

**Анализ напряжений замковой части рабочих лопаток авиационных двигателей с конечно-элементным решением контактной задачи теории упругости**

**Пушин Р.В.<sup>1\*</sup>, Пыхалов А.А.<sup>2\*\*</sup>**

<sup>1</sup>*Иркутский национальный исследовательский технический университет, ИрННТУ, ул. Лермонтова, 83, Иркутск, 664074, Россия*

<sup>2</sup>*Иркутский государственный университет путей сообщения, ИрГУПС, ул. Чернышевского, 15, Иркутск, 664074, Россия*

\*e-mail: [efiop@rambler.ru](mailto:efiop@rambler.ru)

\*\*e-mail: [pykhalov\\_aa@mail.ru](mailto:pykhalov_aa@mail.ru)

**Статья поступила 11.02.2020**

**Аннотация**

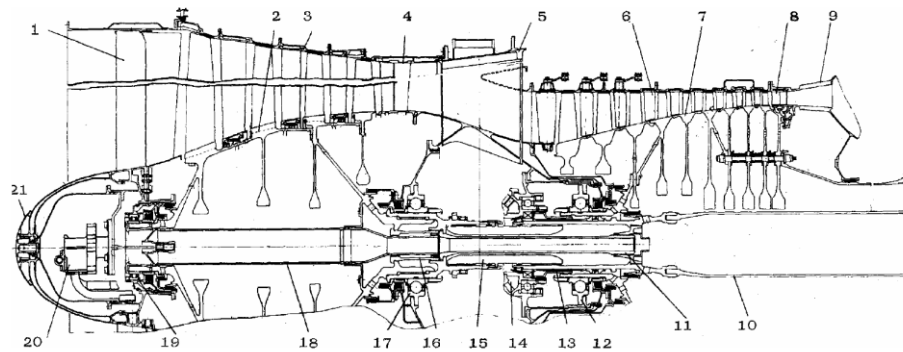
В работе рассмотрен анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) крепления рабочих лопаток(РЛ) компрессоров авиационных газотурбинных двигателей (ГТД). Исследование построено на основе метода конечных элементов (МКЭ) и решения контактной задачи теории упругости. В качестве примера рассмотрена конструкция РЛ с её креплением в диске трапециевидным замком (типа "Ласточкин хвост") при воздействии центробежной нагрузки. Конструкции деталей моделируются с использованием конечных элементов объемного НДС. Контактное сопряжение замка и диска моделируется с использованием специального контактного конечного элемента. Представленные в работе результаты показывают сложную картину изменений условий сопряжения на рабочих поверхностях замка. Результаты расчетов показаны в сравнении с результатами традиционных расчетов. Различие проявляет себя в виде уточнения величины мест концентрации

напряжений при влиянии различных конструктивно-технологических факторов крепления РЛ трапециевидным замком. Таким образом, представленный в работе расчетный подход позволяет выявлять закономерности специфики влияния элементов крепления РЛ на работоспособность изделия.

**Ключевые слова:** анализ, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов, контактная задача, рабочие лопатки турбомашин.

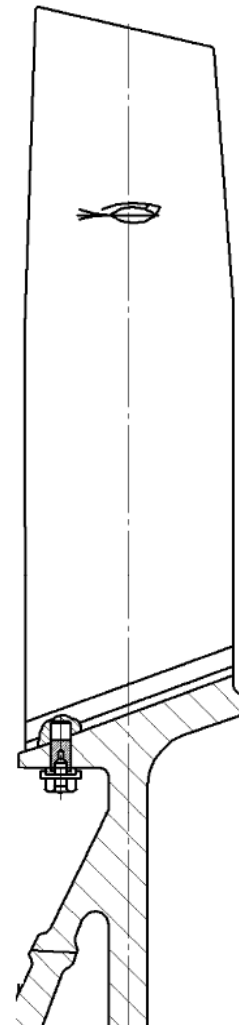
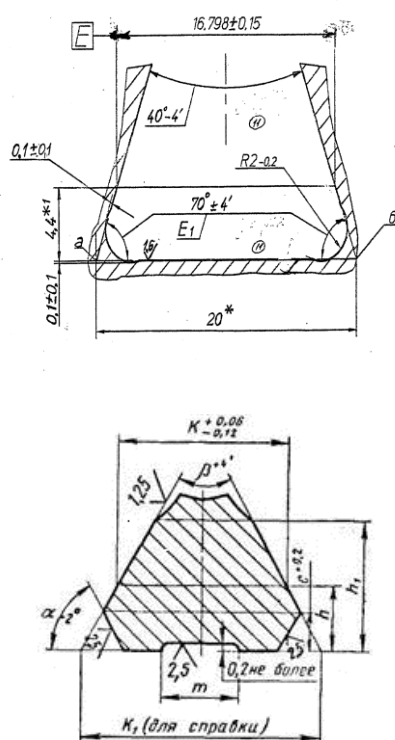
### **Введение**

