода; f – площадь сечения сужающегося отверстия диафрагмы; ε – поправочный коэффициент на расширение, учитывающий изменение плотности измеряемой среды при прохождении через сужающиеся устройства; $p_{\text{д}}$ – статическое давление перед мерной диафрагмой; $\Delta p_{\text{д}}$ – перепад давлений на мерной диафрагме; $T_{\text{в.вдув}}^*$ – температура торможения перед мерной диафрагмой.

Расход воздуха на входе в КВД $G_{\text{в.КВД}}$ ТРДД и температура торможения газа перед турбиной $T_{\text{Г}}^*$ определялись из совместного решения уравнения теплоподвода в камере сгорания (2) и уравнения расхода газа через 1-й сопловой аппарат турбины высокого давления (3), которые для случая подвода сжатого воздуха в камеру сгорания от внешнего стендового источника имеют следующий вид:

$$\frac{G_{\text{Т}}}{G_{\text{в.КВД}} K_{\text{отб}} + G_{\text{в.вдув}}} = \frac{i_{\text{в}}(T_{\text{Г}}^*) - i_{\text{в}}(\bar{T}_{\text{КВД}}^*)}{H_{\text{а}} \eta_{\text{Г}} - i_{\text{н}}(T_{\text{Г}}^*) + i_{\text{н}}(T_0)}; \quad (2)$$

$$G_{\text{в.КВД}} K_{\text{отб}} + G_{\text{в.вдув}} + G_{\text{Т}} = A_{\text{ГВД}} \frac{P_{\text{КВД}}^* \cdot \sigma_{\text{КС}}}{\sqrt{T_{\text{Г}}^*}}, \quad (3)$$

где $i_{\text{в}}(T_{\text{Г}}^*)$ – удельная энтальпия воздуха на входе в камеру сгорания, соответствующая средней величине температуры торможения $\bar{T}_{\text{КВД}}^*$, равна

$$i_B(\bar{T}_{\text{КВД}}^*) = \frac{i_B(T_{\text{КВД}}^*)G_{\text{В.КВД}}K_{\text{ОТБ}} + i_B(T_{\text{В.ВДУВ}}^*)G_{\text{В.ВДУВ}}}{G_{\text{В.КВД}}K_{\text{ОТБ}} + G_{\text{В.ВДУВ}}};$$

$T_{\text{КВД}}^*$, $P_{\text{КВД}}^*$ — измеренные температура торможения и полное давление за компрессором; $G_{\text{В.ВДУВ}}$ — измеренный согласно (1) расход вдуваемого сжатого воздуха в камеру сгорания; G_T — измеренный расход топлива; H_u — теплотворная способность топлива; η_T — коэффициент полноты сгорания топлива; $\sigma_{\text{КС}}$ — коэффициент восстановления полного давления в камере сгорания; $K_{\text{ОТБ}}$ — коэффициент отбора воздуха от компрессора; $A_{\text{ТВД}}$ — пропускная способность турбины высокого давления; $i_B(T)$ и $i_n(T)$ — удельные энтальпии воздуха и «чистых» продуктов сгорания соответственно.

При расчете уравнений (2) и (3) были заданы величины η_T , $\sigma_{\text{КС}}$, $A_{\text{ТВД}}$ и $K_{\text{ОТБ}} = G_{\text{В.за КВД}}/G_{\text{В.КВД}}$. Теплотворная способность топлива H_u определялась на основании анализа пробы топлива перед проведением испытаний двигателя.

Характеристики КВД определялись в компоновке двигателя как со штатным выхлопным устройством, представляющим удлинительную трубу и реактивный насадок $\bar{D}_{\text{С.ШТАТ}} = 1,0$, так и по схеме с раздельным истечением потока из наружного контура и контура газогенератора, для чего к двигателю были приложены: насадок наружного контура $\bar{D}_{\text{С}2} = D_{\text{С}2}/D_{\text{С.ШТАТ}} = 1,115$ и сменные насадки контура газогенератора $\bar{D}_{\text{С}1} = D_{\text{С}1}/D_{\text{С.ШТАТ}} = 0,536; 0,625; 0,662$, которые были предназначены для изменения скольжения роторов $S = n_{\text{ВД}}/n_{\text{НД}}$ ($n_{\text{НД}}$ — частота вращения ротора низкого давления, $n_{\text{ВД}}$ — частота вращения ротора высокого давления). Для воспроизведения входных возмущений перед ТРДД была использована проволочная сетка, моделирующая возмущения потока в токе в воздухозаборнике, реализующихся на максимальной скорости полета — см. рис. 2 и 1.

Уровень возмущений, создаваемых сеткой, определялся как сумма:

- окружной стационарной неравномерности поля полного давления, измеряемого при помощи восьми пятиточечных радиальных гребенок полного давления, неравномерно расположенных по окружности, с целью получения необходимой информации о неравномерности поля давления на входе в ТРДД;

- интенсивности пульсаций полного давления, измеряемых датчиками типа ДМИ в восьми точках сечения на входе в двигатель — по четыре приемника на относительном радиусе $\bar{R} = 0,9$ и $\bar{R} = 0,6$ (см. черный маркер в сеч. А—А на рис. 1).

