

Научная статья
УДК 621.452.322
DOI: 10.34759/vst-2022-1-81-94

АНАЛИЗ И КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕТОДЫ ОПТИМИЗАЦИИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОСЕВЫХ СИЛ В ТУРБОРЕАКТИВНОМ ДВИГАТЕЛЕ С ЦЕЛЬЮ УВЕЛИЧЕНИЯ РЕСУРСА ПОДШИПНИКА РОТОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Иван Михайлович Малиновский¹, Валерий Григорьевич Нестеренко²,
Андрей Владимирович Стародумов³, Булат Харисович Юсипов⁴ ✉, Илья Германович Иванов⁵

^{1,2,5}Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), МАИ,
Москва, Россия

^{3,4}Опытное конструкторское бюро им. А. Люльки, Москва, Россия

¹driven95@gmail.com

²valerinesserenkoyandex.ru

³andrey-star@yandex.ru

⁴Usb83@mail.ru ✉

⁵Faa2013@yandex.ru

Аннотация. Проведен сравнительный анализ различных конструкций воздушных систем турбореактивных двигателей с точки зрения баланса осевых сил, действующих на подшипник ротора высокого давления. В результате исследования силовых схем и различных конструкторских решений выбран газогенератор двигателя прототипа с наиболее эффективной воздушной системой. Согласно представленной методике произведен гидравлический расчет воздушной системы, на основании его результатов выполнен расчет осевых сил, действующих в двигателе прототипе, на четырех различных режимах. По результатам расчета видно, что значения осевой силы, действующей на подшипник ротора высокого давления, близятся к предельным, допустимым для обеспечения требуемого ресурса. Далее проведен сравнительный анализ способов оптимизации распределения осевых сил в двигателе, выбран наиболее эффективный, согласно которому и предложены мероприятия по изменению распределения давлений в междисковой полости, позволяющие без принципиальных, трудоемких и дорогостоящих изменений конструкции, а также значительного прироста в расходе охлаждающего воздуха получить ощутимое увеличение силы, действующей на заднюю часть диска турбины высокого давления, необходимое для снижения результирующей нагрузки на подшипник ротора высокого давления.

Ключевые слова: осевые силы, роторы высокого и низкого давлений, радиально-упорный подшипник ротора высокого давления, лабиринтное уплотнение

Для цитирования: Малиновский И.М., Нестеренко В.Г., Стародумов А.В., Юсипов Б.Х., Иванов И.Г. Анализ и конструктивные методы оптимизации распределения осевых сил в турбореактивном двигателе с целью увеличения ресурса подшипника ротора высокого давления // Вестник Московского авиационного института. 2022. Т. 29. № 1. С. 81-94. DOI: 10.34759/vst-2022-1-81-94

Original article

ANALYSIS AND CONSTRUCTIVE METHODS FOR AXIAL FORCES DISTRIBUTION OPTIMIZATION IN TURBOJET ENGINE TO ENHANCE THE HIGH-PRESSURE ROTOR BEARING SERVICE LIFE

Ivan M. Malinovskii¹, Valeriy G. Nesterenko², Andrey V. Starodumov³,
Bulat H. Yusipov⁴ ✉, Ilya G. Ivanov⁵

^{1,2,5}Moscow Aviation Institute (National Research University), MAI, Moscow, Russia

^{3,4}Lyulka Experimental Design Bureau, Moscow, Russia

¹driven95@gmail.com

²valerinerenok@yandex.ru

³andrey-star@yandex.ru

⁴Usb83@mail.ru ✉

⁵Faa2013@yandex.ru

Abstract

Since its advent, the multimode military aviation evolution, both in Russia and in other countries, tends to expand the boundaries of aircraft flight characteristics. The impressive range of modern engines operating conditions for super-maneuverable modern aircraft fighters incessantly increases all types of loads on the load-bearing elements of turbojet bypass engines with an afterburner. The task of military aviation consists in the capability to operate under conditions of frequent and sharp operation modes changes, as well as ensure long term fault-free operation under the impact of maximum loads on the engine. Thus, the progress of aircraft engine building is impossible without enhancing the structure stability to the increasing loads, or, if possible, reducing the impact on the load bearing elements of the engine. The purpose of this work consists in studying methods for constructive reduction of axial forces acting on the high-pressure rotor bearings, and defining the most effective one. For this purpose, comparative analysis of various types of turbojet engines air systems was performed from the viewpoint of the axial forces balance. As the result of studying the load-bearing schemes and various structural solutions, the gas generator of the engine-prototype with the most effective air system was selected. The hydraulic design procedure of the air system was performed according to the presented technique. Computing of axial forces, acting in the engine-prototype at four different modes was performed on its basis. The computational results reveal that the axial force values acting on the high-pressure rotor bearing comes closer to their limits, acceptable for the required service life ensuring. Further, a comparative analysis of the axial forces distribution in the engine optimization techniques was conducted. This allowed selecting the most effective one, according to which measures on the axial pressures changing in the inter-disk cavity were proposed. This, in its turn, allowed obtaining tangible increase in the force, acting on the rear part of the high-pressure turbine disk necessary for the reduction of the resultant loading of the high-pressure bearing, without principal, laborious and costly structure changes, as well as significant increase in the cooling air consumption. This solution is optimal for the set problem of the bearing unloading from the axial forces, and will allow prolong the engine fault-free operation under conditions of maximum loading or sharp changes in the operating modes.

Keywords: axial forces, high and low pressure rotors, angular contact bearing of high pressure rotor, labyrinth seal

For citation: Malinovskii I.M., Nesterenko V.G., Starodumov A.V., Yusipov B.H., Ivanov I.G. Analysis and constructive methods for axial forces distribution optimization in turbojet engine to enhance the high-pressure rotor bearing service life. *Aerospace MAI Journal*, 2022, vol. 29, no. 1, pp. 81-94. DOI: 10.34759/vst-2022-1-81-94

Введение

Современные отечественные и зарубежные газотурбинные двигатели характеризуются крайне высоким уровнем осевых нагрузок, действующих на компрессор и турбину. Это дополняется широчайшим спектром условий эксплуатации самолета, высокими темпами разгона-торможения, экстремальными маневрами и преимущественно неустановившимися режимами работы двигателя, что требует точнейшего анализа нагруженности подшипников осевыми силами и эффективных мероприятий по их снижению.

Задача оптимального распределения загрузки опор осевыми силами в вышеперечисленных условиях в значительной мере усложняется исключительно высоким заданным ресурсом работы двигателя на режимах с максимальной частотой вращения роторов (порядка 100 ч).

Чтобы обеспечить соответствие этим требованиям, необходимо:

- провести сравнительный анализ конструктивных и схемных доработок двигателя, позволяющих избежать высоких забросов осевых нагрузок, особенно на неустановившихся режимах, применить наиболее оптимальные из них как с точки зрения эффективности воздушной системы и коэффициента полезного действия (КПД) двигателя, так и с точки зрения ресурса охлаждаемых частей турбины и подшипника, подверженного воздействию осевых нагрузок;

- разработать методику оценки реальных осевых нагрузок с достаточной точностью на всех эксплуатационных режимах с учетом их нестационарности;

- разработать методику расчета осевой нагрузки, не производя ее непосредственного измерения на двигателе.

Актуальность задачи по снижению осевых нагрузок и большая значимость достоверности расчета осевых сил ротора высокого давления обусловлена более высокой частотой вращения ротора высокого давления (максимальная частота вращения на ~30% выше, чем у ротора низкого давления), чувствительностью к переменным режимам (относительный радиальный зазор между ротором и статором в 3—5 раз больше по сравнению с ротором низкого давления) и значительным влиянием на осевую нагрузку производственных отклонений по площадям соплового аппарата и рабочего колеса турбины.

