

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
Уфимский государственный авиационный технический университет
Кафедра авиационных двигателей

**РАСЧЕТ ДИСКОВ
ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Методические указания
к курсовому и дипломному проектированию

Составители: В.Ф. Харитонов, А.В. Вишев, С.С. Ефремов
УДК 621.452.22
ББК 39.55(я7)

Расчет дисков газотурбинных двигателей. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. Сост.: В.Ф. Харитонов, А.В. Вишев, С.С. Ефремов. - Уфа, 2005. - 25с.

Методические указания содержат теоретические сведения, методику, практические рекомендации и вспомогательные материалы по расчету дисков газотурбинных двигателей.

Предназначены для студентов направления подготовки дипломированных специалистов 160300 «Двигатели летательных аппаратов» специальности 160301 «Авиационные двигатели и энергетические установки» и студентов направления подготовки бакалавров техники и технологии 160100 «Авиа- и ракетостроение».

Ил. 7. Библиогр.: 4 назв.

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор,
зав. каф. ОКМиМ В.К. Итбаев,
канд. техн. наук, доц.,
нач. КО ФГУП «НПП «Мотор» Б.К. Галимханов

©Уфимский государственный
авиационный технический университет, 2005

Содержание

Введение.....	4
1. Теоретические сведения.....	4
2. Рекомендации по составлению расчетной схемы диска.....	9
3. Подготовка исходных данных.....	10
4. Методика расчета.....	11
5. Расчет дисков в программном комплексе «Вулкан V1.0».....	12
6. Примеры расчета дисков компрессора и турбины.....	14
Список литературы.....	19
Приложение.....	20

Введение

При проектировании авиационных ГТД особые требования предъявляются к расчёту дисков, что связано со значительной опасностью их разрушения. Известно, что от 60 до 100% случаев разрушений дисков не локализуется внутри двигателя [1]. Фрагменты разрушенных дисков могут повредить жизненно важные элементы летательного аппарата. В связи с этим проведение прочностного расчёта дисков является ответственным этапом проектирования.

Настоящие методические указания знакомят студентов с одним из широко используемых методов расчёта диска на прочность - методом кольцевых элементов [2], который легко реализуется на ЭВМ.

1. Теоретические сведения

Диск рассматривается как круглая пластина, симметричная относительно срединной поверхности. Толщину диска предполагаем малой по сравнению с наружным радиусом. Диск нагружен центробежными силами от вращения, которые направлены радиально и равномерно распределены в окружном направлении. Рассматривается двумерное (плоское) напряженно-деформированное состояние диска (т.е., напряжения, деформации, температура не меняются по толщине диска).

Для проведения расчёта диск разбивается на несколько кольцевых участков постоянной ширины (рис. 1а), т.е. криволинейная образующая контура диска заменяется ступенчатой линией, соответствующей продольному сечению системы колец постоянной ширины.

Предполагается, что:

- 1) напряжения, деформации, температура по толщине диска неизменны;
- 2) температура в пределах участка меняется по линейному закону;
- 3) модуль упругости E и коэффициент термического расширения α в пределах кольцевого участка постоянны и определяются по средней температуре участка.
- 4) расчетная геометрическая модель симметрична относительно срединной плоскости диска.

Общее дифференциальное уравнение растяжения диска постоянной толщины, записанное для перемещений u , имеет вид [3]:

$$\frac{d^2u}{dR^2} + \frac{1}{R} \frac{du}{dR} - \frac{u}{R^2} = \alpha(1+\mu) \frac{dt}{dR} - \frac{1-\mu^2}{E} \rho \omega^2 R, \quad (1.1)$$

где ρ - плотность материала;

ω - угловая скорость вращения;

μ - коэффициент Пуассона;

t - температура.

Воспользуемся соотношениями, связывающие радиальные σ_R и тангенциальные σ_θ напряжения и радиальные перемещения при упругом поведении материала:

$$\sigma_\theta = \frac{E}{1-\mu^2} \left[\frac{u}{R} + \mu \frac{du}{dR} - \alpha t (1+\mu) \right], \quad (1.2)$$

$$\sigma_R = \frac{E}{1-\mu^2} \left[\frac{du}{dR} + \mu \frac{u}{R} - \alpha t (1+\mu) \right]. \quad (1.3)$$

Решая уравнение (1.1), определяя постоянные интегрирования и учитывая зависимости (1.2) и (1.3), получим следующие рабочие формулы приращения напряжений в пределах кольцевого участка при переходе от сечения i к сечению $(i+1)$:

$$\Delta\sigma_\theta = \left\{ -(\sigma_{\theta i} - \sigma_{R i}) + \frac{1}{4} \rho \omega^2 R_i^2 \left[(1-\mu) - (1+3\mu) \frac{R_{i+1}^2}{R_i^2} \right] - \right\} \frac{x}{2} \Delta R_i, \quad (1.4)$$

$$\Delta\sigma_R = \left\{ (\sigma_{\theta i} - \sigma_{R i}) - \frac{1}{4} \rho \omega^2 R_i^2 \left[(1-\mu) + (3+\mu) \frac{R_{i+1}^2}{R_i^2} \right] + \right\} \frac{x}{2} \Delta R_i, \quad (1.5)$$

