

ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ

Лекция 9

- Статическая прочность дисков
- Силовые факторы
- Расчет напряжений
- Метод конечных разностей
- Граничные условия
- Напряжения в диске постоянной толщины
- Несущая способность дисков
- Запасы прочности





Статическая прочность дисков

Вращающиеся диски являются важнейшим элементом многих машин. Прочность и долговечность дисков определяют возможность получения высоких параметров работы машин, обеспечивают необходимый срок их службы. Развитие вычислительной техники, оснащение конструкторских бюро и исследовательских организаций ЭВМ позволяют внедрить более современные методы расчета дисков, производить уточненные расчеты.

Основными нагрузками, действующими на диски, являются центробежные силы, возникающие при вращении. Определение напряжений и деформаций от центробежных сил — главный этап расчета дисков на прочность. Неравномерный нагрев приводит к возникновению температурных напряжений, которые могут оказаться существенными, особенно при нестационарных режимах работы машин. Равномерно нагретые по толщине, симметричные относительно плоской срединной поверхности диски достаточно рассчитывать только на растяжение. Для дисков сложной формы с изогнутой срединной поверхностью при неравномерном нагреве по толщине или осевых нагрузках и моментах во время расчета следует учитывать изгиб.

Статическая прочность дисков

Диски постоянной толщины встречаются редко, однако замкнутые решения, полученные для них, необходимы для контроля расчетов, упрощенных оценок и обоснования результатов, получаемых при использовании численных методов.

В некоторых случаях искривленные или нагруженные осевыми силами и моментами диски изготавливают тонкими для экономии материала. Тогда поперечные прогибы могут быть достаточно большими. Особое значение имеет учет восстанавливающего эффекта, возникающего при действии растягивающих сил; с целью уменьшения напряжений изгиба диски часто конструируют с криволинейным меридианом.

В большинстве современных турбомашин диски работают в условиях повышенной нагруженности, приводящей к возникновению пластических деформаций. Турбинные диски и диски компрессоров высокого давления подвергаются воздействию высоких

Статическая прочность дисков

температур, с чем связано появление деформаций ползучести. Наиболее распространенным в инженерных расчетах является учет пластичности и ползучести с помощью соответствующих деформационных теорий и использование итерационных процедур последовательного решения упругих задач. Однако это не позволяет достаточно подробно исследовать кинетику напряженно-деформированного состояния дисков, работающих в процессе эксплуатации на различных режимах, при циклически меняющихся нагрузках. В этих случаях необходим учет истории нагружения, что приводит к созданию более сложных методов расчета дисков в приращениях деформаций и сил с использованием теорий пластического течения и аналогичных теорий ползучести, учитывающих историю деформирования.

Критериями оценки конструкций дисков являются коэффициенты запасов по различным параметрам, определяющим их напряженность, деформативность, несущую способность и долговечность. Важной характеристикой является долговечность диска. Повышение ресурсов работы приводит к резкому увеличению как длительности действия нагрузок, так и числа повторений (циклов) нагружений для некоторых машин. Накопление длительных статических и малоцикловых повреждений в материале может привести к преждевременному разрушению дисков. Расчет долговечности должен быть основан на точной оценке напряжений и деформаций, учете концентрации напряжений, знании свойств материала в аналогичных условиях нагружения и использовании современных представлений о накоплении повреждений.

Статическая прочность дисков

В конструкциях встречаются диски значительной толщины, иногда соизмеримой с радиусом. Для них методы расчета, использующие гипотезы плоского напряженного состояния и жесткой нормали, не пригодны. Расчет пространственного напряженного состояния стал возможен в связи с разработкой метода конечных элементов (МКЭ), позволяющего реализовать хорошо разработанные процедуры решения упругопластической задачи, и внедрением ЭВМ достаточно большой эффективности. При расчете центробежных колес турбомашин (крыльчаток) необходимо учитывать взаимодействие лопаток и несущих дисков. Для этой цели разработаны уточненные методы расчета, реализуемые на ЭВМ.

