

УДК 004.65

## РАСЧЕТ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОЛЕСА КОМПРЕССОРА ИЗ ТИТАНОВОГО СПЛАВА

В. С. ЖЕРНАКОВ<sup>1</sup>, И. Н. БУДИЛОВ<sup>2</sup>, А. Н. ЕРМОЛЕНКО<sup>3</sup>

<sup>1</sup>zhvs@mail.rb.ru, <sup>2</sup>budilov02@mail.ru, <sup>3</sup>tolja@inbox.ru

<sup>1-3</sup> ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 25 мая 2015 г.

**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.

**Ключевые слова:** центробежное колесо; компрессор; титановый сплав; прочность; напряженно-деформированное состояние.

Совершенствование современных турбовальных двигателей [1] вспомогательных силовых установок невозможно без оценки напряженно-деформированного состояния их узлов. Одним из важных элементов таких двигателей является центробежный компрессор. В работе выполнен расчет колеса ЦК из титанового сплава с учетом эксплуатационных условий, температурных нагрузок, центробежных и газодинамических сил.

### 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 в пакете SolidWorks, показанная на рис. 1.

Поскольку модель обладает осевой симметрией, разумно с точки зрения оптимизации конечно-элементного расчета, рассматривать только фрагмент исходной модели, включающий в себя только одну основную и одну короткую лопатку. С помощью специально выбранной меридиональной поверхности, повторяющей поверхность спинки лопатки, было произведено отсечение фрагмента от исходной модели (рис. 1). Данная геометрическая модель позволила использовать в процессе расчетов более мелкую сетку конечных элементов.

Все расчеты были выполнены в статической постановке в пакете ANSYS/Workbench [2, 3]. Один из вариантов сетки конечных элементов для полноразмерного объекта и отдельно для сектора приведен на рис. 2.

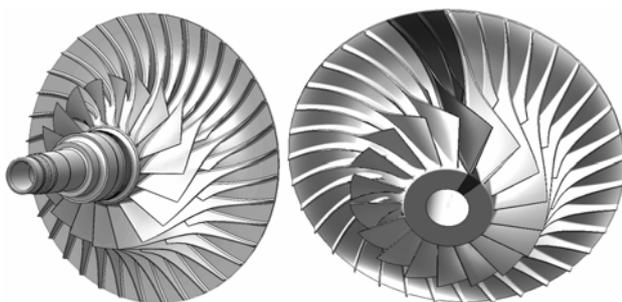


Рис. 1. Твердотельная модель центробежного компрессора

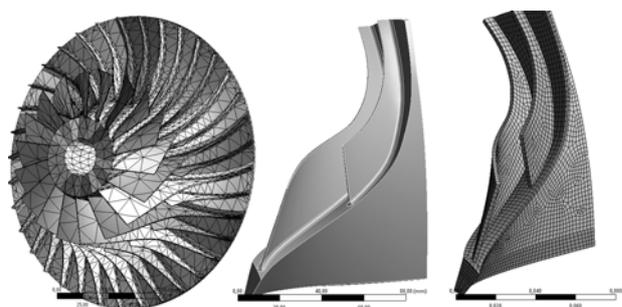
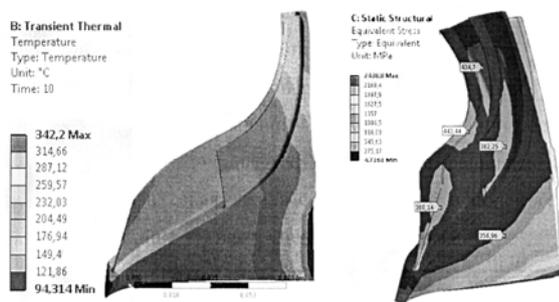
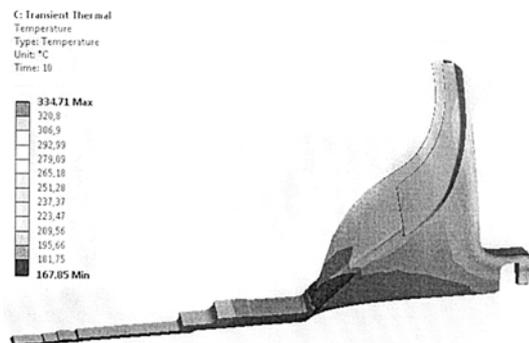