$$\text{где } \Delta t_i = t_{i+1} - t_i; \quad (1.6)$$

$$\Delta R_i = R_{i+1} - R_i; \quad (1.7)$$

$$x = \frac{R_{i+1} - R_i}{R_{i+1}^2} \quad (1.8)$$

$$\text{Напряжения на внешнем радиусе участка находятся как суммы} \quad (1.9)$$

$$\sigma'_{\theta, i+1} = \sigma_{\theta i} + \Delta\sigma_{\theta i},$$

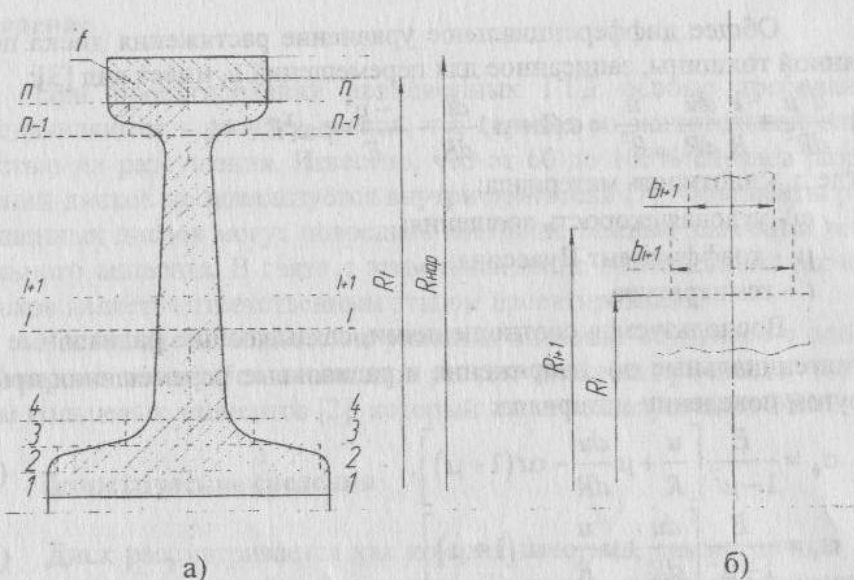


Рис.1 Геометрическая модель диска:

а – схема разбивки диска на кольцевые элементы, б – размеры кольцевого элемента

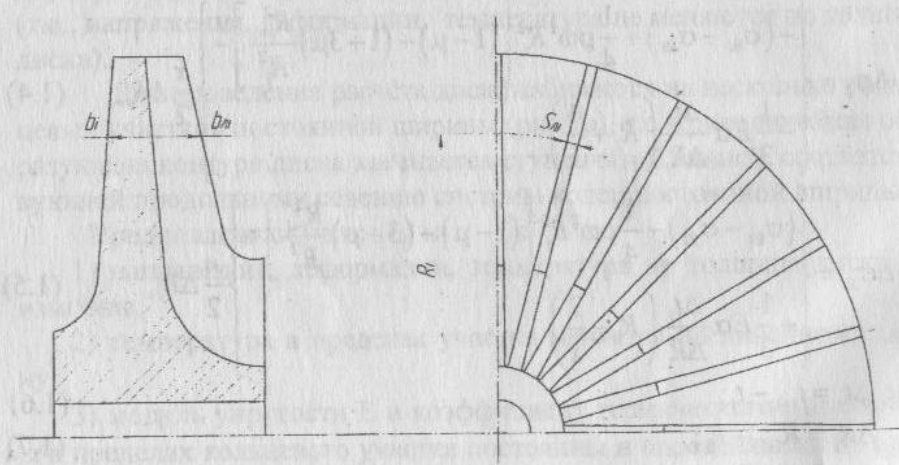


Рис.2 Схема колеса радиальной турбомашины

$$\sigma'_{R_{i+1}} = \sigma_R + \Delta\sigma_{Ri} \quad (1.10)$$

Знак “штрих” поставлен потому, что в сечении (i+1) имеется ступенчатое изменение толщины диска (рис.1б). Напряжения $\sigma_{\theta_{i+1}}$ и $\sigma_{R_{i+1}}$ (начала следующего участка) не равны $\sigma'_{\theta_{i+1}}$ и $\sigma'_{R_{i+1}}$. Перерасчёт напряжений при переходе через ступеньку производится по следующим соотношениям:

$$\sigma_{R_{i+1}} = \frac{b_i}{b_{i+1}} \sigma'_{R_{i+1}}, \quad (1.11)$$

$$\sigma_{\theta_{i+1}} = \sigma'_{\theta_{i+1}} + \mu(\sigma_{R_{i+1}} - \sigma'_{R_{i+1}}). \quad (1.12)$$

Внешней расчётной окружностью диска является окружность, проходящая касательно к впадинам элементов конструкции крепления лопаток. Радиус этой окружности R_n (n – число сечений). Для выполнения расчёта рассматриваемым методом должно быть задано радиальное напряжение σ_{R_n} на внешней окружности диска, возникающее от действия центробежных сил лопаток и замковой части. Оно может быть определено по формуле:

$$\sigma_{R_n} = \frac{\sigma_n \cdot F_k \cdot z + 2\pi\rho f R_f^2 \omega^2}{2\pi R_n b_n}, \quad (1.13)$$

где σ_n - напряжение растяжения в корневом сечении лопатки от действия центробежных сил пера и бандажной полки;

F_k - площадь корневого сечения лопатки;

z - число лопаток;

f - площадь сечения обода, имеющего внутренний радиус R_n и наружный радиус $R_{нар}$;

R_f - радиус окружности центров тяжести сечений этого обода.

Формула предполагает, что плотности материалов диска и лопаток одинаковы.

Напряжения в первом сечении должны быть заданы. Так как это делается произвольно, расчёт производят дважды, причём второй расчёт выполняют при условии $\Delta t = 0, \omega = 0$. Результирующие напряжения находят из соотношений

$$\sigma_{\theta} = \sigma_{\theta}^{(1)} + \varphi\sigma_{\theta}^{(2)}, \quad (1.14)$$

$$\sigma_R = \sigma_R^{(1)} + \varphi\sigma_R^{(2)}, \quad (1.15)$$

где индекс "1" – относится к результатам первого расчёта, а индекс "2" – второго расчёта.

Коэффициент ϕ определяется из условия согласования напряжений на внешнем контуре:

$$\phi = \frac{\sigma_{R_n} - \sigma_{R_n}^{(1)}}{\sigma_{R_n}^{(2)}} \quad (1.16)$$

В результате расчёта для каждого сечения из-за наличия ступенек получится две пары напряжений. В качестве расчётного значения напряжения для каждой пары берётся среднее значение:

$$\sigma_{R_{ср}} = \frac{\sigma_{R_i} + \sigma'_{R_i}}{2} \quad (1.17)$$

$$\sigma_{\theta_{ср}} = \frac{\sigma_{\theta_i} + \sigma'_{\theta_i}}{2} \quad (1.18)$$

Запас прочности по напряжениям рассчитывается следующим образом [3]:

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{l,\tau}}{\sigma_{экр.}} \quad (1.19)$$

где $\sigma_{l,\tau}$ – предел длительной прочности материала при температуре t в течении времени τ ;

$\sigma_{экр.}$ – эквивалентное напряжение в рассматриваемой точке.