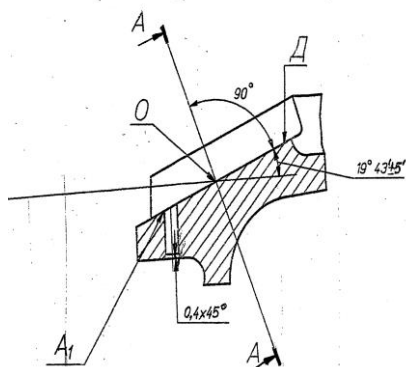
При проектировании соединения рабочих лопаток с диском авиационных газотурбинных двигателей (ГТД), выбираемые конструктивные размеры хвостовиков лопаток и пазов в дисках, должны удовлетворять требованиям прочности. С этой целью определяется (НДС) элементов соединения, которое зависит от конструкции и действующих сил [1]. В этой ситуации, точность определения НДС конструкций зависит от уровня достоверности используемой математической модели относительно реального объекта. В предлагаемой работе, наряду с традиционным подходом [2], представлены возможности реализации метода конечных элементов (МКЭ), построенного на основе решения контактной задачи теории упругости [3]. Этот подход направлен, как на учет конструктивных особенностей объемных моделей деталей замкового соединения, так и на анализ изменения условий их сопряжения в эксплуатации [4].



**Рис. 1. Принципиальная и конструктивная схема авиационного (ГТД)**

Современная практика применения МКЭ для расчета рабочих лопаток позволяет строить довольно точные математические модели по параметрам геометрии, материалам и нагрузкам [5,6,7]. Однако при анализе крепления РЛ этого не достаточно, так как определяющим, с точки зрения концентрации напряжений, является анализ взаимодействия рабочих поверхностей в замковом соединении РЛ, при воздействии, например, центробежной нагрузки ротора.





**Рис. 3. Основные геометрические размеры замковой РЛ**

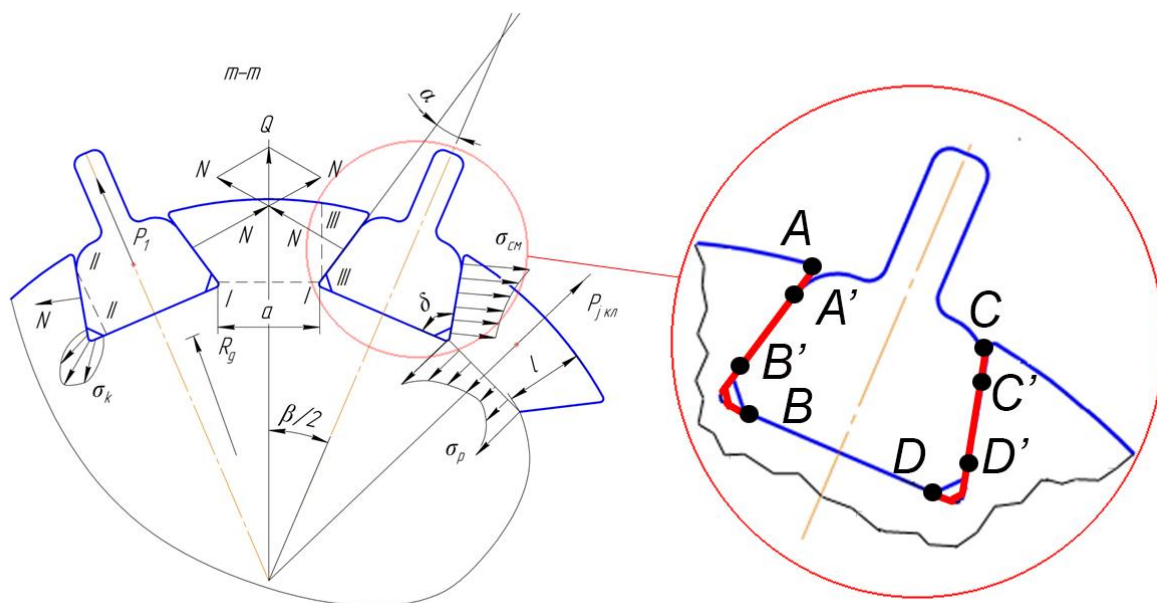
Это взаимодействие зависит от ряда конструктивно-технологических и силовых факторов замкового соединения. Анализ степени влияния этих факторов и определяет актуальность представленного исследования.

В качестве реального объекта исследования выбрана конструкция трапециевидного замка типа «ласточкин хвост», как наиболее часто используемая для крепления РЛ компрессоров авиационного ГТД (рис.1). Его основные геометрические размеры представлены на (рис. 3.)

Численный расчет МКЭ с решением контактной задачи теории упругости [3,8] представлен в сравнении с традиционным аналитическим методом расчета [1,2,9] замков лопаток, имеющих трапециевидный профиль крепления к рабочему колесу.

### **Аналитический расчет НДС замкового соединения**

Этот расчет построен с использованием известных методик, представленных в работах [1,2,10]. Основным внешним воздействием на элементы соединения, определяющим физику процесса, является центробежная сила от массы РЛ (рис. 2).



