

УДК 531.39

DOI 10.31429/vestnik-19-4-48-56

## Проверка утверждения академика Новожилова Г.В. о влиянии погрешности в определении напряжений на величину погрешности в определении ресурса на примере основных деталей двигателя

Н. П. Великанова<sup>1</sup>, П. Г. Великанов<sup>1,2</sup>✉

<sup>1</sup> Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ, ул. К. Маркса, 10, Казань, 420111, Россия

<sup>2</sup> Казанский (Приволжский) федеральный университет, ул. Кремлевская, 18, Казань, 420008, Россия

✉ Великанов Петр Геннадьевич; ORCID 0000-0003-0845-2880; e-mail: [pvelikanov@mail.ru](mailto:pvelikanov@mail.ru)

**Аннотация.** В работе предпринята попытка оценить справедливость утверждения академика Новожилова Г.В. о влиянии погрешности в определении напряжений на величину погрешности в определении ресурса на примере наиболее нагруженных основных деталей (рабочих лопаток (РЛ) и дисков) двигателей НК-16СТ и НК-16-18СТ. Конструктивно РЛ (сплав ЖС6У-ВИ) и диски (сплав ЭИ698-ВД) полностью идентичны, но отличаются параметрами нагружения. Расчет статической прочности РЛ обоих двигателей проведен по теории стержней переменного сечения (ТСПС) и с помощью метода конечных элементов (МКЭ). Расчет статической прочности дисков обоих двигателей проведен по методу интегральных уравнений (МИУ) и с помощью МКЭ. Соответствие результатов расчетного исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) РЛ и дисков обоих двигателей их реальной нагруженности было подтверждено данными металлургического исследования РЛ и дисков после длительной эксплуатации. В процессе длительной эксплуатации происходит изменение основных параметров работы двигателей, определяющих НДС. Характеристики механических свойств и долговечности материалов обладают определенным рассеянием, как в исходном состоянии, так и в процессе длительной эксплуатации двигателя, что предопределяет необходимость применения методов математической статистики. Для длительного статического нагружения, характерного для РЛ и дисков обоих двигателей, был использован предложенный И.А. Биргером вероятностный критерий разрушения. Определены долговечности РЛ и дисков обоих двигателей. В результате вычислений оказалось, что оценка долговечности по академику Новожилову Г.В. является более точной для РЛ, чем для дисков турбин обоих двигателей.

**Ключевые слова:** рабочие лопатки, диски, ЖС6У-ВИ, ЭИ698-ВД, нагруженность, метод конечных элементов, ресурс, долговечность, прочностная надежность, статистический анализ, вероятностный критерий.

**Финансирование.** Исследование не имело спонсорской поддержки.

**Цитирование:** Великанова Н. П., Великанов П. Г. Проверка утверждения академика Новожилова Г.В. о влиянии погрешности в определении напряжений на величину погрешности в определении ресурса на примере основных деталей двигателя // Экологический вестник научных центров Черноморского экономического сотрудничества. 2022. Т. 19, № 4. С. 48–56. DOI 10.31429/vestnik-19-4-48-56

Поступила 28 июля 2022 г. После доработки 8 ноября 2022 г. Принято 15 ноября 2022 г. Публикация 30 ноября 2022 г.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов. Вклад каждого соавтора в процесс написания статьи на разных этапах ее создания: идея работы (Великанов П.Г.), вычисления (Великанова Н.П., Великанов П.Г.), написание статьи (Великанов П.Г.), внесение правок и утверждение окончательного варианта (Великанова Н.П., Великанов П.Г.).

© Автор(ы), 2022. Статья открытого доступа, распространяется по лицензии [Creative Commons Attribution 4.0 \(CC BY\)](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).

## Verification of the Academician Novozhilov G.V. Statement on the Influence of the Error in Determining the Stresses on the Error in Determining the Resource on the Example of the Main Engine Parts

N. P. Velikanova<sup>1</sup>, P. G. Velikanov<sup>1,2</sup>✉

<sup>1</sup> Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev – KAI, 10, K. Marx st., Kazan, 420111, Russia

<sup>2</sup> Kazan (Volga Region) Federal University, 18, Kremlevskaya st., Kazan, 420008, Russia

✉ Peter G. Velikanov; ORCID 0000-0003-0845-2880; e-mail: [pvelikanov@mail.ru](mailto:pvelikanov@mail.ru)