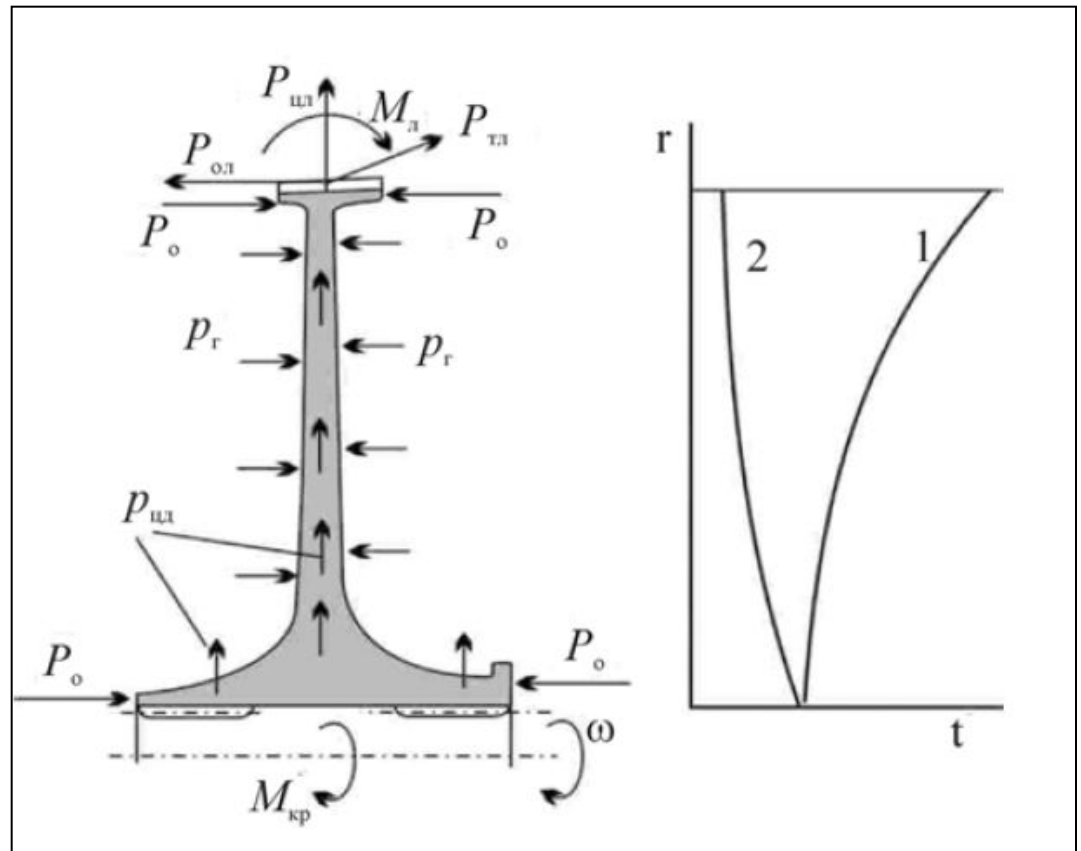
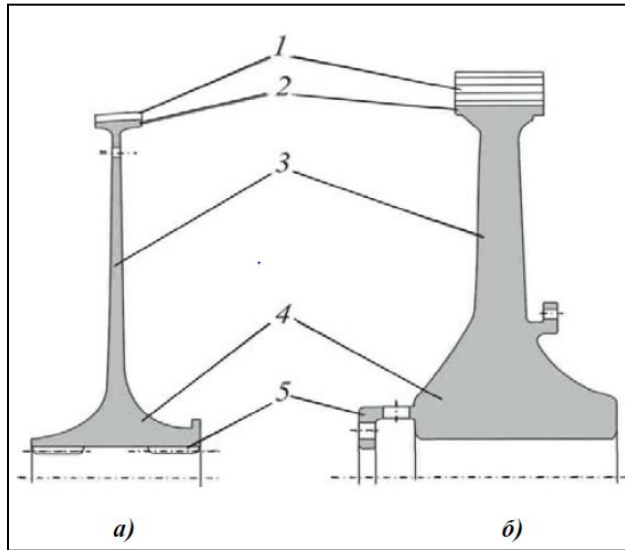
При проектировании дисков конструктор опирается на свой опыт, создавая новую или модифицируя известную конструкцию, а затем осуществляет поверочный расчет на прочность. Это приводит к многократному повторению расчетов и требует значительных затрат при выборе наилучшего варианта. Разработка методов оптимального проектирования диска с учетом условий работы и требований прочности, реализованная в виде системы автоматического проектирования на ЭВМ, является актуальной задачей. Решение этой задачи позволяет выявить взаимосвязь различных требований, предъявляемых к прочности, долговечности, рабочим параметрам конструкции и к характеристикам материала при

