

УДК 539.3

ТЕРМОНАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОЛЕСА КОМПРЕССОРА ПРИ НАЛИЧИИ ТРЕЩИНЫ

В. С. ЖЕРНАКОВ¹, И. Н. БУДИЛОВ²

¹zhvs@mail.rb.ru, ²budilov02@mail.ru

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 05.12.2016

Аннотация. Выполнен трехмерный упругий расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) центробежного компрессора (ЦК) с учетом эксплуатационных нагрузок и температур. Произведена оценка влияния газодинамических и центробежных сил на НДС пера лопатки. Выявлены наиболее нагруженные участки ЦК, построены векторные поля главных напряжений. Получены качественные и количественные соотношения для КИН и J -интеграла по фронту трещины с учетом ее размеров и формы фронта.

Ключевые слова: центробежное колесо; компрессор; титановый сплав; прочность; напряженно-деформированное состояние, коэффициент интенсивности напряжений, интеграл Черепанова–Райса.

Одним из наиболее напряженных частей вертолетных ГТД является центробежный компрессор (крыльчатка турбины), лопатки которой испытывают наибольшие центробежные и изгибающие нагрузки [1, 2]. В зонах сопряжения лопатки ЦК с основанием диска максимальные напряжения могут достигать предела текучести и переходить в область пластических деформаций. В этих высоконагруженных областях возникают и распространяются трещины, вызывающие усталостное разрушение и отказ турбины ЦК, что в свою очередь приводит к необходимости более точного расчета термонапряженного состояния лопатки ЦК и оценке силовых параметров разрушения в случае зарождения трещин.

ФОРМИРОВАНИЕ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ

Центробежный компрессор представляет собой монолитное тело, условно состоящее из основания диска, длинной и короткой лопаток в количестве 36 шт. и вала. На основании чертежей была разработана твердотельная модель ЦК с учетом ее симметрии в пакете SolidWorks, показанная на рис. 1.

С помощью специально выбранной меридиональной поверхности, повторяющей поверхность спинки лопатки, было произведено отсечение фрагмента от исходной модели.

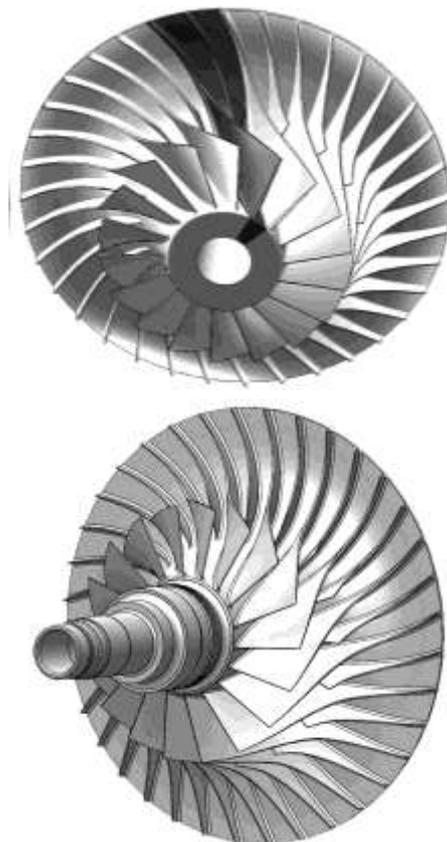


Рис. 1. Тельная модель центробежного компрессора

Поскольку модель обладает осевой симметрией, разумно с точки зрения оптимизации конечно-элементного расчета и использования более мелкой сетки, рассматривать только фрагмент исходной модели, включающий в себя только одну основную и одну короткую лопатку. Один из вариантов сетки КЭ для полноразмерного объекта ЦК приведен на рис. 2.