**Abstract.** The article attempts to assess the validity of the statement of Academician Novozhilov G.V. about the influence of the error in determining stresses on the magnitude of the error in determining the resource on the example of the most loaded main parts (working blades (WB) and disks) of the NK-16ST and NK-16-18ST engines. Structurally, WB (alloy ZhS6U-VI) and disks (alloy EI698-VD) are completely identical, but differ in loading parameters. The calculation of the static strength of both engines was carried out according to the theory of rods of variable cross-section and using the finite element method. The calculation of the static strength of the disks of both engines was carried out using the method of integral equations and using the finite element method. The correspondence of the results of the calculated study of the stress-strain state of the WB and the disks of both engines with their real loading was confirmed by the data of the metallurgical study of the WB and the disks after prolonged operation. During the long-term operation, the main parameters of the engines that determine the stress-strain state change. The characteristics of mechanical properties and durability of materials have a certain scattering, both in the initial state and during long-term operation of the engine, which determines the need for the use of mathematical statistics methods. For the long-term static loading characteristic of the WB and disks of both engines, the probabilistic criterion of destruction proposed by I.A. Birger was used. As a result of the conducted studies, the durability of the WB and disks of both engines were determined. As a result of calculations, it turned out that the durability estimate according to Academician Novozhilov G.V. is more accurate for the WB than for the turbine disks of both engine.

**Keywords:** working blades, disks, ZhS6U-VI, EI698-VD, loading, finite element method, resource, durability, strength reliability, statistical analysis, probabilistic criterion.

**Funding.** The study did not have sponsorship.

**Cite as:** Velikanova N. P., Velikanov P. G. Verification of the Academician Novozhilov G.V. statement on the influence of the error in determining the stresses on the error in determining the resource on the example of the main engine parts. *Ecological Bulletin of Research Centers of the Black Sea Economic Cooperation*, 2022, vol. 19, no. 4, pp. 48–56. DOI 10.31429/vestnik-19-4-48-56

Received 28 July 2022. Revised 8 November 2022. Accepted 15 November 2022. Published 30 November 2022.

The authors declare no competing interests. The contribution of each co-author to the process of writing an article at different stages of its creation: the idea of the work (Velikanov P.G.), calculations (Velikanova N.P., Velikanov P.G.), writing an article (Velikanov P.G.), making edits and the approval of the final version (Velikanova N.P., Velikanov P.G.).

© The Author(s), 2022. The article is open access, distributed under [Creative Commons Attribution 4.0 \(CC BY\)](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/) license.

## Введение

В одной из своих статей [1] академик Новожилов Г.В. написал: «Следует иметь в виду, что только 10 %-ная погрешность в определении напряжений приводит почти к двойной погрешности в ресурсе». В представленной статье проведена оценка справедливости вышеприведенного утверждения на примере наиболее нагруженных основных деталей, во многом определяющих получение высоких рабочих параметров и ресурса газотурбинного двигателя (ГТД) — рабочих лопаток (РЛ) и дисков первой ступени турбин высокого давления (ВД) газогенераторов двух двигателей одного семейства: серийные одноконтурные двухвальные газотурбинные наземные установки НК-16СТ и НК-16-18СТ (двигатель НК-16СТ спроектирован в АО «Кузнецов», а двигатель НК-16-18СТ спроектирован на базе двигателя НК-16СТ в ОАО КПП «Авиамотор») для газоперекачивающего агрегата (ГПА), разработанные в АО «Кузнецов» после отработки авиационными двигателями ресурса в летной эксплуатации и на основе конвертирования авиационных двигателей семейства НК-8-2У конструкции Н.Д. Кузнецова. Разрушение основных деталей турбины, как в полете, так и на газоперекачивающих станциях, приводит, как правило, к значительным разрушениям внутри силовой установки. Поэтому проблема точного прогнозирования долговечности основных деталей турбины, сводящего к минимуму вероятность разрушения, всегда была и остается актуальной на всех стадиях создания, доводки и эксплуатации двигателей. Опыт создания приводных агрегатов на базе авиационного двигателя показывает, что примерно до 75 % узлов и деталей базового двигателя удается сохранить [2].