**Рис. 2. Расчетная схема**

Конструктивная простота, высокая прочность с хорошей технологичностью отличают сопряжения РЛ с диском типа «Ласточкин хвост». На них влияют температура, вибрационные нагрузки, центробежная сила от массы РЛ, изгибающие моменты от газовых сил.

Основной нагрузкой, действующей на замок РЛ, является центробежная сила от массы пера и от массы хвостовика:

$$P_{цл} = P_{ц.п} + P_{ц.хв}$$

Напряжения смятия по контактным плоскостям замка РЛ и выступа (перемычки) диска, напряжения изгиба и напряжения растяжения в выступе диска определяются при расчете трапециевидного замка.

Расчетная схема представлена на рисунке 2.

**Таблица 1 – Геометрия трапециевидного замка**

a1, мм	a2, мм	h1, мм	h2, мм	δ, мм	α, град.	B, мм	Rц.т.х., мм
5,03	9,4	10	4,7	6	70	28	84,42

## 1) Определение напряжений смятия по контактными поверхностям

Для расчета необходимо определить центробежную силу от РЛ, включающей массы её пера и замка (хвостовика):

$$P_{цл} = P_{цл.п} + P_{цл.хв}$$

Центробежная сила от массы пера РЛ определяется по формуле:

$$P_{цл.п} = \sigma_{PK} \cdot F_K,$$

где  $\sigma_{PK}$  – напряжения растяжения в корневом сечении пера РЛ от действия центробежных сил;  $F_K$  – площадь корневого сечения пера РЛ.

$$P_{цл.п} = 116,479 \cdot 10^6 \cdot 0,582 \cdot 10^{-4} = 6779,08Н;$$

Центробежная сила от массы хвостовика вычисляется по формуле:

$$P_{цл.хв} = V_{хв} \cdot \rho \cdot R_{ц.м.хв} \cdot \omega^2,$$

где  $V_{хв}$  – объём хвостовика;  $\rho$  – плотность материала РЛ;  $R_{ц.м.хв}$  – расстояние от оси вращения до центра массы хвостовика;  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$  – угловая скорость вращения

ротора. Объем хвостовика определяется выражением

$$V_{хв} = F \cdot b = \frac{a_1 + a_2}{2} \cdot d \cdot b = \frac{5,03 \cdot 10^{-3} + 9,4 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 28 \cdot 10^{-3} = 1,212 \cdot 10^{-6} м^3;$$

$$\rho = 4530 \text{ кг} / \text{м}^3; R_{ц.м.хв} = 0,08442 \text{ м}; \omega = \frac{\pi \cdot 10200}{30} = 1068 \text{ рад} / \text{с};$$

Тогда, центробежная сила от хвостовика определяется выражением

$$P_{цл.хв} = 1,212 \cdot 10^{-6} \cdot 4530 \cdot 0,08442 \cdot 1064^2 = 528,67Н;$$

Центробежная сила  $P_{цл}$  вызывает в контактных поверхностях нормальные силы давления  $N$  (рис. 2) и касательные силы трения  $f \cdot N$ , где  $f$  – коэффициент трения материалов замка РЛ и диска (принимается равным 0,3). Тогда, суммарная

центробежная сила

$$P_{цл} = 6779,08 + 528,67 = 7307,75H;$$

Напряжения смятия контактной поверхности:

$$\sigma_{см} = \frac{N}{F_{см}},$$

где  $F_{см}$  – площадь поверхности смятия.

Сила  $N$  находится из условия равновесия проекций всех сил, включая внешнее центробежное воздействие, на радиальное направление РЛ:

$$2 \frac{P_{цл}}{2} - 2N \cos \alpha - 2fN \sin \alpha = 0, \text{ откуда } N = \frac{P_{цл}}{2(\cos \alpha + f \sin \alpha)}.$$

$$N = \frac{8753,31}{2(\cos 70^\circ + 0.3 \cdot \sin 70^\circ)} = 7013,87H;$$

Площадь поверхности смятия:

$$F_{см} = \frac{a_1 - a_2}{2} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \cdot B$$

$$F_{см} = \frac{5,03 \cdot 10^{-3} - 9,4 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \frac{1}{\cos 70^\circ} \cdot 30,85 \cdot 10^{-3} = 197,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

Таким образом, расчетная средняя величина напряжения в сечении I-I (рис. 2), определяемая аналитически [2, 3], определяется выражением вида

$$\sigma_{см} = \frac{7013,87}{197,1 \cdot 10^{-6}} = 35,585 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