Новизна проделанной работы заключается в исследовании различных конструктивных мето-

дов снижения действия осевой нагрузки на радиально-упорный подшипник ротора высокого давления и предложении наиболее эффективного из них с точки зрения масштаба конструктивных изменений, рабочих параметров двигателя и нагрузки подшипника.

На рис. 1 представлены силы, действующие на ротор и статор турбореактивного двухконтурного двигателя с форсажной камерой сгорания (ТРДДФ). Эта схема [1] содержит в себе перечень действующих нагрузок, являющихся объектом проведенных в рамках данной работы исследований. Особенностью рассмотренной схемы является то, что в результирующей осевой силе учтены составляющие, действующие в воздушных полостях, например, в полости E_1 и E_2 , показанные на рис. 1.

Исследование конструкций и воздушных систем современных ГТД

Выполнен анализ различных конструкций, к наиболее интересным хотелось бы отнести конструкцию воздушной системы перспективного ТРДДФ с применением щеточных уплотнений.

На рис. 2 представлена конструктивная схема перспективного ТРДД [2], который в данной работе является прототипом желательной конструкции закомпрессорной, так называемой думисной полости, соединяющейся с наружным контуром этого двигателя. Как видно из схемы, воздух за диффузором из полости А направляется в полость А' и, тем самым, препятствует попаданию туда сжатого воздуха через зазор между направляющим аппаратом и рабочим колесом последней ступени этого компрессора. В полости А' обеспечивается высокое давление, и осевая сила, действующая на радиально-упорный подшипник, уменьшается вследствие уменьшения разницы между силами, действующими на ротор высокого давления.

Вторая часть этой задачи решается за счет упорядочения диаметральных размеров расположения лабиринтных уплотнений, прилегающих к диску турбины высокого давления. Поставленная задача состоит в увеличении силы, действующей против направления от ротора турбины в сторону сопла. В представленной конструктивной схеме в полости С' верхний лабиринт установлен максимально высоко, а нижний — максимально низко, что позволяет нам решить поставленную задачу.

В результате поиска рациональных схем и новых конструкторских решений выбран газог-