Эквивалентное напряжение определяется в соответствии с теорией Мора:

$$\sigma_{экр.} = \sigma_1 - \lambda \sigma_3 \quad (1.20)$$

где σ_1 – максимальное из напряжений $\sigma_{R_{ср}}$, $\sigma_{\theta_{ср}}$, $\sigma_{z_{ср}}$, определённое с учётом знака;

σ_3 – минимальное из этой же группы напряжение.

Напряжение $\sigma_{z_{ср}}$ направлено перпендикулярно срединной плоскости диска и для случая плоского напряжённого состояния равно нулю.

Коэффициент λ равен отношению пределов длительной прочности при растяжении и сжатии; для материалов дисков значение λ принимают равным 0,5.

Допустимая величина K_{σ} зависит от условий эксплуатации диска, необходимой надёжности, точности оценки действующих напряжений и регламентируется в пределах 1,3...1,8.

Для диска радиальной турбомашин (рис.2) расчет ведется с использованием величины приведенной плотности, учитывающей наличие присоединенной массы лопаток, расположенных на боковой поверхности диска, при этом жесткость лопаток на растяжение не учитывается:

$$\rho_{пр}(R_i) = \rho \left(1 + \frac{czF_{лопi}}{2\pi r_i b_i} \right) \quad (1.21)$$

где $\rho_{пр}(R_i)$ – приведенная плотность на радиусе R_i ,

$F_{лопi}$ – площадь сечения лопатки на радиусе R_i ,

ρ – плотность материала диска,

z – число лопаток,

b_i – толщина диска на радиусе R_i (рис. 2),

c – коэффициент, зависящий от конструкции колеса, для колеса с односторонним входом $c = 1$, для колеса с двухсторонним входом $c = 2$.

Величина $F_{лопi}$ может быть рассчитана, как

$$F_{лопi} = b_{ли} \cdot s_i,$$

где s_i – толщина лопатки на радиусе R_i ,

$b_{ли}$ – ширина лопатки на радиусе R_i .

При расчете дисков радиальных турбомашин для определения изменения напряжений по формулам (1.4) – (1.5) при переходе от сечения i к сечению $i+1$ используются значения приведенной плотности в i -ом сечении, рассчитываемые по формуле (1.21). Значение радиального напряжения σ_{rn} в последнем расчетном сечении принимается равным нулю.

Рассмотренный метод расчета дисков радиальных турбомашин можно использовать только в том случае, когда лопатки располагаются только на боковых поверхностях диска и не выходят за пределы наружного радиуса диска $R_{нар}$.

2. Рекомендации по составлению расчетной схемы диска

2.1 Разбиваем диск на n сечений; рекомендуется $n = 10...30$.

2.2 При выборе сечений желательно выполнить следующие

условия: $0,8 \leq \frac{b_i}{b_{i+1}} \leq 1,3$; $\frac{R_{i+1}}{R_i} \leq 1,2 + 1,25$. Чем резче меняется тол-

щина диска, тем ближе друг к другу надо проводить соседние сечения.

2.3 Первое сечение обычно совпадает с образующей центрального сечения (для диска с центральным отверстием). Для диска без центрального отверстия радиус первого сечения R_1 выбирается в пределах 5...10 % от радиуса последнего расчетного сечения R_n .

2.4 Мелкими деталями конструкции диска (фаски, галтели и др.) обычно пренебрегают. Влияние небольших нецентральных отверстий, бобышек, буртов для лабиринтных уплотнений может быть учтено соответствующим местным увеличением (уменьшением) толщины диска.

2.5 Желательно, чтобы исходный контур осевого сечения диска (до разбивки на сечения) не имел резких изменений толщины. Если таковые имеются, то желательно цилиндрическую поверхность, образующую ступеньку, заменить конической поверхностью, ввести галтель.

3. Подготовка исходных данных

3.1 После эскизной проработки конструкции диска известны все его геометрические параметры. В каждом сечении определяем значения $R, b, F_{\text{лоп}}$ (для диска радиальной турбомашины); известны также величины $\omega, \rho, \sigma_n, z, f, R_f, \mu, F_K$.

3.2 Для диска турбины задаем температуры: T_1 – в первом расчетном сечении (температура ступицы), T_n – в последнем расчетном сечении (температура обода). Величина T_1 определяется необходимостью уменьшить тепловой поток от массивной ступицы диска турбины к подшипнику, размещаемому обычно вблизи ступицы диска турбины. Рабочая температура подшипников ограничивается величиной 500...700 К. Кроме того, необходимо обеспечить снижение температуры и повышение запаса прочности в самой нагруженной части диска – ступице. С учетом этих факторов, температура T_1 задается в интервале 550...750 К. Величина T_n задается на 50...150 К меньше температуры в корневом сечении рабочей лопатки. При выборе температур T_1 и T_n необходимо стремиться к тому, чтобы их разность $T_n - T_1$ не превышала 500...550 К, иначе термические напряжения в диске будут значительными, а запас прочности недостаточным.

3.3 Рассчитываем температуру в каждом сечении по зависимости:

$$T_i = T_1 + (T_n - T_1) \left(\frac{R_i - R_1}{R_n - R_1} \right)^m$$

где T_i – температура на радиусе R_i ,

$m = 3$ для дисков, охлаждаемых воздухом, $m = 2$ для неохлаждаемых дисков.

3.4 В зависимости от температуры для каждого сечения находим значение физико-механических характеристик материала $E, \alpha, \sigma_{\tau, \theta}$ (см. приложение, табл. 1, 2 или [4]).