По результатам измерения поля полного давления определялся параметр окружной неравномерности [14] полного давления (%)

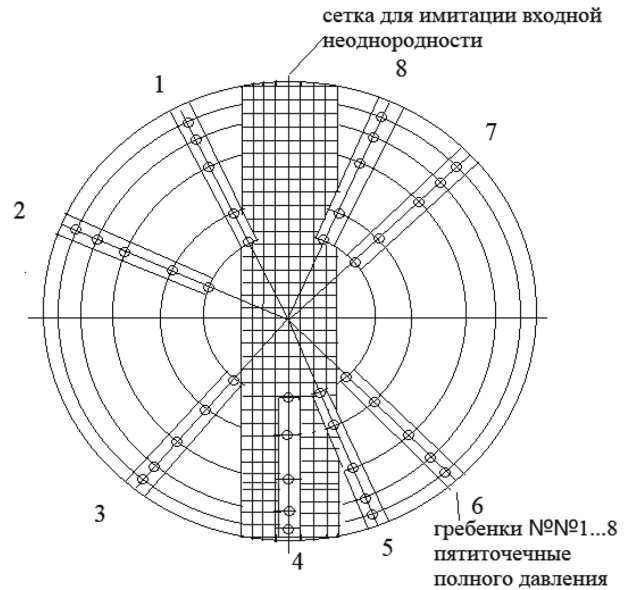


Рис. 2. Схема расположения затеняющей сетки на входе в двигатель и расположения радиальных гребенок полного давления (см. также рис. 1)

$$\Delta\bar{\sigma}_0 = 1 - \frac{\sigma_0}{\sigma_{\text{ср}}}, \quad (4)$$

где $\sigma_{\text{ср}}$ — среднее значение коэффициента полного давления, определяемое путем усреднения давления по показаниям радиальных гребенок по площади на входе в двигатель; σ_0 — коэффициент полного давления в зоне пониженного давления, в пределах которой величины коэффициента полного давления вдоль радиусов σ_R гребенок меньше среднего значения коэффициента $\sigma_{\text{ср}}$.

Для каждой контрольной точки измерения определялась нормируемая величина интенсивности пульсаций (%) полного давления

$$\bar{\varepsilon}_i = \frac{\varepsilon}{P_{\text{CP}}^*} = \frac{1}{P_{\text{CP}}^*} \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (\bar{P}^* - P^*)^2 dt}, \quad (5)$$

где T — интервал времени, в течение которого выполняется осреднение квадрата разности между средним значением полного и текущего значения полного давления в каждой точке измерения, с помощью которых для « n » приемников пульсаций определялась величина среднего значения интенсивности (%) пульсаций

$$\bar{\varepsilon}_{\text{ср}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \bar{\varepsilon}_i. \quad (6)$$

Также определялись спектральные характеристики пульсаций давления.

Испытания проводились при работе на основной системе автоматического регулирования

двигателя. При снятии напорной характеристики для поддержания постоянной приведенной частоты вращения ротора высокого давления по мере увеличения расхода, вдуваемого в камеру сгорания воздуха, производилась также коррекция величины $n_{ВД.пр}$ путем соответствующего изменения положения рычага управления двигателем (РУД).

Сбор и обработка измерительной информации на установившихся режимах работы двигателя (при снятии контрольных точек на линиях рабочих режимов и на напорных характеристиках компрессора) осуществлялась автоматизированной информационно-измерительной системой (АИИС) с использованием для измерения давлений воздуха и перепадов между ними датчиков, которые для повышения точности измерений имели индивидуальные градуировочные характеристики.

Перед проведением исследований характеристики компрессора высокого давления, запасов устойчивости и оценки влияния на них возмущений, вносимых в поток сеткой, установленной на входе перед двигателем, были определены характеристики сетки. На рис. 3 в качестве иллюстрации построено поле полного давления воздуха на входе в двигатель, полученное с «гладким» входом (без проволочной сетки) на режиме работы с повышенной частотой вращения ротора КВД при $P_{вх}^* = 78,5$ кПа. Из рассмотрения рис. 3 видно, что «гладкий» вход обеспечивает достаточно равномерное поле давления перед компрессором в окружном направлении вне пограничного слоя не более 1%. Установка на входе в ТРДД сетки (см. рис. 2) вызывает деформацию поля полного давления в соответствии с ее расположением, показанным на рис. 4.

Сравнение параметров входных возмущений потока воздуха, определенных при настоящих

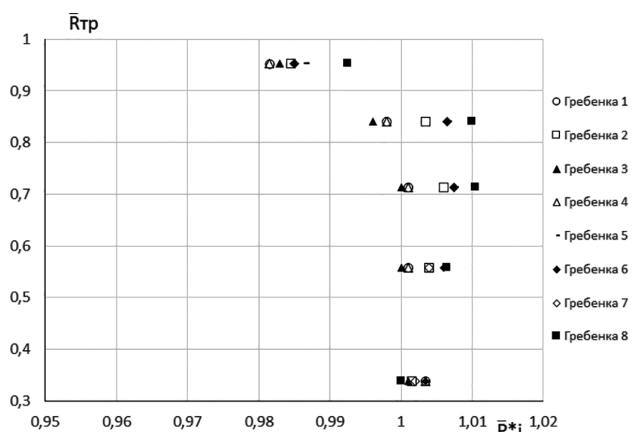


Рис. 3. Поле полного (относительного) давления на входе в вентилятор («гладкий» вход) ТРДД на режиме $\bar{n}_{нд.пр} = 0,893$ при $P_{вх}^* = 78,5$ кПа по измерениям восьми радиальных гребенок полного давления

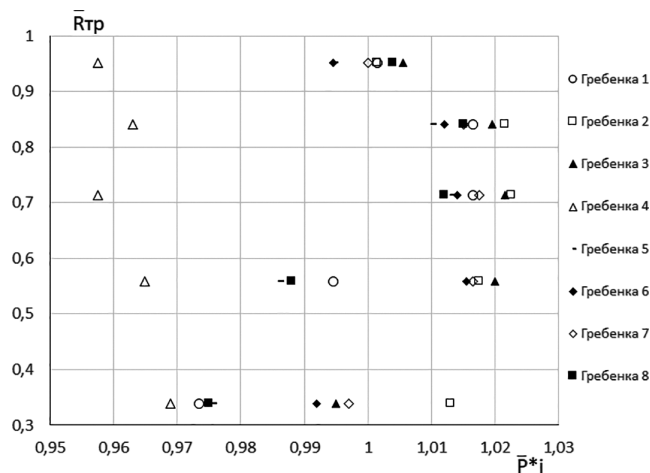


Рис. 4. Поле полного (относительного) давления на входе в вентилятор с сеткой, установленной перед ТРДД на режиме $\bar{n}_{нд.пр} = 0,893$ при $P_{вх}^* = 78,5$ кПа по измерениям восьми радиальных гребенок полного давления

испытаниях с сеткой и при определении характеристик воздухозаборника с двигателем этого типа, представлено на рис. 5. Полученные данные показывают, что сетка удовлетворительно моделирует окружающую неравномерность поля давления (4) на выходе из воздухозаборника, при этом средняя по сечению интенсивность пульсаций потока (6) в испытаниях на стенде при больших расходах воздуха в 1,35 раза выше, а при пониженных расходах в 1,7 меньше, чем в канале воздухозаборника.

