

Напряженно-деформированное состояние рабочих лопаток авиационных турбомашин с учетом особенностей их крепления

А. А. Пыхалов¹✉, Р. В. Пуцин²

¹ Иркутский государственный университет путей сообщения г. Иркутск, Российская Федерация

² Иркутский национальный исследовательский технический университет, г. Иркутск, Российская Федерация

✉ pykhalov_aa@mail.ru

Резюме

В статье рассматривается напряженно-деформированное состояние рабочих лопаток авиационных газотурбинных двигателей с учетом работы их крепления. Исследование построено на основе решений метода конечных элементов и контактной задачи теории упругости. Анализируются условия работы реальной конструкции рабочей лопатки компрессора при ее креплении трапециевидным замком типа «ласточкин хвост». Особенностью исследования является анализ работы конструкции сопряжения в замке рабочей лопатки и диска, которое моделируется с использованием специального контактного конечного элемента. Метод конечных элементов, построенный на объемных моделях теории упругости, выбран с целью решения поставленной задачи с максимальным учетом влияния всех параметров по геометрическим формам и нагрузкам, которые имеют место при работе лопаток роторов компрессоров газотурбинных двигателей. Представленный подход дает возможность наглядно увидеть картину всех деформаций и напряжений на исследуемых деформируемых телах в виде рабочего диска, лопатки и элемента ее осевой фиксации. Решение, полученное методом конечных элементов тестируется относительно ранее известных подходов представленного расчета. Статический расчет напряженно-деформированного состояния рабочей лопатки с замком показал, наряду с качественным совпадением с аналитической моделью, особенности поля напряжений при работе замкового соединения вплоть до параметров жесткости соединения. На основе результатов, полученных на реальной конструкции, в работе представлены итоги изучения изменения условий сопряжения на рабочих поверхностях замка лопатки и в опасных зонах замковой части рабочего диска компрессора газотурбинных двигателей.

Ключевые слова

анализ, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов, контактная задача, лопатки турбомашин

Для цитирования

Пыхалов А. А. Напряженно-деформированное состояние рабочих лопаток авиационных турбомашин с учетом особенностей их крепления / А. А. Пыхалов, Р. В. Пуцин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2020. – Т. 65 № 1. – С. 14–21. – DOI: 10.26731/1813-9108.2020.1(65).14-21

Информация о статье

поступила в редакцию: 01.02.2020, поступила после рецензирования: 20.02.2020, принята к публикации: 10.03.2020

Stress-strain state of the working blades aviation turbomachines, taking into account the peculiarities of their fastening

А. А. Pykhalov¹✉, R. V. Pushchin²

¹ Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

² Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, the Russian Federation

✉ pykhalov_aa@mail.ru

Abstract

The article deals with the stress-strain state of the rotating blades of aviation gas turbine engines, taking into account the work of their fastening. The study is based on solutions of the finite element method and the contact problem of elasticity theory. The conditions of operation of the real design of the compressor rotating blade when it is fixed with a trapezoidal dovetail attachment are considered. A special feature of the study is the analysis of the work of the interface structure in the attachment of the rotating blade and disk, which is modeled using a special contact finite element. The finite element method, based on solid models of the elasticity theory, was chosen to solve the problem with maximum consideration of all parameters influencing geometric shapes and loads that occur during operation of gas turbine engine compressor rotor blades. The presented approach makes it possible to visually see a picture of all deformations and stresses on the studied deformable bodies as a working disk, a blade and an element of its axial fixation. The solution is tested relative to previously known approaches of the presented calculation. Along with a qualitative coincidence with the analytical model, the static calculation of the rotating blade with the attachment showed peculiar features of the change of the stress field during the operation of the attachment coupling which include the parameters of the coupling rigidity. Based on the results obtained on a real design, the paper presents a study of both changes in the matching con-

ditions on the working surfaces of the blade attachment and in the hazard zones of the attachment part of the work disk of the gas turbine engine compressor.

Keywords

analysis, stress-strain state, finite element method, contact problem, turbo machine blades

For citation

Pykhalov A. A., Pushchin R. V. Napryazhenno-deformirovannoye sostoyaniye rabochikh lopatok aviatsionnyye turbomashin s uchetom ikh krepleniya [Stress-strain state of the working blades aviation turbomachines, taking into account the peculiarities of their fastening]. *Sovremennyye tekhnologii. Sistemyi analiz. Modelirovaniye* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2020, Vol. 65, No. 1, pp. 14–21. 10.26731/1813-9108.2020.1(65).14-21

Article info

Received: 01.02.2020, Revised: 20.02.2020, Accepted: 10.03.2020

Введение

Рабочие лопатки компрессора относятся к наиболее важным деталям авиационного газотурбинного двигателя (ГТД). От их конструктивного совершенства и долговечности зависит функциональность компрессора и надежность работы двигателя в целом. Эти лопатки находятся под воздействием двух основных типов квазистатических сил: инерционной или центробежной, возникающей при вращении их массы, и изгибающей в поперечном направлении от аэродинамических сил, создаваемых воздухом в компрессоре ГТД (рис. 1). Под действием этих сил в материале рабочих лопаток возникают напряжения растяжения, изгиба и кручения.