3.5 Задаём значение напряжений в 1-м сечении для первого и второго расчётов:

1) для диска с центральным отверстием

$$\sigma_{R_1}^{(1)} = \sigma_{R_1}^{(2)} = 0 \text{ (или известному напряжению натяга),}$$

$$\sigma_{\theta_1}^{(1)}, \sigma_{\theta_1}^{(2)} - \text{произвольно;}$$

2) для диска без центрального отверстия

$$\sigma_{R_1}^{(1)} = \sigma_{\theta_1}^{(1)} - \text{произвольно,}$$

$$\sigma_{R_1}^{(2)} = \sigma_{\theta_1}^{(2)} - \text{произвольно.}$$

4. Методика расчета

4.1 Определяем σ по формуле (1.13).

4.2 Для каждого сечения, последовательно переходя от одного сечения к другому, находим:

а) $\Delta\sigma_{\theta_i}^{(1)}, \Delta\sigma_{R_i}^{(1)}$ - по формулам (1.4), (1.5);

б) $\sigma_{\theta_{i+1}}^{(1)}, \sigma_{R_{i+1}}^{(1)}$ - по формулам (1.9), (1.10);

в) $\sigma_{R_{i+1}}^{(1)}, \sigma_{\theta_{i+1}}^{(1)}$ - по формулам (1.11), (1.12).

4.3 Проводим второй расчёт тех же величин, что и в п.4.2, в предположении $\Delta t_i = 0, \omega = 0$; определяем $\Delta\sigma_{\theta_i}^{(2)}, \Delta\sigma_{R_i}^{(2)}, \sigma_{R_{i+1}}^{(2)}, \sigma_{\theta_{i+1}}^{(2)}$,

$$\sigma_{\theta_{i+1}}^{(2)}, \sigma_{R_{i+1}}^{(2)}$$

4.4 Определяем φ - по формуле (1.16).

4.5 Определяем результирующие напряжения в каждом из сечений $\sigma'_{\theta_i}, \sigma'_{R_i}, \sigma_{\theta_i}, \sigma_{R_i}$ - по формулам (1.14), (1.15).

4.6 Определяем средние расчётные напряжения σ_{Rcp1} , $\sigma_{\theta cp1}$ по формулам (1.17), (1.18).

4.7 Находим σ_1 , σ_3 в каждом сечении.

4.8 Определяем $\sigma_{эжв}$ и K_{σ} - по формулам (1.19), (1.20).

5 Расчет дисков в программном комплексе "Вулкан V1.0"

Программный комплекс "Вулкан V1.0" разработан в среде программирования Delphi и представляет собой универсальную инструментальную среду для создания расчётных программ (приложений). Одним из таких приложений является "Расчет дисков турбомашин". Алгоритм расчета, реализованный в этом приложении, основан на рассмотренном выше методе кольцевых элементов.

Порядок расчета дисков в программном комплексе "Вулкан V1.0" следующий.

1. Подготовить исходные данные в соответствии с п.3
2. Запустить программу "Вулкан V1.0": **Пуск – Программы – Volcano 1.0**. Появляется главное меню программы.
3. Выбрать приложение "Расчет на прочность диска турбомашин": **Главное меню – Выбор приложения – "Расчет на прочность диска турбомашин"**.
4. Загрузить окно приложения: **Главное меню – Окно приложения**.
5. Создать проект для решения задачи расчета диска: **Главное меню – Создать проект**.
6. Сохранить проект: **Главное меню – Сохранить проект (ввести имя проекта)**.
7. Ввести исходные данные: **Меню приложения "Расчет на прочность диска турбомашин" – Исходные данные**. Заполнить таблицы "Входные данные" и "Входные данные по сечениям" (рис.3).
8. Выполнить расчет: **Главное меню – Пуск**.
9. Просмотреть результаты расчета: **Меню приложения "Расчет на прочность диска турбомашин" – Результаты расчета** (рис.4).
10. Создать отчет: **Меню приложения "Расчет на прочность диска турбомашин" – Файл – Создать отчет**. Ввести имя файла отчета.

11. Выйти из программы Вулкан: **Главное меню – Выход**.

12. По результатам расчета построить графики распределения радиальных напряжений, тангенциальных напряжений, эквивалентных напряжений, коэффициентов запаса прочности, температур, пределов длительной прочности материала по радиусу диска. Это можно сделать в MS Excel.

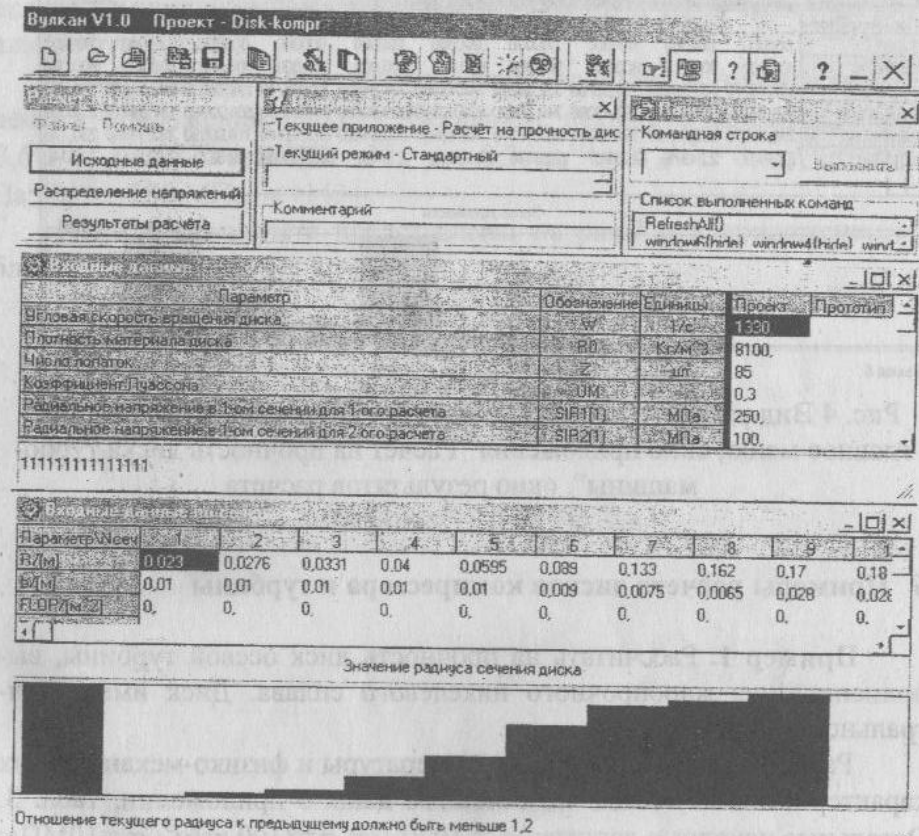


Рис. 3 Вид рабочего окна программного комплекса "Вулкан 1.00": главное меню, окно приложения "Расчет на прочность диска турбомашин", окно входных данных.