Рис. 2. Конечно-элементная сетка на полноразмерной и секториальной моделях

**Расчетные параметры конечно-элементной модели.** При выполнении расчетов использовались предварительно полученные данные о распределении давления и температуры по перу короткой 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  $E = 1,1 \cdot 10^5$  МПа, коэффициент Пуассона  $\nu = 0,35$ ; при температуре  $T = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$  –  $E = 1,0 \cdot 10^5$  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 [4] 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 термпрочностной задачи были определены поля температур, представленные в секторе диска в виде изополюсов, показанных на рис. 3 *а, б*.

*а**б*

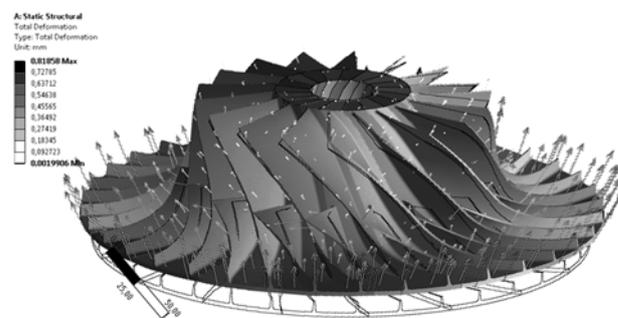
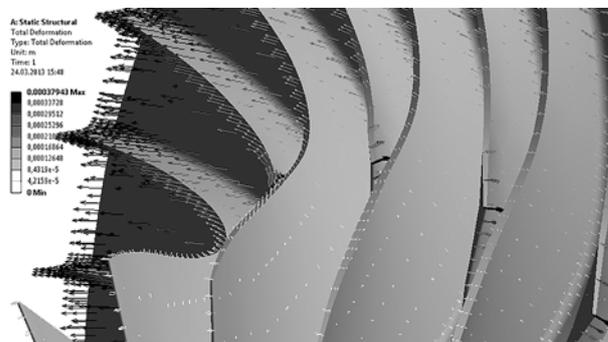
**Рис. 3.** Поля температур в секторе характерного элемента (*а*) и секторе с фрагментом вала (*б*) центробежного компрессора

**Граничные условия.** Расчет полноразмерной модели предполагал ограничения перемещений в осевом направлении по внутренней поверхности вала. В радиальном и тангенциальном направлении поверхность вала была задана свободной командой Cylindrical Support.

При расчете секториальной 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.

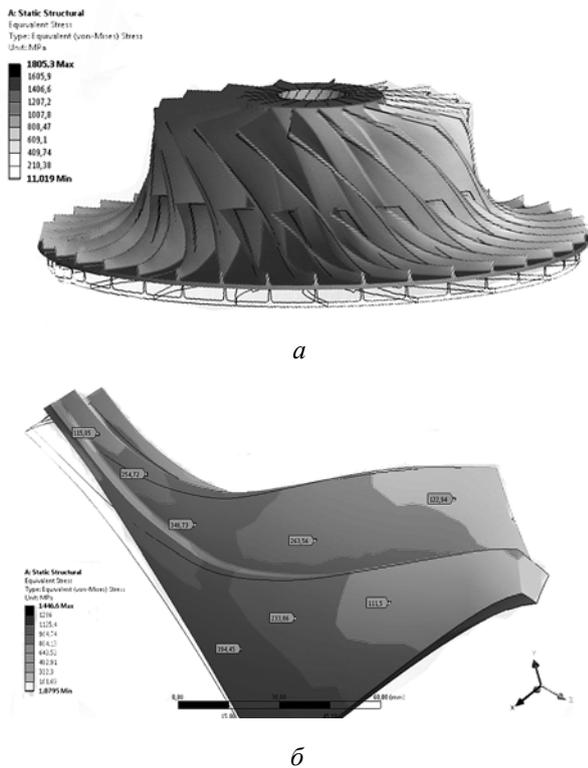
## РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