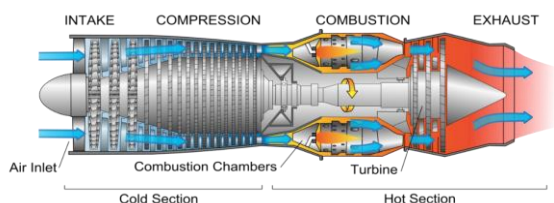


Рис. 1. Принципиальная схема конструкции и рабочего процесса авиационного газотурбинного двигателя

Fig. 1. The schematic diagram of the gas turbine engine design and workflow

Представленные квазистатические нагрузки, а также динамическое воздействие со стороны неравномерности набегающего потока передаются с профильной на замковую части лопатки (хвостовик) и затем в итоге воспринимаются замковой частью рабочего диска (рис. 2). В результате элементы замковой части крепления рабочей лопатки имеют (наряду с высоким уровнем действующих напряжений) повышенную степень их неравномерности (концентрации) и подвержены дополнительно фреттинг-износу в результате контактного взаимодействия рабочих поверхностей замковой части лопатки, также в ней наиболее вероятно возникновение усталостных трещин [1].

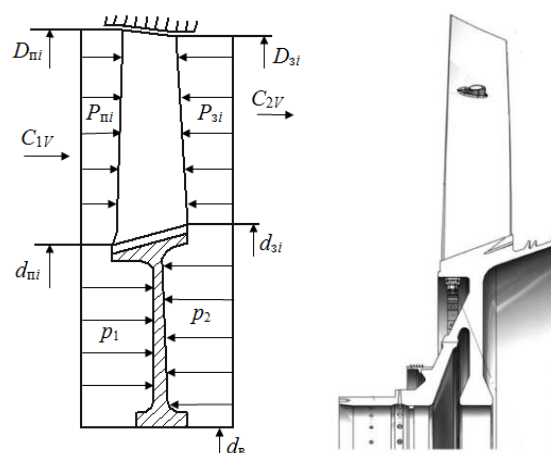


Рис. 2. Схема действий статических сил, действующих на рабочее колесо компрессора низкого давления газотурбинного двигателя
Fig. 2. The diagram of static forces acting on the impeller by low-pressure compressors of a gas turbine engine

Таким образом, вопросы обеспечения конструкционной прочности замковой части, в частности, соединения рабочих лопаток и дисков компрессоров являются основными при формировании параметров надежности и долговечности работы компрессора ГТД, т. е. замковые соединения рабочих лопаток относятся к особо ответственным элементам конструкции, поэтому их несущая способность исследуется на натуральных изделиях и расчетных моделях в условиях, близких к эксплуатационным, что позволяет более точно прогнозировать ресурс конструкции [2].

В качестве примера исследования замковой части используется конструкция типа «ласточкин хвост», для которой в настоящее время не существует общих расчетных методик выбора параметров замка при проектировании. За основу, как правило, принимают осредненную экспериментально-теоретическую методику [1–3]. В этом случае считается, что замковая часть рабочей лопатки и замковая часть диска компрессора ГТД находятся под воздействием сил, которые по физической сущ-

ности и направлению подразделяются следующим образом:

– растягивающие и сжимающие силы возникают от давления газов и действия центробежных сил вращающихся масс, а также от контактного взаимодействия деталей замковой части;

– изгибающие моменты возникают от аэродинамических и инерционных сил;

– крутящие моменты возникают под влиянием крутки лопатки в поле аэродинамических и инерционных сил [4–6].

Центробежные силы вызывают большие напряжения растяжения, при этом поперечные аэродинамические силы вызывают изгиб лопатки [5]. Силы вызывающие напряжения кручения рабочих лопаток считаются незначительными.

Изгибающее воздействие, действующее на профильную часть рабочей лопатки компрессора (см. рис. 2),

$$P_{\text{ОПК}} = \frac{p_{\text{ni}} \pi}{4} (D_{\text{ni}}^2 - d_{\text{ni}}^2) + \frac{p_{\text{zi}} \pi}{4} (d_{\text{zi}}^2 - d_{\text{в}}^2) - \frac{p_{\text{zi}} \pi}{4} (D_{\text{zi}}^2 - d_{\text{zi}}^2) + \frac{p_{\text{ni}} \pi}{4} (d_{\text{ni}}^2 - d_{\text{в}}^2) + m(C_{2V} - C_{1V})$$

определяется выражением вида где p_1, p_2 – давления перед и за диском компрессора; $p_{\text{ni}}, p_{\text{zi}}$ – давления перед и за рабочей лопаткой компрессора; $D_{\text{ni}}, d_{\text{ni}}, D_{\text{zi}}, d_{\text{zi}}$ – наружный и внутренний диаметры входной и выходной кромки лопатки; m – расход воздуха; $d_{\text{в}}$ – внутренний диаметр диска; C_{1V} и C_{2V} – осевые составляющие скорости воздуха на входе и выходе из РК [3, 7] (рис. 3).

