

Цифровой двойник установки для испытаний центробежного компрессора малоразмерного ГТД

Темис Ю.М.¹, Соловьева А.В.², Журенков Ю.Н.², Старцев А.Н.¹, Темис М.Ю.¹, Якушев Д.А.¹, Егоров А.М.¹, Азметов Х.Х.¹, Стешаков Е.Г.¹, Дрожжин М.В.¹

¹ Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва

² АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург

e-mail: ymtemis@ciam.ru

Разработан цифровой двойник установки для испытаний центробежного компрессора малоразмерного газотурбинного двигателя для определения изменения величины зазоров в газодинамическом тракте компрессора по расчетному полетному циклу. Номинальные монтажные зазоры определены по результатам аэродинамического проектирования компрессора. Кинетика зазоров по расчетному полетному циклу исследована с помощью разработанной математической модели установки, включающей в себя теплогидравлическую и термомеханическую модели. С использованием теплогидравлической модели выполнен сопряженный расчет воздушной системы и температурного состояния испытательной установки. Термомеханическая модель применена для определения деформаций и взаимных перемещений деталей ротора и статора испытательной установки под действием осесимметричных и неосесимметричных нагрузок, включая нестационарное температурное состояние. Выполнен анализ кинетики зазоров, и разработаны рекомендации для обеспечения требуемой кинетики зазоров в компрессоре на всех режимах полетного цикла.

Ключевые слова: цифровой двойник, теплогидравлическая модель, термомеханическая модель, кинетика зазоров в газотурбинном двигателе, центробежный компрессор

Digital twin of rig for testing of centrifugal compressor for small-scale gas turbine engine

Temis Yu.M.¹, Solovjeva A.V.², Zhurenkov Yu.N.², Startsev A.N.¹, Temis M.Yu.¹, Yakushev D.A.¹, Egorov A.M.¹, Azmetov Kh.Kh.¹, Steshakov E.G.¹, Drozhzhin M.V.¹

¹ CIAM, Moscow

² JC «UEC Klimov», Saint Peterburg

A digital twin of the rig for testing of centrifugal compressor for small-sized gas turbine engine has been developed. It is used for calculation of changes in clearances in gas-dynamic path of the compressor depending on the design flight cycle. Nominal installation clearances are determined according to calculation results of the compressor aerodynamic design. Clearances changes on design flight cycle were investigated using developed mathematical model of the rig. The mathematical model includes thermohydraulic and thermomechanical models. Coupled calculation of air system and temperature state of test rig is performed by using thermohydraulic model. Thermomechanical model is applied to calculate of deformations and relative displacements of rotor and stator parts in test rig. These deformations are calculated under the action of axisymmetric and non-axisymmetric loads, including a non-stationary temperature state. Analysis of clearances changes changing has been carried out. Recommendations have been developed to ensure required clearance changes in the compressor at all flight cycle regimes.

Keywords: digital twin, thermohydraulic model, thermomechanical model, kinetics of clearances in gas turbine engine, centrifugal compressor

Введение

В работе [1] рассмотрены возможные конструктивные решения для компрессоров современных малоразмерных газотурбинных двигателей (МГТД) среднего класса мощности, $N = 1400 \dots 3500$ л.с., – осецентрибежные компрессоры с различным числом осевых ступеней и замыкающей центробежной ступенью. Показано, что необходимые параметры компрессора могут быть достигнуты распределением степеней повышения давления и КПД между осевыми и центробежными ступенями. При этом замыкающие центробежные ступени компрессоров в зависимости от числа осевых ступеней и мощности двигателя имели степень повышения давления в диапазоне $\pi^* = 2,63 \dots 3,35$.

Для МГТД мощностью $N = 500 \dots 2000$ л.с. более перспективным может оказаться применение высоконапорных центробежных компрессоров (ЦБК) с одной или двумя центробежными ступенями. К настоящему моменту основные конструктивные особенности таких высоконапорных ЦБК вполне устоялись [2]. Так, например, высоконапорные одноступенчатые ЦБК со степенью повышения давления $\pi^* = 9 \dots 10$ целесообразно применять в малоразмерных ГТД типа двигателя ВК-650. В ЦИАМ выполнено трехмерное аэродинамическое проектирование такого компрессора с расчетом интегральных газодинамических характеристик в широком диапазоне частоты вращения, дополненное прочностным проектированием лопаток в соответствии с требованиями по запасу прочности для гражданских авиационных двигателей, а также отстройкой лопаток рабочего колеса от опасных форм колебаний.

Анализ возможных вариантов конструкции и достижимости аэродинамических параметров при довольно жестких ограничениях на осевые и радиальные размеры привел к выбору конструктивной схемы одноступенчатого компрессора, включающей двухрядное рабочее колесо, двухрядный лопаточный диффузор и однорядный осевой спрямляющий аппарат. Аэродинамические параметры обеспечиваются компрессором с повышенной лобовой производительностью при окружной скорости на периферии рабочего колеса 630 м/с, что позволяет использовать традиционные конструкционные материалы для его изготовления. При этом была использована комбинация аэродинамических решений, опробованных ранее на экспериментальных компрессорах [3; 4], что уменьшило риски.

Критической проблемой аэродинамического проектирования компрессора является специальное профилирование следующих элементов: входного и выходного участков сверхзвукового центробежного рабочего колеса – для снижения потерь полного давления и повышения КПД; сверхзвуковых безлопаточного и лопаточ-

ного диффузоров – для подавления обратных токов и расширения запаса устойчивой работы. Дополнительные цели проектирования: ослабление чувствительности газодинамических параметров к радиальным зазорам и снижение уровня пульсаций полных параметров потока в элементах компрессора – достигались путем подбора оптимальных аэродинамических профилей лопаток.

Опыт аэродинамического проектирования высоконапорных центробежных компрессоров показывает, что газодинамические параметры сильно зависят от величины зазора между крышкой и периферией лопаток рабочего колеса, от геометрии втулочной и периферийной поверхностей безлопаточного диффузора и от геометрии лопаток диффузора. В процессе проектирования были установлены допустимые величины зазоров в газодинамическом тракте для различных режимов полетного цикла. Однако следует отметить, что деформации конструктивных элементов компрессора, вызванные изменением давления в газодинамическом тракте и полостях компрессора, температурными деформациями деталей и действием центробежных нагрузок на рабочее колесо, существенно влияют на зазоры и, соответственно, на газодинамические параметры компрессора. Поэтому актуально экспериментально исследовать зависимость газодинамических параметров компрессора от величин монтажных зазоров и их изменения в полетном цикле.

Для исследования влияния деформаций конструкции на газодинамические параметры высоконапорного ЦБК была создана установка, имитирующая работу компрессора в составе двигателя. При проектировании испытательной установки применена разрабатываемая в ЦИАМ технология создания электронного макета (цифрового двойника) двигателя. Определение теплового и напряженно-деформированного состояния (НДС) роторов и корпусов ГТД относится к сложной технологии многодисциплинарного математического моделирования, требующей разработки теплогидравлической модели воздушной сети и термомеханической модели конструкции, применяемых на стадии проектирования компрессора для определения прочности и долговечности конструкции и расчета кинетики радиальных зазоров. Принципы создания электронных макетов узлов двигателя, основанные на применении методов многодисциплинарного математического моделирования, изложены в работах [5–8].