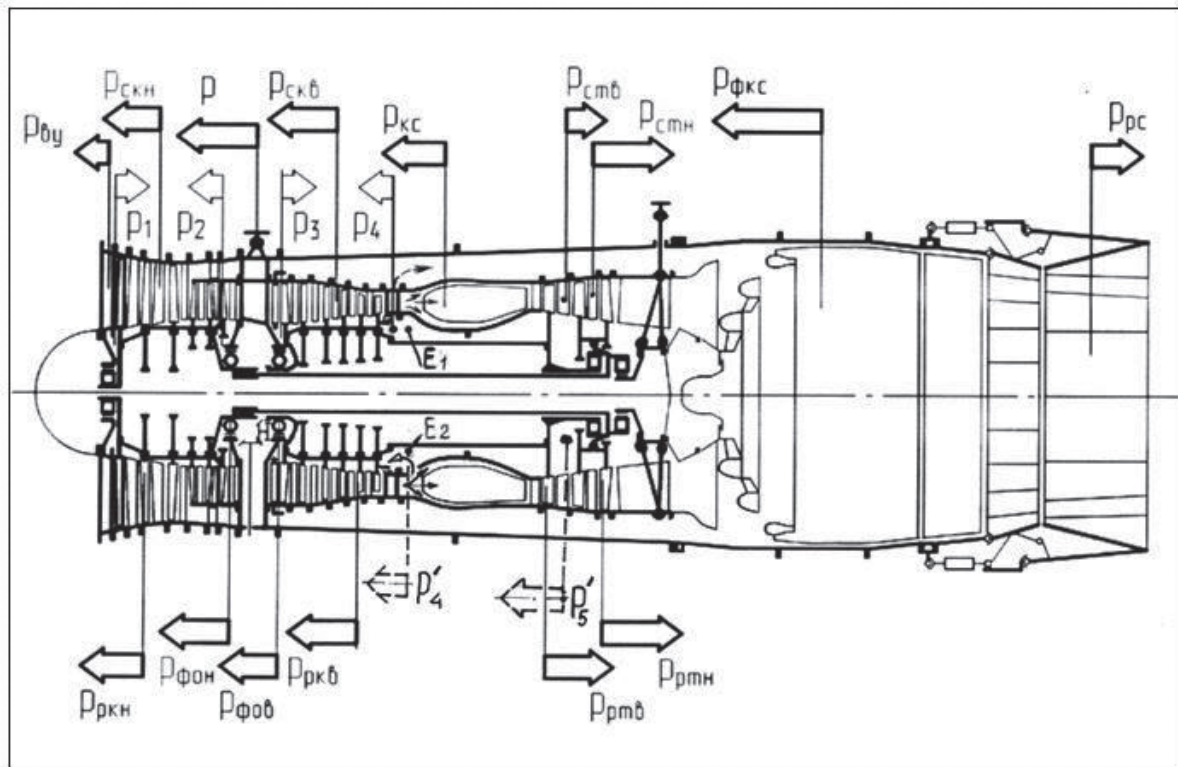


Рис. 1. Схема распределения осевых сил в ТРДД

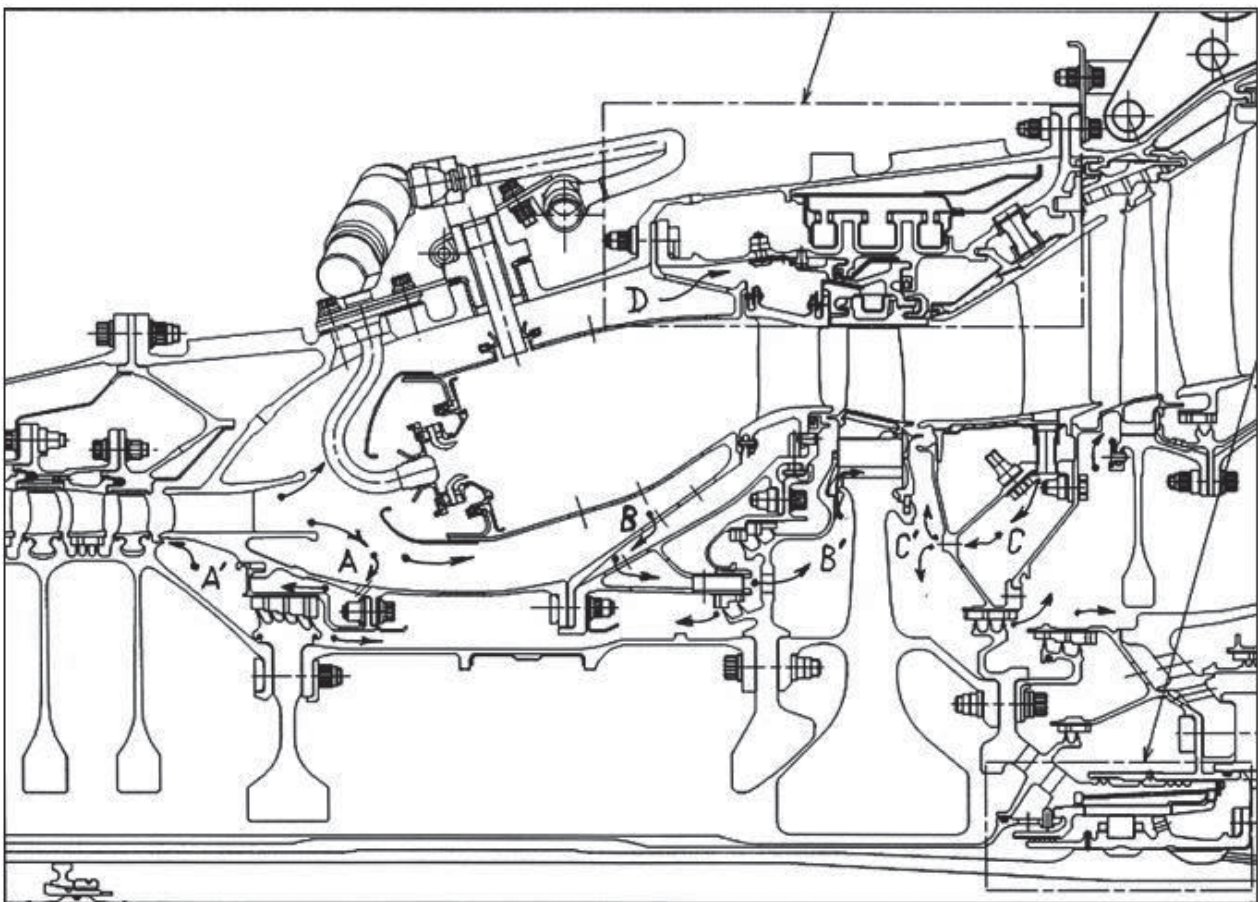


Рис. 2. Конструктивная схема перспективного ТРДД

нератор двигателя [4] со следующими особенностями (рис. 3):

— на последнем диске компрессора ТРДДФ выполнен пятиступенчатый лабиринт с обратным зубом (рис. 4);

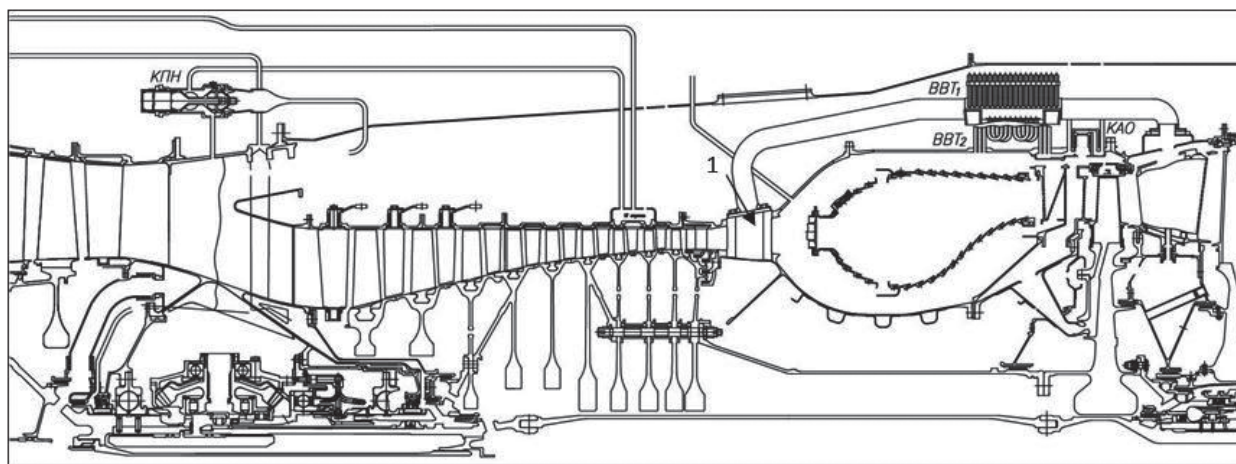


Рис. 3. Конструктивная схема воздушной системы двигателя прототипа

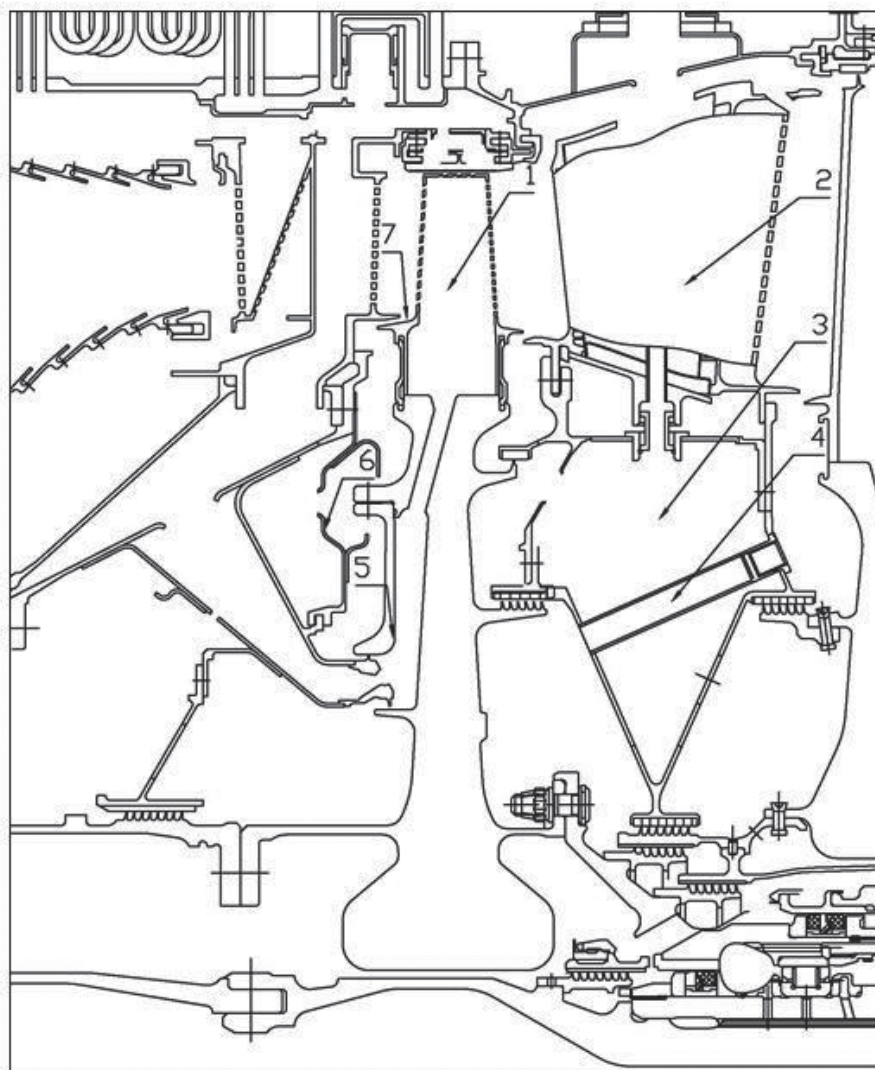


Рис. 4. Конструктивная схема воздушной системы двигателя прототипа

— думисный воздух утилизируется в трубу с интегрированным теплообменником (позиция 1 на рис. 4), после чего подается в лопатки соплового аппарата турбины низкого давления (ТНД) (позиция 1 на рис. 4) и междисктовую полость 2, для охлаждения лопаток соплового аппарата и рабочих лопаток ТНД, дисков турбины, а также для наддува опоры турбины;

— подвод воздуха к лопатке турбины высокого давления (ТВД) 3 осуществляется под покрывным диском 4 передней стороны рабочего колеса;

— перед покрывным диском установлено напорное кольцо 5, позволяющее повысить давление в этой области, для регулировки осевой силы, действующей на диск ТВД, и минимизировать утечку воздуха в осевой зазор 6;

— в междисктовой полости для регулировки осевых сил установлена система разгрузки 7.