В итоге суммарный параметр неоднородности (возмущений) потока $W = \Delta\bar{\sigma}_0 + \bar{\varepsilon}_{ср}$ в испытаниях на стенде был в 1,15 раза выше, чем в воздухозаборнике на режимах с большими приведенными расходами и примерно в 1,5 раза меньше при малых величинах приведенных расходов (см. рис. 5).

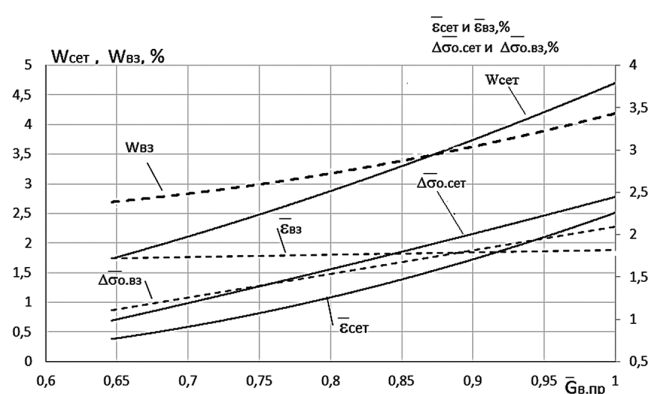


Рис. 5. Параметры неоднородности потока на входе в ТРДД при установке перед входом сетки (индекс «сет») или воздухозаборника (индекс «вз»): - - - затеняющая сетка (см. рис.2); — — воздухозаборник

Влияние полного давления на входе в ТРДД на параметры КВД на линии рабочих режимов двигателя. Вариант штатной компоновки выхлопного устройства ($\bar{D}_C = 1,0$)

Вентилятор. Во всем исследованном диапазоне приведенной частоты вращения $\bar{n}_{\text{нд.пр}} = 0,687 \dots 0,992$ снижение полного давления воздуха на входе в двигатель от $P_{\text{вх}}^* = 78,5$ до 24,5 кПа привело к уменьшению величины суммарного приведенного расхода воздуха через двигатель $G_{\text{в.пр}}$ на $-1,1\%$ при пониженных частотах вращения ротора и на $-1,5\%$ при максимальных.

Степень повышения полного давления в вентиляторе $\pi_{\text{в2}}^*$ уменьшилась при этом на всех режимах примерно на $-0,5\%$, а относительный подогрев воздуха за вентилятором $\delta(\Delta T_{\text{в2}}^*/T_{\text{вх}}^*)$ увеличился на $+1\%$ при малой частоте вращения ротора $\bar{n}_{\text{нд.пр}}$ и на $+2,5\%$ при максимальной частоте.

Компрессор низкого давления. Степень повышения полного давления в КНД $\pi_{\text{кнд}}^*$ при уменьшении $P_{\text{вх}}^*$ увеличилась на $+0,8\%$ при низкой и на $+1,4\%$ при высоких частотах вращения ротора КНД $\bar{n}_{\text{нд.пр}}$, относительный подогрев воздуха в КНД увеличился соответственно на $+1,3\%$ и $+1,6\%$.

Компрессор высокого давления. В указанном выше диапазоне изменения $\bar{n}_{\text{вд.пр}}$ приведенная (по температуре на входе в КВД) частота вращения компрессора высокого давления изменялась от 0,803 до 0,883. В этом диапазоне режимов при уменьшении полного давления $P_{\text{вх}}^*$ от 78,5 до 24,5 кПа приведенный расход воздуха через КВД $G_{\text{в.квд.пр}}$ уменьшился в среднем на 3% , степень повышения полного давления $\pi_{\text{квд}}^*$ уменьшилась на $-1,1\%$, а относительный подогрев воздуха $\Delta T_{\text{квд}}^*/T_{\text{кнд}}^*$ увеличился на $+2\%$. Скольжение роторов $S = n_{\text{вд}}/n_{\text{нд}}$ при уменьшении $P_{\text{вх}}^*$ на пониженных режимах по $\bar{n}_{\text{нд.пр}}$ оставалось неизменным, а затем монотонно снижалось на величину до $0,5\%$ при высоких значениях $\bar{n}_{\text{нд.пр}}$.

Вариант компоновки ТРДД с отдельными соплами ($\bar{D}_{\text{C1}} = 0,563$; $\bar{D}_{\text{C2}} = 1,176$)

Вентилятор. В проверенном диапазоне $\bar{n}_{\text{нд.пр}} = 0,478 \dots 0,558$ уменьшение полного давления $P_{\text{вх}}^*$ привело к уменьшению расхода воздуха $G_{\text{в.пр}}$ в среднем на -2% , степень повышения давления вентилятора уменьшилась на $-0,2\%$, а относительный подогрев воздуха увеличился в среднем на $+0,3\%$.

Компрессор низкого давления. Степень повышения давления $\pi_{\text{кнд}}^*$ в КНД и относительный подогрев воздуха на режимах $\bar{n}_{\text{вд.пр}} = \text{const}$ увеличились соответственно на $+0,5\%$ и на $+1,5\%$.

Компрессор высокого давления. При указанном выше изменении $\bar{n}_{\text{нд.пр}}$ диапазон приведенных

частот вращения КВД оказался близким к тому, который имел место при испытаниях двигателя со штатным соплом ($\bar{n}_{\text{вд.пр}} = 0,809 \dots 0,866$).