Электронный макет испытательной установки (рис. 1) включает в себя модуль аэродинамического проектирования, двух- и трехмерные модели деталей и сборки конструкции, варианты термомеханической модели испытательной установки. Все расчетные модели, в зависимости от структуры уравнений, описывающих



Рис. 1. Электронный макет испытательной установки

различные физические процессы, приводят к вычислительным процедурам, отличающимся по времени и трудоемкости реализации, поэтому в электронном макете применена технология раздельного исполнения модулей. Модуль аэродинамического проектирования работал автономно. С его помощью были созданы данные о газодинамических параметрах компрессора и размерах газодинамического тракта, в том числе требования к величинам зазоров между периферией лопаток рабочего колеса и крышкой корпуса ЦБК. Варианты термомеханической модели использовались на всех этапах конструктивной проработки деталей конструкции и ее сборки. Информационно модули связаны интерфейсами управления: геометрическими данными о конструкции, о тепловом и термонапряженном состоянии.

Целью работы являлось создание конструкции испытательной установки, которая должна обеспечить заданные величины зазоров в газодинамическом тракте компрессора при имитации полетного цикла, и отработка на этой конструкции требований к силовой схеме двигателя, обеспечивающей заданную кинетику зазоров в компрессоре на всех этапах полетного цикла. Результаты испытаний компрессора необходимы также для верификации вычислительных моделей, применяемых при создании электронного макета (цифрового двойника) установки, что важно для создания по аналогичной методике цифрового двойника малоразмерного двигателя.

Работа проведена совместно конструкторами АО «ОДК-Климов» и сотрудниками ЦИАМ, выполнявшими разработку электронного макета.

Конструкция стенда с испытательной установкой и параметры испытательного цикла

Общий вид конструкции центробежного компрессора в составе стенда с испытательной установкой показан на рис. 2. Испытательная установка состоит из двухопорного ротора с диском ЦБК, воздухозаборника, корпуса, имитирующего тракт разрабатываемого двигателя, и системы отвода воздуха из тракта. Ротор ЦБК приводится в движение внешним приводом испытательного стенда, обеспечивающим заданную частоту

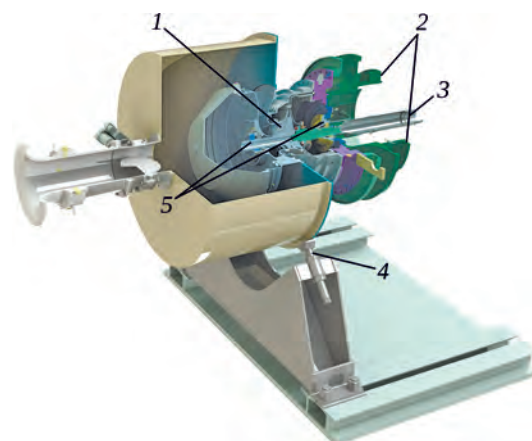


Рис. 2. Общий вид (разрез) центробежного компрессора в составе испытательной установки:

- 1 – диск ЦБК; 2 – фланец крепежа к раме стенда;
- 3 – рессоры к валу привода стенда; 4 – подпорка воздухозаборника; 5 – опоры ротора

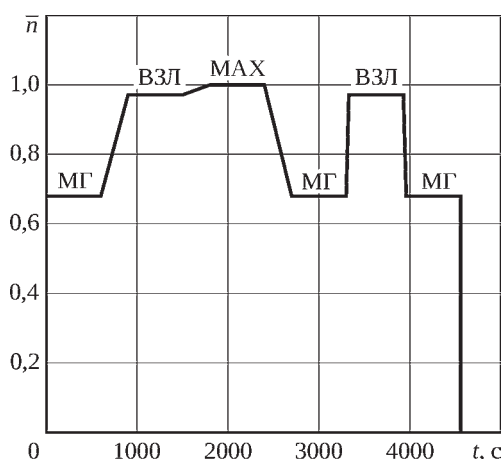


Рис. 3. Относительная частота вращения (\bar{n}) ротора по расчетному полетному циклу

вращения, через рессору. Корпус установки в задней части консольно крепится к внешней раме испытательного стенда. Воздухозаборник дополнительно подпирается снизу.

В качестве расчетного полетного цикла принят цикл длительностью $t = 4560$ с (76 мин), состоящий из режимов «малый газ» (МГ), «взлетный» (ВЗЛ) и «максимальный» (МАХ) (рис. 3).

Теплогидравлические расчеты воздушной системы ЦБК в составе испытательной установки

Моделирование термонапряженного состояния предполагает предварительный расчет течения газа во вторичном тракте для получения распределения по поверхностям деталей конструкции давления, температуры и коэффициента теплоотдачи, которые используются в качестве граничных условий для тепловых расчетов. Сопряженные теплогидравлические расчеты воздушной системы центробежного компрессора в составе испытательной установки выполнены с использованием методик, разработанных в ЦИАМ [9], позволяющих получить достаточно точные результаты без чрезмерных вычислительных затрат. При создании расчетной модели для проведения теплогидравлических расчетов воздушной системы ЦБК в составе испытательной установки учитываются:

- геометрические модели;
- гидравлическая схема с описанием геометрии каналов и указанием значений радиальных зазоров в лабиринтных уплотнениях;
- давление и температура воздуха в точках отбора;
- давление и температура масляно-воздушной среды в опорах;
- данные газодинамических расчетов проточной части ЦБК.

Расчеты проведены для режимов в соответствии с расчетным испытательным циклом (см. рис. 3). Воздушная система ЦБК в составе испытательной установки (рис. 4) включает в себя систему охлаждения роторных и статорных деталей, систему наддува опор, а также систему отбора и утечек воздуха.

Посредством сопряженных теплогидравлических расчетов воздушной системы ЦБК в составе испытательной установки определена в том числе утечка по задней стенке колеса компрессора при проектном зазоре в лабиринтном уплотнении за колесом. Отбор воздуха на наддув передней опоры ротора компрессора осуществляется из его проточной части через кольцевую щель над крышкой ЦБК. Часть отбираемого воздуха сбрасывается через жиклер над крышкой ЦБК, другая часть поступает на наддув передней опоры. Температура воздуха в точке отбора на режиме ВЗЛ составляет $358,9^{\circ}\text{C}$. Согласно результатам сопряженных теплогидравлических расчетов при транзите воздуха через отверстия в стойках и корпусе входного устройства, снижение температуры на режиме ВЗЛ составляет $62,2^{\circ}\text{C}$. Температура воздуха непосредственно перед передней опорой на этом режиме составляет $175,7^{\circ}\text{C}$.

С использованием результатов гидравлических расчетов воздушной системы выполнен расчет осевых усилий, действующих на радиально-упорный подшипник ротора ЦБК в составе испытательной установки на трех режимах. Методика оценки осевых сил, применяемая в ЦИАМ, позволяет учитывать изменение давления закрученного потока по радиусу полости, полученное при гидравлическом расчете. Осевая нагрузка, действующая на опору ротора ЦБК в составе испытательной установки, определяется как

$$R_{oc} = R_{oc}^{ЦБК} - R_{oc}^T,$$

где $R_{oc}^{ЦБК}$ – осевая сила, действующая в сторону центробежного колеса компрессора; R_{oc}^T – осевая сила, действующая в сторону условной турбины.