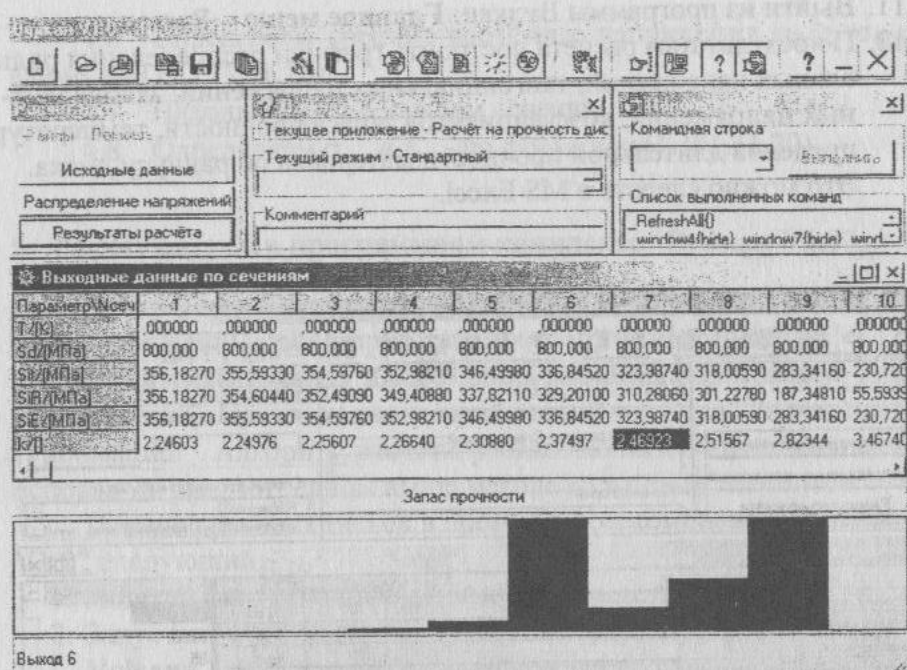


Рис. 4 Вид рабочего окна программного комплекса "Вулкан 1.00": главное меню, окно приложения "Расчет на прочность диска турбомашин", окно результатов расчета

6 Примеры расчета дисков компрессора и турбины

Пример 1. Рассчитать на прочность диск осевой турбины, выполненный из жаропрочного никелевого сплава. Диск имеет центральное отверстие.

Размеры диска, изменение температуры и физико-механических характеристик материала по сечениям даны в приложении, табл. 3. Остальные исходные данные: $\omega = 1020$ 1/с; $\rho = 8100$ кг/м³; $\sigma_L = 10$ МПа; $F_K = 0,000155$ м²; $z = 90$; $\mu = 0,3$; $\sigma_R^{(1)} = \sigma_R^{(2)} = 0$; $\sigma_\theta^{(1)} = 100$ МПа; $\sigma_\theta^{(2)} = 200$ МПа; $n = 10$; $R_{нар} = 0,257$ м.

Результаты расчёта представлены в приложении, табл. 3 и на рис. 5.

Пример 2. Рассчитать на прочность диск осевого компрессора, выполненный из жаропрочной стали. Диск не имеет центрального отверстия.

Размеры диска и прочностные характеристики материала приведены в приложении, табл. 4. Остальные исходные данные: $\omega = 1330$ 1/с; $\rho = 8100$ кг/м³; $\sigma_L = 42$ МПа; $F_K = 0,0002$ м²; $z = 85$; $\mu = 0,3$; $\sigma_R^{(1)} = \sigma_\theta^{(1)} = 250$; $\sigma_R^{(2)} = \sigma_\theta^{(2)} = 100$ МПа; $n = 10$; $R_{нар} = 0,192$ м.

Результаты расчёта представлены на рис. 6 и в приложении, табл. 4.

Пример 3. Рассчитать на прочность диск центробежного компрессора, выполненный из алюминиевого сплава. Диск имеет центральное отверстие.

Размеры диска и прочностные характеристики материала приведены в приложении, табл. 5. Остальные исходные данные: $\omega = 943,6$ 1/с; $\rho = 2770$ кг/м³; $z = 31$; $\mu = 0,3$; $\sigma_R^{(1)} = \sigma_R^{(2)} = 0$; $\sigma_\theta^{(1)} = 100$ МПа; $\sigma_\theta^{(2)} = 200$ МПа; $n = 14$.

Результаты расчёта представлены на рис. 7 и в приложении, табл. 5.