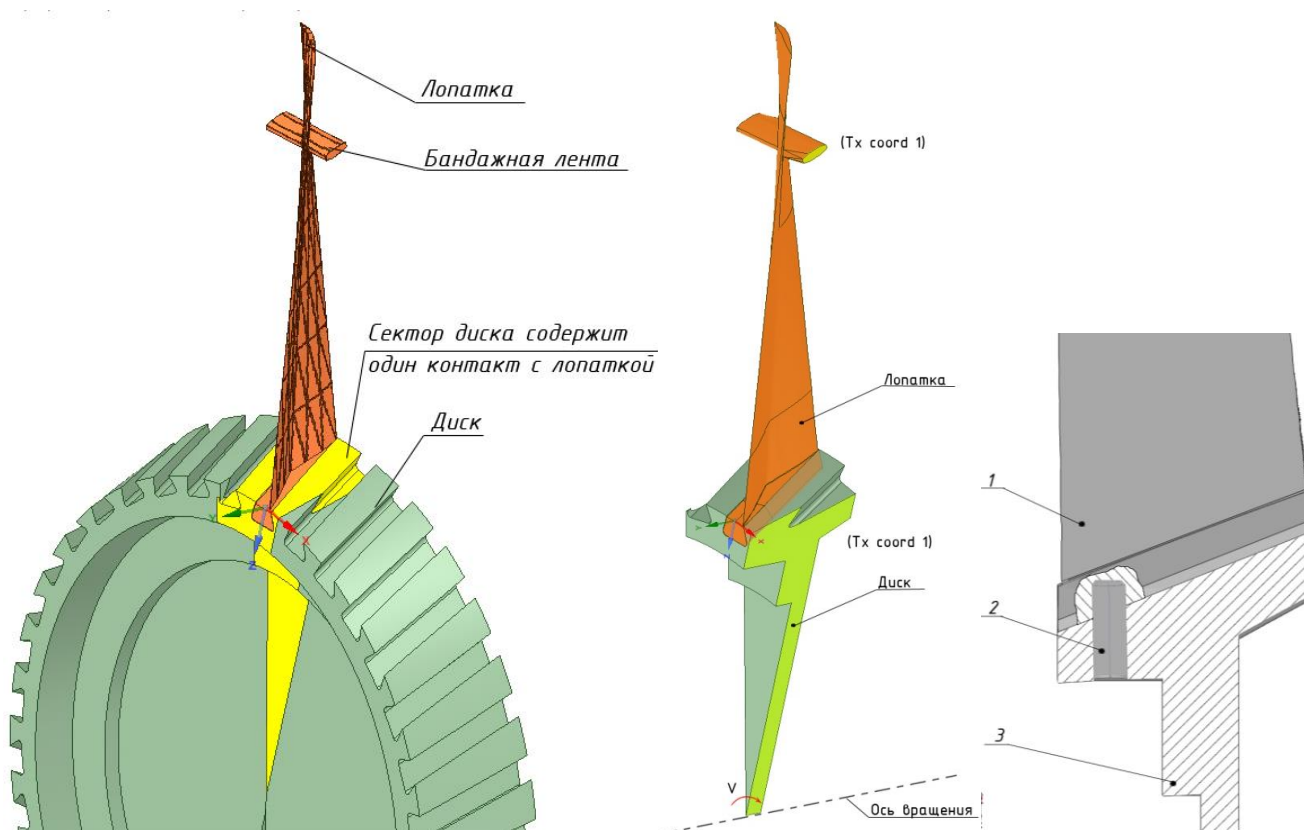
### **Анализ НДС на основе МКЭ и решения контактной задачи**

Метод конечных элементов (МКЭ) является высокоэффективным численным методом для решения представленной задачи. Он позволяет учесть влияние всех геометрических форм и нагрузок, в рассматриваемой сборной конструкции РЛ и

диска компрессора ГТД [11,12]. Использование на его основе решения контактной задачи теории упругости, [4,13] дает возможность получить более достоверную качественную картину действующих напряжений на исследуемом объекте, в том числе учесть работу стыков деталей сборной конструкции диска и РЛ.

### Построение конечно-элементной модели

Геометрическая модель диска рабочего колеса (РК) и РЛ (рис.3), с конструкцией их сопряжения в виде трапецевидного замка (типа "Ласточкин хвост"), представлена ниже на (рис.2). Эта модель построена по чертежам и соответствует геометрическим характеристикам конструкции первой ступени авиационного ГТД (рис.2).



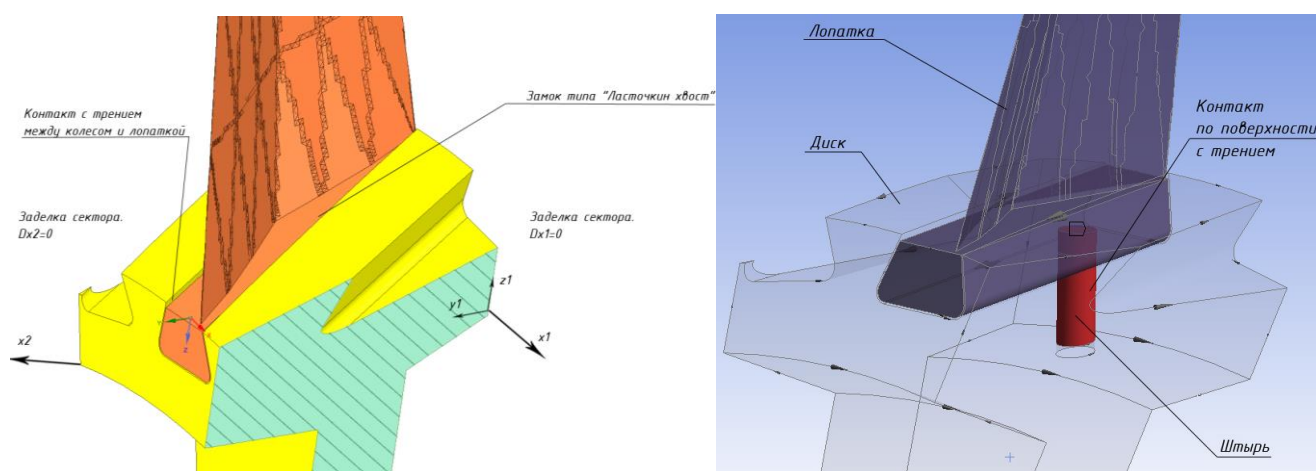
**Рис. 3. Геометрическая модель рабочего колеса**