При вращении диска с частотой 44000 об/мин наибольшие суммарные перемещения наблюдаются как по краю диска, так и на верхних кромках лопаток (рис. 3, *а*). Пространственная ориентация этих перемещений в виде векторного изображения представлена на рис. 4, *а, б*. Необходимо отметить, что, несмотря на наличие центробежной радиальной нагрузки, деформация диска носит более сложный характер с превалированием осевых перемещений над радиальными, что является следствием изгибной деформации основания диска и пера лопатки.

*а**б*

**Рис. 4.** Полные перемещения в векторном виде: *а* – колесо; *б* – лопатки

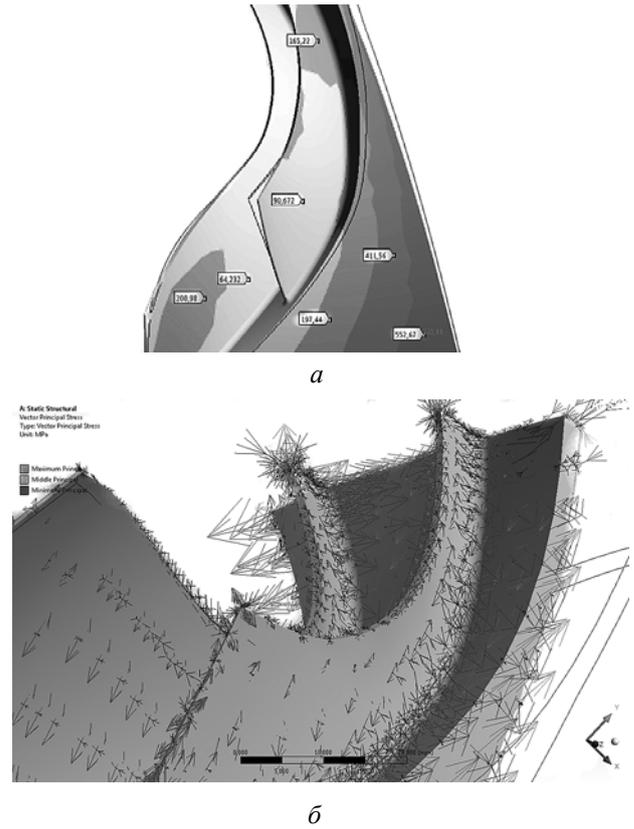
На рис. 5 показана картина распределения эквивалентных напряжений в центробежном колесе, позволяющая производить оценку прочности конструкции на основании критериев прочности. Наибольший уровень эквивалентных напряжений наблюдается в основании центробежного колеса со стороны его дисковой части. Напряжения в лопатках в дисковой части у основания колеса в 3,5 раза превышают напряжения на входной части. Наложение деформированного и недеформированного изображений свидетельствует об изгибе дисковой части во внутрь центробежного колеса.



**Рис. 5.** Эквивалентные напряжения при действии центробежной нагрузки: а – колесо; б – сектор

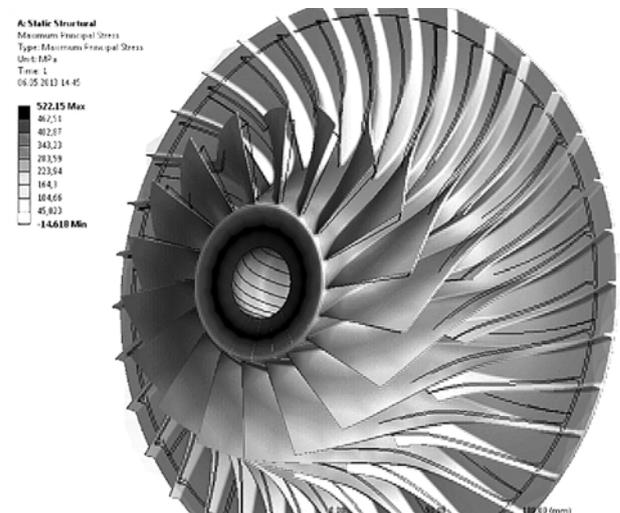
Детализация напряженного состояния осуществлена путем анализа распределения главных и эквивалентных напряжений. Распределение главных напряжений  $\sigma_1$  в векторном и скалярном виде представлено на рис. 6. Локализация максимальных значений главных напряжений такая же, как и эквивалентных.