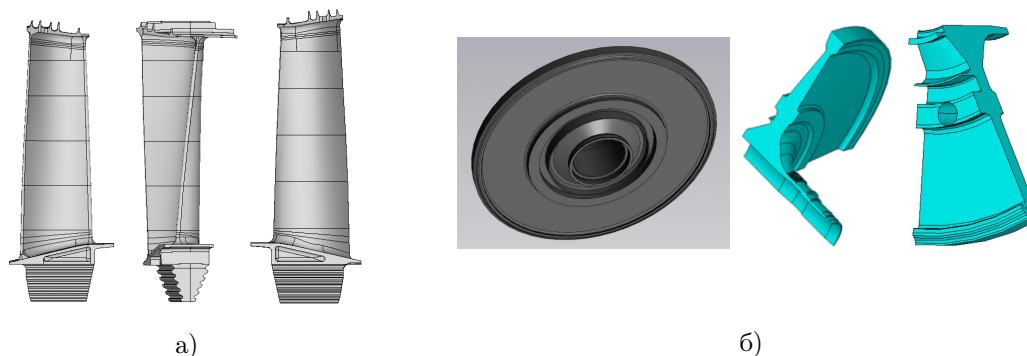


Рис. 1. Геометрические модели: а) РЛ; б) диска

Таблица 1. Результаты расчета статической прочности РЛ (по ТСПС) обоих двигателей

Радиус сечения РЛ $R$ , м	Суммарные напряжения $\sigma_{\Sigma}$ , МПа	Температура $t_{л}$ , °С	Предел длительной прочности, $\sigma_{дл}$ , МПа	$K_{M \min}$
0,457	145	739	314	2,16
	149	775	306	2,05

## 1. Постановка и решение задач

РЛ и диски первой ступени турбин ВД являются наиболее нагруженными для обоих двигателей (НК-16СТ и НК-16-18СТ), т.к. они работают в условиях максимальной частоты вращения ротора и при максимальной температуре. Конструктивно указанные РЛ и диски полностью идентичны, но отличаются параметрами нагружения.

Материал РЛ первой ступени турбин ВД обоих двигателей (рис. 1) — литейный жаропрочный сплав ЖС6У-ВИ равноосной структуры. РЛ отличаются друг от друга распределением по ним температурных полей и газовых сил, а также частотами вращения ротора ВД.

Диски первой ступени турбин ВД обоих двигателей (рис. 1) изготавливаются из деформируемого жаропрочного сплава на никелевой основе ЭИ698-ВД, относящегося к группе дисперсионно-упрочняемых сплавов. Они отличаются распределением по ним температурных полей и частотами вращения ротора ВД.

Расчет статической прочности РЛ обоих двигателей проведен по теории стержней переменного сечения (ТСПС) [3] с начальной закруткой и с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [4]. Расчет статической прочности дисков обоих двигателей проведен по методу интегральных уравнений (МИУ) [5] и с помощью МКЭ [4].

Расчет РЛ и дисков проведен на ресурс 200 000 часов со 100 % его использованием за ресурс. Для расчётов выбран режим с минимальными запасами прочности.

Результаты расчета статической прочности РЛ (по ТСПС) первой ступени турбины ВД обоих двигателей приведены в табл. 1 ( $\sigma_{\Sigma}$  — суммарное напряжение в опасном сечении РЛ (с минимальным запасом прочности по местным напряжениям), МПа;  $t_{л}$  — температура в опасном сечении РЛ, °С;  $\sigma_{дл}$  — предел длительной прочности материала в опасном сечении РЛ, МПа;  $K_{M \min}$  — минимальный коэффициент запаса прочности по местным напряжениям в опасном сечении РЛ).

Как РЛ, так и диски двух двигателей, помимо других методов (ТСПС и МИУ), были рассчитаны с помощью МКЭ. Кратко изложим методику расчета с помощью МКЭ в вариационной постановке [6].

Потенциальная энергия деформации, накопленная всем телом, представима в виде интеграла по всему объему тела  $V$

$$U = \iiint_V W dV = \frac{1}{2} \iiint_V \{\sigma\}^T \{\varepsilon\} dV, \quad (1.1)$$

где  $W$  — удельная потенциальная энергия деформации для единицы объема упругого тела, ориентированного вдоль произвольно выбранной декартовой системы координат;  $\{\varepsilon\}^T = \{\varepsilon_{xx}, \varepsilon_{yy}, \varepsilon_{zz}, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}\}$ ;  $\{\sigma\}^T = \{\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}\}$  — векторы деформаций и напряжений.