Крутящий момент от газовых сил, действующий на лопатки РК компрессора, вычисляется на основе треугольников скоростей (рис. 4) на среднем радиусе ступени:

$$M_{\text{кр}}^{\text{РК}} = m(R_{2\text{cp}} C_{2U} - R_{1\text{cp}} C_{1U}),$$

где m – расход воздуха; $R_{1\text{cp}}, R_{2\text{cp}}$ – средний радиус проточной части перед и за РК; C_{1U}, C_{2U} – окружная скорость воздуха (газа) в среднем радиусе [8].

При известных параметрах потока силы, действующей на лопатки, и работы, затрачиваемой на их вращение, с помощью теоремы Эйлера могут быть определены используя [9]. Согласно этой теореме сумма всех сил, действующих на выделенный объем воздуха, равна разности количества движения потоков, вытекающих и втекающих в этот объем в единицу времени. Ниже представлены важнейшие геометрические характеристики ступени осевого компрессора (рис. 4).

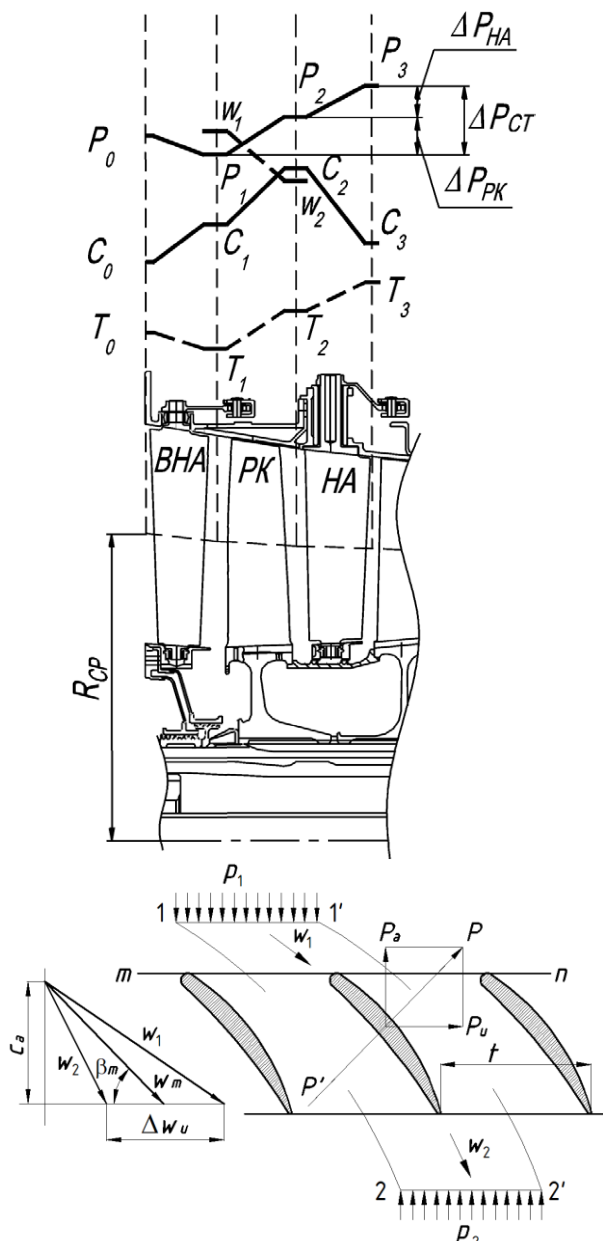
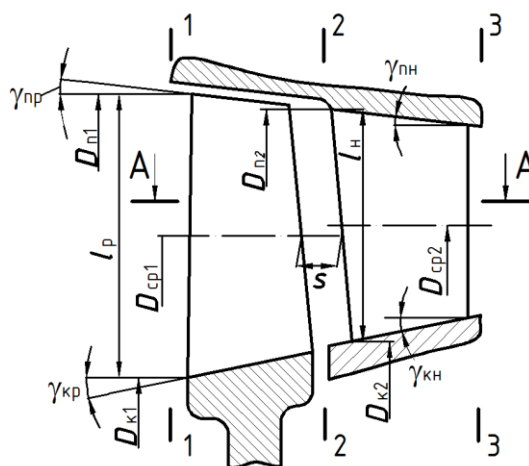


Рис. 3. Изменение параметров воздуха 1 ступени КНД

Fig. 3. Changing the air parameters of the 1st stage of the low-pressure compressor



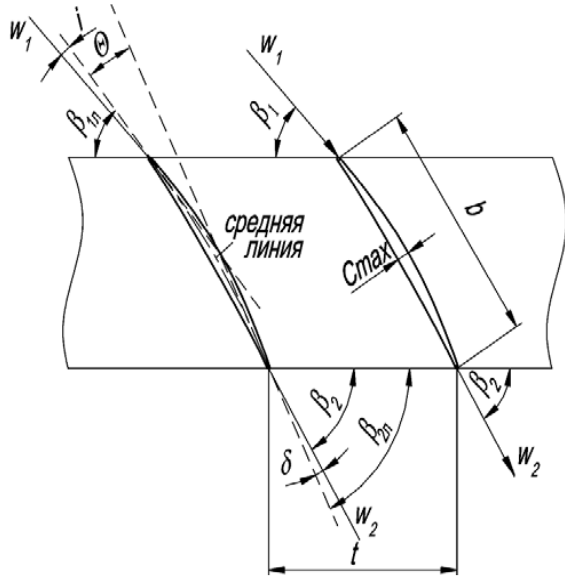


Рис. 4. Геометрические характеристики ступени осевого компрессора

Fig. 4. The geometric characteristics of the stage of the axial compressor

Силы, действующие на поверхностях 1–2 и 2'–1' (см. рис. 3), компенсируют друг друга, а расход через них равен нулю.