Установлено, что в области ступицы ориентация главных напряжений  $\sigma_1$  практически радиальная. В дисковой части колеса ориентация главных напряжений  $\sigma_1$  близка к осевой. На кромках лопаток ориентация главных напряжений  $\sigma_1$  практически совпадает с направлением нормали к кромке.



**Рис. 6.** Распределение главных напряжений  $\sigma_1$  при действии центробежной нагрузки: а – изополюсы; б – векторный вид

Оценка влияния действия только температурного поля показывает, что наибольшие растягивающие напряжения локализуются в области ступицы центробежного колеса (рис. 7). В дисковой части напряжения оказываются сжимающими. В пределах областей центробежного колеса, линии главных напряжений располагаются преимущественно вдоль оси.

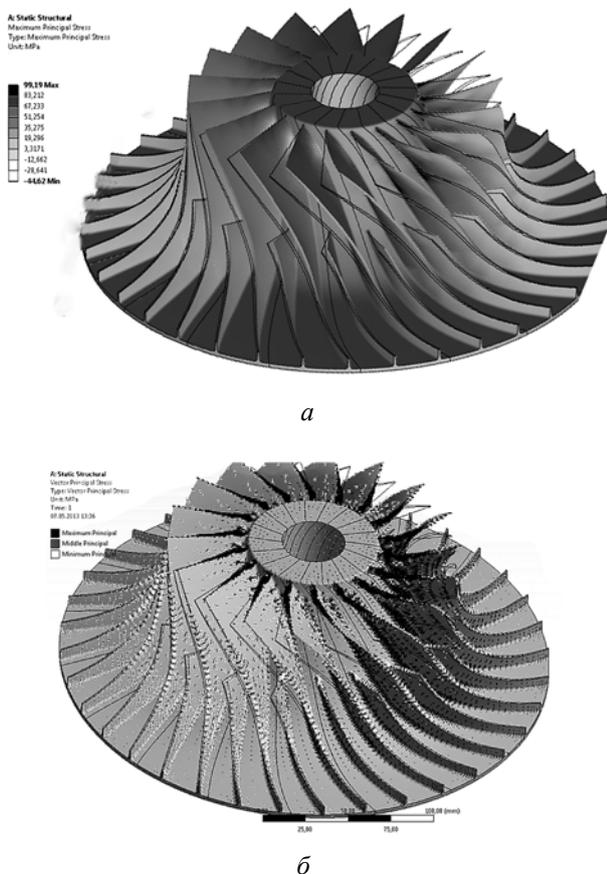


**Рис. 7.** Распределение главных напряжений  $\sigma_1$  при действии температурного поля

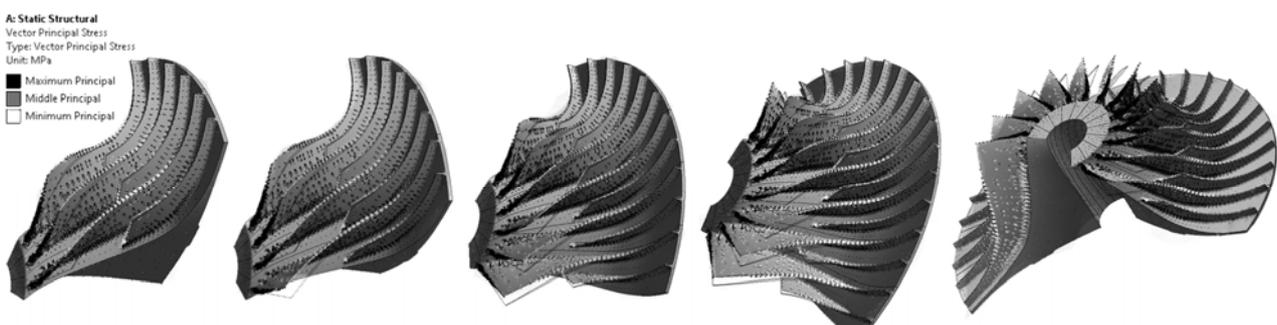
В остальной части большой и малой лопаток, как со стороны корытца, так и со стороны спинки, линии ориентации  $\sigma_1$  эквидистантны кромке лопатки.