Статическая прочность дисков

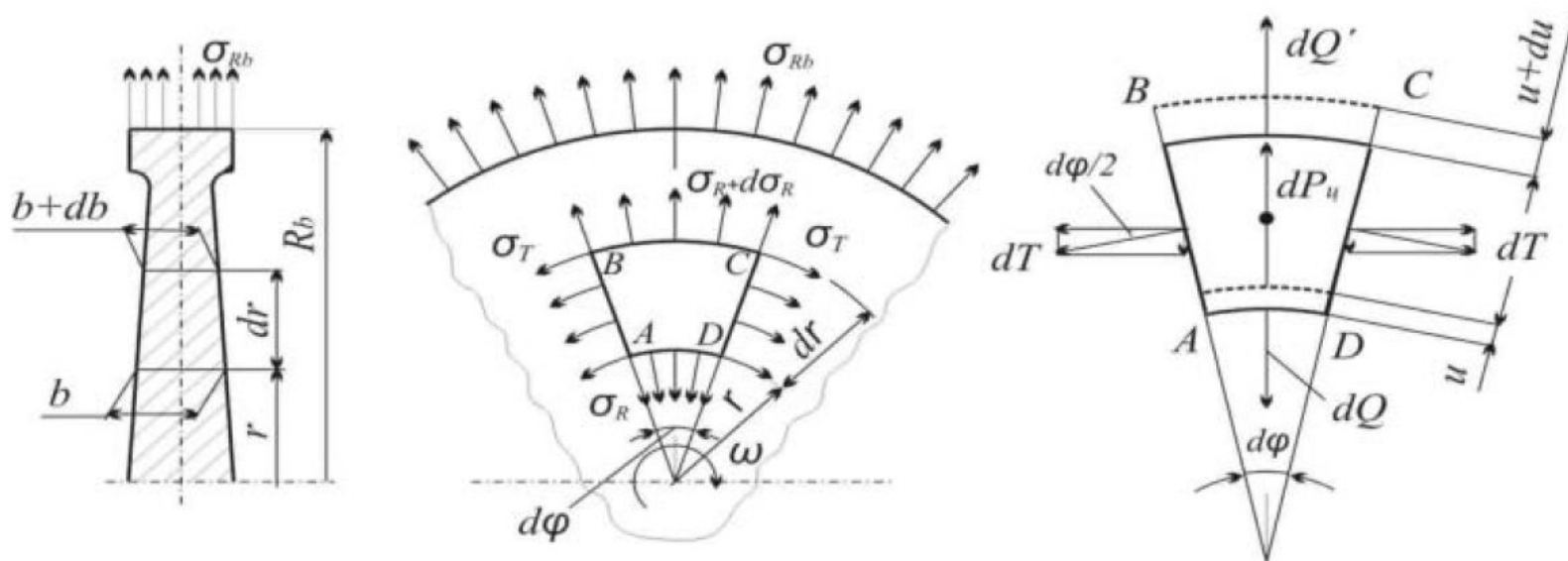
оптимальном проектировании. Проектирование предполагает учет не только статических, но и динамических характеристик диска с отстройкой от опасных частот в рабочем диапазоне частот вращения. В связи с этим необходимо проводить расчет на колебания с учетом взаимодействия диска с лопатками.

Значительное место в оценке прочности дисков занимают экспериментальные методы исследований. Основными являются испытания дисков на разгонных стендах. Современные разгонные стенды оснащены таким образом, чтобы имитировать большую часть нагрузок, действующих на диск в эксплуатации (вращение, нагрев). Системы автоматического управления стендами позволяют создать циклические нагрузки, что дает возможность исследовать долговечность конструкций. Такие испытания требуют проведения дополнительных расчетов, связанных с определением типа цикла нагружения, числа циклов, запасов прочности и т. п.