Инерционные центробежные силы вращающихся масс профильной и замковой части лопатки определяются их расстоянием от центра тяжести до оси вращения и частотой вращения ротора компрессора. Влияние центробежных сил на рабочий диск (его замковую часть) в аналитической методике [1–3] не учитывается (рис. 5).

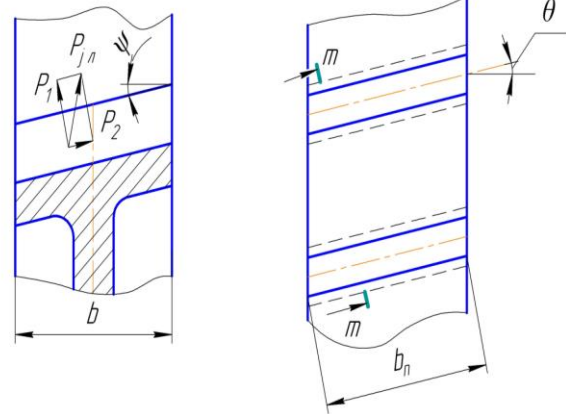
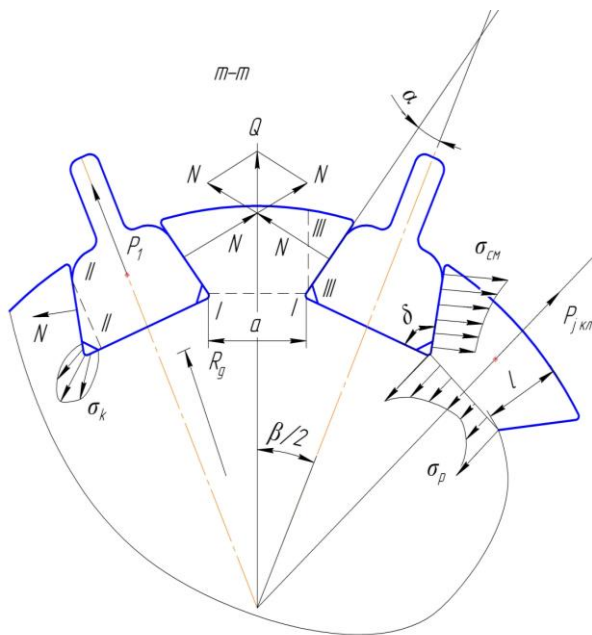


Рис. 5. Расчетная конструктивно-силовая схема замковой части типа «ласточкин хвост» при использовании аналитической методики

Fig. 5. The computational structural layout of the dovetail-type attachment part when using an analytical technique

В представленной работе предлагается подход, основанный на решении метода конечных элементов и контактной задачи теории упругости. Рассмотрены условия функционирования реальной конструкции лопатки компрессора при ее креплении трапециевидным замком типа «ласточкин хвост». Исследование направлено на реализацию возможности анализа работы конструкции сопряжения в замке рабочей лопатки и диска, которое моделируется с использованием специального контактного конечного элемента. Метод конечных элементов построен на объемных моделях теории упругости, направленный на решение представленной задачи с максимальным учетом влияния всех параметров по геометрическим формам и нагрузкам, которые имеют место при работе лопаток роторов компрессоров ГТД.

Построение конечно-элементной модели

Конечно-элементная модель рассматриваемой сборной конструкции построена полностью для рабочего колеса компрессора и реализована с использованием его циклической симметрии. Она включает рабочую лопатку, диск и элемент осевой фиксации замковой части рабочей лопатки в замковой части диска. Модель рабочей лопатки построена с учетом ее сопряжения с другими деталями по чертежам и соответствует геометрическим характеристикам конструкции ступени компрессора авиационного ГТД (рис. 6). Замок «ласточкин хвост» построен по наиболее распространенной конструкции с углом 70° . Материалы основных деталей соответствуют титановым сплавам.