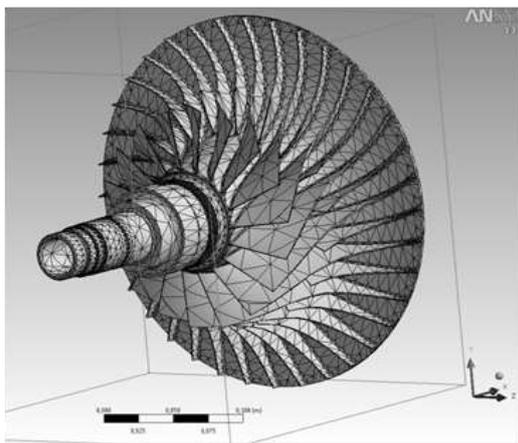


Рис. 2. Конечно-элементная сетка

Данная геометрическая модель позволила использовать в процессе расчетов более мелкую сетку конечных элементов для получения достоверных результатов расчета.

Центробежный компрессор показан на рис. 3.



Рис. 3. Центробежный компрессор

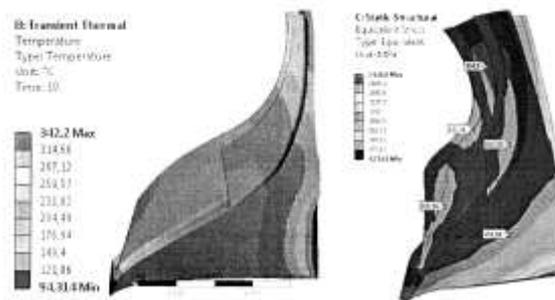
Все расчеты были выполнены в статической постановке в пакете ANSYS/Workbench [3, 4].

Расчетные параметры конечно-элементной модели. При выполнении расчетов использовались предварительно полученные данные о распределении давления и температуры по перу ко-

роткой и длинной лопаток. Для возможности учета центробежной нагрузки частота вращения была принята равной 44000 об/мин.

Материал диска – титановый сплав с механическими характеристиками: при температуре $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ – модуль упругости при растяжении $E = 1,1 \times 10^5 \text{ МПа}$, коэффициент Пуассона $\nu = 0,35$; при температуре $T = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ – $E = 1,0 \times 10^5 \text{ МПа}$, $\nu = 0,37$. Механические свойства в промежутке температур от 20 до 300 $^\circ\text{C}$ определялись линейной аппроксимацией.

Давление на перо лопатки определялось при решении газодинамической задачи [5] в пакете CFX, а затем поля давлений передавались в расчетный модуль ANSYS/Workbench, тем самым решалась связанная мультифизическая задача с учетом всех сил, давлений и полей температур, действующих на центробежный компрессор. При решении термопрочностной задачи были определены поля температур, представленные в секторе диска в виде изополюсов, показанных на рис. 4, а, б.



а

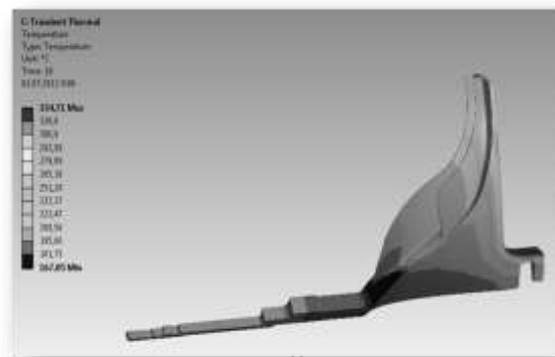


Рис. 4. Поля температур в секторе характерного элемента (а) и секторе с фрагментом вала (б) центробежного компрессора

Граничные условия. Расчет полноразмерной модели предполагал ограничения переме-

щений в осевом направлении по внутренней поверхности вала. В радиальном и тангенциальном направлении поверхность вала была задана свободной командой *Cylindrical Support*.

При расчете сектора модели, наряду с ограничениями осевых перемещений в радиальном направлении по внутренней поверхности вала, задавались обобщенные условия симметрии по боковым поверхностям сектора, что позволяло учитывать угловую скорость, как и на полноразмерной модели.

Модель трещины. Область с эллиптической трещиной описывалась изопараметрическими элементами второго порядка и задавалась отдельно от основной модели с помощью инструментария *CRACK* в модуле *Static Structural*. В результате образовалась гибридная конечно-элементная модель ЦК с эллиптической трещиной. ЦК с трещиной с радиально-кольцевой структурой КЭ показан на рис. 5 с различным увеличением. Трещина моделировалась в форме эллипса с параметрами $2c=2,8$ мм, $a=0,4$ мм, располагалась в зоне радиусного перехода от длинной лопатки к основанию диска ЦК. Ориентацию трещины выбирали т.о., чтобы ось X располагалась вдоль короткого радиуса эллипса, а ось Z-вдоль длинной стороны фронта трещины.