На рис. 8 показано распределение главных напряжений  $\sigma_1$  при действии только рабочего давления на перо малой и большой лопатки.

Наибольший уровень напряжений наблюдается в основании лопаток. Явно выражен изгибный характер деформаций, вследствие чего в основании лопаток с одной стороны появляются напряжения растяжения, а с другой – сжатия.



**Рис. 8.** Распределение главных напряжений  $\sigma_1$  при действии рабочего давления:  
а – изополюсы; б – векторный вид



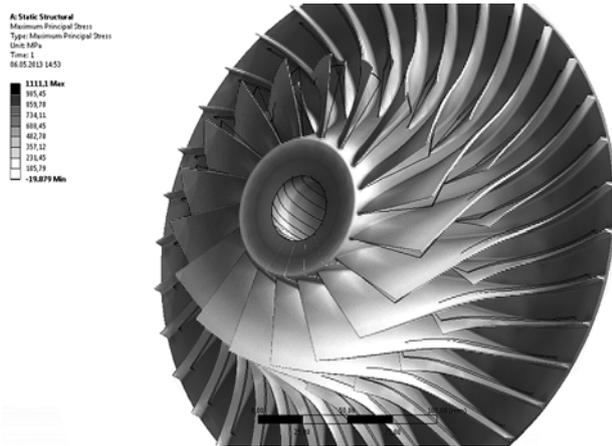
**Рис. 9.** Векторы главных напряжений при действии рабочего давления в секторах диска ЦК

На рис. 9 представлены векторы главных напряжений. Показано, что характер распределения  $\sigma_1$  на большой и малой лопатках одинаков, а по уровню на большой лопатке напряжения оказались выше. Линии ориентации главных напряжений криволинейно проходят по профилю лопаток так, что ориентируются по нормальям к кромке и основанию.

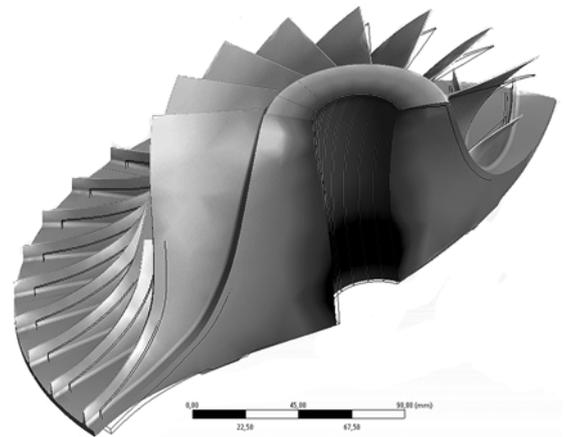
**Результаты расчетов при совместном действии центробежной нагрузки, температурного поля и рабочего давления.** На рис. 10 показано распределение главных напряжений  $\sigma_1$ , а на рис. 11 напряжений по Мизесу при одновременном действии центробежной нагрузки, температурного поля и рабочего давления. Видно, что по кромке большой лопатки превалирует возрастающие напряжения  $\sigma_1$ , также присутствуют зоны, где более выражены сжимающие напряжения  $\sigma_3$ . По кромке малой лопатки наблюдаются только растягивающие напряжения, уменьшающиеся с уменьшением радиуса. Явно просматривается изгибный характер деформации лопаток с превалированием в их основании с одной стороны растягивающих, а с противоположной стороны сжимающих напряжений.