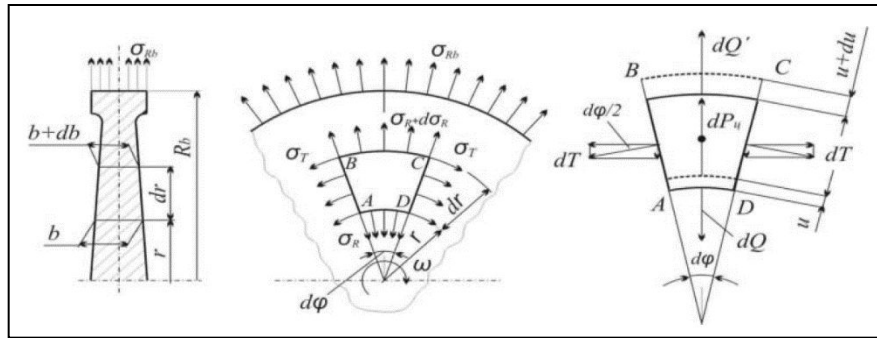
Силловые и температурные факторы, действующие на диски



Расчет напряжений в плоской осесимметричной постановке



Расчет напряжений в плоской осесимметричной постановке



$$dP_u = \omega^2 r dm = \rho \omega^2 b r^2 d\varphi dr,$$

$$dQ = \sigma_R b r d\varphi,$$

$$dQ' = (\sigma_R + d\sigma_R)(b + db)(r + dr)d\varphi$$

$$dT = \sigma_T b dr.$$

$$dP_u + dQ' - dQ - 2dT \sin \frac{d\varphi}{2} = 0$$

$$\sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2},$$

$$\frac{d\sigma_R}{dr} + \frac{1}{r}(\sigma_R - \sigma_T) + \sigma_R \frac{1}{b} \frac{db}{dr} + \rho \omega^2 r = 0$$

$$\varepsilon_R = \frac{du}{dr}, \quad \varepsilon_T = \frac{2\pi(r+u) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{u}{r}$$

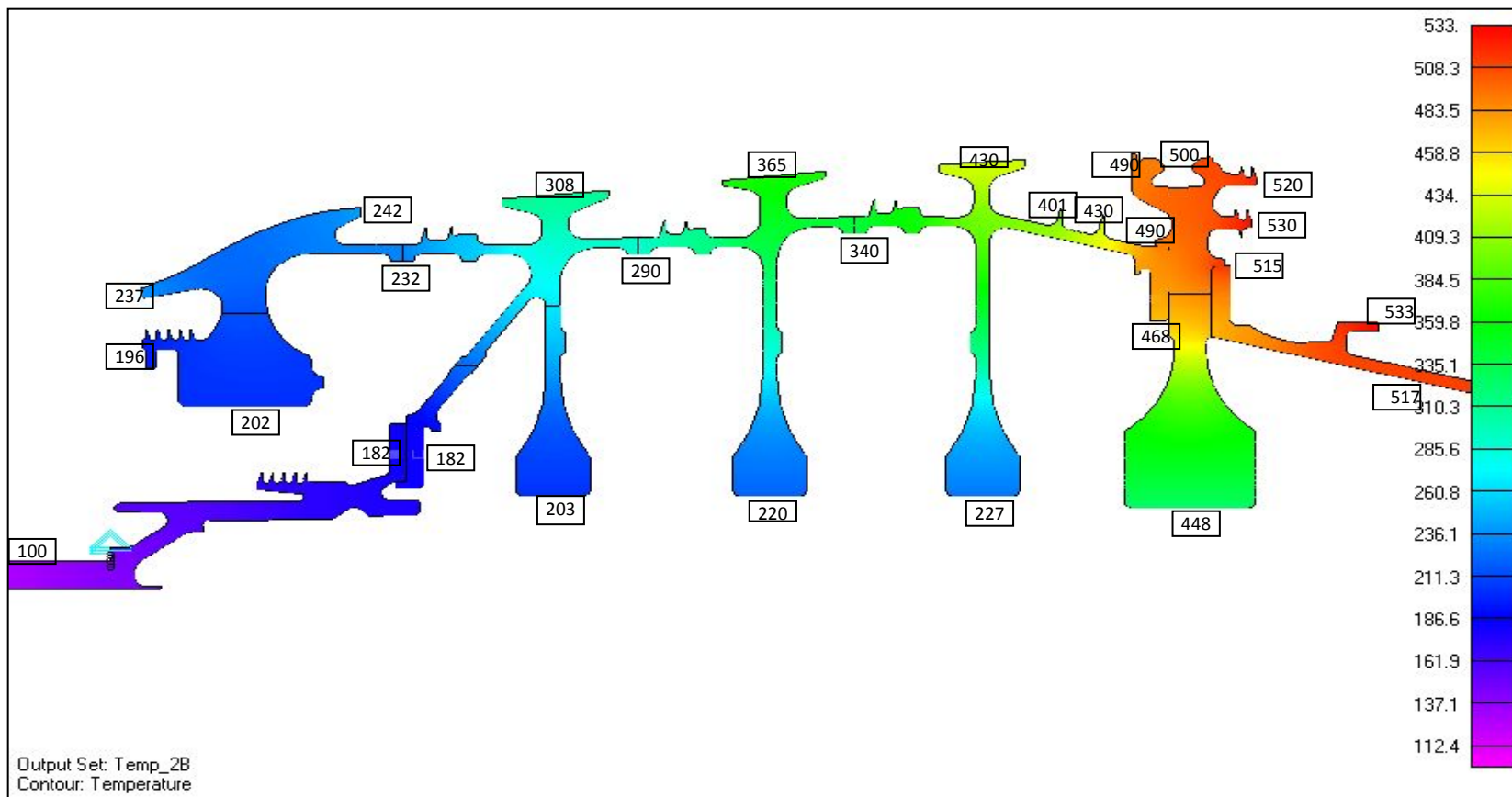
$$\varepsilon_R = \frac{d(\varepsilon_T r)}{dr}$$