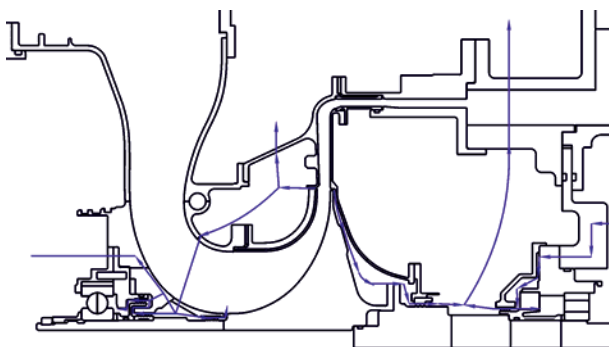


Рис. 4. Направления течения воздуха в воздушной системе центробежного компрессора в составе испытательной установки

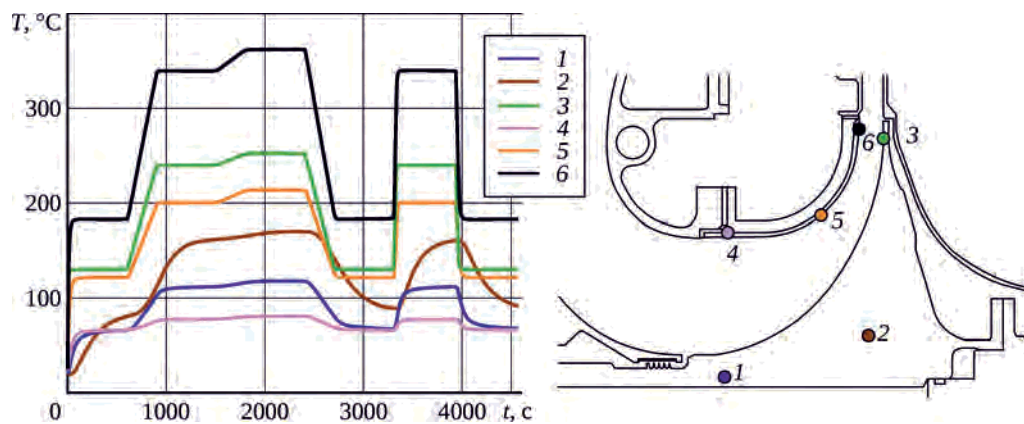


Рис. 5. Изменение температуры (T) колеса и корпуса центробежного компрессора по времени автономных испытаний

Согласно расчету максимальная осевая сила, действующая на радиально-упорный подшипник ротора на режиме МАХ, составляет 534,2 кгс. На режимах ВЗЛ и МГ на опору ротора действует осевая сила 504,3 и 170,1 кгс соответственно. На всех режимах работы ЦБК в составе испытательной установки осевая сила действует на радиально-упорный подшипник влево (в направлении центробежного колеса компрессора), «перекладка» осевой силы отсутствует.

Тепловые расчеты крышки ЦБК с ребрами в трехмерной постановке показали, что, ввиду низких значений коэффициента теплоотдачи в полости над крышкой, ребра не оказывают влияния на температурное состояние крышки ЦБК как на стационарных, так и на нестационарных режимах работы. Поэтому в расчетной модели сделано допущение об отсутствии ребер на крышке ЦБК и расчет температурного состояния конструкции компрессора в составе установки для испытаний по расчетному полетному циклу (см. рис. 3) выполнен в осесимметричной постановке с использованием граничных условий, полученных в результате сопряженных теплогидравлических расчетов воздушной системы. Коэффициенты теплоотдачи на поверхностях, формирующих проточную часть компрессора, оценивались по зависимости $Nu = 0,0263 Re^{0,8}$ с использованием результатов газодинамических расчетов.

На рис. 5 представлено изменение температуры колеса и корпуса центробежного компрессора в нескольких точках по времени цикла. Температура корпуса быстро изменяется в соответствии с режимами работы, что может привести к быстрому изменению зазоров в тракте. Температура тела диска в точке 2 плавно изменяется из-за тепловой инерции. Максимальная температура корпуса ЦБК достигается на режиме МАХ и составляет $\sim 362^\circ\text{C}$. Максимальная температура колеса ЦБК достигается на фланце в месте его соединения с валом и на режиме МАХ составляет $\sim 295^\circ\text{C}$. Полученные результаты использованы для расчетов НДС конструкции.

Для верификации расчетной теплогидравлической модели планируется проведение термометрирования роторных и статорных деталей центробежного компрессора в составе установки в рамках программы испытаний, включая замеры температуры воздуха в полостях воздушной системы.

Расчет кинетики зазоров в проточной части по ЦБК в составе испытательной установки

Для эффективной работы ЦБК необходимо поддержание требуемой величины зазоров при обеспечении уровня напряжений ниже допустимых значений, определяемых запасами по напряжениям и разрушающей частоте вращения, а также обеспечивающих заданный уровень циклической долговечности [10]. Одним из инструментов, позволяющих на этапе проектирования обеспечить требуемую величину зазоров, является многодисциплинарное математическое моделирование, применяемое для определения теплового и деформированного состояния отдельных деталей и конструкции в целом. Используемые в работе математические модели обеспечивают нестационарный расчет теплового и деформированного состояний статорных и роторных деталей с учетом течения газа в основном и вторичном трактах, расчет деформаций деталей и зазоров под действием инерционных, тепловых и аэродинамических нагрузок.

Анализ деформаций конструкции ЦБК в составе испытательной установки проведен с учетом исходных данных о геометрических размерах деталей, информации о размерах проточной части, оценки масс рабочих лопаток, сведений о рабочих режимах и данных о тепловом состоянии на этих режимах.

Расчет нестационарного деформированного состояния ЦБК в составе испытательной установки при осесимметричном нагружении выполнен методом конечных элементов. В модели ротора, включая центробежное

колесо, использованы объемные конечные элементы. Для моделирования осесимметричных деталей корпуса применены осесимметричные конечные элементы. Элементы с плоским напряженным состоянием использовались для моделирования статорных лопаток, стоек и отверстий.

Фланец корпуса испытательной установки справа (в месте присоединения к стендовому оборудованию) закреплен. На переднем конце вала, слева, в зоне шарикоподшипника, связь ротора и корпуса задана нелинейным упругим элементом с осевой жесткостью, эквивалентной осевой жесткости подшипника передней опоры в зависимости от уровня осевой нагрузки на опору. Для учета взаимодействия деталей на контактирующих поверхностях заданы контактные условия, в узлах болтовых соединений – условия совместности осевых и радиальных перемещений.

Расчеты деформированного состояния конструкции были проведены для испытательного цикла, циклограмма которого показана на рис. 3. Рассмотрены три основных режима: максимальный режим с относительной частотой вращения ротора $\bar{n}_{\max} = 1$, взлетный режим с $\bar{n}_{\text{взл}} = 0,971$, режим малого газа с $\bar{n}_{\text{мг}} = 0,68$.

Проведены расчеты деформаций ротора и корпуса как единой конструкции под действием следующих факторов:

- распределения температур, полученного по результатам теплогидравлического расчета;
- центробежных нагрузок на ротор при вращении;
- распределения давления в тракте, учитывающего действие осевых сил на лопатки;
- распределения давления в полостях, полученного по результатам гидравлического расчета.