На рис. 12 и рис. 13 представлены векторы главных напряжений. Полученные данные свидетельствуют, что ориентация главных напряжений  $\sigma_1$  в значительной степени определяется действием центробежных нагрузок. В области ступицы ориентация главных напряжений  $\sigma_1$  практически радиальная [5]. В дисковой части колеса ориентация главных напряжений  $\sigma_1$  близка к осевой. На кромках лопаток ориентация главных напряжений  $\sigma_1$  практически совпадает с направлением нормали к кромке.

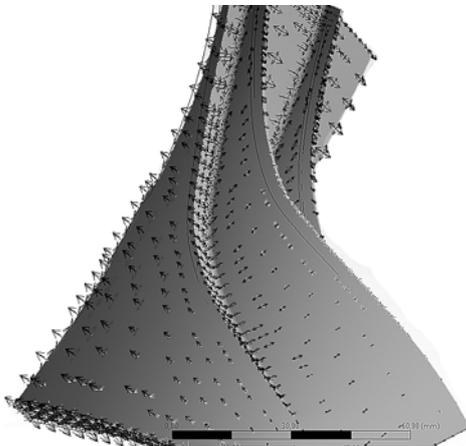
Для более наглядного представления направления главных напряжений  $\sigma_1$  на рис. 13, 14 представлены фрагменты центробежного колеса в различных ракурсах, выделенные из целой модели.



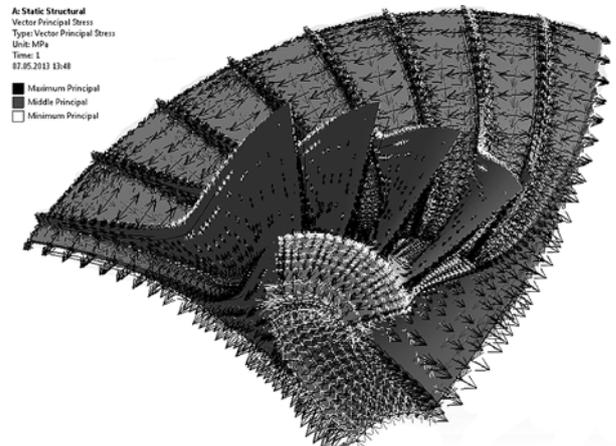
**Рис. 10.** Распределение главных напряжений  $\sigma_1$  при действии центробежной нагрузки, температурного поля и рабочего давления



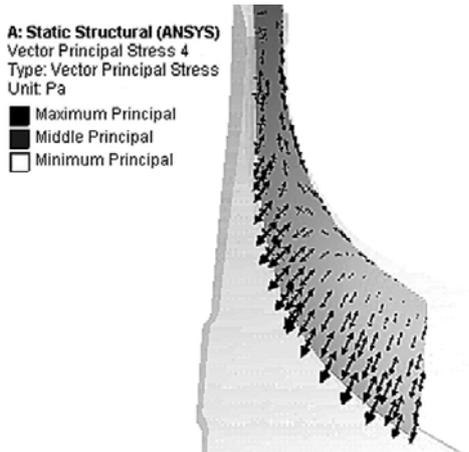
**Рис. 11.** Распределение напряжений по Мизесу при действии центробежной нагрузки, температурного поля и рабочего давления



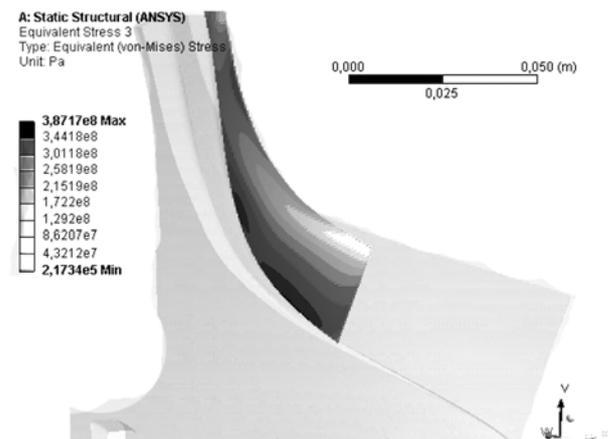
**Рис. 12.** Векторы главных напряжений  $\sigma_1$  при действии центробежной нагрузки, температурного поля и рабочего давления на секторе ЦК