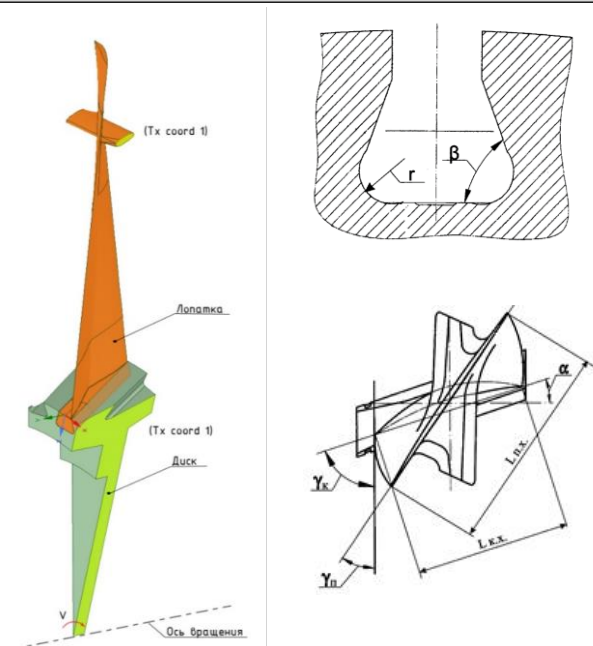


Рис. 6. Геометрическая модель рабочего колеса компрессора газотурбинного двигателя

Fig. 6. The geometric model of the gas turbine engine compressor impeller

Поскольку трапецевидный замок отличается большим уровнем концентрации напряжений точность расчетов существенно зависит от типа и размеров конечных элементов (рис. 7), а также способов разбиения модели на элементы [10].

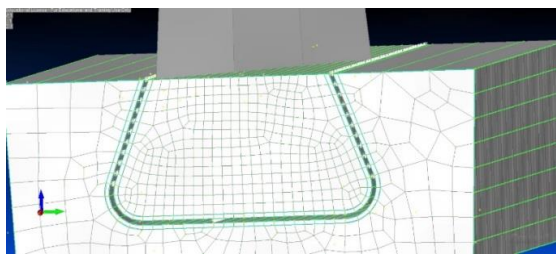


Рис. 7. Конечно-элементная модель замковой части крепления рабочей лопатки

Fig. 7. The finite element model of the attachment part of the rotating blade fixation

Для статического расчета сопряжения рабочей лопатки с рабочим колесом применяется более подробная конечно-элементная модель замка [11]. Рабочая поверхность сопряжения в замке представляет собой прямоугольную форму на меньшей стороне из восьми узловых элементов типа HEX. Для расчета параметров работы замка типа «ласточкин хвост» переходные области моделируются более плотной сеткой, в особенности для той, которая примыкает к замку (рис. 7). Также для проработки сложных мест конструкции применяются шестиузловые элементы типа

«Пирамида» [12].

Выбор оптимального числа конечных элементов и типа разметки в модели проводился путем сравнения регулярного и автоматического разбиения по таким параметрам, как число элементов, время расчета, величины напряжений [13].

Для моделирования профильной части лопатки используется более низкая плотность сетки HEX элементов. Нагружение в модели происходит при помощи приложения разницы давления на передней кромке и в теневой части лопатки [14]. К тому же лопатка работает в поле центробежных сил.

Взаимодействие поверхностей в замке «ласточкин хвост» реализовано специальными контактными конечными элементами [15].

При моделировании конечно-элементной модели рабочего колеса компрессора, замковых связей между диском и лопатками для ускорения расчетов была сокращена размерность конечно-элементной сетки [16].

По поверхностям сечения диска и бандажного пояса запрещены перемещения перпендикулярно плоскости сечения (рис. 8). Лопатка установлена в диск и закреплена при помощи штифта, который давит на лопатку с силой 2 МПа.

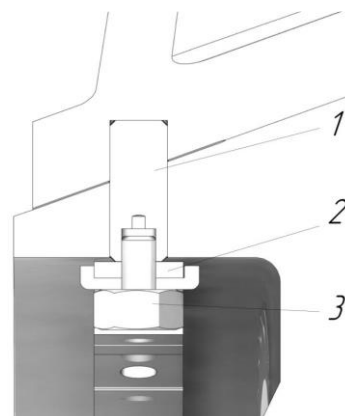
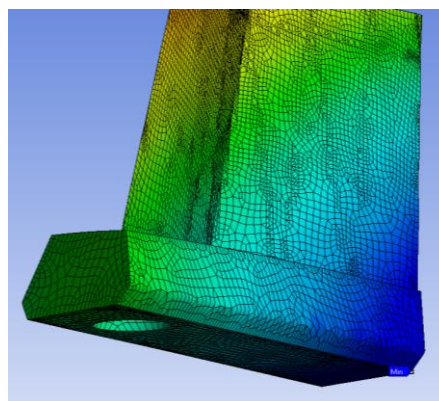


Рис. 8. Осевая фиксация рабочей лопатки компрессора низкого давления

Fig. 8. Axial fixation of the rotating blade of the low-pressure compressor

На первом этапе рассмотрена задача в упругой постановке, где предполагается, что появление пластических деформаций начинается в местах с максимальной концентрацией упругих напряжений.