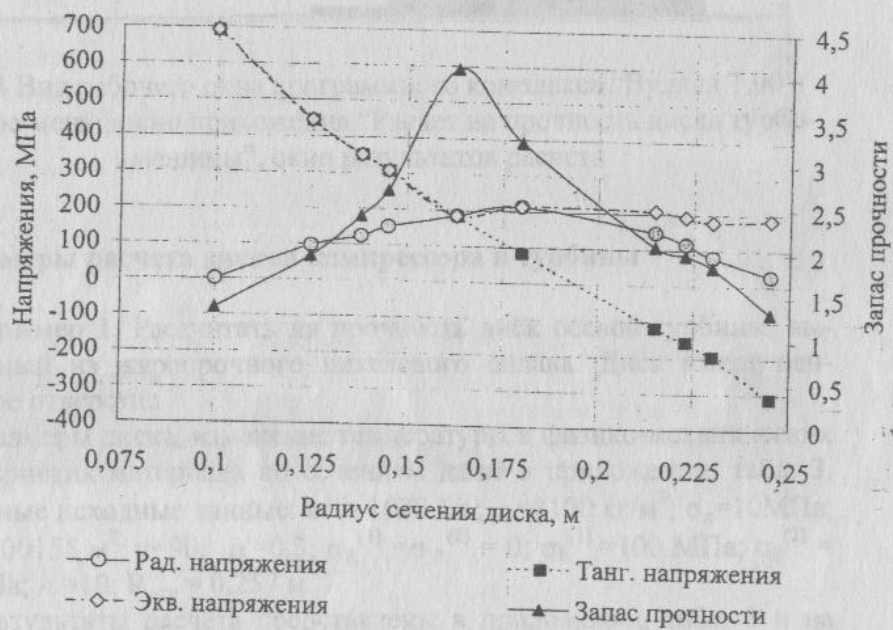
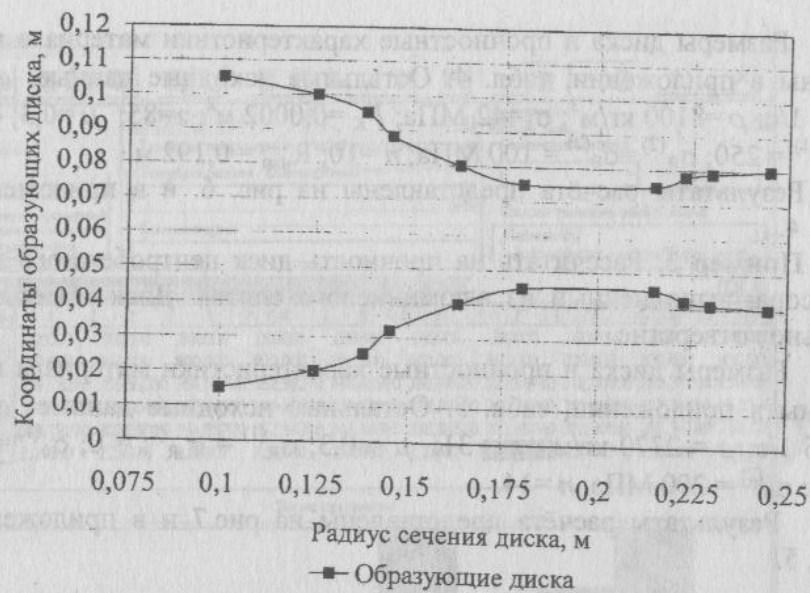


Рис.5 Профиль диска турбины с центральным отверстием, распределение напряжений и запаса прочности по радиусу диска.

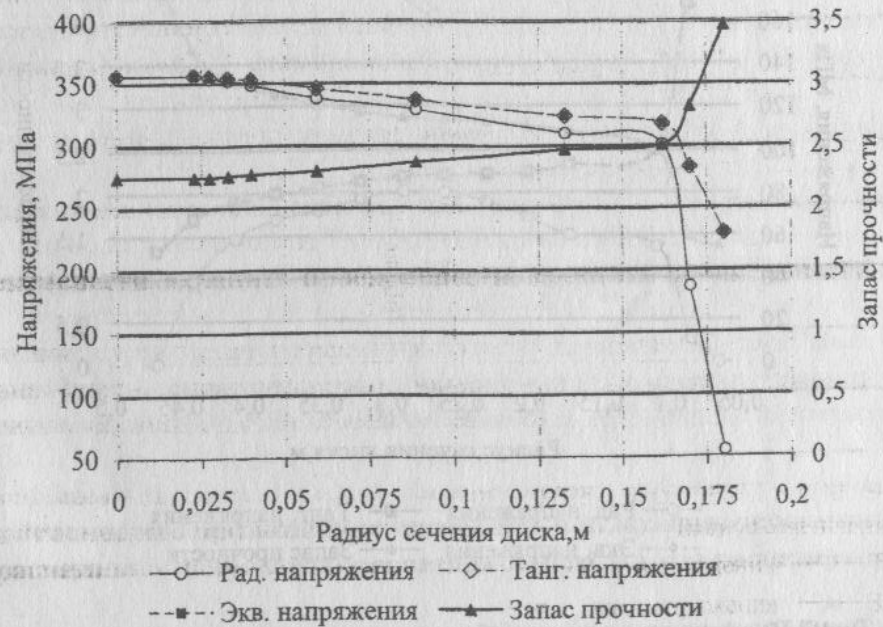
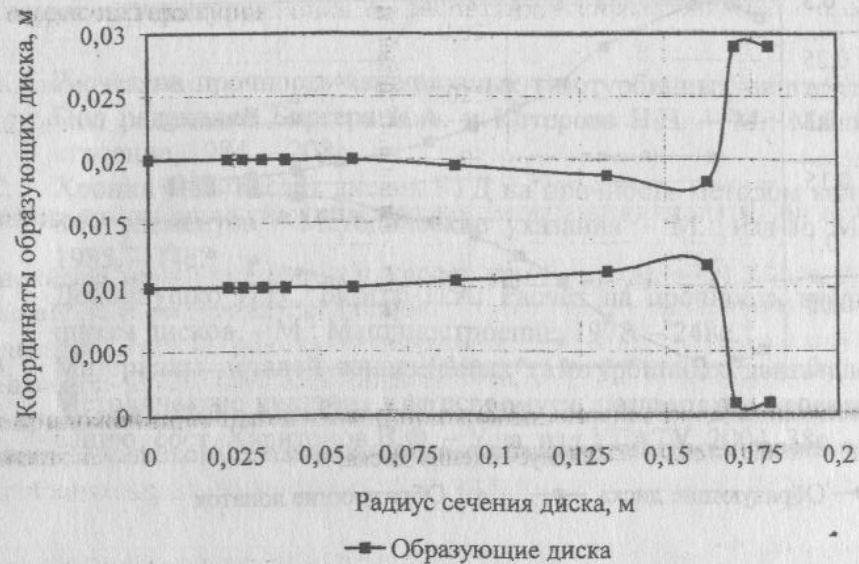


Рис.6 Профиль диска компрессора без центрального отверстия, распределение напряжений и запаса прочности по радиусу диска.