На границах деталей, омываемых потоком воздуха в проточном тракте и в тракте вторичных потоков, использованы граничные условия конвективного теплообмена. Коэффициент теплоотдачи и температура воздуха в каналах и полостях тракта вторичных потоков определены по модели гидравлической сети, представленной ранее.

В результате расчета НДС конструкции максимальные эквивалентные напряжения (810 МПа) получены в ступичной части диска компрессора. На рис. 6 продемонстрированы результаты расчета НДС конструкции в момент времени 2400 с (конец максимального режима).

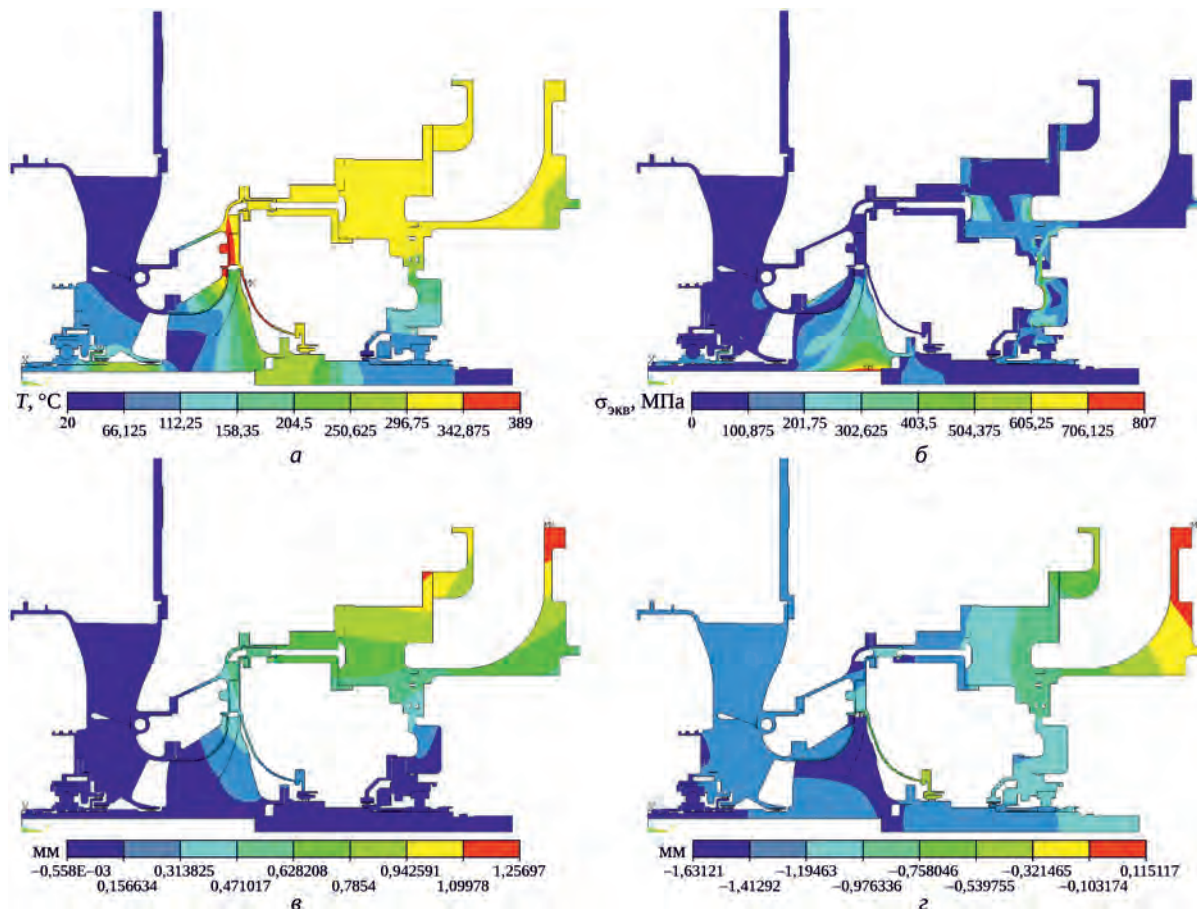


Рис. 6. Результаты расчета при осесимметричных нагрузках на момент времени 2400 с (конец максимального режима):
а – температурное состояние; *б* – эквивалентные напряжения; *в* – радиальные перемещения;
г – осевые перемещения (положительные – вправо)

Расчет силовой схемы испытательной установки с учетом системы закрепления на стенде

Для оценки изменения зазоров в тракте ЦБК при действии неосесимметричных статических и динамических нагрузок создана расчетная 3D-модель испытательной установки, которая позволяет прикладывать неосесимметричные нагрузки и находить соответствующее неосесимметричное изменение зазора (рис. 7). Ротор испытательной установки опирается на передний радиально-упорный шариковый подшипник (П1) и задний радиальный роликовый подшипник (П2). Ротор состоит из центробежного колеса, соединенного с дополнительным валом фланцевым соединением. Болтовое фланцевое соединение ротора с учетом уровня действующих на конструкцию нагрузок рассматривается как неразъемное. Вал привода опирается на две опоры (П3 и П4), ресора жестко связывает валы испытательной установки и привода стенда. В модель корпуса испытательной установки включены только элементы, вносящие вклад в жесткость корпуса (элементы силовой схемы испытательной установки). Детали корпуса с измерительными

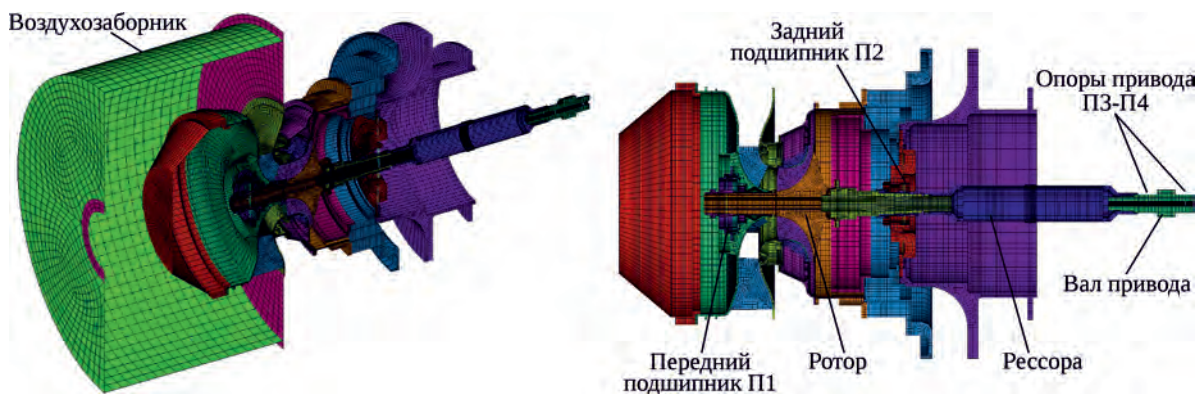


Рис. 7. Конечно-элементная модель испытательной установки (разрез)