Для построения конечно-элементной (КЭ) модели и её расчета используется



симметричная часть рабочего колеса в виде сектора, для чего используются специальные граничные условия [3, 14] в окружном направлении (рис. 4).

На рис. 3 (справа, позиция 2) представлен штифт цилиндрической формы. В рассматриваемой конструкции он предназначен для осевой фиксации РЛ. Более подробно геометрическая модель замковой части соединения РЛ и диска представлена на рис. 4 (на рисунке 4 справа модель развернута на 180 градусов).



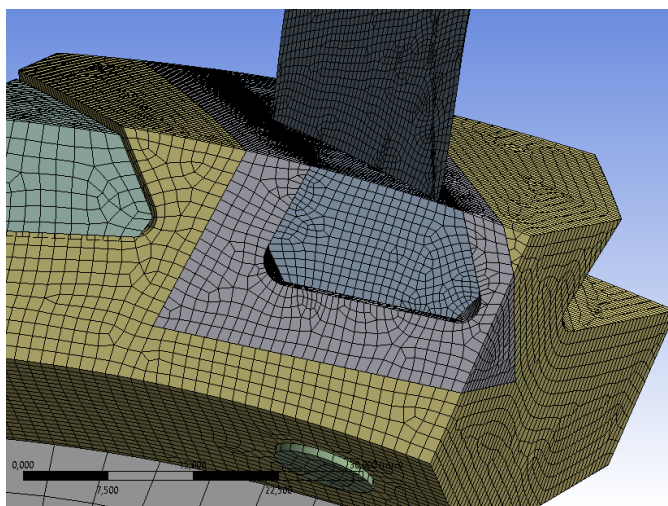
**Рис. 4. Геометрическая модель сопряжения РЛ и диска**

Материалы основных деталей конструкций: РЛ – ВТ9, диски компрессора – ВТ9, штифт стопорения – сталь 30ХГСА.

В качестве нагрузок в модели используются центробежные массовые силы вызванные вращением ротора с угловой частотой 10200 об\мин.

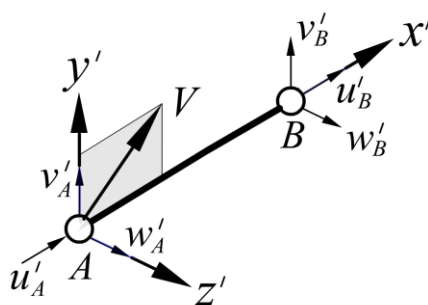
Для построения конечно-элементных (КЭ) моделей деталей в сборной конструкции, состоящей из диска, РЛ и штифта, используется конечный элемент объемного НДС типа HEX (рис. 5).

В области контактных поверхностей сопряжений в трапецевидном замке РЛ и диска, а также на переходных по геометрии областях применяется более подробная конечно-элементная сетка [4,13,15].



**Рис. 5. КЭ модель сопряжения РЛ и диска**

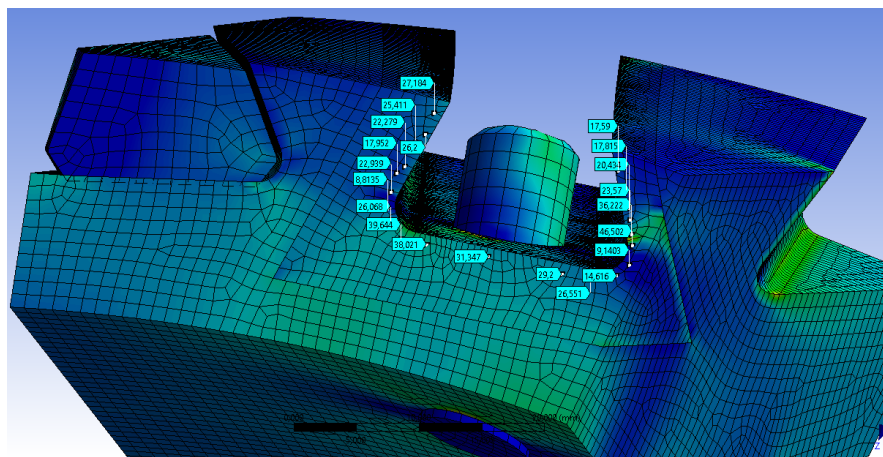
Для моделирования условий сопряжения между контактными поверхностями всех представленных деталей сборной конструкции используется контактный конечный элемент, предложенный в работах [3,16,17] (рис. 6). Отдельные этапы алгоритма решения контактной задачи теории упругости построены с использованием работ [18].