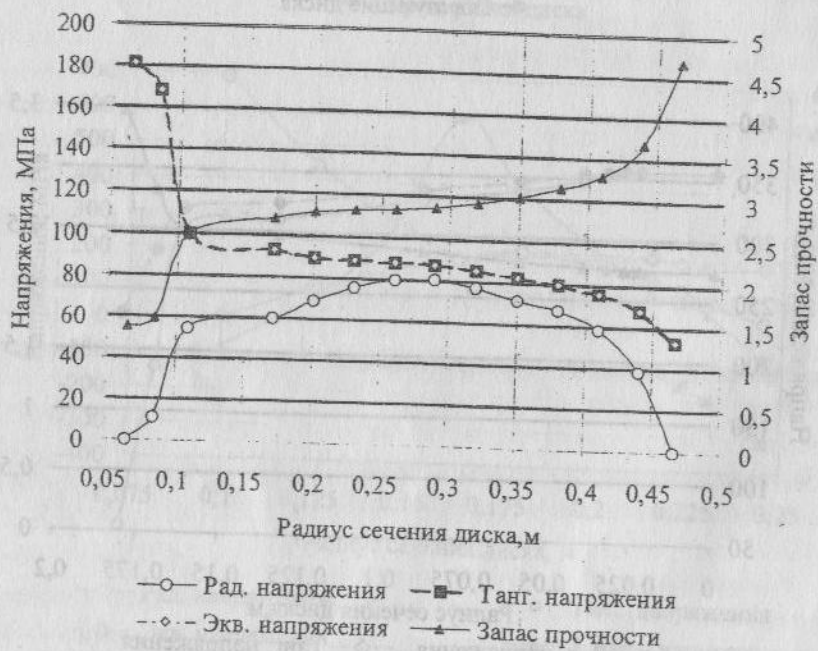
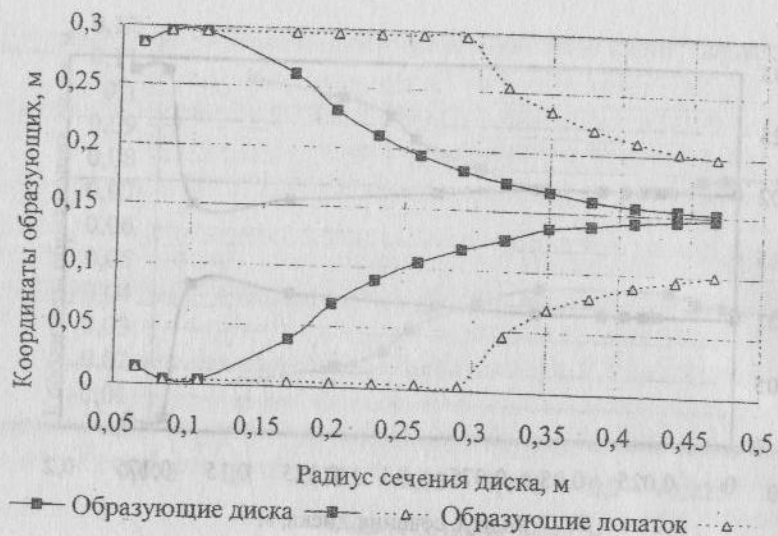


Рис. 7 Профиль диска центробежного компрессора с центральным отверстием, распределение напряжений и запаса прочности по радиусу

Список литературы

1. Расчёт на прочность авиационных газотурбинных двигателей / Под редакцией Биргера И.А. и Котерова Н.Н. – М.: Машиностроение, 1984. – 208с.
2. Хронин Д.В. Расчёт дисков ГТД на прочность методом кольцевых элементов / Методические указания – М.: изд-во МАИ, 1985. – 14с.
3. Демьянушко И.В., Биргер И.А. Расчёт на прочность вращающихся дисков. – М.: Машиностроение, 1978. – 248с.
4. Материалы деталей авиационных газотурбинных двигателей / Методические указания к курсовому и дипломному проектированию, сост. Харитонов В.Ф. – Уфа, изд. УГАТУ, 2004, 38с.

Приложение
Таблица 1

Физико-механические свойства материалов дисков компрессоров

Марка сплава	Термообработка	t , °C	σ_T , МПа	σ_{100} , МПа	σ_{1000} , МПа	σ_{2000} , МПа	$\sigma_{0,2/100}$, МПа	$\sigma_{0,2/1000}$, МПа	ρ , кг/м ³	μ
АК-4	Закалка + старение	20	320	-	-	-	-	-	2770	0,31
		200*	-	200	130	-	150	90	-	-
		300	-	40	-	-	35	-	-	-
ВТ3-1	Изотермический отжиг	20	1050	-	-	-	-	-	4500	0,3
		200*	730	-	-	-	-	-	-	-
		300	650	820	-	810	640	640	-	-
		450	600	610	-	520	500	370	-	-
		20	1150	-	-	-	-	-	-	-
ВТ-9	Закалка + старение	300*	850	1040	-	1020	600	440	-	-
		400	730	920	-	860	250	150	-	-
	Закалка + старение	20	1200	-	-	-	-	-	4510	0,35
		450*	-	780	-	680	450	-	-	-
		20	1100	800	-	800	610	-	-	-
13X11H2 В2МФ (ЭИ961)	Двойной отжиг	450*	660	780	-	680	500	-	-	-
		500	600	660	-	450	380	-	-	-
		20	850	-	-	-	-	-	7850	0,3
		400*	680	620	600	-	470	-	-	-
		500	570	440	390	-	300	-	-	-
600	500	270	185	-	150	-	-	-	-	