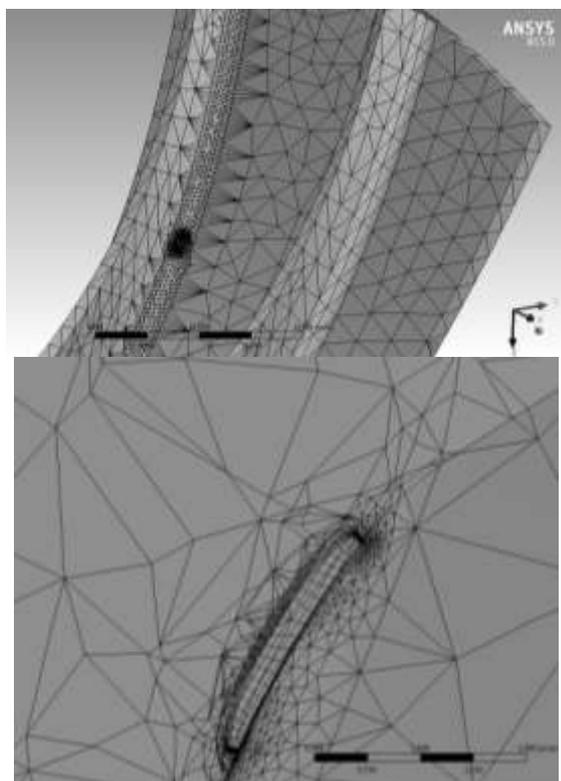


Рис. 5. Гибридная сетка КЭ в секторе ЦК с наведенной трещиной

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Результаты выполненного расчета МКЭ по оценке силовых и энергетических параметров разрушения позволили выявить качественные и количественные закономерности с учетом размеров трещины и ее формы фронта. Размеры трещины варьировались $2C=1,8; 2,8; 3,2$ мм, $a=0,4; 0,8$ мм.

На рис. 6 показаны поля эквивалентных напряжений в области наведенной трещины. Видно, что в зоне трещины наблюдается всплеск напряжений. Существенный рост напряжений, также проявляется в области всего фронта трещины, особенно в зонах выхода трещины на поверхность и в точке где трещины достигает максимальной глубины.