Записывая закон Гука в матричном виде  $\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\}$ , где  $[D]$  — матрица упругих постоянных, выражение потенциальной энергии деформации (1.1) можно преобразовать к виду

$$U = \frac{1}{2} \iiint_V \{\varepsilon\}^T [D] \{\varepsilon\} dV. \quad (1.2)$$

Работу внешних сил запишем в матричном виде. Для этого введем вектор перемещений  $(u, v, w$  — проекции вектора перемещений вдоль осей)

$$\{\vartheta\}^T = \{u, v, w\}, \quad (1.3)$$

вектор массовых (объемных) сил  $\{Q\}$

$$\{Q\}^T = \{Q^{(x)}, Q^{(y)}, Q^{(z)}\} \quad (1.4)$$

и вектор поверхностных сил  $\{P\}$ , действующий на части поверхности  $S_\sigma$ ,

$$\{P\}^T = \{P^{(x)}, P^{(y)}, P^{(z)}\}. \quad (1.5)$$

Тогда работа внешних сил

$$A = \iiint_V \{Q\}^T \{\vartheta\} dV + \iint_{S_\sigma} \{P\}^T \{\vartheta\} dS. \quad (1.6)$$

Функционал Лагранжа (полная энергия) представим в виде

$$L = U - A, \quad (1.7)$$

откуда, с учетом (1.2) и (1.6), получим выражение

$$L = \frac{1}{2} \iiint_V \{\varepsilon\}^T [D] \{\varepsilon\} dV - \iiint_V \{Q\}^T \{\vartheta\} dV - \iint_{S_\sigma} \{P\}^T \{\vartheta\} dS. \quad (1.8)$$

Для отдельного конечного элемента (КЭ) строится выражение функционала Лагранжа  $L_m$  как функции перемещений узлов, принадлежащих только этому КЭ.

Рассмотрим произвольный  $m$ -ый КЭ. Введем вектор  $\{q^m\}$  — локальный вектор узловых перемещений  $m$ -го КЭ ( $n$  — число степеней свободы на КЭ)

$$\{q^m\}^T = \{q_1^m, q_2^m, \dots, q_n^m\}. \quad (1.9)$$

## 2. Введем аппроксимации перемещений внутри КЭ вида

$$\{\vartheta(x, y, z)\} = [U(x, y, z)]\{q^m\}, \quad (2.1)$$

где  $[U]$  — матрица, состоящая из полиномов. По (2.1) можем вычислить вектор деформаций в виде  $[B]$  — матрица, состоящая из производных матрицы  $[U]$

$$\{\varepsilon\} = [B]\{q^m\}. \quad (2.2)$$

Подставляя (2.1), (2.2) в (1.8), получим выражение функционала Лагранжа  $L_m$  на  $m$ -ом КЭ

$$L_m = \frac{1}{2} \iiint_{V_m} \{q^m\}^T [B]^T [D] [B] \{q^m\} dV - \iiint_{V_m} \{Q^m\}^T [U] \{q^m\} dV - \iint_{S_\sigma^m} \{P^m\}^T [U] \{q^m\} dS. \quad (2.3)$$

Так как векторы  $\{q^m\}$  являются постоянными на КЭ, их можно вынести за интегралы, после чего (2.3) запишется в виде

$$L_m = \frac{1}{2} \{q^m\}^T [K^m] \{q^m\} - \{F^m\}^T \{q^m\}, \quad (2.4)$$

где

$$[K^m] = \iiint_{V_m} [B]^T [D] [B] dV$$

— локальная матрица жесткости КЭ,

$$\{F^m\} = \iiint_{V_m} \{Q^m\}^T [U] dV + \iint_{s_\sigma^m} \{P^m\}^T [U] dS$$

— локальный вектор узловых сил.

Далее строится функционал Лагранжа  $L$  для всего тела как сумма значений функционала Лагранжа  $L_m$  по всем КЭ (для этого используются, например, матрицы трансформаций, кинематические матрицы и т.д.). После суммирования функционала Лагранжа по отдельным КЭ получим

$$L = \sum_m L_m = \frac{1}{2} \{q\}^T [K] \{q\} - \{F\}^T \{q\}, \quad (2.5)$$

где  $\{q\}$  — глобальный вектор узловых перемещений,  $[K]$  — глобальная матрица жесткости всего тела,  $\{F\}$  — глобальный вектор внешних сил.