Приведенный расход воздуха через КВД уменьшился в среднем на -5% , величина $\pi_{\text{квд}}^*$ уменьшилась на $-1,6\%$ при малых и на $-1,9\%$ при высоких величинах $\bar{n}_{\text{вд.пр}}$. Относительный подогрев воздуха $\Delta T_{\text{квд}}^*/\Delta T_{\text{кнд}}^*$ увеличился в среднем на $+3\%$. Скольжение роторов при уменьшении давления воздуха на входе не изменилось. Из приведенных экспериментальных данных следует, что при работе двигателя с выхлопным устройством как в штатной компоновке, так и с отдельными соплами уменьшение полного давления на входе от $P_{\text{вх}}^* = 78,5$ до 24,5 кПа приводило к уменьшению массового расхода компрессоров, к уменьшению КПД вентилятора и КВД, а КПД компрессора низкого давления практически не изменяется.

Влияние входной неоднородности потока воздуха на параметры компрессоров на линии рабочих режимов

Далее в табл. 1 приведены полученные в результате анализа данных испытаний о влиянии входной неоднородности, создаваемой сеткой, на параметры компрессора при $P_{\text{вх}}^* = 78,5$ кПа в виде их отклонений от величин, которые соответствуют работе двигателя при невозмущенном потоке («гладкий» вход) на входе [5, 13, 17]. Значения этих отклонений являются средними для исследованного диапазона приведенных частот вращения роторов.

В связи с тем, что препарирование компрессора было недостаточным для надежной оценки параметров потока в проточной части при его неоднородности на входе в двигатель, эти данные имеют качественный характер.

Влияние изменения полного давления на входе и входной неоднородности потока на характеристики КВД

Экспериментальная характеристика КВД двигателя, определенная методом вдува сжатого воздуха в камеру сгорания ТРДД, представлена на рис. 6. На рисунке нанесены контрольные точки, полученные на линиях рабочих режимов двигателя и на границе газодинамической устойчивости КВД. Поскольку при снятии напорных характеристик поддерживать стабильно приведенную частоту $\bar{n}_{\text{вд.пр}} = \text{const}$ не удавалось, полученные на них контрольные точки не нанесены и протекание напорных веток показано условно.

Характеристика КВД в компоновке с отдельными соплами внутреннего и наружного контуров (рис. 6) была определена при работе ТРДД с «гладким» входом при двух значениях давления воздуха на входе $P_{\text{вх}}^* = 78,5$ кПа и 24,5 кПа) и при работе в

Таблица 1. Данные о влиянии входной неоднородности, создаваемой сеткой, на параметры компрессоров

Элемент конструкции	Компоновка выхлопного устройства	$\delta G_{в.пр}, \%$	$\delta \pi^*, \%$	Относительный подогрев (ΔT^*)
Вентилятор	Штатная	-1,0	-1,2	2,7
	Раздельные сопла	-1,2	0	4,2
Компрессор низкого давления	Штатная	—	-1,9	2,3
	Раздельные сопла	—	0	3,7
Компрессор высокого давления	Штатная	0	0,4	-0,9
	Раздельные сопла	-1,7	-1,1	0,6

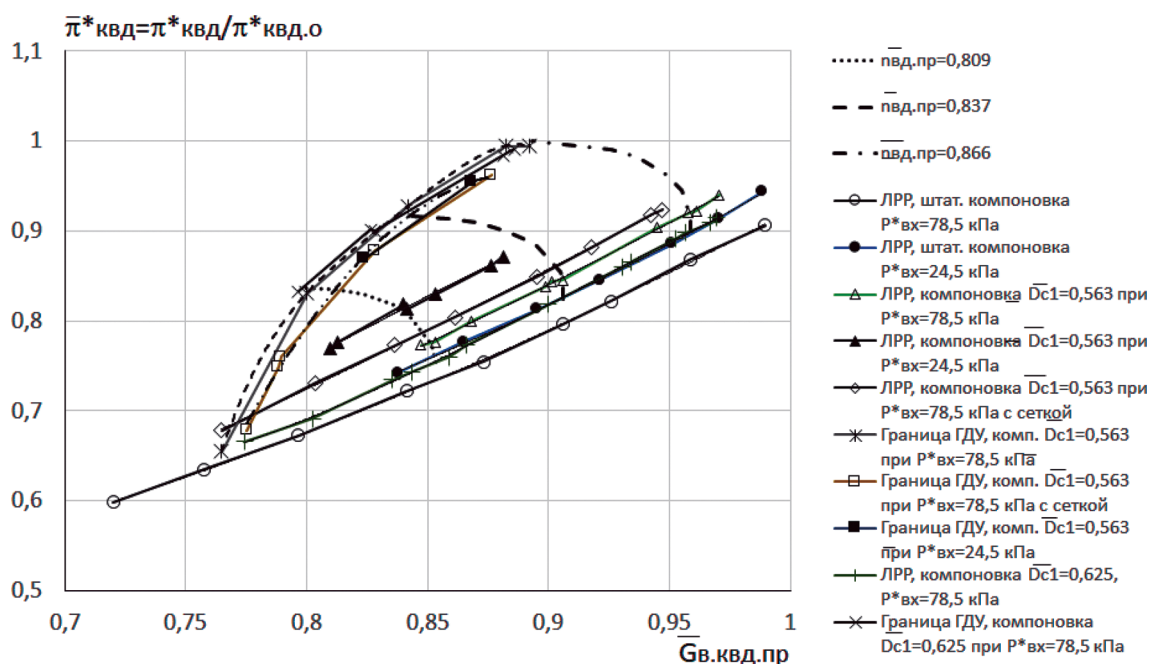


Рис. 6. Характеристика компрессора высокого давления в составе ТРДД и влияния на нее изменения полного давления $P_{вх}^*$ (условного числа Re) и неоднородности потока в штатной компоновке выхлопного устройства и с раздельными соплами ($\pi_{квд.о}^* = \pi_{квд.мах}^*$ — на границе устойчивой работы КВД)

компоновке с проволочной сеткой на входе при величине полного давления $P_{вх}^* = 78,5$ кПа.