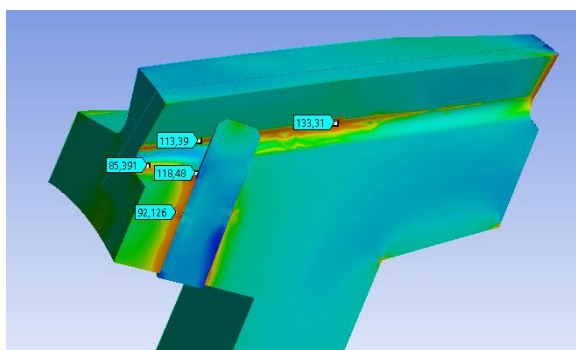
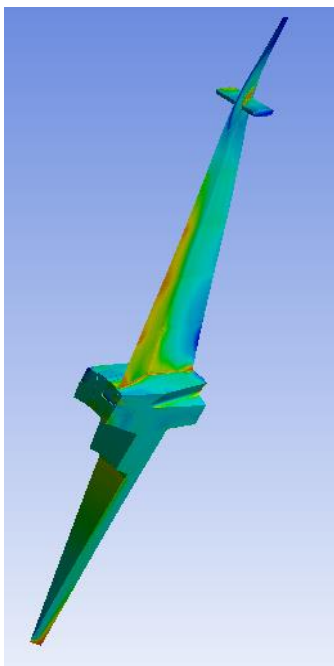


Рис. 9. Модель напряженно-деформированного состояния замковой части рабочей лопатки компрессора низкого давления (продольный разрез по оси симметрии замковой части)

Fig. 9. The model of the stress-strain state of the low-pressure compressor rotating blade attachment part (longitudinal section is along the axis of symmetry of the attachment part)

К математической модели приложено псевдодвращение модели со скоростью 8 200 об/мин., а также применены следующие граничные условия: СР-связи узлов на торцевых поверхностях сектора диска, ограничение перемещений ступицы в осевом и окружном направлениях, контактные пары на соприкасающихся поверхностях замкового соединения.

Проведена оценка величины предварительной закрутки лопатки для расчета ее напряженно-деформированного состояния [17].

В процессе решения задачи по анализу прочности рабочих лопаток турбомашин с учетом их крепления на основе метода конечных элементов и контактной задачи твердого деформируемого тела получены следующие результаты:

- построена конечно-элементная модель циклосимметричной части компрессора с моделированием реальных геометрических форм и узла соединения рабочей лопатки и диска.

- модель нагружения построена с учетом центробежных сил, влияющих на лопатку, а также изгибающих сил, приложенных к поверхности профельной части лопатки, от воздействия рабочего тела.

- контактная модель позволяет оценить деформации в области замка лопатки, которые составляют 80 % от деформаций сопрягаемых деталей, т. е. деформаций, возникающих в результате перемещения рабочей лопатки относительно диска.

- картина напряжений в целом соответствует общему представлению о наиболее опасных местах с точки зрения прочности, однако получены искажения поля напряжений от воздействия как элементов осевой фиксации, так и изгибающего воздействия на лопатку (рис. 9) [18].

Заключение

Расчет напряженно-деформированного состояния сборной конструкции замкового соединения рабочей лопатки и диска с применением объемных моделей метода конечных элементов [19, 20] и решением контактной задачи теории упругости показал эффективность использования данного подхода при определении зон концентрации напряжений, а, следовательно, возможность анализа надежности и долговечности представленной высоконагруженности части авиационного ГТД [21, 22].

Список литературы

1. ОСТ 1 11031-81. Соединение лопаток с дисками типа «ласточкин хвост» газотурбинных двигателей. Конструкция и размеры. – Изд. декабрь 1981. – Взамен ОСТ 1 11031-73; введ. 1.01.1983.
2. Никитин Ю.М., Нестеренко В.Г. Конструкция и расчет соединений деталей ротора ГТД: учеб. пособ. – М.: Издательство МАИ, 1993, 73 с.
3. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: уч. для вузов по специальности «Авиационные двигатели энергетические установки» / под. ред. Д.В. Хронина. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.: ил.
4. Рыжов Э.В. Контактная жесткость деталей машин. М.: Машиностроение. – 1966. – 196 с.

5. Ковалевская А.Е. Расчет лопаток на прочность. Методические указания к курсовому проекту «Конструкция и проектирование ВРД», М.: МАИ, 1972, 24 с.
6. Биргер И.А., Шорр Б.Ф. Динамика авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1981. 232 с.
7. Гонтаровский П.П. Киркач Б.Н. Исследование НДС замковых соединений лопаток турбомашин методом конечных элементов // Проблемы прочности. – № 8, 1982. – С. 37–42.
8. Жирицкий Г.С., Струнник В.А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых турбин. – М.: Машиностроение, 1968.
9. Мандель В.С. Предельные нагрузки и расчет на прочность элементов ротора турбомшины. – М.: Машиностроение. 1972.
10. Демьянушко И.В., Биргер И.А. Расчет на прочность вращающихся дисков. – М.: Машиностроение. – 1978. – 247 с.
11. Зенкевич О.С. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир. – 1975. – 542 с.
12. Нагина Е.Л. К решению контактных задач методом конечных элементов // Машиноведение. 1978. – № 5. – С. 87–92.
13. Блох М.В., Оробинский А.В. О модификации метода конечных элементов для решения двумерных упругих и пластических контактных задач // Проблемы прочности. 1983. – № 5. – С. 21–27.
14. Ипатов А.К. Расчет на прочность дисков компрессоров и турбин ГТД. – М.: Машиностроение. – 1969. – 232 с.
15. Пыхалов А.А. Контактная задача статического и динамического анализа сборных роторов турбомашин: дис. д-ра. техн. наук: 05.07.05, 2006. – 405 с.
16. Шабров Н.Н. Метод конечных элементов в расчетах деталей тепловых двигателей. Л.: Машиностроение. – 1983. – 212 с.
17. Зайцев В.И., Шавелин В.М. Решение уравнений МКЭ для задачи механического взаимодействия системы деформируемых твердых тел // Проблемы прочности. – 1984. – № 6. – С. 58–61.
18. Квитка А.Л., Ворошко П.П., Бобрицкая С.Д. Напряженно-деформированное состояние тел вращения. – Киев: Наукова Думка. – 1977. – 208 с.
19. Дульский, Е.Ю. Моделирование режимов ИК-энергоподвода в технологии продления ресурса тяговых электрических машин с использованием метода конечных элементов [Текст] / Е.Ю. Дульский // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2013. № 12 (83). С. 258–263.
20. Дульский, Е.Ю. Анализ пространственного распределения инфракрасного излучения в процессе капсулирования изоляции электрических машин тягового подвижного состава [Текст] / Е.Ю. Дульский // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2013. № 7 (78). С. 132–136.
21. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия Москва «МИР» - 1989 - 506с.
22. Скибина В.А. Соколова В.И. Научный вклад в создание авиационных двигателей // ЦИАМ 1980–2000 – Москва «Машиностроении». – 2000. – 599 с.