Далее ищем вектор  $\{q\}$ , который дает минимум функционалу Лагранжа  $L$ . Необходимым и достаточным условием минимума функционала Лагранжа  $L$  является равенство нулю его первой вариации

$$\delta L = \frac{1}{2} (\{\delta q\}^T [K] \{q\} + \{q\}^T [K] \{\delta q\}) - \{F\}^T \{\delta q\} = 0, \quad (2.6)$$

откуда в силу симметричности матрицы  $[K]$  получим систему линейных алгебраических уравнений (СЛАУ) вида

$$[K] \{q\} = \{F\}. \quad (2.7)$$

Решая эту систему (предварительно осуществив корректировку  $[K]$ , исходя из известных граничных условий), сначала находим вектор  $\{q\}$ , а затем по вышеприведенным формулам на каждом КЭ определяем распределение перемещений, деформаций и напряжений.

Результаты расчета (с помощью МКЭ) статической прочности РЛ двигателя НК-16СТ (для РЛ двигателя НК-16-18СТ методика аналогична), выполненные в программе Ansys, приведены на рис. 2–4.

Анализ расчетов РЛ двумя методами показал, что качественный характер распределения напряжений вдоль каждого сечения (на входной и выходной кромках, на спинке) и радиуса РЛ одинаков. Количественно суммарные напряжения, определенные с помощью МКЭ, в среднем на 7,7 % выше напряжений, полученных по МСПС.

Различие в результатах расчета объясняется более полным учетом действующих контактных нагрузок и сложностью геометрической модели в МКЭ, которая реализуется, например, в Ansys, в сравнении с ТСПС.

Расчет НДС дисков обоих двигателей выполнен с помощью МКЭ в программе Ansys [4] и с помощью МИУ [3, 5]. Задачи решались в осесимметричной упруго-пластической постановке. Для дискретизации области диска использовались изопараметрические КЭ с линейной и квадратичной аппроксимациями поля перемещений в пределах КЭ.

На рис. 5 приведены результаты расчета с помощью МКЭ в Ansys. В табл. 2 приведены результаты расчетов с помощью МИУ и МКЭ.

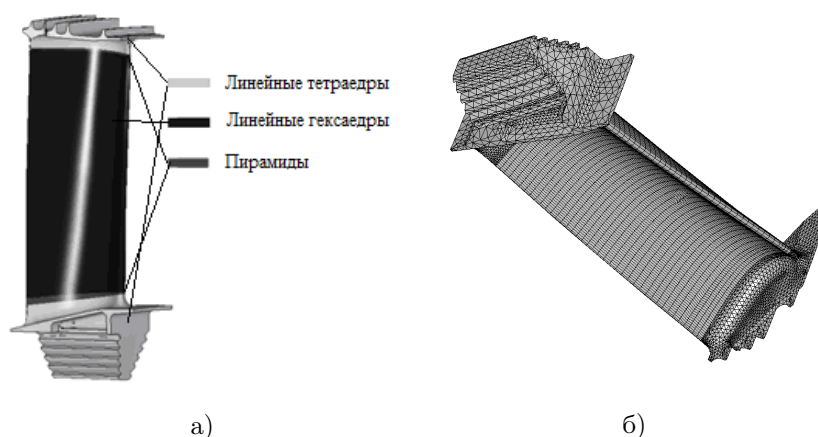


Рис. 2. а) используемые типы изопараметрических КЭ; б) КЭ-ая модель РЛ

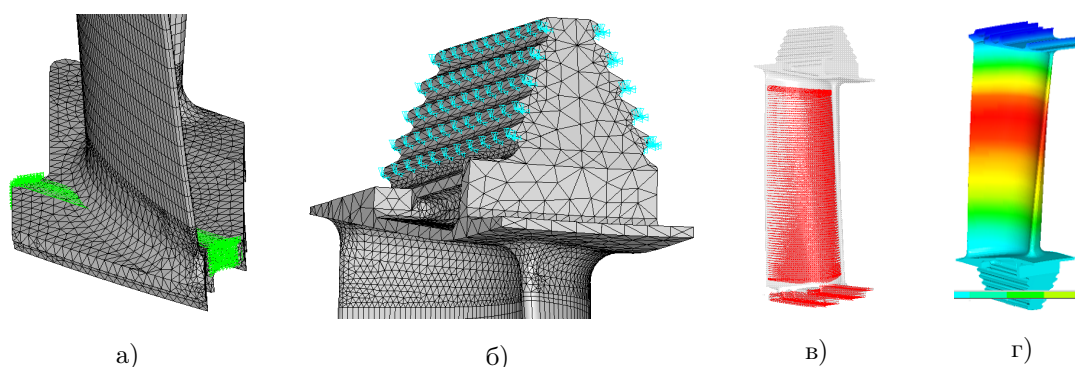


Рис. 3. а) моделирование с помощью контактных элементов взаимодействия РЛ по бандажной полке; б) граничные условия закрепления по замку РЛ; в) распределение газовых сил, действующих на РЛ; г) распределение температурного поля (режим « $t_n = +15^\circ\text{C}$ »)

Соответствие результатов расчетного исследования НДС РЛ и дисков обоих двигателей их реальной нагруженности подтверждается данными металлургического исследования РЛ и дисков после длительной эксплуатации [7].