$$\varepsilon_R = \frac{1}{E}(\sigma_R - \mu\sigma_T) + \alpha t$$

$$\varepsilon_T = \frac{1}{E}(\sigma_T - \mu\sigma_R) + \alpha t$$

$$\frac{d}{dr} \left\{ r \left[\frac{1}{E}(\sigma_T - \mu\sigma_R) + \alpha t \right] \right\} = \frac{1}{E}(\sigma_R - \mu\sigma_T) + \alpha t$$

Поле температур КВД



Метод конечных разностей

$$\frac{d\sigma_R}{dr} + \frac{1}{r}(\sigma_R - \sigma_T) + \sigma_R \frac{1}{b} \frac{db}{dr} + \rho\omega^2 r = 0$$

$$\frac{d\sigma_T}{dr} - \mu \frac{d\sigma_R}{dr} + \frac{1+\mu}{r}(\sigma_T - \sigma_R) + E\alpha \frac{dt}{dr} = 0$$

Точное решение этих уравнений возможно лишь для частных случаев и определяется формой профиля диска

- Диск постоянной толщины
- Конический профиль
- Гиперболический
- Равного сопротивления

$$\frac{db}{dr} \approx \frac{b_{i+1} - b_i}{r_{i+1} - r_i};$$

$$\frac{d\sigma_R}{dr} \approx \frac{\sigma_{Ri+1} - \sigma_{Ri}}{r_{i+1} - r_i};$$

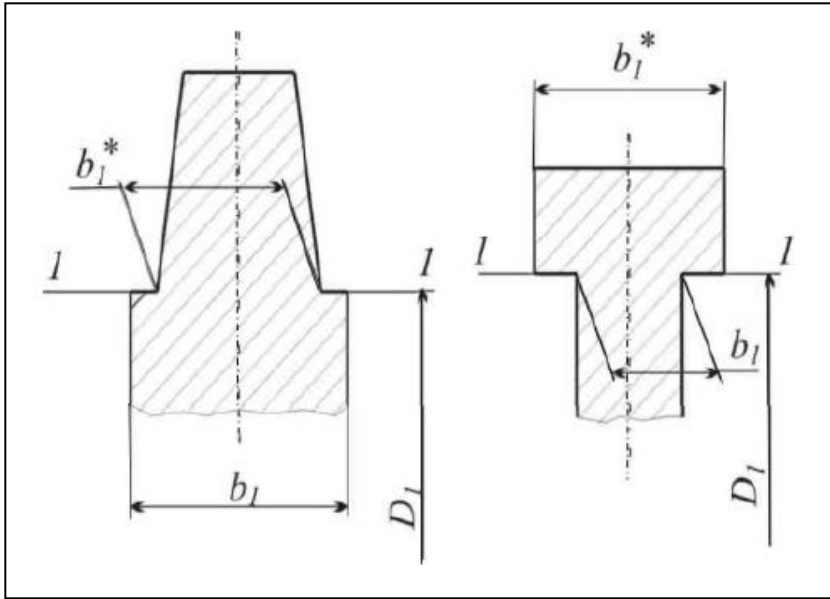
$$\frac{d\sigma_T}{dr} \approx \frac{\sigma_{Ti+1} - \sigma_{Ti}}{r_{i+1} - r_i}$$