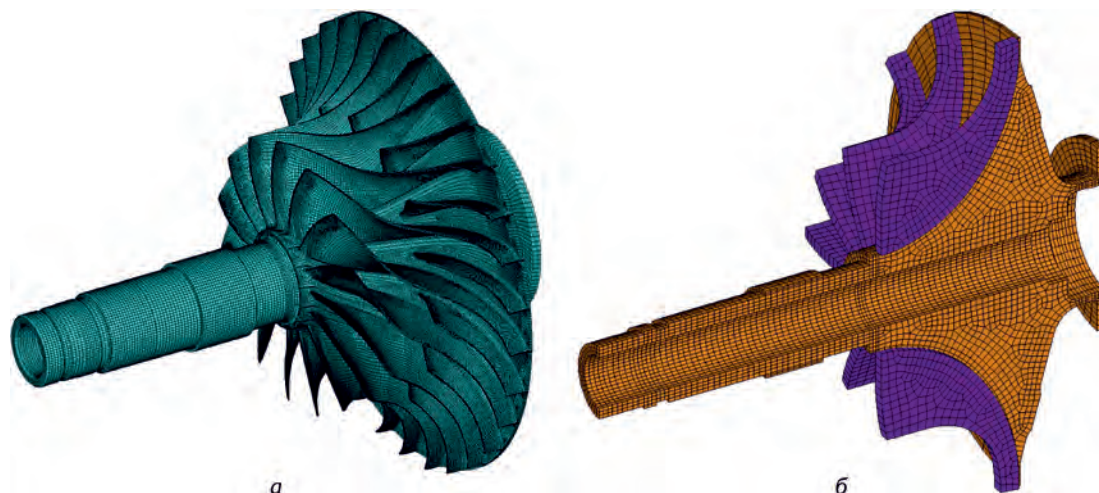


Рис. 8. Конечно-элементные модели ЦБК:
а – подробная модель; б – редуцированная модель

датчиками, системой вторичных потоков, направляющие лопатки диффузоров не имеют конструктивной жесткости и не учитываются в силовой схеме испытательной установки. В модели корпуса тонкостенные воздухозаборник и кок учтены с использованием конечных элементов оболочки. Для других деталей корпуса и ротора применены объемные конечные элементы.

В модели испытательной установки с учетом системы закрепления на стенде для оптимизации расчетного времени принята редуцированная модель ротора ЦБК (рис. 8,б), тогда как при учете осесимметричных нагрузок применялся сектор подробной модели (рис. 8,а). Число степеней свободы в подробной модели диска $\sim 3,8 \cdot 10^6$, число степеней свободы в редуцированной модели диска $\sim 1,5 \cdot 10^5$. Редуцированная модель диска верифицирована при сравнении с результатами по собственным частотам, полученными для полной модели. Разница первых собственных частот для двух моделей составила не более 3,9%. Использование подробной модели центробежного колеса в модели испытательной установки на стенде приводит к неоправданно большому времени расчета, поэтому в дальнейших расчетах используется редуцированная модель.

Расчет деформаций испытательной установки на стенде проводится для двух вариантов теплового состояния деталей:

- комнатная температура (вариант 1);
- максимальный нагрев, момент времени $t = 2400$ с (вариант 2).

Для варианта 2 модуль упругости материалов деталей испытательной установки изменяется в соответствии с температурой.

Характеристики опор ротора. Характеристики жесткости подшипников качения являются нелинейными и определяются по инженерной методике, изложенной в [11]. Для нахождения собственных частот колебаний ротора (динамический расчет) определяются жесткости опор при малых смещениях ротора относительно положения равновесия для учета их в конечных элементах опор. Нелинейная жесткость подшипников качения [11] линеаризуется в равновесном положении под действием силы тяжести. При расчете деформированного состояния испытательной установки под действием силы тяжести (статический расчет) используется секущая жесткость нелинейной характеристики жесткости опор. В расчетной модели учитывается, что при действии осевой силы на шариковый подшипник его радиальная жесткость возрастает.

В передней опоре также установлены демпферные кольца. Характеристика жесткости демпферного кольца является линейной и рассчитывается по инженерной методике, изложенной в [12].

Учет силы тяжести и нагрузок от дисбаланса ротора. Определены деформации испытательной установки на стенде под действием силы тяжести и нагрузок от дисбаланса ротора, что позволило определить постоянную составляющую вклада в неосесимметричное изменение зазора в тракте ЦБК испытательной установки. Данная составляющая затем суммируется с осесимметричным изменением зазора. Нагрузка при действии силы тяжести в опоре П1 (шариковый подшипник) равна 40,8 Н; в опоре П2 (роликовый подшипник) – 48,7 Н.

Дисбаланс в плоскости опор, принятый равным 3 г·мм, приводит к возникновению вращающейся радиальной нагрузки в каждой опоре: 49,6 Н на режиме МГ, 101 Н на режиме ВЗЛ, 108 Н на режиме МАХ. Секущая жесткость роликового подшипника П2 – $K = 31 \cdot 10^7$ Н/м [11]. Секущая жесткость шарикового подшипника П1 без вращения – $K = 2,8 \cdot 10^7$ Н/м, с учетом действия осевой силы на режиме МГ – $K = 10,7 \cdot 10^7$ Н/м, на режиме ВЗЛ – $K = 15,3 \cdot 10^7$ Н/м, на режиме МАХ – $K = 15,6 \cdot 10^7$ Н/м.

Жесткость демпферного кольца существенно меньше жесткости шарикового подшипника, поэтому основной вклад в суммарную жесткость опоры вносит именно жесткость кольца. Суммарная жесткость опоры

с демпферным кольцом $K = 5,7 \cdot 10^6$ Н/м для всех режимов работы ротора.

В расчете учтена только нагрузка от силы тяжести и дисбаланса ротора. Температурное нагружение и вращение ротора не учитываются. Максимальные напряжения возникают в стенке воздухозаборника, в месте расположения стойки, и не превышают 59 МПа. Максимальные изменения зазора в тракте ЦБК на режиме МАХ не превышают 0,1 номинального зазора. НДС испытательной установки на стенде с учетом теплового состояния (при максимальном прогреве на режиме МАХ) меняется незначительно.

Собственные частоты колебаний испытательной установки на стенде. Для нахождения собственных частот колебаний ротора необходимо определить радиальные жесткости опор при малых смещениях ротора относительно положения равновесия для учета их в конечных элементах опор. Линеаризованная (касательная) жесткость роликового подшипника П2 – $K = 34 \cdot 10^7$ Н/м [11]. Линеаризованная жесткость шарикового подшипника П1 без вращения – $K = 4 \cdot 10^7$ Н/м, с учетом действия осевой силы на режиме МГ – $K = 11,1 \cdot 10^7$ Н/м, на режиме ВЗЛ – $K = 15,3 \cdot 10^7$ Н/м на режиме МАХ – $K = 15,7 \cdot 10^7$ Н/м. Суммарная жесткость опоры П1 с демпферным кольцом $K = 5,7 \cdot 10^6$ Н/м для всех режимов работы ротора. Линеаризованная жесткость опор П3, П4 для всех режимов $K = 4 \cdot 10^8$ Н/м.

Частотная диаграмма и формы колебаний ротора приведены на рис. 9. При разгоне ротор проходит через две критические частоты вращения. Первая критическая частота $\bar{f}_{кр1} = 0,25$ (отнесена к n_{max}), соответствует колебаниям ротора по первой изгибной форме. В рабочем диапазоне частоты вращения ротора присутствует вторая критическая частота $\bar{f}_{кр2} = 0,91$ (отнесена к n_{max}), соответствующая колебаниям ротора по второй изгибной форме. Запас по режиму МГ составляет 33%, ВЗЛ – 6%, МАХ – 9%. Колебания на второй критической частоте из-за особенностей формы колебаний не будут приводить к значительным изменениям зазора в тракте ЦБК.