Необходимо указать, что на двигателях, оснащенных думисным лабиринтом с обратным зубом (рис. 5), значительно улучшены тяговые характеристики на переменных режимах [3]. На режиме холодного выхода потери тяги уменьшаются примерно в два раза, также снижается время выхода на установившийся режим по тяге. Следует отметить большое значение этого конструктивного решения в думисном лабиринте, учитывая сложные условия его работы, характеризующиеся высокими окружными скоростями, большим срабатываемым перепадом давлений и высокой температурой (см. рис. 2). Именно этот тип лабиринта обеспечивает минимальный расход воздуха из думиса (1,8—2,0% [9]).

Актуальным шагом в развитии методики расчета осевых нагрузок явилась разработка алгоритма, позволяющего оценивать их в нестационарных условиях, в том числе на переменных режимах [5].

Впервые измерения осевых сил методом тензометрирования были осуществлены на режимах, имитирующих основные полетные условия [6]. Анализ полученных результатов показал, что реальные осевые нагрузки в этих условиях, даже с учетом всех конструктивных мероприятий, реализованных на двигателе, могут отличаться от нагрузок, полученных в стационарных условиях примерно в 1,3 раза применительно к лабиринту думиса с обратным зубом [7].

Оценка осевой нагрузки ротора низкого давления с использованием предложенного метода (расчетно-эмпирического) ввиду значительного

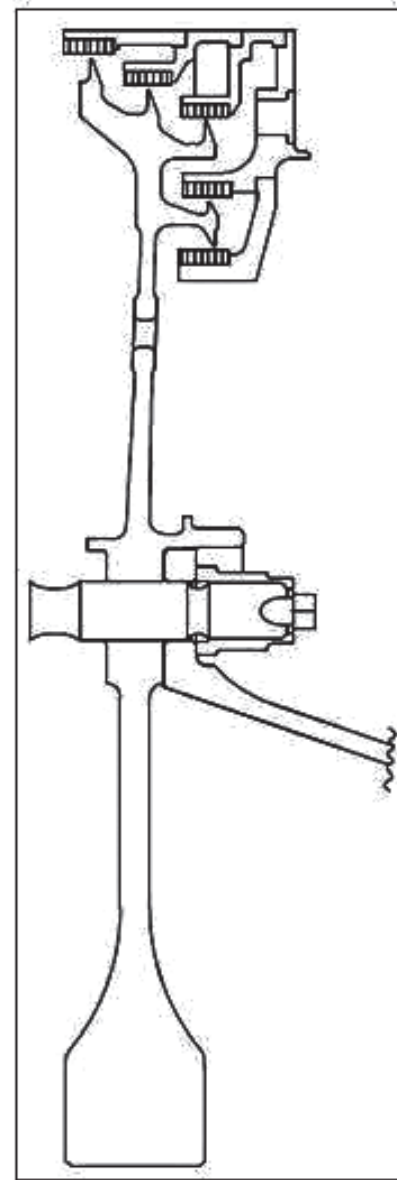


Рис. 5. Ступенчатый думисный лабиринт с обратным зубом

запаса по ресурсу подшипника (1000 ч и более [8]) не производилась.

Описание методики расчета

Для проведения расчета осевых сил, действующих на подшипники газотурбинного двигателя (ГТД), требуется наличие термодинамических параметров двигателя, газодинамических параметров проточной части компрессора и турбин, а также полостей воздушной системы [10]. Для расчета осевой силы, действующей на лопатки роторов компрессора и турбины, производится газодинамический расчет проточной части [16], из результатов которого используются распреде-

ление давлений по высоте лопатки, распределение скорости потока по высоте, а также расход рабочего тела в проходном сечении рассматриваемой при расчете осевых сил ступени. Расчет проточной части, в свою очередь, производится с использованием в качестве исходных данных термодинамических параметров двигателя [13] и геометрических параметров проточной части компрессора и турбины [21]. С помощью статических давлений, полученных по результатам газодинамического расчета проточной части, производится расчет статических сил [11], действующих на лопатку, за счет разницы давлений перед лопаткой и за ней. Силы, действующие на лопатку при натекании на нее рабочего тела, учитываются при помощи разницы скоростей на входе и выходе, или наоборот, в зависимости от того, считается проточная часть компрессора или турбины [12], также с использованием расхода через узел, подвергнутый расчету. Расчет сил, действующих на диск в полостях воздушной системы, требует гидравлического расчета воздушной системы [14]. Расчет воздушной системы производится с использованием в качестве исходных данных и граничных условий как параметров термодинамического расчета двигателя, так и расчета проточной части. Расчет воздушной системы представляет собой многоцикловую увязку газодинамических и геометрических параметров на различных этапах ее проектирования [17]. Предварительный этап подразумевает подгонку геометрии под расчетные расходы [16], заданные прочнистами по результатам тепловых расчетов термически нагруженных частей турбины [15]. После обеспечения требуемых расходов проводится вторичный расчет термически нагруженных частей, учитывается изменение зазоров в воздушной системе за счет теплового расширения [18]. Дальнейшая увязка воздушной системы представляет собой корректировку геометрии элементов воздушной системы с целью обеспечения требуемых газодинамических параметров с учетом изменений геометрии под влиянием теплового расширения [19]. Последний этап увязки газодинамического расчета и доводки газодинамической системы — это сопоставление расчета с результатами эксперимента и подгонка эффективности воздушной системы, отталкиваясь от реальных значений параметров в ее полостях. По результатам расчета воздушной системы на каждом из этапов проводится расчет и регулировка осевых сил.

Уровень и направление действия осевых нагрузок роторов низкого и высокого давления в значительной степени определяются особенностями воздушной схемы изделия [20].

Осевая сила, приложенная к компрессору низкого давления (КНД):

$$R_{oc}^{КНД} = \sum_{i=1}^z R_{oci}^{проточ} + \sum_{i=1}^z R'_{oci} + \sum_{i=1}^z R_{oci}^{скосов} + R_{oc}^{полостей} \quad (1)$$

Осевая сила проточной части компрессора низкого давления:

$$R_{oci}^{проточ} = p_{2i} \cdot F_{2i} - p_{1i} \cdot F_{1i} + \frac{G_{КНД}}{g} (C_{2ai} - C_{1ai}), \quad (2)$$

где i — номер ступени; z — число ступеней; индексы: «1» — вход в рабочее колесо ступени, «2» — выход из рабочего колеса ступени; F_1 — площадь ступени на входе в колесо, см²; F_2 — площадь ступени на выходе из колеса, см²; p_1, p_2 — статические давления на входе и выходе из колеса, кгс/см²; $G_{КНД}$ — расход воздуха, проходящий через КНД, кг/с; $C_{2ai} - C_{1ai}$ — изменение осевой скорости в рабочем колесе ступени, м/с; $g = 9,81$ м/с².

Осевая сила в зоне «карманов» направляющих аппаратов КНД:

$$R_{oci}^{карманов} = p_{1i} \cdot F'_{1i} - p_{2i-1} \cdot F'_{2i-1} \quad (3)$$

Осевая сила на скосах рабочих лопаток КНД:

$$R_{oci}^{скосов} = \left(\frac{p_{1i} + p_{2i}}{2} \right) \cdot \Delta F_{скосовi}, \quad (4)$$

где p_1, p_2 — статические давления на входе и выходе из колеса, кгс/см²:

$$R_{oc}^{полостей} = p_{3п} \cdot F_{3п} + p_4 \cdot F_4 + p_5 \cdot F_5 - p_{1п} \cdot F_{1п} - p_2 \cdot F_2, \quad (5)$$

где $p_{1п}, p_{5п}$ — статические давления в полостях КНД, кгс/см² (рис. 1);

$F_{1п}, F_{5п}$ — площади полостей КНД, см² (рис. 1).

Положительное значение осевой силы — направление по полету; отрицательное значение осевой силы — направление против полета.