Используя методы регрессионного анализа, для РЛ и дисков были получены аппроксимирующие эмпирические зависимости средних значений характеристик механических свойств от наработки.

### 3. Вероятностный метод оценки долговечности РЛ и дисков турбин

Предлагаемый метод прогнозирования долговечности РЛ и дисков турбин обоих двигателей по параметру длительной прочности основан на статистической информации об изменении нагруженности и характеристик сопротивления материала РЛ и дисков турбин длительному статическому нагружению в процессе длительной эксплуатации.

Для длительного статического нагружения, характерного для РЛ и дисков турбин, И.А. Биргером в [8] был предложен двумерный вероятностный критерий разрушения

$$P_{\text{разр}} = \text{ver}(\sigma_r < \sigma_q, \tau_r < \tau_q), \quad (3.1)$$

где  $\sigma_r = \sigma_{\text{дл}}$  — предел длительной прочности материала РЛ и диска;  $\sigma_q = \sigma_{\text{ЭКВ}}$  — интенсивность напряжения РЛ и диска;  $\tau_r = \tau_p$  — долговечность материала РЛ и диска в часах;  $\tau_q$  — время нагружения РЛ и диска в эксплуатации в часах.



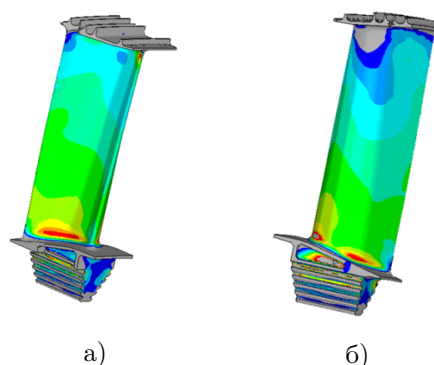


Рис. 4. Интенсивность напряжений по критерию прочности Мизеса–Губера–Генки: а) со стороны корытца РЛ; б) со стороны спинки РЛ

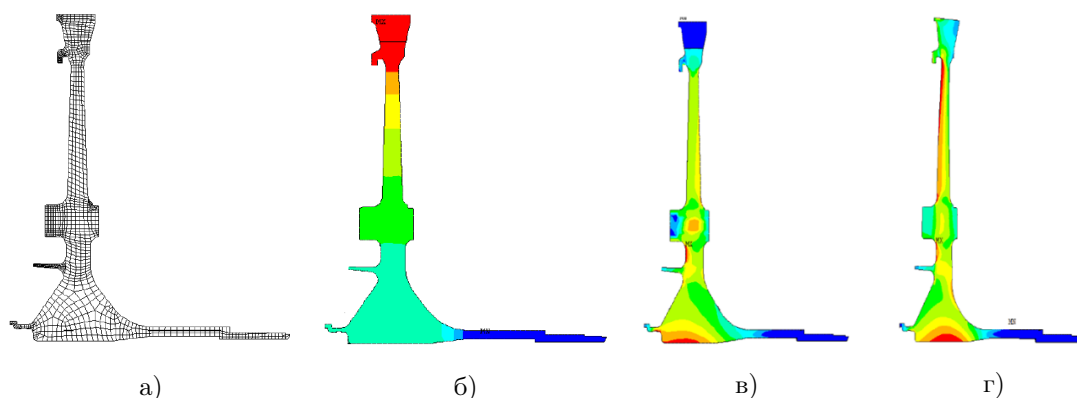


Рис. 5. а) КЭ-ая модель диска; б) распределение температур в диске. Интенсивность напряжений по критерию прочности Мизеса–Губера–Генки в диске: в) двигателя НК-16СТ; г) двигателя НК-16-18СТ

Преобразуем выражение (3.2) к виду

$$P_{\text{разр}} = \text{ver}(\sigma_{\tau}/\sigma_q < 1, \tau_r/\tau_q < 1) = \text{ver}(K_M^* < 1, K_{\tau}^* < 1), \quad (3.2)$$

где  $K_M^*$  и  $K_{\tau}^*$  – статистические запасы прочности и долговечности, вычисленные по статистически экстремальным значениям параметров.