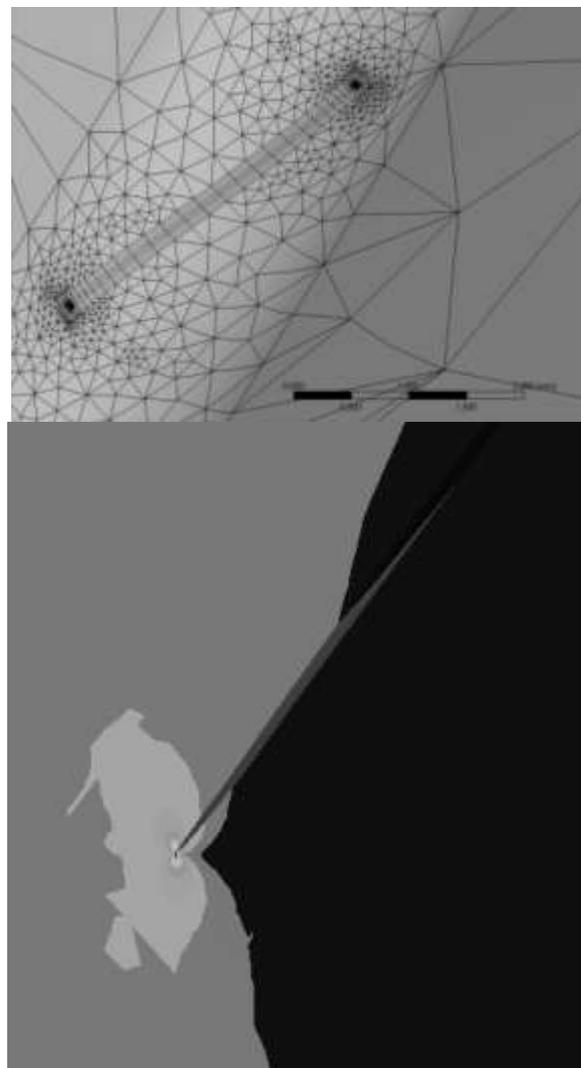
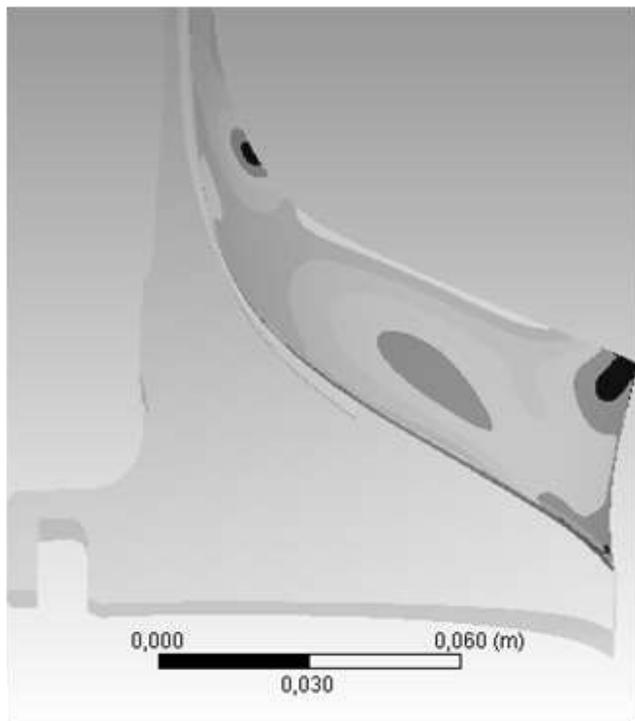


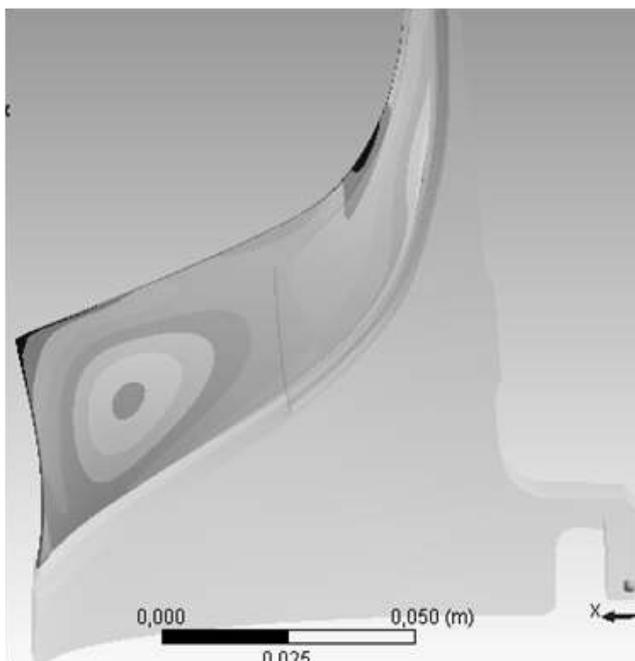
Рис. 6. КЭ сетка и напряжения по Мизесу в области вершины трещины, расположенной в основании длинной лопатки ЦК

На рис. 7 показаны действующие эквивалентные напряжения при одновременном действии газодинамических и инерционных сил.