Рассчитаны изгибные собственные частоты колебаний испытательной установки на стенде в диапазоне рабочей частоты вращения при комнатной температуре. За счет податливости корпуса испытательной установки первая изгибная частота колебаний ротора снижается на 1,2%, вторая – повышается на 0,5%. Остальные собственные частоты представляют собой колебания корпуса испытательной установки и, соответственно, не зависят от жесткости опор ротора.

Рассчитаны собственные частоты колебаний испытательной установки на стенде с учетом теплового состояния на режиме МАХ. Формы собственных колебаний нагретой испытательной установки на стенде (ротора и корпуса) соответствуют формам колебаний при ком-

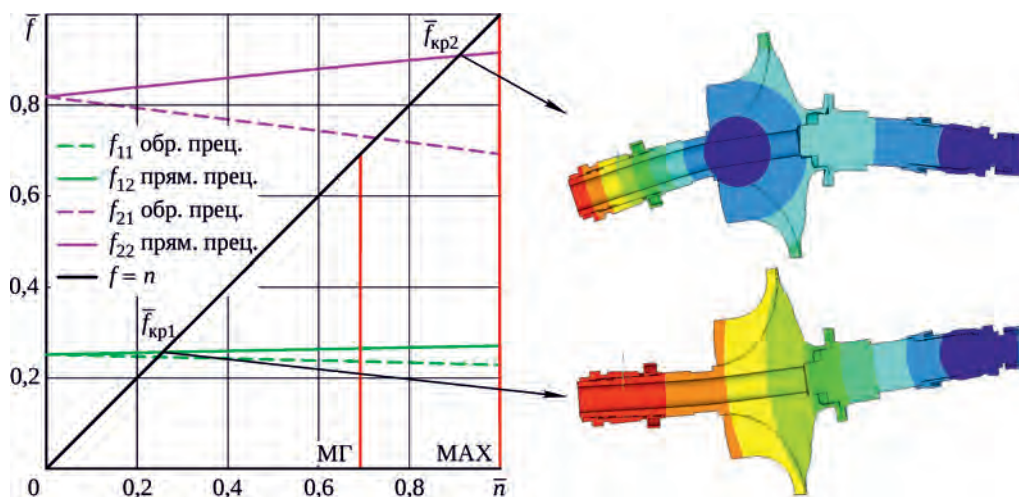


Рис. 9. Частотная диаграмма ротора

натной температуре. Из-за изменения механических свойств материалов деталей при нагреве собственные частоты колебаний снижаются. Изменение первой изгибной частоты колебаний ротора с учетом максимального прогрева составляет не более 1%, изменение второй изгибной частоты – не более 3%. Изменение частот колебаний корпуса испытательной установки на стенде с учетом максимального прогрева составляет не более 5,2%.

Для оценки вклада орбит ротора испытательной установки на стенде в кинетику зазоров при динамических нагрузках, определяемых вращением, создана стержневая модель ротора, эквивалентная объемной модели. Эквивалентность объемной модели, представленной в настоящем параграфе, и стержневой модели достигается при сравнении собственных частот колебаний для двух моделей. С использованием стержневой модели ротора выполнено моделирование динамики ротора испытательной установки на стенде, с учетом влияния жесткости корпусных деталей на упругие характеристики опор, при действии силы тяжести и нагрузок от дисбаланса ротора. Расчет динамики выполнен при прямом интегрировании уравнений движения ротора. В результате получены орбиты вращения ротора на основных режимах. Максимальные амплитуды радиальных колебаний ротора составляют не более 0,1 номинального зазора. Уровень этих амплитуд рекомендуется учитывать при выборе размеров номинального зазора в проточной части ЦБК.

Анализ кинетики зазоров в центробежном компрессоре

Проведено исследование кинетики перемещений и зазоров конструкции в расчетном полетном цикле. Перемещения колеса и крышки рассматриваются в нескольких точках по проточной части (рис. 10):

T1 – на входе основной лопатки, T1a – на основной лопатке, T2 – на входе лопатки сплиттера, T3 – в середине лопатки сплиттера (по радиусу), T4 – на выходе. На рис. 11 показано изменение относительного зазора ($\Delta \bar{h}$) в этих точках по расчетному полетному циклу и эпюры изменения зазора по проточной части в моменты времени $t = 10; 2400; 3330$ с. Изменение зазора отнесено к номинальному зазору, закрытие зазора соответствует величине $-1,0$. Наибольшее уменьшение относительного зазора, до $-0,81$, происходит в конце максимального режима, в момент времени $t = 2400$ с (МАХ), в точке T3, соответствующей середине лопатки сплиттера.

Наибольшее влияние на КПД ЦБК оказывает зазор на входе в компрессор. Равномерный рабочий зазор на входе в компрессор и в середине лопатки сплиттера на максимальном режиме работы можно обеспечить при условии выбора соответствующего неравномерного по проточной части исходного зазора (в виде кусочно-линейной зависимости) в начальный момент времени.