Осевая сила, приложенная к компрессору высокого давления (КВД):

$$R_{oc}^{КВД} = \sum_{i=1}^z R_{oci}^{проточ} + R_{oc}^{полостей} + \sum_{i=1}^z R_{oci}^{скосов} \quad (6)$$

Осевая сила от проточной части КВД:

$$R_{\text{ос}i}^{\text{проточ}} = p_{2i} \cdot F_{2i} - p_{1i} \cdot F_{1i} + \frac{G_{\text{КВД}}}{g} (C_{2ai} - C_{1ai}), \quad (7)$$

где i – номер ступени; z – число ступеней; индексы: «1» – вход в рабочее колесо ступени, «2» – выход из рабочего колеса ступени; F_1 – площадь ступени на входе в колесо, см²; F_2 – площадь ступени на выходе из колеса, см²; p_1, p_2 – статические давления на входе и выходе из колеса, кгс/см²; $G_{\text{КВД}}$ – расход воздуха, проходящий через КВД, кг/с; $C_{2ai} - C_{1ai}$ – изменение осевой скорости в рабочем колесе ступени, м/с; $g = 9,81$ м/с²:

$$R_{\text{ос}}^{\text{полостей}} = p_{4\Pi} \cdot F_{4\Pi} + p_{5\Pi} \cdot F_{5\Pi} + p_{6\Pi} \cdot F_{6\Pi} + p_{7\Pi} \cdot F_{7\Pi} - p_{1\Pi} \cdot F_{1\Pi} - p_{2\Pi} \cdot F_{2\Pi} - p_{3\Pi} \cdot F_{3\Pi}, \quad (8)$$

где $p_{1\Pi}, p_{7\Pi}$ – статические давления в полостях КВД, кгс/см²; $F_{1\Pi}, F_{7\Pi}$ – площади полостей КВД, см²

Отбор площадей производится исходя из следующих соображений.

Площади поверхностей проставляются с двух сторон диска ротора от верхнего торца лопатки до центра вала – в случае ротора низкого давления (РНД) и до наружного диаметра торцевых контактных уплотнений (ТКУ) [21] – в случае ротора высокого давления (РВД). Таким образом, чтобы учесть все поверхности, при воздействии на которые давление в полостях будет создавать силу, действующую на подшипник ротора, установленного в масляной полости, следует выбирать области, которые подвержены воздействию воздуха в одном замкнутом объеме, имеющем осредненное по этому объему давление, например, от верхнего торца лопатки до осевого зазора одна площадь, от осевого зазора, до лабиринта другая, между последующими лабиринтами – третья и т.д.:

$$R_{\text{ос}i}^{\text{скосов}} = \left(\frac{p_{1i} + p_{2i}}{2} \right) \cdot \Delta F_{\text{скосов}i}, \quad (9)$$

где p_1, p_2 – статические давления на входе и выходе из рабочего колеса, кгс/см².

Положительное значение осевой силы – направление по полету; отрицательное значение – направление против полета.

Суммарное осевое усилие, действующее на ротор ТВД (см. рис. 3), складывается из следующих составляющих:

$$R_{\text{ос}}^{\text{ТВД}} = K_t (p_1 \cdot F_1 + p_2 \cdot F_2 + p_3 \cdot F_3 + p_4 \cdot F_4 + p_5 \cdot F_5 - p_6 \cdot F_6 - p_7 \cdot F_7 - p_9 \cdot F_9 - p_{10} \cdot F_{10} - p_{11} \cdot F_{11}) + \frac{G_{\text{ТВД}}}{g} (C_{1a} - C_{2a}), \quad (10)$$

где K_t – интегральный коэффициент увеличения площади от подогрева (для ТВД принимаем $K_t = 1,02$); $G_{\text{ТВД}}$ – расход воздуха через ТВД, кг/с; $g = 9,81$ м/с²; C_{1a} – осевая составляющая скорости газа перед рабочим колесом ТВД, м/с; C_{2a} – осевая составляющая скорости газа за рабочим колесом ТВД, м/с.

Суммарное осевое усилие, действующее на ротор ТНД (см. рис. 4), складывается из следующих составляющих:

$$R_{\text{ос}}^{\text{ТНД}} = K_t (p_1 \cdot F_1 + p_2 \cdot F_2 + p_3 \cdot F_3 + p_4 \cdot F_4 + p_5 \cdot F_5 + p_6 \cdot F_6 - p_7 \cdot F_7 - p_9 \cdot F_9 - p_{10} \cdot F_{10} - p_{11} \cdot F_{11}) + \frac{G_{\text{ТНД}}}{g} (C_{1a} - C_{2a}), \quad (11)$$

где K_t – интегральный коэффициент увеличения площади от подогрева (для ТНД принимаем $K_t = 1,015$); $G_{\text{ТНД}}$ – расход воздуха через ТНД, кг/с; $g = 9,81$ м/с²; C_{1a} – осевая составляющая скорости газа перед рабочим колесом ТНД, м/с; C_{2a} – осевая составляющая скорости газа за рабочим колесом ТНД, м/с.

За положительное направление действия сил на ротор ТВД, а также на ротор ТНД принято направление потока газа.

Осевая нагрузка, действующая на подшипники роторов низкого и высокого давления:

$$R_{\text{ос}}^{\text{РВД}} = R_{\text{ос}}^{\text{КВД}} - R_{\text{ос}}^{\text{ТВД}}, \quad (12)$$

$$R_{\text{ос}}^{\text{РНД}} = R_{\text{ос}}^{\text{КНД}} - R_{\text{ос}}^{\text{ТНД}}. \quad (13)$$

Согласно описанной методике произведен расчет осевых сил, действующих в двигателе-прототипе [22]. Для получения полной картины распределения осевых сил и в дальнейшем более корректного сравнения базовой конструкции с усовершенствованной расчет был произведен на четырех различных режимах полета. Результаты представлены в табл. 1.

По результатам расчета видно, что значения осевой силы, действующей на подшипник РВД, близятся к предельно допустимым для обеспечения требуемого ресурса. Совершенствование конструкции воздушной системы газогенераторо-

Таблица 1

Результаты расчета осевых сил в двигателе-прототипе

Режим	($H=0, M=0$)	($H=0,3, M=1,3$)	($H=13, M=2$)	($H=12, M=0,75$)
$R_{\text{прот.квд}}$, кгс	-989	-3178	-3194	-320
$R_{\text{квд}}^{\text{полостей } +}$, кгс	25418	37518	25846	6631
$R_{\text{квд}}^{\text{полостей } -}$, кгс	-3552	-5621	-4576	-1126
$R_{\text{квд}\Sigma}$, кгс	20878	28719	18077	5185
$R_{\text{прот.твд}}$, кгс	-7745	-11228	-7693	-1948
$R_{\text{твд}}^{\text{полостей } +}$, кгс	16690	24261	16746	4044
$R_{\text{твд}}^{\text{полостей } -}$, кгс	-28078	-42133	-28883	-7577
$R_{\text{твд}\Sigma}$, кгс	-20538	-31184	-21256	-5850
$R_{\text{рвд}}$, кгс	340	-2465	-3173	-665

Примечание. Положительное направление действия силы по полету

ра двигателя-прототипа с целью повышения запаса прочности подшипника можно произвести, руководствуясь следующими соображениями: для уменьшения суммарной осевой силы $R_{\text{рвд}}$ целесообразно увеличить силу, действующую на компрессор $R_{\text{квд}\Sigma}$, или же уменьшить силу, давящую на турбину $R_{\text{твд}\Sigma}$, чтобы получить снижение осевой силы на наиболее нагруженных режимах. Снизить нагрузку на ТВД, как мы видим в результатах расчета, можно за счет повышения нагрузки, действующей на диск ТВД сзади, или снижением силы, действующей на него спереди. Повысить суммарное воздействие осевой силы на КВД проще всего за счет увеличения нагрузки, действующей на диск с думисным лабиринтом.