$$\sigma_{Ri+1} = \sigma_{Ri} + (r_{i+1} - r_i) \left[\frac{1}{r_i} (\sigma_{Ti} - \sigma_{Ri}) - \sigma_{Ri} \frac{1}{b_i} \frac{b_{i+1} - b_i}{r_{i+1} - r_i} - \rho\omega^2 r_i \right]$$

$$\sigma_{Ti+1} = \sigma_{Ti} + (r_{i+1} - r_i) \cdot \left[\frac{1+\mu}{r_i} (\sigma_{Ri} - \sigma_{Ti}) + \mu \frac{\sigma_{Ri+1} - \sigma_{Ri}}{r_{i+1} - r_i} - E\alpha \frac{t_{i+1} - t_i}{r_{i+1} - r_i} \right]$$

Метод конечных разностей



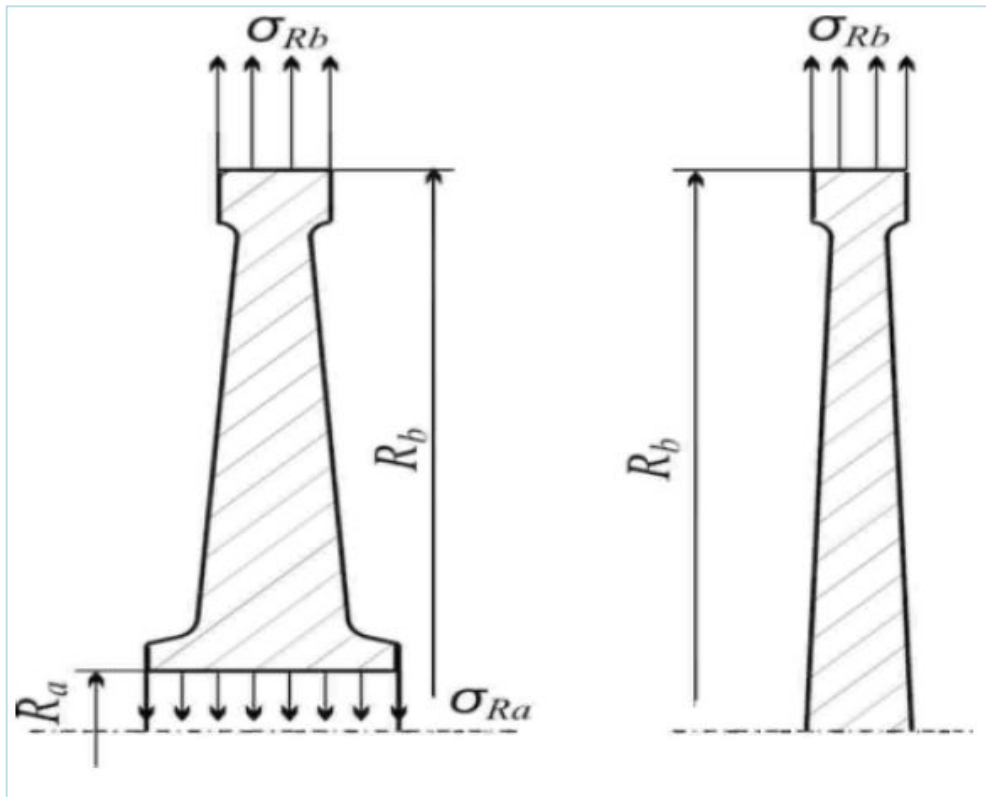
ОН ВОКРУГ ОБЛАСТИ КЭТ

$$\sigma_{R1}^* = \sigma_{R1} \frac{b_1}{b_1^*}$$

$$\frac{1}{E} (\sigma_{T1} - \mu \sigma_{R1}) + \alpha t = \frac{1}{E} (\sigma_{T1}^* - \mu \sigma_{R1}^*) + \alpha t$$

$$\sigma_{T1}^* = \sigma_{T1} - \mu \sigma_{R1} \left(1 - \frac{b_1}{b_1^*} \right)$$