На рис. 6 также показаны ЛРР на характеристике КВД в компоновке двигателя со штатным выхлопным устройством, определенные с «гладким» входом при полном давлении на входе $P_{вх}^* = 78,5$ кПа и 24,5 кПа. Было получено заметное отличие в величинах приведенного расхода $G_{в.квд.пр}$ на ЛРР для штатной компоновки двигателя и компоновки с раздельными соплами на режимах с $P_{вх}^* = \text{const}$, $\bar{n}_{вд.пр} = \text{const}$, которое объясняется, по-видимому, различием в величинах отборов воздуха из КВД, связанным с изменением давления за турбиной при переходе от штатной компоновки к компоновке с раздельными соплами. Оценить количественно влияние этого фактора в настоящей работе не представлялось возможным (величины $A_{ТВД}$ и $K_{ОТБ}$ в уравнениях (2), (3) принимались постоянными).

В этой связи последующие сравнения результатов испытаний КВД были выполнены для компоновки ТРДД с раздельными соплами.

Экспериментальные исследования по определению границы устойчивости КВД были начаты с соплами, имеющими относительные диаметры $\bar{D}_{с1} = 0,622$ и $\bar{D}_{с2} = 1,115$. Потеря газодинамической устойчивости КВД в процессе вдува сжатого воздуха в камеру сгорания ТРДД произошла на режиме $\bar{n}_{вд.пр} = 0,837$, при этом в рабочей точке на характеристике КВД, в которой компрессор в системе однокаскадного газогенератора при испытаниях на стенде разработчика работал устойчиво. Анализ материалов настоящих испытаний на стенде ЦИАМ показал, что в рассматриваемом случае ЛРР на характеристике вентилятора располагалась вблизи границы его устойчивости, которая была получена разработчиком при испытаниях изолированного

вентилятора, при этом и положение ЛРР на характеристике КНД также оказалось значительно выше, чем в штатной компоновке выхлопного устройства. В связи с этим для возможности оценки устойчивой работы КВД диаметр сопла канала наружного контура был увеличен до $\bar{D}_{c2} = 1,176$, что позволило понизить ЛРР характеристике вентилятора практически до уровня, соответствующего работе двигателя в штатной компоновке. Для понижения ЛРР на характеристике КНД было увеличено скольжение роторов $S = n_{\text{вд}}/n_{\text{нд}}$ посредством замены сопла внутреннего контура на $\bar{D}_{c1} = 0,563$ вместо 0,662, при этом ЛРР на характеристике вентилятора несколько поднялась.

В этой связи дальнейшие исследования по оценке влияния эксплуатационных факторов (величины полного давления и неоднородности потока воздуха на входе) на запасы газодинамической устойчивости выполнялись в компоновке двигателя с соплами $\bar{D}_{c1} = 0,563$ и $\bar{D}_{c2} = 1,176$, в которой дросселирование КВД вдувом воздуха в камеру сгорания во всех случаях приводило к потере газодинамической устойчивости только КВД, а границы устойчивости вентилятора и КНД не достигались. На рис. 6 видно, что как при уменьшении полного давления $P_{\text{вх}}^*$ на входе в ТРДД, так и при создании сеткой неоднородности потока воздуха на входе в двигатель линии рабочих режимов на характеристике КВД смещаются в сторону увеличения величины коэффициента режима компрессора, равного отношению $(\pi_{\text{КВД}}/G_{\text{в.КВД.пр}})$ [3, 8, 11], а граница газодинамической устойчивости КВД — в сторону уменьшения величины коэффициента режима, равного $(\pi_{\text{КВД}}^*/G_{\text{в.КВД.пр}})$, то есть ее понижения.

На рис. 7 показаны запасы устойчивой работы КВД, которые определялись соотношением параметра $(\pi_{\text{КВД}}^*/G_{\text{в.КВД.пр}})$ на границе устойчивости и

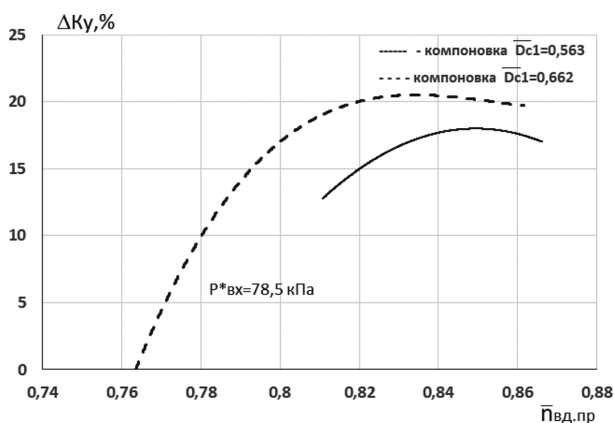


Рис. 7. Запасы устойчивой работы компрессора высокого давления ΔK_y в зависимости от величины относительной приведенной частоты ротора $\bar{n}_{\text{вд.пр}}$ КВД при $P_{\text{вх}}^* = 78,5$ кПа в составе ТРДД с реактивными соплами газогенератора: — — сопло $\bar{D}_{c1} = 0,563$; - - - - сопло $\bar{D}_{c1} = 0,622$

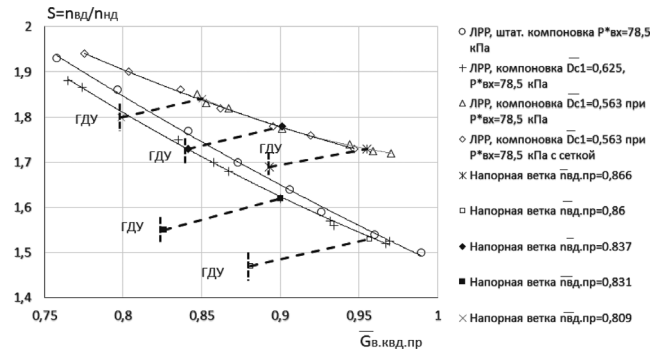


Рис. 8. Изменение скольжения роторов ТРДД при определении характеристики КВД в условиях $P_{\text{вх}}^* = 78,5$ кПа по линиям рабочих режимов и по напорным веткам ($\bar{n}_{\text{вд.пр}} = \text{const}$) до границы газодинамической устойчивости (ГДУ)

на линии рабочих режимов в условиях $P_{\text{вх}}^* = 78,5$ кПа при двух величинах относительного диаметра сопел газогенератора $\bar{D}_{c1}$ (0,563 и 0,662).