**Рис. 6. Контактный конечный элемент сопряжения конструкций**

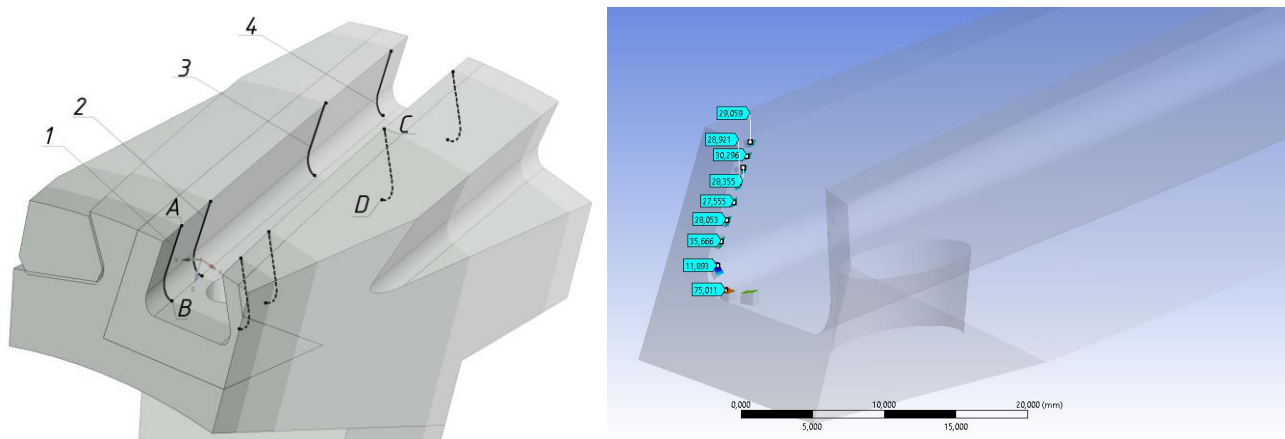
Подготовка КЭ модели и визуализация результатов проводилась в программном комплексе «ANSYS».

Замковая часть РЛ установлена в диск по посадке "с зазором" и закреплена при помощи штифта, установленного в диске с натягом (рис. 3 и 4) [1,19,20].



**Рис. 7. Модель сопряжения РЛ и диска**

Результаты НДС замковой части, полученные с использованием решения контактной задачи представлены на рисунке 7.



**Рис. 8. Распределения напряжения по сечению 1 точки АВ.**

Напряжения в замковой части снимались вдоль кривых АВ и CD на рабочих (контактных) поверхностях в сечениях 1,2,3,4 рисунок 8.

### **Анализ полученных результатов и выводы**

В процессе решения задачи по анализу прочности РЛ турбомашин с учётом их крепления на основе решения методом конечных элементов и контактной задачи твёрдого деформируемого тела получены следующие результаты:

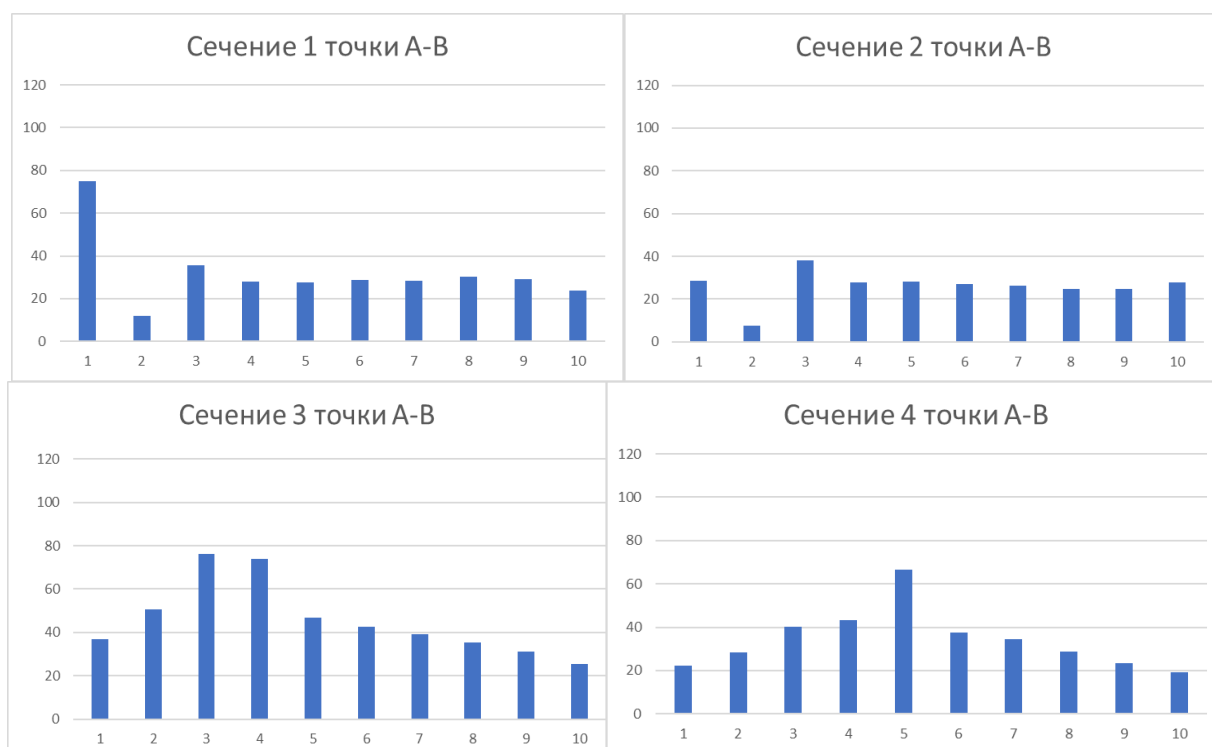
- построена конечно-элементная модель рабочего колеса компрессора ГТД в