References

1. OST 1 11031-81. Soedinenie lopatok s diskami tipa «lastochkin khvost» gazoturbinykh dvigatelei. Konstruktsiya i razmery. Izd. dekabr' 1981. Vzamen OST 1 11031-73; vved. 1.01.1983 [OST 1 11031-81. The connection of the blades with the “dovetail”-type disks of gas turbine engines. Design and dimensions. Ed. December 1981. Instead of OST 1 11031-73; Intr. 1.01.1983].
2. Nikitin Yu.M., Nesterenko V.G. Konstruktsiya i raschet soedinenii detalei rotora GTD: ucheb. posob. [Design and calculation of connections of parts of the GTE rotor: A textbook]. Moscow: Izdatel'stvo MAI Publ., 1993, 73 p.
3. Konstruktsiya i proektirovanie aviatsionnykh gazoturbinykh dvigatelei: uch. dlya vuzov po spetsial'nosti «Aviatsionnye dvigateli energeticheskie ustanovki» [Construction and design of aircraft gas turbine engines: a textbook for universities with majors in “Aircraft engines of the power plant”]. In Khronin D.V. (ed.) Moscow: Mashinostroenie Publ., 1989, 368 p.: il.
4. Ryzhov E.V. Kontaknaya zhestkost' detalei mashin [Contact stiffness of machine parts]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1966, 196 p.
5. Kovalevskaya A.E. Raschet lopatok na prochnost'. Metodicheskie ukazaniya k kursovomu proektu «Konstruktsiya i proektirovanie VRD» [Strength calculation for blades. Methodological guidelines for the course project “Design and engineering of the air-jet engine”]. Moscow: MAI Publ., 1972, 24 p.
6. Birger I.A., Shorr B.F. Dinamika aviatsionnykh gazoturbinykh dvigatelei [Dynamics of aviation gas turbine engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1981, 232 p.
7. Gontarovskii P.P. Kirkach B.N. Issledovanie NDS zamkovykh soedinenii lopatok turbomashin metodom konechnykh elementov [Investigation of the state of attachment couplings of turbo machine blades by the finite element method]. *Problemy prochnosti* [Problems of strength], No. 8, 1982, pp. 37–42.
8. Zhiritskii G.S., Strunnik V.A. Konstruktsiya i raschet na prochnost' detalei parovykh turbin [Design and Strength Analysis of Steam Turbine Parts]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1968.
9. Mandel' V.C. Predel'nye nagruzki i raschet na prochnost' elementov rotora turbomashiny [Limit load and the strength calculation of the turbo machine rotor elements]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1972.
10. Dem'yanushko I.V., Birger I.A. Raschet na prochnost' vrashchayushchikhsya diskov [Calculation of the strength of rotating disks]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978, 247 p.
11. Zhenkevich O.S. Metod konechnykh elementov v tekhnike [Finite element method in engineering]. Moscow: Mir Publ., 1975, 542 p.
12. Nagina E.L. K resheniyu kontaktnykh zadach metodom konechnykh elementov [On solving contact problems using the finite element method]. *Mashinovedenie* [Engineering science], 1978, No. 5, pp. 87–92.
13. Blokh M.V., Orobinskii A.V. O modifikatsii metoda konechnykh elementov dlya resheniya dvumernykh uprugikh i plasticheskikh kontaktnykh zadach [On the modification of the finite element method for solving two-dimensional elastic and plastic contact problems]. *Problemy prochnosti* [Problems of strength], 1983, No. 5, pp. 21–27.
14. Ipatov A.K. Raschet na prochnost' diskov kompressorov i turbin GTD [Calculation of the strength of the disks of compressors and turbines of GTE]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1969, 232 p.