Отличие в запасах газодинамической устойчивости при $\bar{D}_{c1} = 0,563$ и 0,662 (см. рис. 7) связано в основном с изменением положения ЛРР на характеристике КВД из-за различного скольжения роторов [9, 18, 19, 20] ТРДД, так как границы устойчивости КВД при работе двигателя при $P_{\text{вх}}^* = 78,5$ кПа с каждым из этих сопел, как видно из рис. 6, практически совпадают, несмотря на значительное различие в скольжении роторов (см. рис. 8).

Из рассмотрения рис. 8 также видно, что дросселирование КВД по линиям рабочих режимов путем изменения компоновки сопла газогенератора ТРДД приводит к заметному увеличению скольжения роторов при уменьшении диаметра сопла канала газогенератора $\bar{D}_{c1} = 0,563$ (и наоборот, при $\bar{D}_{c1} = 0,625$ — к уменьшению скольжения роторов), а вдув сжатого воздуха в камеру сгорания приводит к противоположному результату — к заметному уменьшению скольжения роторов двигателя КВД по напорным веткам.

В настоящем эксперименте влияние установки сетки на входе в ТРДД в основном повлияло на смещение границы устойчивой работы КВД. Невозможность измерить в настоящем эксперименте величину суммарного параметра неоднородности непосредственно на входе в КВД вследствие недостаточного препарирования двигателя не позволила определить величину коэффициента влияния неоднородности потока $W_{\text{вх.КВД}}$ на изменение газодинамической устойчивости КВД [6], который равен

$$\alpha_{\text{КВД}} = \frac{\Delta(\Delta K_{y.\text{КВД}})}{W_{\text{вх.КВД}}}. \quad (7)$$

Таблица 2. Изменение коэффициента влияния (8) смещения границы устойчивой работы КВД под воздействием неоднородности потока $W_{\text{вх}}$ при $\bar{n}_{\text{вд.пр}} = \text{var}$

$\bar{n}_{\text{вд.пр}}$	0,826	0,843	0,86
$\alpha_{\text{КВД}}^*$	−1,25	−1,1	−0,8

Поэтому введем величину коэффициента влияния неоднородности потока $W_{\text{вх}}$ на входе в ТРДД по данным испытаний (см. табл.2), учитывающий смещение границы ГДУ КВД только под воздействием входных возмущений

$$\alpha_{\text{КВД}}^* = \frac{\Delta(\Delta K_{\text{у.КВД}})_{\text{ГР}}}{W_{\text{вх}}} \quad (8)$$

Коэффициент влияния $\alpha_{\text{КВД}}^*$ (8) может быть использован для оценки потребных запасов газодинамической устойчивости КВД при реальной неоднородности потока на входе в условиях эксплуатации, а полученные величины изменения запаса устойчивой работы КВД при уменьшении давления $P_{\text{вх}}^*$ могут позволить скорректировать программу управления механизацией КВД (углы установки ВНА, перепуски воздуха из КВД и пр.) в высотных условиях.

Под воздействием неоднородности потока на входе $W_{\text{вх}}$ от установленной сетки в компоновке двигателя с отдельными соплами приведенная частота вращения ротора КВД, соответствующая границе «нижнего» срыва компрессора, увеличивается с $\bar{n}_{\text{вд.пр}} = 0,763$ на +1,86% до $\bar{n}_{\text{вд.пр}} = 0,777$, а для случая уменьшения только полного давления $P_{\text{вх}}^*$ от 78,5 до 24,5 кПа увеличивается на +6,7% до $\bar{n}_{\text{вд.пр}} = 0,814$.

В штатной компоновке выхлопного устройства ТРДД при испытаниях как без затеняющей сетки на входе, так и с сеткой при $P_{\text{вх}}^* = 78,5$ кПа приведенная частота вращения ротора границы «нижнего» срыва КВД одинакова и равна $\bar{n}_{\text{вд.пр}} = 0,732$.

Выводы

На основе проведенных экспериментальных исследований по влиянию изменения внешних эксплуатационных факторов — полного давления $P_{\text{вх}}^*$ (условного числа Рейнольдса) и входной неоднородности потока воздуха $W_{\text{вх}}$ на характеристики и запасы устойчивой работы компрессора высокого давления в составе ТРДД в компоновке с отдельными соплами газогенератора ($\bar{D}_{\text{с1}} = 0,563$) и канала наружного контура ($\bar{D}_{\text{с2}} = 1,176$) методом вдува сжатого воздуха в камеру сгорания двигателя установлено:

1. Уменьшение полного давления на входе в двигатель $P_{\text{вх}}^*$ в 3,2 раза от 78,5 до 24,5 кПа привело к

$\bar{n}_{\text{вд.пр}}$	0,826	0,843	0,860
$\delta K_{\text{р.КВД}} = \left(\frac{\pi_{\text{КВД}}^*}{G_{\text{в.КВД.ПР}}} \right)_{\text{ГР}}, \%$	−3,8	−3,2	−2,5

следующему уменьшению относительной величины коэффициента режима на границе устойчивой работы компрессора высокого давления ($\delta K_{\text{р.ГР}}$) и к увеличению относительной величины коэффициента режима на линии рабочих режимов компрессора высокого давления

$\bar{n}_{\text{вд.пр}}$	0,826	0,843	0,860
$\delta K_{\text{р.ЛРР}} = \left(\frac{\pi_{\text{КВД}}^*}{G_{\text{в.КВД.ПР}}} \right)_{\text{ЛРР}}, \%$	+3,9	+3,8	+3,8