Расчеты силовых параметров разрушения приведены на графиках рис. 8–10, здесь представлены зависимости КИН первого (K_1), второго (K_2), и третьего (K_3) рода по фронту трещины.



a



б

Рис. 7. Напряжения по Мизесу в длинной лопатке при одновременном действии газодинамических и инерционных сил:
a – колесо; *б* – лопатки

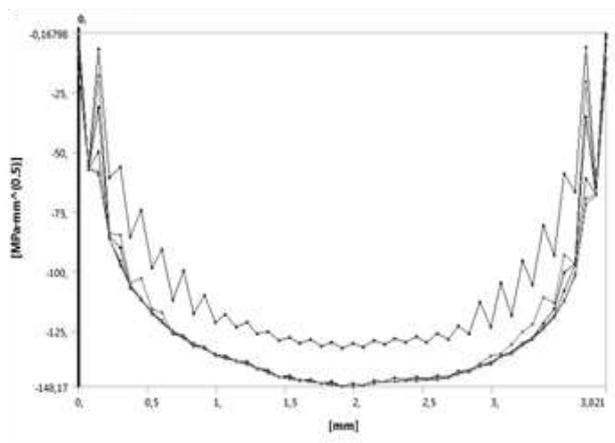
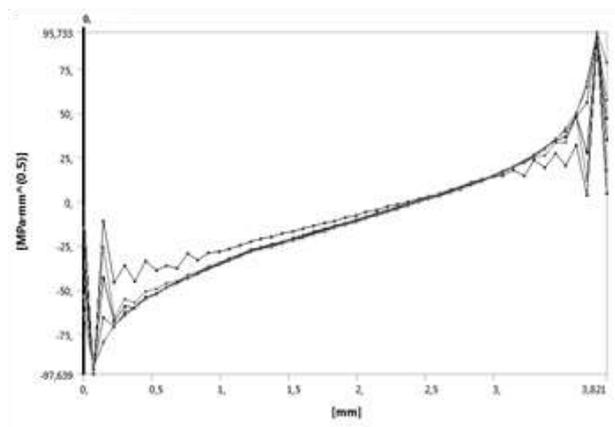
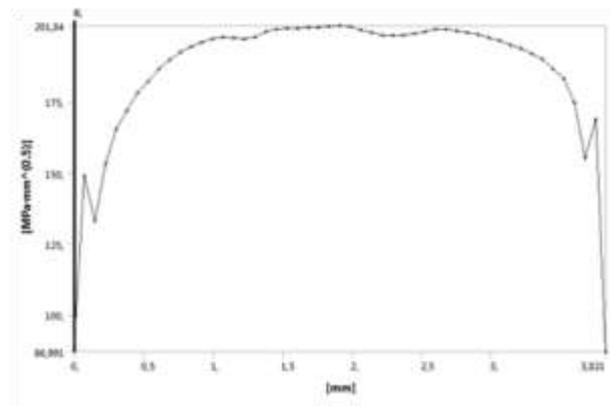


Рис. 8. Значения силовых параметров разрушения K_1 , K_2 , K_3 :
 $2C=1,8$ мм; $a=0,4$ мм

Установлено, что наибольшее значение коэффициент интенсивности напряжений первого рода K_1 достигает на максимальном удалении по фронту трещины, в то время как коэффициент интенсивности напряжений третьего рода K_3 достигает наибольших значений при выходе фронта трещины на поверхность пера лопатки.

Получено, что для данного вида нагружения лопасти ЦК коэффициент интенсивности напряжений второго рода K_2 по абсолютному значению меньше, чем КИН первого (K_1) более чем в 3 раза.