15. Pykhalov A.A. Kontaktnaya zadacha staticheskogo i dinamicheskogo analiza sbornykh rotorov turbomashin: dis. d-ra. tekhn. nauk: 05.07.05 [Contact problem of static and dynamic analysis of combined rotors of turbomachines: D. Sci. (Engineering) diss.: 05.07.05], 2006, 405 p.
16. Shabrov N.N. Metod konechnykh elementov v raschetakh detalei teplovykh dvigatelei [Finite element method in calculations of details of thermal engines]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1983, 212 p.
17. Zaitsev V.I., Shchavelin V.M. Reshenie uravnenii MKE dlya zadachi mekhanicheskogo vzaimodeistviya sistemy deformiruyemykh tverdykh tel [Solution of FEM equations for the problem of mechanical interaction of a system of deformable solids. Problems of strength]. *Problemy prochnosti [Problems of strength]*, 1984, No. 6, pp. 58–61.
18. Kvitka A.L., Voroshko P.P., Bobritskaya S.D. Napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie tel vrashcheniya [Stress-strain state of bodies of rotation]. Kiev: Naukova Dumka Publ., 1977, 208 p.
19. Dul'skii E.Yu. Modelirovanie rezhimov IK-energopodvoda v tekhnologii prodleniya resursa tyagovykh elektricheskikh mashin s ispol'zovaniem metoda konechnykh elementov [Modeling of IR power supply modes in the technology of extending the life of traction electric machines using the finite element method]. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta [The Bulletin of the Irkutsk State Technical University]*, 2013, No. 12 (83), pp. 258–263.
20. Dul'skii E.Yu. Analiz prostranstvennogo raspredeleniya infrakrasnogo izlucheniya v protsesse kapsulirovaniya izolyatsii elektricheskikh mashin tyagovogo podvizhnogo sostava [Analysis of the spatial distribution of infrared radiation in the process of encapsulating the insulation of electric machines of traction rolling stock]. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta [The Bulletin of the Irkutsk State Technical University]*, 2013, No. 7 (78), pp. 132–136.
21. Dzhonson K. Mekhanika kontaktnogo vzaimodeistviya [Mechanics of contact interaction]. Moscow: Mir Publ., 1989, 506 p.
22. Skibina V.A., Sokolina V.I. Nauchnyi vklad v sozdanie aviatsionnykh dvigatelei [Scientific contribution to the creation of aircraft engines]. *TsIAM 1980–2000 [TsIAM 1980–2000]*, Moscow: Mashinostroenie Publ., 2000, 599 p.

Информация об авторах

Пыхалов Анатолий Александрович – профессор, кафедра физики, механики и приборостроения, д. т. н., профессор, Иркутский государственный университет путей сообщения, Иркутск, e-mail: pykhalov_aa@mail.ru
Пуцин Роман Викторович – аспирант, Иркутский национальный исследовательский технический университет, Иркутск, e-mail: efiop@rambler.ru

Information about the authors

Anatolii A. Pykhalov – Professor, the Subdepartment of Physics, Mechanics and Instrument Engineering, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: pykhalov_aa@mail.ru
Roman V. Pushchin – Ph.D. student, Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, e-mail: efiop@rambler.ru

DOI 10.26731/1813-9108.2020.1(65).21-30

УДК 621.7.06; 519.714

Автоматизация управления амплитудой колебаний технологической вибрационной машины

С. П. Круглов, С. В. Ковыршин, Р. С. Большаков✉

Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация
 ✉ bolshakov_rs@mail.ru

Резюме

В статье предлагается к рассмотрению метод полуактивного управления амплитудой колебаний вибрационных технологических машин с изменением давления пневмоподвески вибрационной установки, анализируется класс технологических машин, представляющих собой механические колебательные системы, где в качестве элементов рабочей среды выступают подбрасываемые за счет вибрации металлические шарики, взаимодействующие с обрабатываемой деталью с целью упрочнения ее поверхности. Необходимое качество обработки обеспечивается тем, что рабочий орган вибрационной машины должен совершать только вертикальные поступательные движения с отсутствием вращательных движений, т. е. иметь однородное вибрационное поле. Важной особенностью является организация работы виброустановки в условиях априорной неопределенности о параметрах установки с технологической нагрузкой: массы, момента инерции, расположения центра тяжести, а также меняющихся в процессе эксплуатации параметров самой виброустановки. Предлагаемый метод управления основан на использовании регулятора со статической адаптацией, который при работе выполняет текущее оценивание коэффициента усиления объекта по управляемой величине в области низких частот. На основании этой оценки осуществляется подстройка управляющего сигнала. Характерной особенностью названного регулятора, в отличие от классического контура управления, является использование элемента «умножение – деление» на его входе. Исследуются особенности и условия работы этого регулятора. На модельном примере показана эффективность предлагаемого метода управления амплитудой колебаний вибрационной установки, также показывается, что данный метод можно использовать и для других полуактивных методов управления колебаниями, а также для управления иными характеристиками вибрационных установок.

Ключевые слова

вибрационная установка, полуактивное управление амплитудой колебаний, нелинейный объект управления, адаптивная система управления, устойчивость