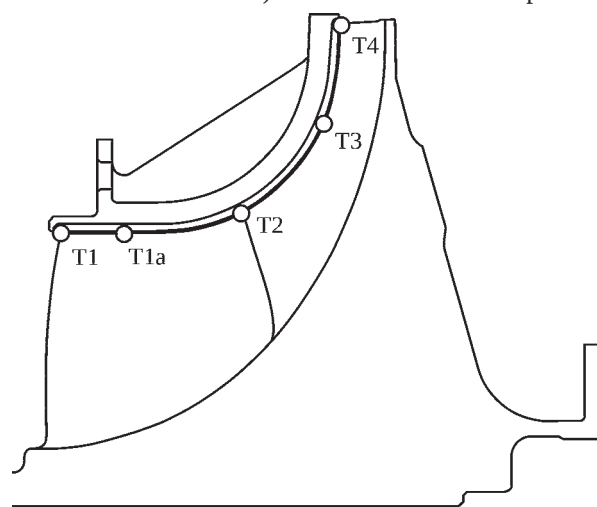


Рис. 10. Точки в проточной части для анализа перемещения колеса и крышки

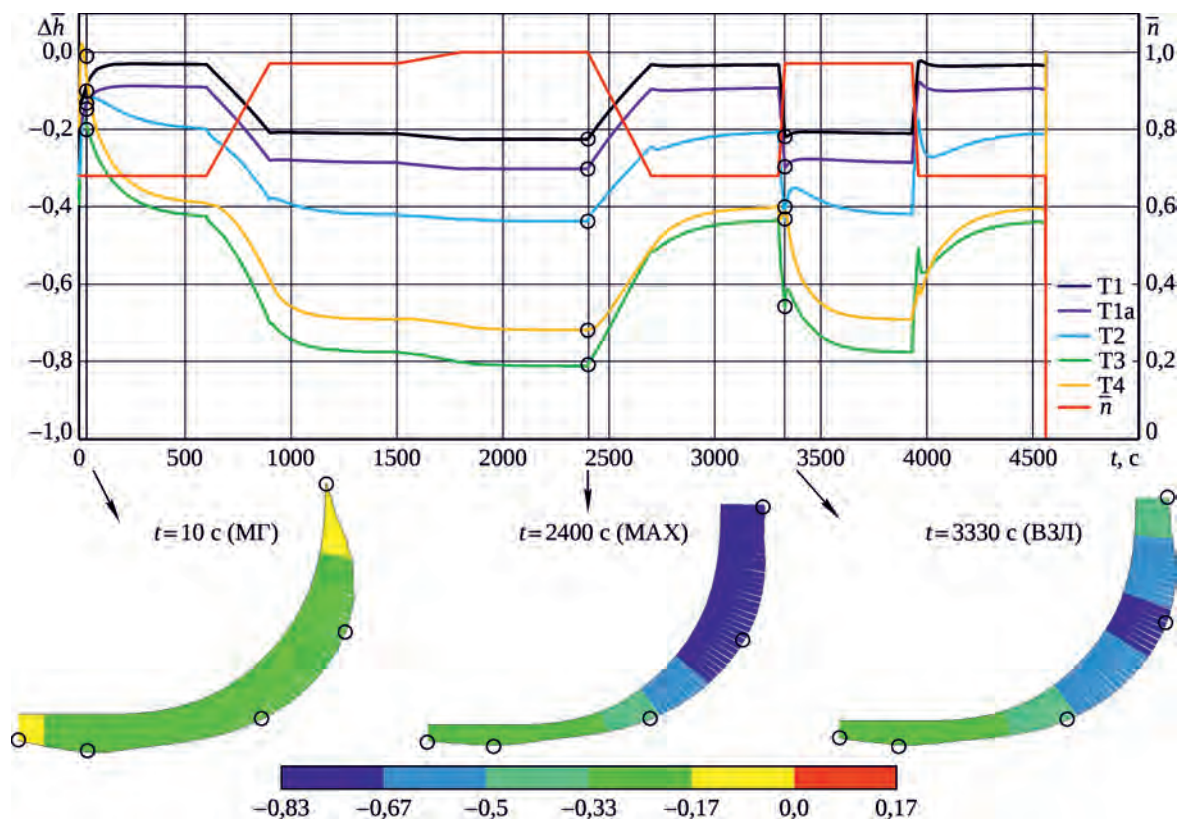


Рис. 11. Изменение относительного зазора в компрессоре по расчетному полетному циклу

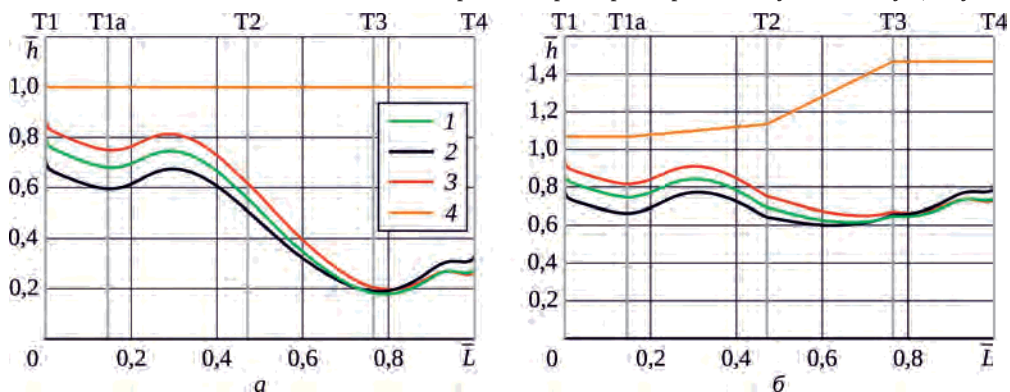


Рис. 12. Относительный рабочий зазор при исходном постоянном (а) и модифицированном (б) номинальном зазоре по проточной части в компрессоре в момент времени $t = 2400$ с (MAX):

1 – под действием осесимметричных нагрузок; 2 – под действием осесимметричных и неосесимметричных нагрузок снизу; 3 – под действием осесимметричных и неосесимметричных нагрузок сверху; 4 – номинальный зазор

На рис. 12 показаны относительный рабочий зазор (\bar{h}) при постоянном исходном номинальном зазоре и относительный рабочий зазор при модифицированном неравномерном номинальном зазоре по относительной длине проточной части (\bar{L}) в компрессоре в момент времени $t = 2400$ с (MAX). Показаны величины относительных зазоров под действием осесимметричных (температура, давление, центробежная сила) и неосесимметричных нагрузок (сила тяжести, дисбаланс) снизу и сверху колеса. Изменение зазора рассчитывается относительно постоянного исходного номинального зазора.

При постоянном исходном номинальном зазоре на разных режимах получен неравномерный относительный зазор по проточной части: в конце режима MAX – от 0,8 на входе основной лопатки до 0,2 в середине лопатки сплиттера (см. рис. 12,а); в момент начала режима МГ – от 0,8 до 1,0; в конце режима МГ – от 1,0 до 0,6; на взлетном режиме – от 0,8 до 0,2.

При модифицированном неравномерном номинальном зазоре получен более равномерный относительный зазор по проточной части: в конце максимального режима от 0,8 на входе основной лопатки до 0,6 в середине лопатки сплиттера (см. рис. 12,б). В момент начала

режима МГ относительный зазор на выходе из колеса достигает величины 1,4 номинального зазора, а в конце режима МГ уменьшается до 1,0 и становится более равномерным по проточной части. На взлетном режиме относительный зазор находится в диапазоне 0,7...1,0.

Заключение

Для анализа изменения зазоров в проточной части центробежного компрессора разработана термомеханическая модель ЦБК в составе испытательной установки. Выполнены нестационарные теплогидравлические расчеты и расчеты деформированного состояния конструкции по расчетному полетному циклу длительностью 4560 с (76 мин). Согласно результатам расчетов на всех режимах работы центробежного компрессора в составе испытательной установки осевая сила действует на радиально-упорный подшипник влево (в направлении центробежного колеса компрессора), «перекладка» осевой силы отсутствует.

Определены осевые и радиальные перемещения деталей и изменения зазоров над рабочими лопатками ЦБК в проточной части. Максимальное уменьшение

зазора в компрессоре происходит в конце максимального режима в середине лопатки сплиттера. Изменение зазора в тракте ЦБК при действии силы тяжести и нагрузок от дисбаланса ротора на всех режимах работы не превышает 0,1 номинального зазора. Орбиты ротора при динамических нагрузках определены по стержневой модели, верифицированной по собственным частотам колебаний объемной модели. Максимальные амплитуды радиальных колебаний ротора составляют не более 0,1 номинального зазора.

Наибольшее влияние на КПД ЦБК оказывает зазор на входе в компрессор. Равномерный рабочий зазор на входе в компрессор и в середине лопатки сплиттера можно обеспечить путем выбора соответствующего неравномерного по проточной части номинального зазора. Рекомендации по форме номинального зазора представлены в виде кусочно-линейной зависимости, которая должна быть сглажена в реальной конструкции с учетом технологических возможностей производства. Номинальный зазор в проточной части необходимо принимать также с учетом точности изготовления и сборки испытательной установки, зазоров в подшипниках и т.п.