виде его симметричной относительно оси двигателя части, включающей рабочий диск, лопатку и элемент её осевой фиксации в виде штифта;

- получена качественная и количественная картина поля максимальных эквивалентных напряжений в месте крепления РЛ и диска.

Анализ результатов показал, что общий средний уровень максимальных напряжений в области замковой части, полученный на основе МКЭ и решения контактной задачи, совпадает с результатом традиционного аналитического решения.

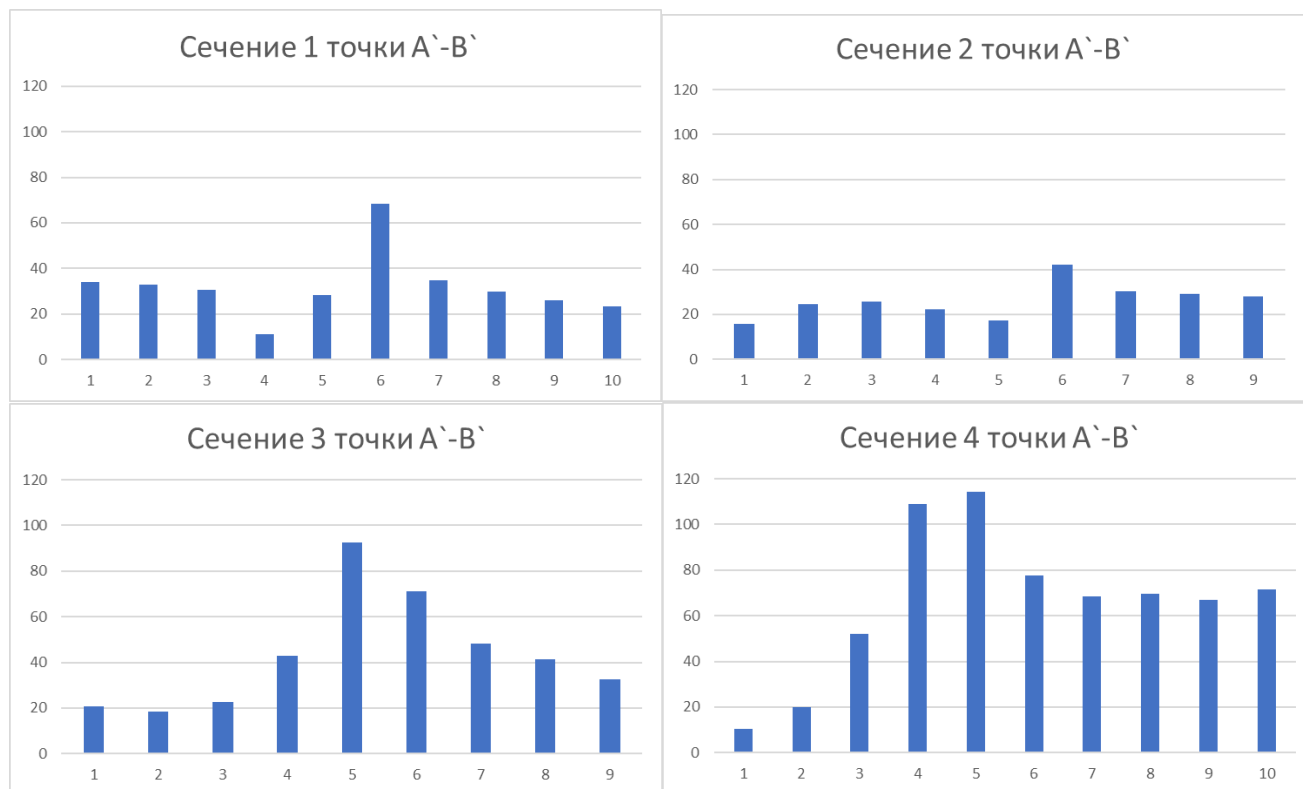
Локализация концентраций напряжений происходит в основании межпазового выступа. То есть, максимальные напряжения концентрируются в зоне основания межпазового выступа, тем самым, ограничивая ресурс детали.