То есть, уменьшение полного давления $P_{\text{вх}}^*$ от 78,5 до 24,5 кПа в диапазоне приведенных частот вращения ротора КВД $\bar{n}_{\text{вд.пр}} = 0,826 \dots 0,860$ может уменьшить располагаемые запасы устойчивой работы КВД до

$$\Delta K_{\text{у.КВД}} = -(\delta K_{\text{р.ЛРР}} - \delta K_{\text{р.ГР}}) = -(7,0 \dots 7,7) \%$$

2. Коэффициент влияния суммарного параметра неоднородности потока $W_{\text{вх}}$ перед входом в ТРДД, образуемого посредством установки проволоочной сетки, на величину понижения границы устойчивой работы КВД составляет

$\bar{n}_{\text{вд.пр}}$	0,826	0,843	0,860
$\alpha_{\text{КВД}}^* = -\frac{\delta \left(\frac{\pi_{\text{КВД}}^*}{G_{\text{в.КВД.ПР}}} \right)_{\text{ГР}}}{W_{\text{вх}}}$	−1,25	−1,1	−0,8

Следовательно, при эксплуатации данного типа ТРДД располагаемый запас устойчивой работы его КВД с учетом суммарного влияния уменьшения полного давления $P_{\text{вх}}^*$ от 78,5 до 24,5 кПа и величины неоднородности потока на входе в ТРДД ($W_{\text{вх}} \approx 4\%$ — см. рис. 5) может уменьшиться до

$$\Delta K_{\text{у.КВД}} = -(\delta K_{\text{р.ЛРР}} - \delta K_{\text{р.ГР}} - \alpha_{\text{КВД}}^* W_{\text{вх}}) \approx - (12 \dots 12,7) \%$$

3. Величина приведенной частоты вращения ротора КВД $\bar{n}_{\text{вд.пр}}$ соответствующая границе «нижнего» срыва в компрессоре высокого давления в ТРДД, равна:

— $\bar{n}_{\text{вд.пр}} = 0,732$ в штатной компоновке выхлопного устройства в условиях $P_{\text{вх}}^* = 78,5$ кПа и одинакова как без сетки, так и с сеткой на входе в двигатель;

— $\bar{n}_{\text{вд.пр}} = 0,777$ в компоновке ТРДД с отдельными соплами и с сеткой на входе в двигатель (возрастает

примерно на +1,86% при установке сетки), а при уменьшении давления $P_{\text{вх}}^*$ от 78,5 до 24,5 кПа увеличивается на +6,7% до $\bar{n}_{\text{вд.пр}} = 0,814$.

То есть, влияние уменьшения полного давления и неоднородности потока на входе в ТРДД может в условиях эксплуатации в составе силовой установки заметно повлиять как на уменьшение запаса устойчивой работы компрессора высокого давления испытанного двигателя, так и ограничить область регулирования двигателя из-за увеличения приведенной частоты вращения ротора КВД, соответствующей границе «нижнего» срыва компрессора.

4. Метод вдува сжатого воздуха в камеру сгорания испытываемого ТРДД от стендового источника обеспечил перемещение рабочей точки на напорной ветке характеристики КВД до границы устойчивых режимов работы во всей области проверенных рабочих режимов работы, включая режимы уменьшения полного давления перед ТРДД и имитации неоднородности потока на входе.

Список источников

1. Нормы летной годности двигателей воздушных судов (НЛГ 33). М.: Федеральное агентство воздушного транспорта, 2022. Раздел Е, п.33.65. С. 37.
2. Марчуков Е.Ю., Онищук И.И., Рutowский В.Б. и др. Испытания и обеспечение надежности авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. Изд. 2-е, испр. и доп. М.: Изд-во МАИ, 2004. С. 197-198.
3. Афанасьев В.А., Жигунов М.М., Ланишин А.И. и др. Экспериментальная отработка и сертификационные испытания авиационных двигателей: Учебник. М.: Изд-во МАИ, 2021. 456 с.
4. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. Изд. 2-е, испр. и доп. М.: Машиностроение, 1986. 431 с.
5. Казанджан П.К., Тихонов Н.Д., Янко А.К. Теория авиационных двигателей: теория лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1983. С.115-133.
6. Фролов К.В. (ред.) Машиностроение. Энциклопедия. Том IV-21: Самолеты и вертолеты. Книга 3. Авиационные двигатели // Под ред. В.А. Скибина, Ю.М. Темиса, В.А. Сосунова. М.: Машиностроение, 2010. С. 209-285.
7. Григорьев В.А., Гишваров А.С. (ред.) Испытания авиационных двигателей: Учебник. М.: Машиностроение, 2009. С. 287– 293.
8. Клинский Б.М. Совершенствование методов экспериментального определения запаса устойчивой работы и поджата 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>
9. Гельмедов Ф.Ш., Краснов С.Е., Семерняк Л.И. Проблемы обеспечения газодинамической устойчивости ГТД сложных схем в реальных условиях эксплуатации // Научный вклад в создание авиационных двигателей. ЦИАМ 1980-2000: В 2 кн. / Под ред. В.А. Скибина и В.И. Солониной. М.: Машиностроение, 2000. Т. 2. С. 169-188.
10. Клячкин А.Л. Теория воздушно-реактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1969. С. 361-363.
11. Сосунов В.А., Чепкин В.М. (ред.). Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учеб. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МАИ, 2003. С. 90-142.
12. Боровик В.О., Ланда Б.Ш. Методы экспериментальной оценки запасов устойчивой работы компрессора // Труды ЦИАМ № 839 «Некоторые вопросы расчета и экспериментального исследования высотно-скоростных характеристик ГТД». Выпуск 6. М.: ЦИАМ, 1979. С. 78–87.
13. Захаров Н.Н., Клинский Б.М., Семерняк Л.И. Совершенствование методов и средств имитации неоднородности потока на входе в экспериментальный газогенератор // Труды ЦИАМ № 1343 «Авиационные двигатели и силовые установки». М.: Торус-Пресс, 2010. С. 482–489.
14. Клинский Б.М. Исследование влияния неоднородности потока на входе на основные параметры авиационного газотурбинного двигателя в имитируемых высотно-скоростных условиях // Вестник Московского авиационного института. 2023. Т. 30. № 1. С. 1175–130. DOI: 10.34759/vst-2023-1-117-130
15. РД 50-411-83. Методические указания. Расход жидкостей и газов. Методика выполнения измерений с помощью специальных суживающих устройств. М.: Изд-во стандартов, 1984. 52 с.
16. ГОСТ 8.586.2-2005 Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Часть 2. Диафрагмы. Технические требования. М.: Стандартиформ, 2007. – 38 с.
17. Лобурев А.В., Чугунов В.К. Влияние окружной и радиальной неравномерности поля полного давления перед входом в двухвальный ГТД на его основные параметры // Труды ЦИАМ № 747 «Некоторые вопросы расчета и экспериментального исследования высотно-скоростных характеристик ГТД». М.: ЦИАМ, 1977. С. 256–274.
18. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник в 2 кн. М.: Машиностроение, 2003. 616 с.
19. Котовский В.Н., Комов А.А. Теория авиационных двигателей. Часть 1. М.: МГТУ ГА, 2013. С. 57-61.
20. Oates G.C. Aerothermodynamics of Aircraft Engine Components. New York: American Institute of Aeronautics and Astronautics. 1985. pp. 145-170.