Далее рассмотрим предложения мероприятий по снижению силы РВД и проанализируем результаты расчета усовершенствованной схемы.

Сравнительный анализ способов регулировки распределения осевых нагрузок в двигателе. Предложение оптимальных мероприятий по совершенствованию воздушной системы двигателя-прототипа

Как мы уже заметили по результатам расчетов модельной схемы, повышение ресурса подшипника РВД требует конструктивных вмеша-

тельств в воздушную систему. Возможным мероприятием является изменение опоры КВД, но это не оптимальный вариант, так как гораздо проще влиять на осевую КВД изменением конструкции думисного лабиринта как с расчетной, так и с технологической точки зрения. В нашем случае настройка распределения осевых сил думисным лабиринтом по результатам пробных расчетов не дала желаемого результата, так как при увеличении давления на выходе из лабиринта и получении выигрыша в суммарной нагрузке на РВД расход через думисный лабиринт, а следовательно, и через теплообменник, подводящий воздух к сопловому аппарату (СА) ТНД, превышал допустимое значение. Это неизбежно приведет к снижению КПД турбины (из-за большого выброса использованного воздуха в проточную часть) и компрессора — из-за возросшего отбора воздуха на охлаждение. Помимо этого, данная конструкция лабиринта, по результатам испытаний серийного двигателя, оказалась наиболее удачной на переходных режимах, обеспечиваякратно меньшее время изменения тяги.

Следовательно, допустимым способом настройки распределения осевых сил с сохранением существующего значения КПД в данном двигателе является изменение конструкции воздуш-

ных полостей ТВД. С передней стороны ТВД основное влияние на действие осевой нагрузки оказывает воздух, вытекающий из-под напорного кольца в осевой зазор. Были проведены расчеты с увеличением количества зубьев лабиринта, отделяющего полость за аппаратом закрутки и под напорным кольцом, и с установкой дополнительного лабиринта несколько выше, в полости под напорным кольцом. При регулировке рабочих зазоров в этих лабиринтах либо не удавалось получить желаемого снижения давления под напорным кольцом, либо, из-за небольшой разницы давлений под напорным кольцом и в проточной части у входа в осевой зазор, давление между покрывным диском и напорным кольцом оказывалось недостаточным для препятствования втеканию газа из проточной части.

От лабиринтов в полости под напорным кольцом пришлось отказаться, после чего была предпринята попытка повлиять на баланс осевых сил изменением геометрии междисковой полости (рис. 6 и 7). Для увеличения давления в полости установлены лабиринтные уплотнения в осевых зазорах спереди 1 и сзади 2 СА ТНД. Чтобы получить большее значение осевой действующей на диск ТВД сзади, отверстие 4 между полостью за транзитным каналом 3 и лабиринтом 5 увеличено в диаметре вдвое. С такой же целью изменены диаметры расположения лабиринтов (позиции 1, 2 на рис. 7) — это обеспечит распределение воздуха с большим давлением по поверхности большей площади, следовательно, позволит без значительного прироста в давлении получить ощутимое увеличение силы, действующей на зад-