**Рис. 11. Эпюра распределения напряжения А-В**

Математическая модель позволяет анализировать гипотезу о том, что характер

контактного взаимодействия в замке РЛ при вращении ротора меняется. Это происходит в связи со смещением РЛ от оси вращения при раскрытии створок замка.



**Рис. 12. Эпюра распределения напряжения А`-В`**

Контактное взаимодействие происходит в районе скругления трапеции замка «ласточкин хвост». Такое поведение замка задавалось при проектировании. В указанном случае нагружения, замок не оказывает разрушающего воздействия на замки паза, так как не образует контактные концентраторы напряжений. Кроме того, все возникающие пазы ( в том числе и не параллельность установки) в замке выбираются осевым перемещением ласточкиного хвоста. Расчет сборной конструкции при статическом расчете в поле центрбежных сил показал, что конструкция получает растяжение зон крепления, заставляя смещаться лопатку в

направлении от центра, тем самым изменяя расстояние центра тяжести РЛ, относительно центра вращения.

Указанная статическая модель является подготовительным этапом к созданию динамической модели, позволяющей определить собственные частоты колебаний при различной степени давления замка на колесо с дальнейшим рассмотрением всех лопаток, устанавливаемых на колесо, в рамках динамической модели двигателя.

По результатам анализа можно определить дальнейшие методы экспериментального исследования и получить достоверные выводы по состоянию РЛ турбомашин.

### **Библиографический список**

1. Хронин Д.В. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1989. – 565 с.
2. Скубачевский Г.С. Авиационные ГТД, конструкция и расчет деталей. – М.: Машиностроение, 1981. – 552 с.
3. Пыхалов А.А., Милов А.Е. Динамика сборных роторов турбомашин с применением контактной задачи метода конечных элементов. - М: МАДИ, 2005. С. 57 - 65.
4. 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.
5. Зенкевич О.С. Метод конечных элементов в технике. - М.: Мир, 1975. – 542 с.

6. Борискин О.Ф., Барышникова О.О. Расчет колебаний рабочих колес турбомашин с учётом геометрической нелинейности // Авиационно-космическая техника и технология. 2001. № 23. С. 149 - 151.
7. Богомолова Т.В., Мельников О.В. Применение ANSYS-FLUENT для прочностных расчетов рабочих лопаток последних ступеней турбин // Труды МАИ. 2013. № 66. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=40280>
8. Бормот Ю.Л., Павлова М.О. Численный анализ методом потенциала напряженного состояния при изгибе тел вращения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1991. № 6. С. 94 – 98.
9. Кизеев И.С., Кожемяко П.Г., Эзрохи Ю.А. Расчетно-экспериментальное исследование влияния отборов воздуха из промежуточной ступени компрессора на его характеристики // Труды МАИ. 2018. № 103. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=100651>
10. Нагина Е.Л. К решению контактных задач методом конечных элементов // Машиноведение. 1978. № 5. С. 87 - 92.
11. Говоров А.А., Мартиросов М.И. Автоколебательные процессы лопаток компрессора авиационного двигателя // Труды МАИ. 2012. № 59. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=34985>
12. Ковалевская А.Е. Расчет лопаток на прочность. Конструкция и проектирование ВРД. - М.: МАИ, 1972. - 24 с.
13. Мандель В.С. Предельные нагрузки и расчет на прочность элементов ротора турбомашин. - М.: Машиностроение, 1972. – 113 с.

14. Шабров Н.Н. Метод конечных элементов в расчетах деталей тепловых двигателей. - Л.: Машиностроение, 1983. – 212 с.
15. Хазанов Х.С., Савельев Л.М. Метод конечных элементов в приложении к задачам строительной механики и теории упругости. - Куйбышев: КуАИ, 1975. – 128 с.
16. Пыхалов А.А. Контактная задача статического и динамического анализа сборных роторов турбомашин: дисс. д. техн. наук, Москва, МАИ, 2006. – 428 с.
17. Цвик Л.Б. О невязках сопряжения перемещений и напряжений в задачах о сопряжении и контакте упругих тел // Доклады АН СССР. 1983. Т. 268. № 3. С. 570 - 574.
18. Цвик Л.Б., Зеньков Е.В., Пыхалов А.А. Влияние геометрических параметров плоскоцилиндрических образцов с концентраторами напряжений на вид их напряженно-деформированного состояния // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2011. № 3(31). С.35 - 41.
19. Александров В.М., Чебаков М.И. Аналитические методы в контактных задачах теории упругости. – М.: Физматлит, 2004. – 304 с.
20. Авдонин А.С., Фигуровский В.И. Расчет на прочность летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1985. – 439 с.