Литература

1. Старцев А.Н., Стешаков Е.Г., Якушев Д.А. Многодисциплинарное проектирование осецентрированного компрессора // *Авиационные двигатели*. 2018. № 1. С. 13–18.
2. Performance investigation into supersonic diffuser for a high pressure centrifugal compressor / T. Sugimoto, T. Kawanishi, H. Kumamaru, Y. Tohbe // *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*, June 16–20, 2014, Dusseldorf, Germany. Vol. 2D: Turbomachinery. GT2014-25104. 8 p.
3. Milesin V.I., Startsev A.N., Orekhov I.K. CFD design of a 8:1 pressure ratio centrifugal compressor. 2003. 8 p. (Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo, November 2–7, 2003 ; IGTC2003Tokyo TS-043).
4. Startsev A.N., Brailko I.A., Orekhov I.K. Development of a centrifugal compressor outlet system in ESPOSA project. 2015. 9 p. (Proceedings of the 12th International Symposium on Experimental Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, 13–16 July 2015, Lercici, Italy ; ISAI12-003).
5. Темис Ю.М., Селиванов А.В. Моделирование напряженно-деформированного состояния, прочности и долговечности деталей и узлов // *Машиностроение : энциклопедия*. Разд. IV. Расчет и конструирование машин. Т. IV-21. Самолеты и вертолеты. Кн. 3. Авиационные двигатели. М. : Машиностроение, 2010. Гл. 5.2. С. 502–527.
6. Темис Ю.М., Селиванов А.В., Юрченко Г.Г. Моделирование термонапряженного состояния ротора КВД с учетом вторичных течений в полостях // *Вестник Самар. гос. аэрокосм. ун-та им. акад. С.П. Королева (нац. исслед. ун-та)*. 2011. № 6 (30). С. 148–156. Новое назв.: *Вестник Самар. ун-та. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение*.
7. Temis J.M., Selivanov A.V., Yakushev D.A. “Virtual engine” approach for the coupled analysis of engine structure // *Proc. of 23rd International Society of Airbreathing Engines Conference*, 3–8 September 2017, Manchester, UK. Curran Associates, 2018. Vol. 4. P. 2431–2439. Paper ISABE-2017-22645.
8. HPC design based on multidisciplinary numerical simulation / Temis J., Selivanov A., Yurchenko G., Yakushev D., Novokreshchenov V. // *10th European Conference on Turbomachinery : Fluid Dynamics and Thermodynamics : conference proceedings* / ed.: J. Backman, G. Bois and O. Leonard. Lappeenranta University of Technology, 2013. Paper A183. P. 787–796.
9. Моделирование теплового состояния деталей и узлов высокотемпературных ГТД / Харьковский С.В., Почуев В.П., Булчинский Я.С., Мухин А.А., Рыкачев Ю.Ю. // *ЦИАМ 1980–2000. Научный вклад в создание авиационных двигателей : в 2 кн.* / под общ. науч. ред. В.А. Скибина и В.И. Солонина. М. : Машиностроение, 2000. Кн. 2.

-
10. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин : справочник. 4-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1993. 639 с.
 11. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения : справочник. Изд. 6-е, испр. и доп. М. : Машиностроение, 1975. 572 с.
 12. ОСТ 1 14724-90. Кольца упругие опор роторов. Конструкция. 12 с.

References

1. Startsev A.N., Steshakov E.G., Yakushev D.A. *Mnogodistsiplinarnoe proektirovanie osetsentrobezhnogo kompressora* [Multidisciplinary design of an axial-centrifugal compressor]. *Aviation engines*. 2018. No. 1. P. 13–18.
2. Performance investigation into supersonic diffuser for a high pressure centrifugal compressor / T. Sugimoto, T. Kawanishi, H. Kumamaru, Y. Tohbe // *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*, June 16–20, 2014, Dusseldorf, Germany. Vol. 2D: Turbomachinery. GT2014-25104. 8 p.
3. Milesin V.I., Startsev A.N., Orekhov I.K. CFD design of a 8:1 pressure ratio centrifugal compressor. 2003. 8 p. (Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo, November 2–7, 2003 ; IGTC2003Tokyo TS-043).
4. Startsev A.N., Braïlko I.A., Orekhov I.K. Development of a centrifugal compressor outlet system in ESPOSA project. 2015. 9 p. (Proceedings of the 12th International Symposium on Experimental Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, 13–16 July 2015, Lerici, Italy ; ISAIF12-003).
5. Temis Iu.M., Selivanov A.V. Modelirovanie napriazhenno-deformirovannogo sostoianiia, prochnosti i dolgovechnosti detalei i uzlov [Modeling the stress-strain state, strength and durability of parts and units]. *Mashinostroenie: entsiklopediia* [Mechanical engineering: encyclopedia]. Section IV. Raschet i konstruirovaniie mashin [Calculation and design of machines]. Vol. IV-21. Samolety i vertolety [Airplanes and helicopters]. Book 3. Aviatsionnye dvigateli [Aviation engines]. Moscow: Mechanical Engineering, 2010. Ch. 5.2. P. 502–527.
6. Temis Iu.M., Selivanov A.V., Iurchenko G.G. Modelirovanie termonapriazhennogo sostoianiia rotora KVD s uchetom vtorichnykh techenii v polostiakh [Modeling thermally stressed state of the HPC rotor taking into account secondary flows in cavities]. *VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2011. No. 6 (30). P. 148–156. New Journal name: *VESTNIK of Samara University. Aerospace engineering, technology and mechanical engineering*.
7. Temis J.M., Selivanov A.V., Yakushev D.A. “Virtual engine” approach for the coupled analysis of engine structure // *Proc. of 23rd International Society of Airbreathing Engines Conference*, 3–8 September 2017, Manchester, UK. Curran Associates, 2018. Vol. 4. P. 2431–2439. Paper ISABE-2017-22645.
8. HPC design based on multidisciplinary numerical simulation / Temis J., Selivanov A., Yurchenko G., Yakushev D., Novokreshchenov V. // *10th European Conference on Turbomachinery : Fluid Dynamics and Thermodynamics : conference proceedings* / ed.: J. Backman, G. Bois and O. Leonard. Lappeenranta University of Technology, 2013. Paper A183. P. 787–796.
9. Modelirovanie teplovogo sostoianiia detalei i uzlov vysokotemperaturnykh GTD [Modeling thermal state of parts and units of high-temperature GTE]. Khar'kovskii S.V., Pochuev V.P., Bulchinskii Ia.S., Mukhin A.A., Rykachev Iu.Iu. CIAM 1980–2000. Nauchnyi vklad v sozdanie aviatsionnykh dvigatelei [Scientific contribution to creation of aviation engines]: in 2 vols. Edited by V.A. Skibin and V.I. Solonin. Moscow: Mechanical Engineering, 2000. Book. 2.
10. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detalei mashin : spravochnik* [Calculations of machine parts' strength: handbook]. 4th edition, reprint. Moscow: Mashinostroenie, 1993. 639 p.
11. Beizel'man R.D., Tsyarkin B.V., Perel' L.Ia. *Podshipniki kacheniiia : spravochnik* [Rolling bearings: handbook]. 6th edition, revised and supplemented. Moscow: Mashinostroenie, 1975. 572 p.
12. OST 1 14724-90. Kol'tsa uprugie opor rotorov. Konstruktsiia [Industry standard 1 14724-90. Elastic rings of rotor supports. Design]. 12 p. Date of introduction 01.07.1991.

Материалы получены редакцией 27.02.2021