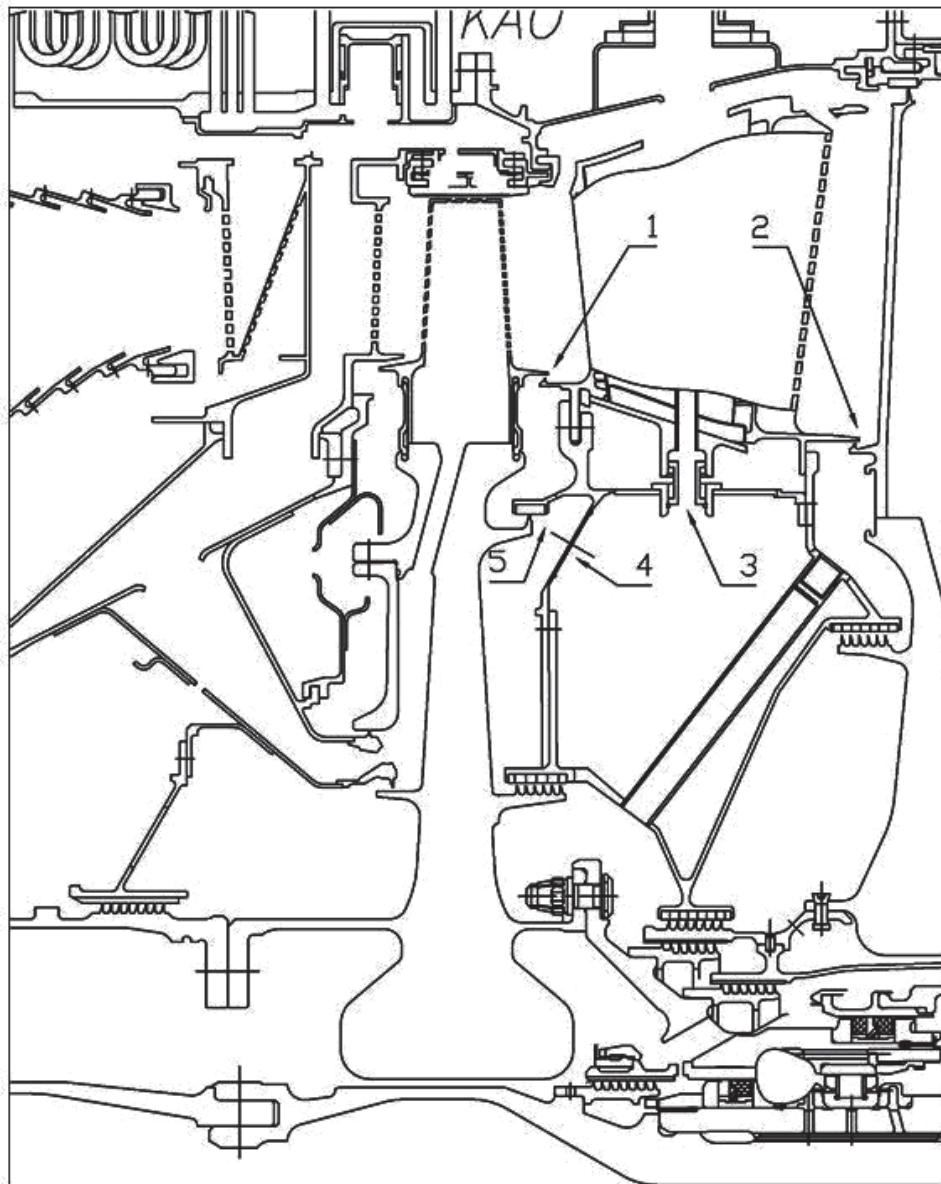


Рис. 6. Изменение конструкции междисковой полости для регулировки осевых сил РВД

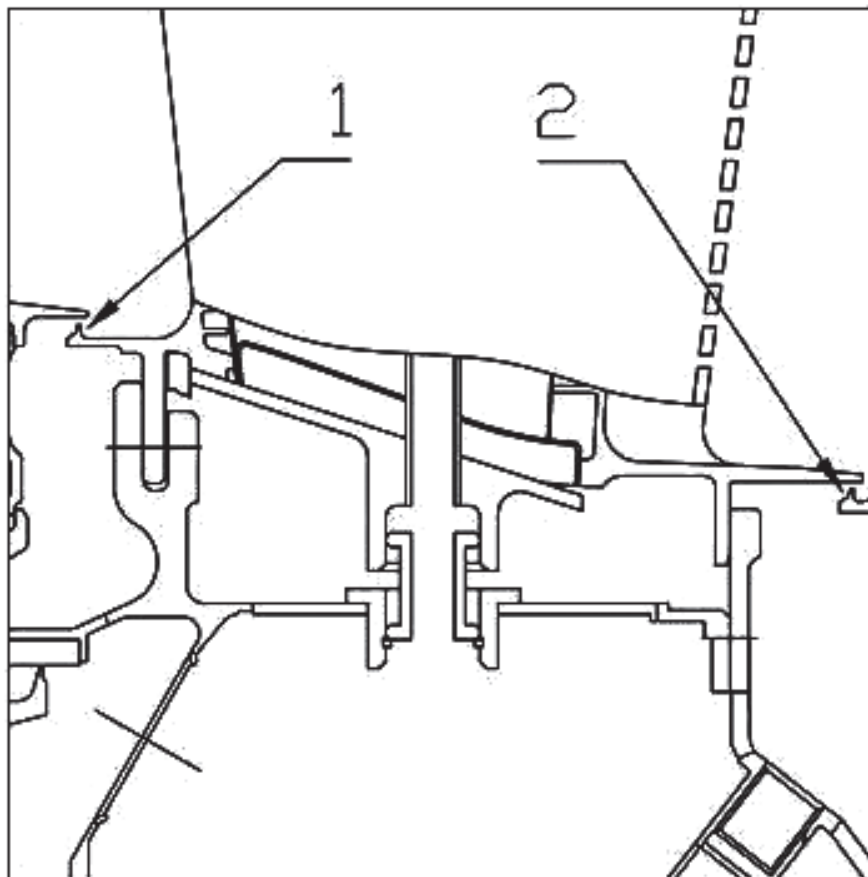


Рис. 7. Лабиринты в осевых зазорах

Таблица 2

Результаты расчета осевых сил в модернизированном двигателе

Режим	($H=0, M=0$)	($H=0,3, M=1,3$)	($H=13, M=2$)	($H=12, M=0,75$)
$R_{\text{прот.квд}}$, кгс	-989	-3178	-3194	-320
$R_{\text{квд}}^{\text{полостей +}}$, кгс	25448	37639	25987	6631
$R_{\text{квд}}^{\text{полостей -}}$, кгс	-3553	-5623	-4575	-1127
$R_{\text{квд}\Sigma}$, кгс	20907	28838	18218	5185
$R_{\text{прот.твд}}$, кгс	-7745	-11228	-7693	-1948
$R_{\text{твд}}^{\text{полостей +}}$, кгс	17172	25514	17937	4042
$R_{\text{твд}}^{\text{полостей -}}$, кгс	-28089	-42133	-28877	-7576
$R_{\text{твд}\Sigma}$, кгс	-20058	-29905	-20033	-5851
$R_{\text{рвд}}$, кгс	849	-1067	-1815	-667

Примечание. Положительное направление действия силы по полету

ную часть диска турбины высокого давления, необходимое для снижения результирующей нагрузки на подшипник ротора высокого давления.

На предельных режимах лабиринты позволили повысить давление в междисковой полости примерно на одну атмосферу, чего достаточно для уменьшения осевой силы РВД на несколько сотен кгс при максимальных оборотах. Подгонка площади, подверженной воздействию самого высокого в полости давления, изменением расположения лабиринтов позволила снизить суммарную нагрузку на РВД почти на 1400 кгс, что намного предпочтительнее для увеличения ресурса подшипника.

Выводы

Особое внимание при регулировке осевых сил в двигателе должно быть уделено эффективности думисного лабиринта на всех режимах работы (особенно на переходных), так как среди всех элементов воздушной системы двигателя его недостаточная эффективность может привести к наиболее значительным потерям в КПД компрессора и турбины, следовательно, и в тягово-экономических характеристиках.

Регулировка осевых сил может быть достаточно эффективной при доводке воздушной системы самыми элементарными изменениями ее конструкции без серьезного вмешательства в принцип распределения охлаждающего воздуха и без поиска сложных конструктивных решений.

В нашем случае настройка оптимального распределения давления рабочего тела по площадям, подверженным его воздействию в воздушной системе, является вполне достаточным инструментом регулировки осевых сил в двигателе, оказавшим большее влияние на баланс сил, чем использование лабиринтов в осевых зазорах СА ТНД, потому что на режимах с высокими оборотами ротора применение лабиринтов позволило повысить давление в междисковой полости примерно на одну атмосферу, и этого достаточно для уменьшения результирующей осевой силы РВД на несколько сотен кгс. Подгонка площади, подверженной воздействию самого высокого в полости давления, изменением расположения лабиринтов явилась более эффективным инструментом для более рационального распределения осевых сил и сохранения ресурса подшипника, так как позволила снизить суммарную нагрузку на РВД почти на 1400 кгс на критическом режиме.

Список источников

1. Зрелов В.А., Новиков Д.К., Панин Е.А. Формирование конструктивных схем ГТД и расчет осевых сил в турбокомпрессоре: Учебное пособие. — Самара: Изд-во СГАУ, 2006. — 33 с.
2. Киселев Ю.В., Киселев Д.Ю. Двигатель SAM 146. Устройство основных узлов: Учебное пособие. — Самара: Изд-во СГАУ, 2014. — 30 с.
3. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник для вузов. — М.: Машиностроение, 2008. Т. 2. — 368 с.
4. Нестеренко В.Г., Любатуров А.М. Проектирование и расчет ВРД: Учебное пособие. — М.: Изд-во МАИ, 1991. — 73 с.
5. Агульник А.Б., Бакулев В.И., Голубев В.А. и др. Термогазодинамические расчеты и расчет характеристик авиационных ГТД. — М.: Изд-во МАИ, 2002. — 257 с.
6. Поткин А.Н., Крупин В.П., Козлякова И.С., Фадеев В.А. Опыт доводки ГТУ по устранению заклинивания ротора охлаждаемой турбины турбокомпрессора // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2012. № 3-2(34). С. 319-325.
7. Белова С.Е., Карпов Ф.В., Орешкина М.Н. и др. Опыт применения наукоемких расчётных технологий для создания высокотемпературной турбины ГТД // Вестник РГАТА им. Соловьёва. 2009. № 1(15). С. 87-93.
8. Нестеренко В.Г., Нестеренко В.В., Матушкин А.А. и др. Исследование и анализ эффективности систем воздушного охлаждения лопаток турбин высокого давления ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. 2014. № 7(114). С. 83–93.
9. Вьюнов С.А., Гусев Ю.И., Карпов А.В. и др. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: Учебник для вузов /Под общ. ред. Д.В. Хронина. — М.: Машиностроение, 1989. — 368 с.
10. Cengel Y.A., Ghajar A.J. Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications. — 5-th edition. — McGraw-Hill Education, 2014. — 992 p.
11. Bergman T.L., Incropera F.P., Lavine A.S., DeWitt D.P., Lavine A.S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. — 6-th edition. — John Wiley & Sons, 2011. — 1048 p.
12. Nesterenko V.G., Revanth Reddy A. Improvement of the design and methods of designing tubular air-to-air heat exchangers cooling systems of gas turbines // 30th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences — ICAS'2016 (25–30 September; DCC, Daejeon, Korea). URL: https://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2016/data/papers/2016_0433_paper.pdf
13. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С. Эффективные поверхности теплообмена. — М.: Энергоатомиздат, 1998. — 408 с.