References

1. *Standards of airworthiness of aircraft engines (NLG 33)*. Moscow: Federal Air Transport Agency; 2022. Section E, paragraph 33.65. p. 37. (In Russ.).
2. Marchukov EYu, Onishchik II, Rutovskii VB, et al. *Testing and ensuring the reliability of aircraft engines and power plants*. 2nd ed. Moscow: MAI; 2004. p. 197-198. (In Russ.).
3. Afanas'ev VA, Zhigunov MM, Lanshin AI, et al. *Experimental development and certification tests of aircraft engines*. Moscow: MAI; 2021. 456 p. (In Russ.).
4. Kholshchevnikov KV, Emin ON, Mitrokhin VT. *Theory and calculation of aircraft paddle machines*. 2nd ed. Moscow: Mashinostroenie; 1986. 431 p. (In Russ.).
5. Kazandzhan PK, Tikhonov ND, Yanko AK. *Theory and calculation of aircraft paddle machines*. Moscow: Mashinostroenie; 1983. p. 115-133. (In Russ.).
6. Frolov KV. (ed) *Mechanical engineering. Encyclopedia. Volume IV-21: Airplanes and helicopters. Book 3. Aircraft engines*. Moscow: Mashinostroenie; 2010. p. 209-285. (In Russ.).
7. Grigor'ev VA, Gishvarov AS. (ed) *Tests of aircraft engines*. Moscow: Mashinostroenie; 2009. p. 287-293. (In Russ.).
8. Klinskii BM. 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;31(2):95-107. (In Russ.). URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=180652>
9. Gel'medov FSh, Krasnov SE, Semernyak LI. Problems of ensuring the gas dynamic stability of gas turbine engines of complex circuits in real-world operating conditions, In: *Scientific contribution to the creation of aircraft engines. CIAM 1980-2000*. In 2 books. Moscow: Mashinostroenie; 2000. Vol. 2. p. 169-188. (In Russ.).
10. Klyachkin AL. *Theory of air-jet engines*. Moscow: Mashinostroenie, 1969. p. 361-363. (In Russ.).
11. Sosunov VA, Chepkin VM. (ed) *Theory, calculation and design of aircraft engines and power plants*. 3rd ed. Moscow: MAI; 2003. p. 90-142. (In Russ.).
12. Borovik VO, Landa BSh. Methods of experimental estimation of compressor stability reserves. In: *Proceedings of the CIAM No. 839 "Some issues of calculation and experimental study of high-speed characteristics of GTE"*. Issue 6. Moscow: TSIAM, 1979. p. 78-87. (In Russ.).
13. Zakharov NN, Klinskii BM, Semernyak LI. Improvement of methods and means of simulating flow heterogeneity at the entrance to an experimental gas generator. In: *Proceedings of CIAM No. 1343 "Aircraft engines and power plants"*. Moscow: Torus-Press; 2010. p. 482-489. (In Russ.).
14. Klinskii BM. Studying the flow non-uniformity impact at the inlet on the aircraft gas turbine engine basic parameters under the simulated altitude-speed conditions. *Aerospace MAI Journal*. 2023;30(1):117-130. (In Russ.). DOI: 10.34759/vst-2023-1-117-130
15. *Methodological guidelines. Consumption of liquids and gases. The methodology of performing measurements using special constricting devices RD 50-411-83*. Moscow: Standards; 1984. 52 p. (In Russ.).
16. *State system for ensuring the uniformity of measurements. Measurement of liquids and gases flow rate and quantity by means of orifice instruments. Part 2. Orifice plates*. Technical requirements ISO 5167-2:2003. Moscow: Standartinform; 2007. 38 p. (In Russ.).
17. Loburev AV, Chugunov VK. The influence of circumferential and radial unevenness of the total pressure field before entering a two-shaft gas turbine engine on its main parameters. In: *Proceedings of CIAM No. 747 "Some issues of calculation and experimental study of high-speed characteristics of a gas turbine engine"*. Moscow: CIAM; 1977. p. 256-274. (In Russ.).
18. Kulagin VV. *Theory, calculation and design of aircraft engines and power plants: Textbook in 2 books*. Moscow: Mashinostroenie; 2003. 616 p. (In Russ.).
19. Kotovskii VN, Komov AA. *Theory of aircraft engines. Part 1*. Moscow: MSTU GA; 2013. p. 57-61. (In Russ.).
20. Oates GC. *Aerothermodynamics of Aircraft Engine Components*. New York: American Institute of Aeronautics and Astronautics; 1985. p. 145-170.

Статья поступила в редакцию / Received 27.02.2025
 Одобрена после рецензирования / Revised 14.03.2025
 Принята к публикации / Accepted 21.05.2025