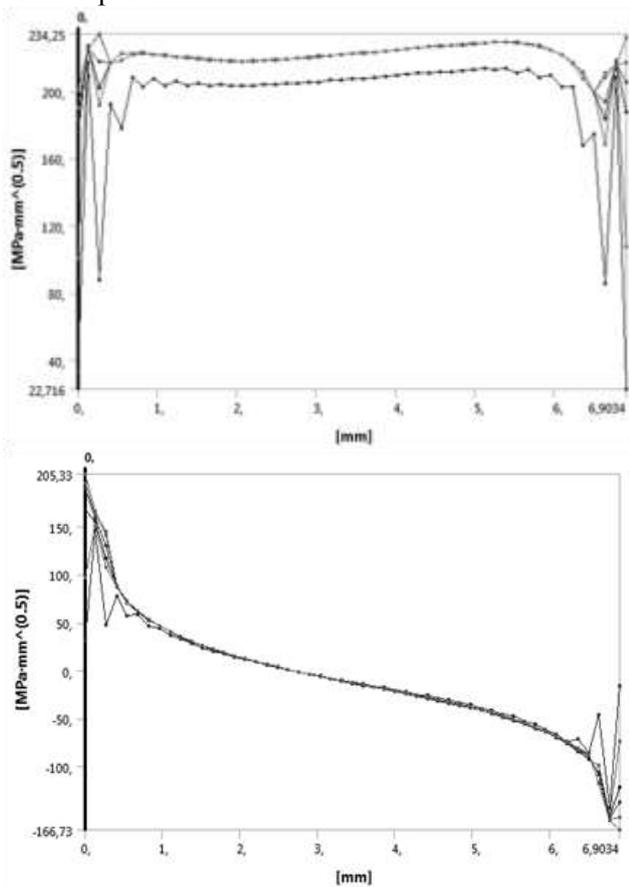


Рис. 9. Значения силовых параметров разрушения K_1 , K_2 , K_3 :
 $2C=3,2$ мм; $a=0,4$ мм

Установлен характер поведения кривых силовых параметров разрушения от формы фронта трещины. Так, рост длины трещины при постоянной ее глубине не сказывается на виде кривых силовых параметров разрушения, в то время, как при изменении глубины трещины при постоянной ее длине происходит изменение характера КИН третьего рода. Максимальные значения силовых параметров разрушения составили $K_1 = 234,2$ МПа \times мм $^{1/2}$, $K_2=205,3$ МПа \times мм $^{1/2}$, $K_3= -176,06$ МПа \times мм $^{1/2}$. На рис.10 показаны зависимости интеграла Черепанова–Райса по фронту трещины, полученные по шести контурам интегрирования. Установлено, что для различных по форме трещины форма кривой интеграла Черепанова–Райса представляет собой кривую с максимумом в точке максимально удаленной по фронту трещины. Максимальное значение наблюдается для трещины $2C=3,2$ мм; $a=0,8$ мм и составляет $0,93$ MJ/mm 2 .

Установлено, что характер полученных кривых типичен для силовых и энергетических параметров разрушения по фронту трещины и подтверждается авторами [2].

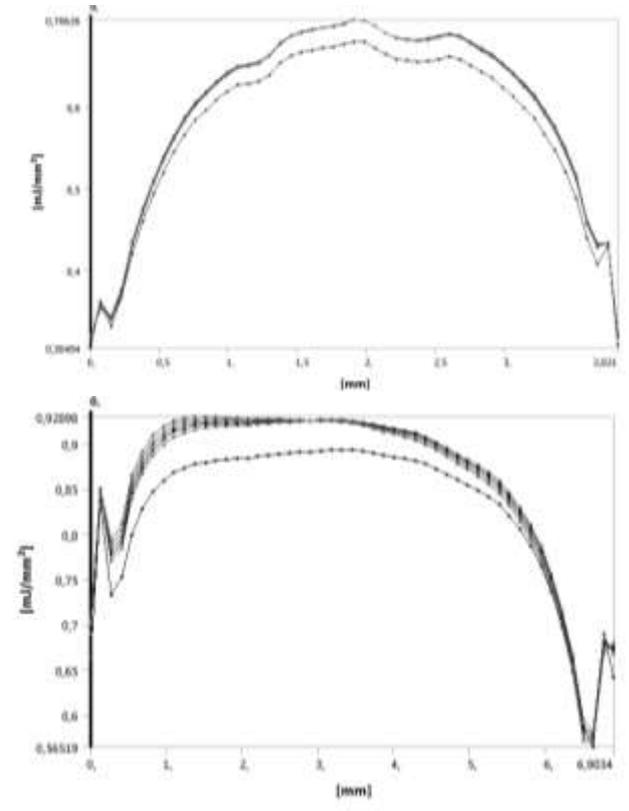


Рис. 10. Значения интеграла Черепанова–Райса:
 $a-2C=1,8$ мм; $b-2C=3,2$ мм; $a=0,4$ мм

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате анализа термонапряженного состояния ЦК было установлено, что в результате действия центробежной радиальной нагрузки, в диске ЦК преобладают осевые перемещения, вызванные изгибной деформацией основания диска и пера лопасти.