Для РЛ и дисков турбин выражения для статистических запасов прочности и долговечности представляют собой функции от односторонних толерантных коэффициентов  $K_{S1}, \dots, K_{S4}$  [9] для нормального распределения, выбранных уровней значимости  $\alpha$  и доверительной вероятности  $P_D$ , а также объема выборок  $n_1, \dots, n_4$  и искомого значения долговечности  $\tau_3$ :

$$K_M^* = K_M^*(\alpha, P_D, n, \tau) = \frac{\sigma_{\text{длл}(\tau)_{\min}}}{\sigma_{\text{экв}(\tau)_{\max}}} = \frac{\overline{\sigma_{\text{длл}(\tau)}} - K_{S1}(\alpha, P_D, n_1)S_{\sigma_{B\tau}}}{\overline{\sigma_{\text{экв}}} + K_{S2}(\alpha, P_D, n_2)S_{\sigma_{\text{экв}(\tau)}}}; \quad (3.3)$$

$$K_{\tau}^* = K_{\tau}^*(\alpha, P_D, n, \tau) = \frac{\tau_{p(\tau)_{\min}}}{\tau_{q(\tau)_{\max}}} = \frac{\overline{\tau_{p\tau}} - K_{S3}(\alpha, P_D, n_3)S_{\tau_{p\tau}}}{\overline{\tau_q} + K_{S4}(\alpha, P_D, n_4)S_{\tau_{q\tau}}}. \quad (3.4)$$

Здесь  $\overline{\sigma_{\text{длл}(\tau)_{\min}}}$ ,  $\overline{\sigma_{\text{экв}(\tau)_{\max}}}$ ,  $\overline{\tau_{p\tau}}$ ,  $\overline{\tau_q}$  – средние значения (предела длительной прочности, эквивалентного напряжения, времени до разрушения, времени нагружения соответственно) рассматриваемых параметров;  $S_{\sigma_{B\tau}}$ ,  $S_{\sigma_{\text{экв}(\tau)_{\max}}}$ ,  $S_{\tau_{p\tau}}$ ,  $S_{\tau_{q\tau}}$  – средние квадратические отклонения (предела длительной прочности, эквивалентного напряжения, времени до разрушения, времени нагружения соответственно) рассматриваемых параметров.

Таблица 2. Напряжения, запасы прочности по местным напряжениям ( $k_M^{\min}$ ) и несущей способности ( $k_{b1}^{\min}$ ,  $k_{b2}^{\min}$ ) в дисках обоих двигателей

Двигатель	$\sigma_r^{\max}$ МКЭ	$\sigma_\varphi^{\max}$ МКЭ	$\sigma_i^{\max}$ МКЭ	$k_M^{\min}(\text{МКЭ})/k_{b1}^{\min}/k_{b2}^{\min}$ МИУ
	МПа			–
НК-16СТ	736	576,3	629,4	1,87 (1,52)/1,65/1,41
НК-16-18СТ	797,2	546,9	673,7	1,32 (1,3)/1,52/1,19

Тогда условия разрушения в соответствии с критериями (3.3) и (3.4) можно представить в виде

$$K_M^* = \varphi_1(\alpha, P_D, n_1, n_2, \tau_\varepsilon) = 1; \quad (3.5)$$

$$K_\tau^* = \varphi_2(\alpha, P_D, n_3, n_4, \tau_\varepsilon) = 1. \quad (3.6)$$

Из решения уравнений (3.5) и (3.6) относительно  $\tau_\varepsilon$  получаем два значения долговечности в часах, из которых берем минимальное значение.

В результате проведенных исследований были определены долговечности РЛ и дисков обоих двигателей. В результате дальнейших вычислений отношение долговечностей (долговечность по прогнозу академика Новожилова Г.В. к интерполированной долговечности, вычисленной с помощью вероятностного метода по соответствующим интенсивностям напряжений) для обоих двигателей составило: для РЛ — 1,15, а для диска — 1,68, т.е. оценка долговечности по академику Новожилову Г.В. является более точной для РЛ (погрешность 15 %), чем для дисков (погрешность 68 %) для обоих двигателей.