Таблица 2

Физико-механические свойства материалов дисков турбин

Марка сплава, термообработка	t , °C	σ_T , МПа	σ_{100} , МПа	σ_{1000} , МПа	$\sigma_{0,2/100}$, МПа	$E \cdot 10^{-5}$, МПа	ρ , кг/м ³	$\alpha \cdot 10^6$, 1/К
37X12H8Г8МФБ (ЭИ481), Закалка + двухступ. старение	20	630	-	-	-	1,74	7850	15,3
	500*	490	560	520	240	1,30	-	20,3
	650	400	360	320	180	1,20	-	20,5
	750	330	220	-	-	1,12	-	20,8
ХН77ТЮР (ЭИ437Б) Закалка + старение	20	700	-	-	-	2,10	8200	12,7
	600*	640	700	340	400	1,63	-	20,0
	700	600	420	150	250	1,45	-	21,0
	800	470	200	-	140	1,24	-	24,8
ХН73МБТЮ (ЭИ698) Закалка + старение	20	720	-	-	-	2,00	8320	11,0
	600*	670	650	580	-	1,64	-	12,7
	700	650	500	400	$\sigma_{10000}=280$	1,45	-	13,4
	800	580	400	220	$\sigma_{10000}=200$	1,37	-	13,9

Примечание: Зависимость σ_T , E , α от температуры в диапазоне от 20°C до температуры, обозначенной *, может быть принята линейной.

Результаты расчёта диска осевой турбины

Таблица 3

№ сеч.	R , м	b , м	t , К	E , Па	α , 1/К	σ_{100} , МПа	σ_R , МПа	σ_{θ} , МПа	σ_{φ} , МПа	K_G
1	0,100	0,090	663	$1,49 \cdot 10^{11}$	$1,45 \cdot 10^{-5}$	910	0	693	693	1,31
2	0,125	0,080	723	$1,45 \cdot 10^{11}$	$1,48 \cdot 10^{-5}$	850	96	444	444	1,91
3	0,138	0,070	753	$1,44 \cdot 10^{11}$	$1,49 \cdot 10^{-5}$	830	124	351	351	2,37
4	0,145	0,055	773	$1,43 \cdot 10^{11}$	$1,50 \cdot 10^{-5}$	810	151	308	308	2,67
5	0,163	0,040	828	$1,39 \cdot 10^{11}$	$1,52 \cdot 10^{-5}$	750	185	184	185	4,06
6	0,180	0,030	883	$1,35 \cdot 10^{11}$	$1,55 \cdot 10^{-5}$	690	213	84	213	3,24
7	0,215	0,030	993	$1,27 \cdot 10^{11}$	$1,60 \cdot 10^{-5}$	430	148	-117	207	2,08
8	0,223	0,035	1013	$1,24 \cdot 10^{11}$	$1,61 \cdot 10^{-5}$	380	115	-155	192	1,98
9	0,230	0,038	1033	$1,21 \cdot 10^{11}$	$1,62 \cdot 10^{-5}$	330	81	-194	178	1,85
10	0,245	0,040	1098	$1,13 \cdot 10^{11}$	$1,65 \cdot 10^{-5}$	245	28	-312	184	1,33

Результаты расчёта диска осевого компрессора

Таблица 4

№ сеч	R , м	b , м	σ_{100} , МПа	σ_R , МПа	σ_a , МПа	σ_{φ} , МПа	K_G
1	0,0230	0,0100	800	356	356	356	2,25
2	0,0276	0,0100	800	354	355	355	2,25
3	0,0331	0,0100	800	352	354	354	2,26
4	0,0400	0,0100	800	349	353	353	2,27
5	0,0595	0,0100	800	338	346	346	2,30
6	0,0890	0,0090	800	329	337	337	2,37
7	0,1330	0,0075	800	310	324	324	2,47
8	0,162	0,0065	800	301	318	318	2,51
9	0,170	0,0280	800	187	283	283	2,82
10	0,180	0,0280	800	55	230	230	3,47

Результаты расчёта диска центробежного компрессора

Таблица 5

№ сеч	R, м	b, м	$F_{\text{лоп}}, \text{ м}^2$	$\sigma_T, \text{ МПа}$	$\sigma_R, \text{ МПа}$	$\sigma_{\theta}, \text{ МПа}$	$\sigma_z, \text{ МПа}$	K_{σ}
1	0,065	0,2720	0	250	0	181,55	181,55	1,38
2	0,084	0,2920	0	250	11,31	168,66	168,66	1,48
3	0,108	0,2920	0	250	54,58	99,68	99,68	2,50
4	0,170	0,2220	0,000488	250	59,86	92,69	92,69	2,70
5	0,200	0,1620	0,000732	250	69,06	89,66	89,66	2,79
6	0,230	0,1220	0,000921	250	75,59	88,59	88,59	2,82
7	0,260	0,0890	0,001058	250	79,53	87,97	87,97	2,84
8	0,290	0,0660	0,001130	250	80,40	87,18	87,18	2,87
9	0,320	0,0480	0,000805	250	76,80	85,13	85,13	2,94
10	0,350	0,0340	0,000675	250	71,60	82,45	82,45	3,03
11	0,380	0,0210	0,000605	250	67,05	79,70	79,70	3,14
12	0,410	0,0130	0,000535	250	58,62	75,77	75,77	3,30
13	0,440	0,0075	0,000490	250	38,45	67,70	67,70	3,69
14	0,467	0,0050	0,000475	250	0	53,26	53,26	4,69

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- σ_T - предел текучести, МПа.
- σ_{100} - предел длительной прочности за 100 часов, МПа.
- σ_{1000} - предел длительной прочности за 1000 часов, МПа.
- σ_{2000} - предел длительной прочности за 10000 часов, МПа.
- $\sigma_{0,2/100}$ - предел ползучести за 100 часов (напряжение, вызывающее остаточную деформацию 0,2 за 100 часов наработки), МПа.
- $\sigma_{0,2/1000}$ - предел ползучести за 1000 часов, МПа.
- E - модуль упругости, МПа.
- μ - коэффициент Пуассона.
- ρ - плотность материала, кг/м^3 .
- α - коэффициент термического расширения, $1/\text{К}$.
- t - температура, $^{\circ}\text{C}$.