Выполнен расчет силовых параметров разрушения, описаны новые зависимости КИН первого (K_1), второго (K_2), и третьего (K_3), рода по фронту трещины. Установлены значения и диапазон изменения интеграла Черепанова–Райса по фронту трещины по шести контурам интегрирования.

Проведенное численное моделирование продемонстрировало эффективность компьютерного моделирования (МКЭ) при оценке прочности ЦК ГТД. Программный комплекс *ANSYS/Workbench/CFX* позволяет эффективно решать комплексные мультифизические задачи и проводить анализ прочности, а также другие виды расчетов в единой расчетной среде.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Фалалеев С. В.** Современные проблемы создания двигателей летательных аппаратов. [Электронный ресурс]. Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). 2012. 106 с. [Falaleev S. V. Current problems in the creation of aircraft engines. Samara: Samara State Aerospace University, 2012. 106 p.]

2. **Раер Г. А.** Динамика и прочность центробежных компрессорных машин. Л.: Машиностроение, 1968. 260с. [RAYER G. A. Dynamics and durability of centrifugal compressor cars. L.: Mechanical engineering, 1968. 260 P.]

3. **ANSYS Release 15.0.** Documentation. Canonsburg: ANSYS Inc., 2013.

4. **Справочник** по коэффициентам интенсивности напряжений. В 2 Т. / под ред. Ю. Мураками. М.: Мир, 1990. 1060 с. [Reference book on coefficients of intensity of tension. In 2 T./under the editorship of Yu. Murakami. M.: World, 1990. 1060 p.]

5. **Кудринский В. З., Коваленко Н. В.** Газодинамический расчет вертолетного турбовального газотурбинного двигателя. Рига: РВВАИУ, 1973. 50 с. [Kudrinskii V. Z., Kovalenko N. V. The gas-dynamic calculation of the turbine engine helicopter turboshaft. Riga: Riga Higher Military Aviation Engineering School, 1973. 50 p.]

ОБ АВТОРАХ

ЖЕРНАКОВ Владимир Сергеевич, зав. каф. сопр. материалов. Дипл. инж.- мех. (УАИ, 1967). Д-р техн. наук по тепловым двигателям ЛА (УГАТУ, 1992). Проф., засл. деят. науки РФ, чл.-кор. АН РБ. Иссл. в обл. механики деформируемого твердого тела.

БУДИЛОВ Игорь Николаевич, проф. каф. сопротивления материалов. Дипл. инженер по технологии и оборудованию сварочн. произв-ва (УАИ, 1978). Д-р техн. наук по тепловым двигателям летательн. аппаратов (УГАТУ 1998). Иссл. в обл. механики разрушения, прочности элементов ГТД и нефтехимических ТУ.

METADATA

Title: Thermal-Stress state of centrifugal compressor wheel witch of crack.

Authors: V. S. Zhernakov¹, I. N. Budilov²

Affiliation:

¹⁻² Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

Email: ¹zhvs@rb.ru, ²budilov02@mail.ru.

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 20, no. 4 (74), pp. 3-8, 2016. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: Completed a three-dimensional elastic analysis of state of stress of the centrifugal compressor (CC) with the operating loads and temperatures. Assessing impact of gas-dynamic and centrifugal forces on the stress-strain state of the blade. Determination of the most loaded sections, vector fields of principal stress of centrifugal compressor.

Key words: centrifugal wheel; compressor; titanium alloy; strength; stress-strain state.

About Authors:

ZHERNAKOV Vladimir Sergeyevich, head of the department of strength of materials. Degree in mechanical engineering. (UAI, 1967). Dr. of technical sciences in heat engines of aircraft (UGATU, 1992). Prof., Honored Scientist of Russia, Corresponding Member Academy of Sciences Rep. Bashkortostan. Research in the field of solid mechanics.

BUDILOV Igor Nikolaevich, prof. of the department of strength of materials. Dipl. engineering technology and welding equipment production (UAI, 1978). Dr. of technical sciences in heat engines of aircraft (UGATU, 1998). Studies of fracture mechanics, strength elements of turbine engines and petrochemical engineering construction.