**Рис. 13.** Векторы главных напряжений  $\sigma_1$  при действии центробежной нагрузки, температурного поля и рабочего давления на секторе ЦК



**Рис. 14.** Распределение главных напряжений  $\sigma_1$  на малой лопатке при одновременном действии газодинамических и инерционных сил



**Рис. 15.** Напряжения по Мизесу в короткой лопатке при одновременном действии газодинамических и инерционных сил

На рис. 14, 15 показаны направления главных напряжений и поля напряжений по Мизесу на поверхности короткой лопатки, возникающие при одновременном действии газодинамических и инерционных сил.

Из рис. 15 видно, что максимальные напряжения, равные  $\sigma_{\text{экр}} \approx 387$  МПа, имеют место на поверхности основной лопатки вблизи ее перехода во втулочную часть рабочего колеса.

В результате сравнения результатов моделирования установлено, что вклад газодинамических сил на напряженно-деформированное состояние пера лопатки не превышает 10 % от действия центробежных сил.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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

Установлено, что под действием эксплуатационных нагрузок напряжения в лопатках у основания ЦК превышают в 3,5 раза напряжения во входной части диска.

Влияние температурного поля на НДС ЦК выражается в виде растягивающих напряжений, локализованных в области ступицы.

В ходе расчетов при совместном действии центробежной нагрузки, температурного поля и рабочего давления установлено, что ориентация максимальных главных напряжений в лопатках ЦК существенно зависит от действия центробежных нагрузок и практически совпадает с направлением нормали к кромке лопаток. Максимальные эквивалентные напряжения возникают на поверхности основной лопатки вблизи ступицы.

Полученные результаты дают возможность дальнейшего проектирования колеса ЦК из современных перспективных материалов, с учетом характера распределения в нем напряжений.

### 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. **Ахметзянов Д. А., Козловская А. Б., Проскурина Н. Б.** Методика расчета и моделирование центробежных компрессоров // Вестник УГАТУ. 2010. Т. 14, № 3 (38). С. 62–71. [Akhmetzyanov D. A., Kozlovskaya A. B., Proskurina N. B. Method of calculation and simulation of centrifugal compressors // Vestnik UGATU. 2010. Vol. 14, №3 (38). pp. 62-71.]
3. ANSYS Release 15.0. Documentation. Canonsburg: ANSYS Inc. 2013.
4. **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.]
5. **Никитин Ю. М., Нестеренко В. Г.** Конструкция и расчет соединений деталей ротора ГТД. М.: МАИ, 1993.

71 с. [Nikitin Y. M., Nesterenko V. G. Design and calculation of connections rotor turbine engine parts. Moscow: Moscow Aviation Institute (National Research University), 1993. 71 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.

**ЕРМОЛЕНКО Анатолий Николаевич**, ст. преп. каф. сопротивления материалов. Дипл. инженер по технологии и оборудованию сварочн. произв-ва (УГАТУ, 2003). Канд. техн. наук по динамике, прочности машин, приборов и аппаратуры (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. механики деформируемого твердого тела.

### METADATA

**Title:** Centrifugal compressor wheel state of stress made of titanium alloys.

**Authors:** V. S. Zhernakov<sup>1</sup>, I. N. Budilov<sup>2</sup>, A. N. Ermolenko<sup>3</sup>

**Affiliation:** <sup>1-3</sup> Ufa State Aviation Technical University, Russia.

**Email:** <sup>1</sup>zhvs@rb.ru, <sup>2</sup>budilov02@mail.ru, <sup>3</sup>tolja@inbox.ru.

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 19, no. 3 (69), pp. 97-102, 2015. 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 Sergeevich**, 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.

**Ermolenko Anatoly Nikolaevich**, Sen. Lect. of the department of strength of materials. Dipl. engineering technology and welding equipment production (UGATU, 2003). Tech.D. Sciences on the dynamics, strength of machines, devices and equipment (UGATU, 2009). Studies of solid mechanics.