14. Minchenko A., Nesterenko V., Malinovskiy I., Revanth Reddy A. Improving the Cooling Air Supply System for the HPT Blades of High-Temperature GTE // International Conference on Aerospace System Science and Engineering – ICASSE'2019. Lecture Notes in Electrical Engineering, Springer, Singapore, Vol 622, pp. 55-65. DOI: 10.1007/978-981-15-1773-0_5
15. Августинович В.Г., Шмотин Ю.Н., Сипатов А.М. и др. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях. – М.: Машиностроение, 2005. – 523 с.
16. Пиралишвили Ш.А., Пиотух С.М., Поткин А.Н., Крупин В.П. Решение комплексной задачи проектирования системы охлаждения рабочего колеса газовой турбины // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П. А. Соловьева. 2013. № 2(25). С. 51-56.
17. Венедиктов В.Д. Газодинамика охлаждаемых турбин. – М.: Машиностроение, 1990. – 240 с.
18. Нагога Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин. – М.: Изд-во МАИ, 1996. – 100 с.
19. Деменченков В.П., Дружинин Л.Н., Пархомов А.Л. и др. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей / Под ред. С.М. Шляхтенко, В.А. Сосунова. – М.: Машиностроение, 1979. – 432 с.
20. Батулин О.В., Николаидзе П., Попов Г.М., Корнеева А.И., Кудряшов И.А. Подгорнова А.С. Идентификация математической модели газотурбинного двигателя с учетом неопределенности исходных данных // Вестник Московского авиационного института. 2021. Т. 28. № 3. С. 171-185. DOI: 10.34759/vst-2021-2-171-185
21. Никитин И.С., Магдин А.Г., Припадчев А.Д., Горбунов А.А. Повышение мощности турбореактивного двигателя с помощью охлаждения воздуха на входном устройстве // Вестник Московского авиационного института. 2021. Т. 28. № 3. С. 130-138. DOI: 10.34759/vst-2021-2-130-138
22. Коваль С.Н., Бадерников А.В., Шмотин Ю.Н., Пятунин К.Р. Использование технологии цифрового двойника при разработке газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2021. Т. 28. № 3. С. 139-145. DOI: 10.34759/vst-2021-2-139-145

References

1. Zrelow V.A., Novikov D.K., Panin E.A. *Formirovanie konstruktivnykh skhem GTD i raschet osevykh sil v turbokompresore* (Formation of design schemes of the gas turbine engine and calculation of axial forces in the turbocharger), Samara, SGAU, 2006, 33 p.
2. Kiselev Yu.V., Kiselev D.Yu. *Dvigatel' SAM 146. Ustroistvo osnovnykh uzlov* (Engine SAM 146. The device of the main nodes), Samara, SGAU, 2014, 30 p.
3. Inozemtsev A.A., Nikhamkin M.A., Sandratskii V.L. *Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigatelei i energeticheskikh ustanovok* (Fundamentals of designing aircraft engines and power plants), Moscow, Mashinostroenie, 2008, vol. 2, 368 p.
4. Nesterenko V.G., Lyubaturov A.M. *Proektirovanie i raschet VRD* (Design and calculation of VRD), Moscow, MAI, 1991, 73 p.
5. Agul'nik A.B., Bakulev V.I., Golubev V.A. et al. *Termogazodinamicheskie raschety i raschet kharakteristik aviatsionnykh GTD* (Thermogasdynamical calculations and calculation of characteristics of aviation GTE), Moscow, MAI, 2002, 257 p.
6. Potkin A.N., Krupin V.P., Kozlyakova I.S., Fadeev V.A. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie*, 2012, no. 3-2(34), pp. 319-325.
7. Belova S.E., Karpov F.V. Oreshkina M.N. et al. *Vestnik RGATA im. Solov'eva*, 2009, no. 1(15), pp. 87-93.
8. Nesterenko V.G., Nesterenko V.V., Matushkin A.A. et al. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2014, no. 7(114), pp. 83-93.
9. V'yunov S.A., Gusev Yu.I., Karpov A.V. et al. *Konstruktsiya i proektirovanie aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigatelei* (Design and design of aircraft gas turbine engines), Moscow, Mashinostroenie, 1989, 368 p.
10. Cengel Y.A., Ghajar A.J. *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*, 5th edition, McGraw-Hill Education, 2014, 992 p.
11. Bergman T.L., Incropera F.P., Lavine A.S., DeWitt D.P., Lavine A.S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th edition, John Wiley & Sons, 2011, 1048 p.
12. Nesterenko V.G., Revanth Reddy A. Improvement of the design and methods of designing tubular air-to-air heat exchangers cooling systems of gas turbines. *30th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences - ICAS'2016 (25-30 September; DCC, Daejeon, Korea)*. URL: https://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2016/data/papers/2016_0433_paper.pdf
13. Kalinin E.K., Dreitser G.A., Kopp I.Z., Myakochin A.S. *Effektivnye poverkhnosti teploobmena* (Effective heat exchange surfaces), Moscow, Energoatomizdat, 1998, 408 p.
14. Minchenko A., Nesterenko V., Malinovskiy I., Revanth Reddy A. Improving the Cooling Air Supply System for the HPT Blades of High-Temperature GTE. *International Conference on Aerospace System Science and Engineering – ICASSE'2019*. Lecture Notes in Electrical Engineering, Springer, Singapore, vol. 622, pp. 55-65. DOI: 10.1007/978-981-15-1773-0_5
15. Avgustinovich V.G., Shmotin Yu.N., Sipatov A.M. et al. *Chislennoe modelirovanie nestatsionarnykh yavlenii v gazoturbinnnykh dvigatelyakh* (Numerical modeling of unsteady phenomena in gas turbine engines), Moscow, Mashinostroenie, 2005, 523 p.

16. Piralishvili Sh.A., Piotukh S.M., Potkin A.N., Krupin V.P. *Vestnik Rybinskoi gosudarstvennoi aviatsionnoi tekhnologicheskoi akademii im. P.A. Solov'eva*, 2013, no. 2(25), pp. 51-56.
17. Venediktov V.D. *Gazodinamika okhlazhdaemykh turbin* (Dynamics of cooled turbines), Moscow, Mashinostroenie, 1990, 240 p.
18. Nagoga G.P. *Effektivnye sposoby okhlazhdeniya lopatok vysokotemperaturnykh gazovykh turbin* (Effective methods of cooling the blades of high-temperature gas turbines), Moscow, MAI, 1996, 100 p.
19. Demenchenok V.P., Druzhinin L.N., Parkhomov A.L. et al. *Teoriya dvukhkонтурnykh turboreaktivnykh dvigatelei* (Theory of two-circuit turbojet engines), Moscow, Mashinostroenie, 1979, 432 p.
20. Baturin O.V., Nikolalde P., Popov G.M., Korneeva A.I., Kudryashov I.A. Mathematical model identification of gas turbine engine with account for initial data uncertainty. *Aerospace MAI Journal*, 2021, vol. 28, no. 3, pp. 171-185. DOI: 10.34759/vst-2021-2-171-185
21. Nikitin I.S., Magdin A.G., Pripadchev A.D., Gorbunov A.A. Turbojet engine power increasing by air-cooling at the inlet device. *Aerospace MAI Journal*, 2021, vol. 28, no. 3, pp. 130-138. DOI: 10.34759/vst-2021-2-130-138
22. Koval' S.N., Badernikov A.V., Shmotin Y.N., Pyatunin K.R. Digital twin technology application while gas turbine engines development. *Aerospace MAI Journal*, 2021, vol. 28, no. 3, pp. 139-145. DOI: 10.34759/vst-2021-2-139-145

Статья поступила в редакцию 23.11.2021; одобрена после рецензирования 01.12.2021; принята к публикации 01.12.2021.

The article was submitted on 23.11.2021; approved after reviewing on 01.12.2021; accepted for publication on 01.12.2021.