### Заключение

Был выполнен расчет статической прочности РЛ обоих двигателей по ТСПС с начальной закруткой и с помощью МКЭ. Был выполнен расчет статической прочности дисков обоих двигателей по МИУ и с помощью МКЭ. Данными металлургического исследования РЛ и дисков после длительной эксплуатации было подтверждено соответствие результатов расчетного исследования НДС РЛ и дисков обоих двигателей их реальной нагруженности.

Для длительного статического нагружения, характерного для РЛ и дисков обоих двигателей, был использован предложенный И.А. Биргером двумерный вероятностный критерий разрушения.

В результате проведенных исследований определены долговечности РЛ и дисков обоих двигателей. В результате дальнейших вычислений оказалось, что оценка долговечности по академику Новожилову Г.В. является более точной для РЛ, чем для дисков турбин обоих двигателей.

### Литература [References]

- Новожилов, Г.В., Надежность широкофюзеляжных самолетов. *Вестник АН СССР*, 1985, № 8, с. 85–92. [Novozhilov, G.V., Reliability of wide-body aircraft. *Vestnik AN SSSR = Bulletin of the USSR Academy of Sciences*, 1985, no. 8, pp. 85–92. (in Russian)]
- Зрелов, В.А., Карташов, Г.Г., *Двигатели НК*. Самарский Дом печати, Самара, 1999. [Zrelov, V.A., Kartashov, G.G., *Dvigateli NK = NK engines*. Samara House of Printing, Samara, 1999. (in Russian)]
- Великанова, Н.П., Закиев, Ф.К., Великанов, П.Г., *Расчет на прочность основных деталей газотурбинных двигателей: Учебное пособие*. Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, Казань, 2011. [Velikanova, N.P., Zakiev, F.K., Velikanov, P.G., *Calculation of the strength of the main parts of gas turbine engines: Textbook*. Publishing house of Kazan State Technical University, Kazan, 2011. (in Russian)]
- Бондарчук, П.В., Фалалеев, С.В., *Прочностное проектирование лопаток и дисков ГТД в конечно-элементном комплексе ANSYS: учеб. пособие*. Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, Самара, 2006. [Bondarchuk, P.V., Falaleev, S.V., *Strength design of turbine engine blades and disks in the ANSYS finite element complex: textbook*. Publishing House of the Samara State Aerospace University, Samara, 2006. (in Russian)]



5. Кинашшвили, Р.С., *Расчет на прочность дисков турбомашин*. Оборонгиз, Москва, 1954. [Kinasoshvili, R.S., *Calculation of the strength of turbomachine discs*. Oborongiz, Moscow, 1954. (in Russian)]
6. Голованов, А.И., Бережной, Д.В., *Метод конечных элементов в механике деформируемых твердых тел*. Изд-во «ДАС», Казань, 2001. [Golovanov, A.I., Berezhnoy, D.V., *Finite element method in mechanics of deformable solids*. Publishing house "DAS", Kazan, 2001. (in Russian)]
7. Протасова, Н.А., Великанова, Н.П., Великанов, П.Г., Ахмадеев, А.А., Салих, И.Ш.С., Закономерности снижения значений прочностных характеристик материала дисков турбины двигателей газоперекачивающих агрегатов после различных сроков эксплуатации. *Известия вузов. Авиационная техника*, 2020, № 2, с. 38–44. [Protasova, N.A., Velikanova, N.P., Velikanov, P.G., Akhmadeev, A.A., Salih, I.Sh.S., Patterns of the decrease in the values of the strength characteristics of the material of the turbine disks of the engines of gas compressor units after various periods of operation. *Izvestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika = Izvestiya of Universities. Aviation technology*, 2020, no. 2, pp. 38–44. (in Russian)]
8. Биргер, И.А., Вероятность разрушения и запасы прочности при многомерных критериях разрушения. *Проблемы прочности и динамики в авиадвигателестроении. Труды ЦИАМ. № 1109*. 1985, вып. 3, с. 7–22. [Birger, I.A., The probability of destruction and safety margins under multidimensional criteria of destruction. *Problemy prochnosti i dinamiki v aviadvigatelistroenii. Trudy TsIAM. № 1109 = Problems of strength and dynamics in aircraft engine building. Proceedings of CIAM. No 1109*. 1985, iss. 3, pp. 7–22. (in Russian)]
9. Большев, Л.Н., Смирнов, Н.В., *Таблицы математической статистики*. Наука, Москва, 1983. [Bolshev, L.N., Smirnov, N.V., *Tables of mathematical statistics*. Nauka, Moscow, 1983. (in Russian)]