Граничные условия

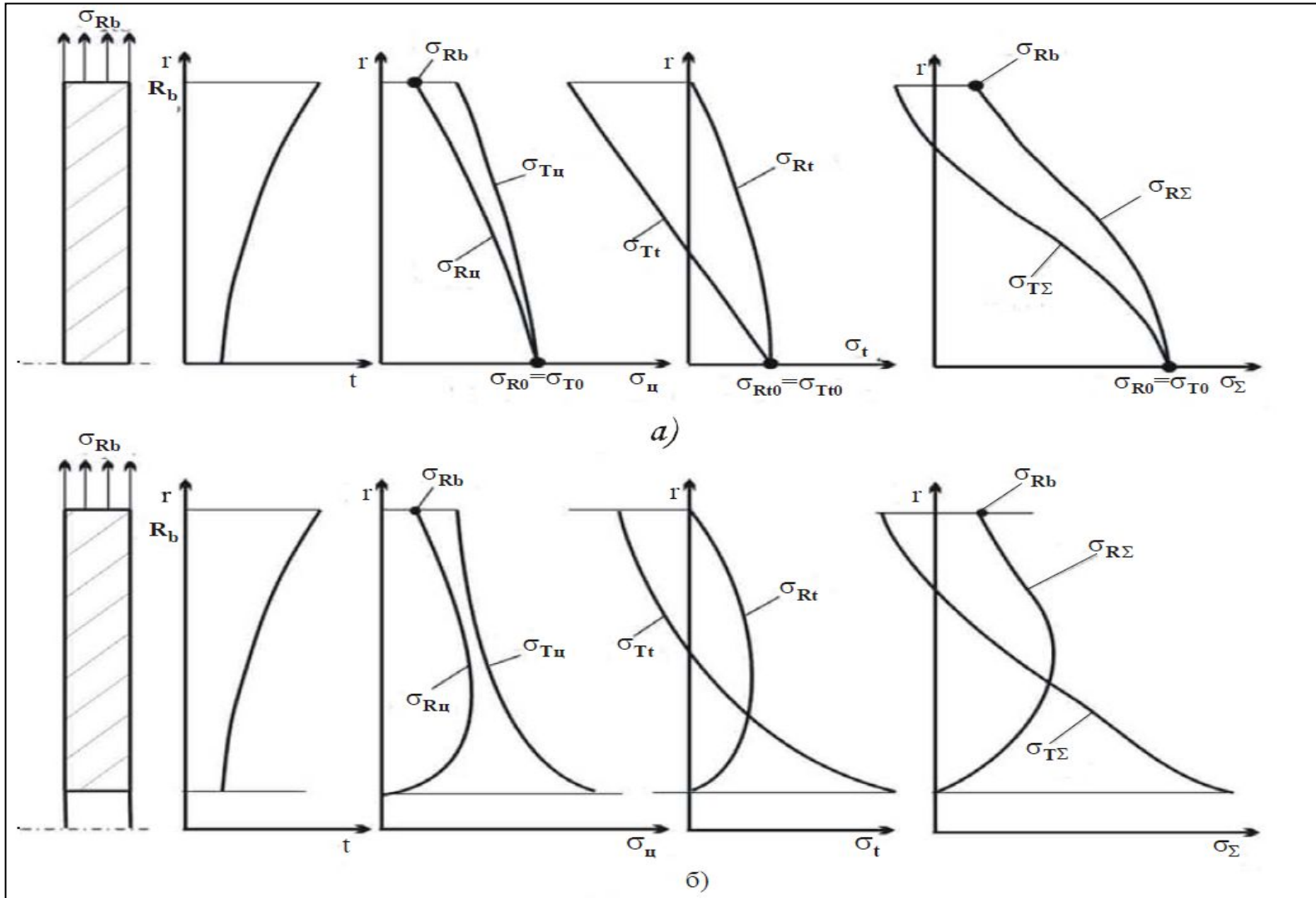


$$\sigma_R(Rb) = \sigma_{Rb}, \sigma_R(Ra) = \sigma_{Ra}$$

$$\sigma_{Rb} = \frac{(P_{\text{пл}} + P_{\text{в.д.}}) Z}{2\pi R_b b_b}$$

$$\sigma_R(0) = \sigma_T(0),$$

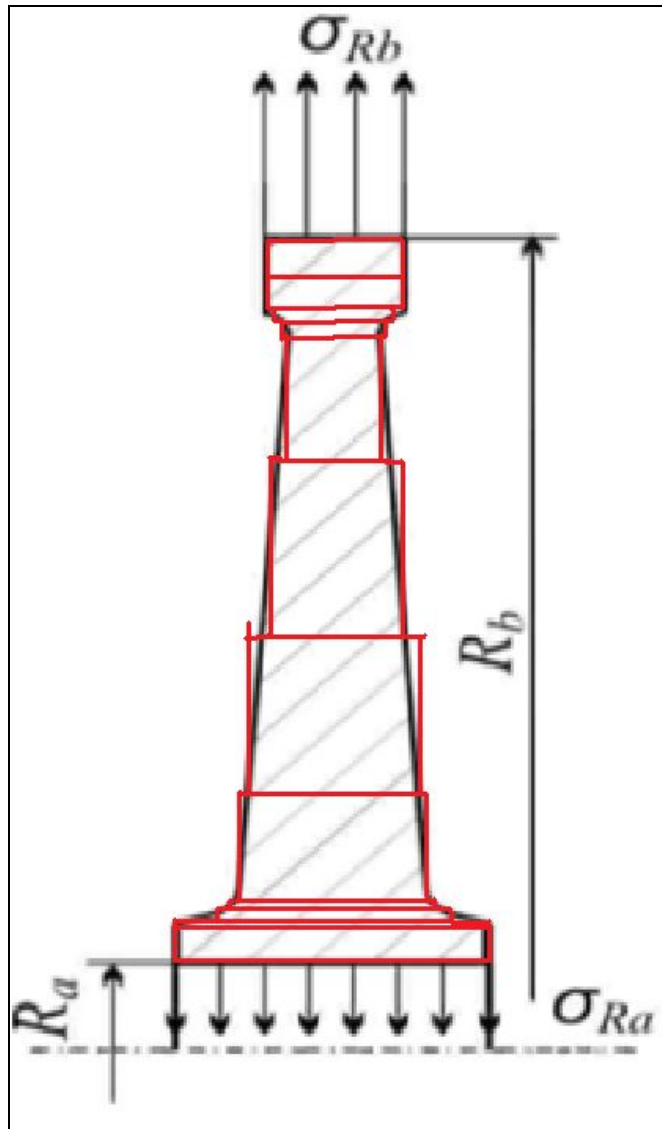
Диск постоянной толщины



Анализ распределения напряжений

- Тангенциальные и окружные напряжения от центробежных сил всегда растягивающие.
- Температурные напряжения при типичном для стационарного режима поля температур имеют положительный знак на ступице и отрицательный на ободе.
- Наличие на ободе сжимающих тангенциальных напряжений σ_{Tt} объясняется тем, что более горячие волокна обода диска стремятся расширяться, но более «холодная» ступица препятствует этому и вызывает сжатие обода. Обратное воздействие обода на ступицу вызывает появление растягивающих σ_{Tt} в ступице.
- В дисках турбин и последних ступеней компрессоров высокого давления окружные температурные напряжения достигают 50% от суммарных напряжений. Так называемый обратный градиент температуры, когда ступица диска горячее обода, возникает на режимах остановки двигателя. При этом распределение тангенциальных температурных напряжений имеет противоположный характер: сжатие в области ступицы и растяжение в ободе.
- В дисках постоянной толщины с центральным отверстием окружные напряжения в ступице значительно выше, чем в таких же дисках без отверстия. Наличие даже самого малого центрального отверстия приводит к падению на контуре отверстия радиальных напряжений до нуля и увеличению окружных напряжений почти вдвое по сравнению со сплошным диском. По конструктивным соображениям диски часто выполняют с центральным отверстием, а снижения напряжений добиваются увеличением толщины ступицы.

Расчет дисков произвольной формы



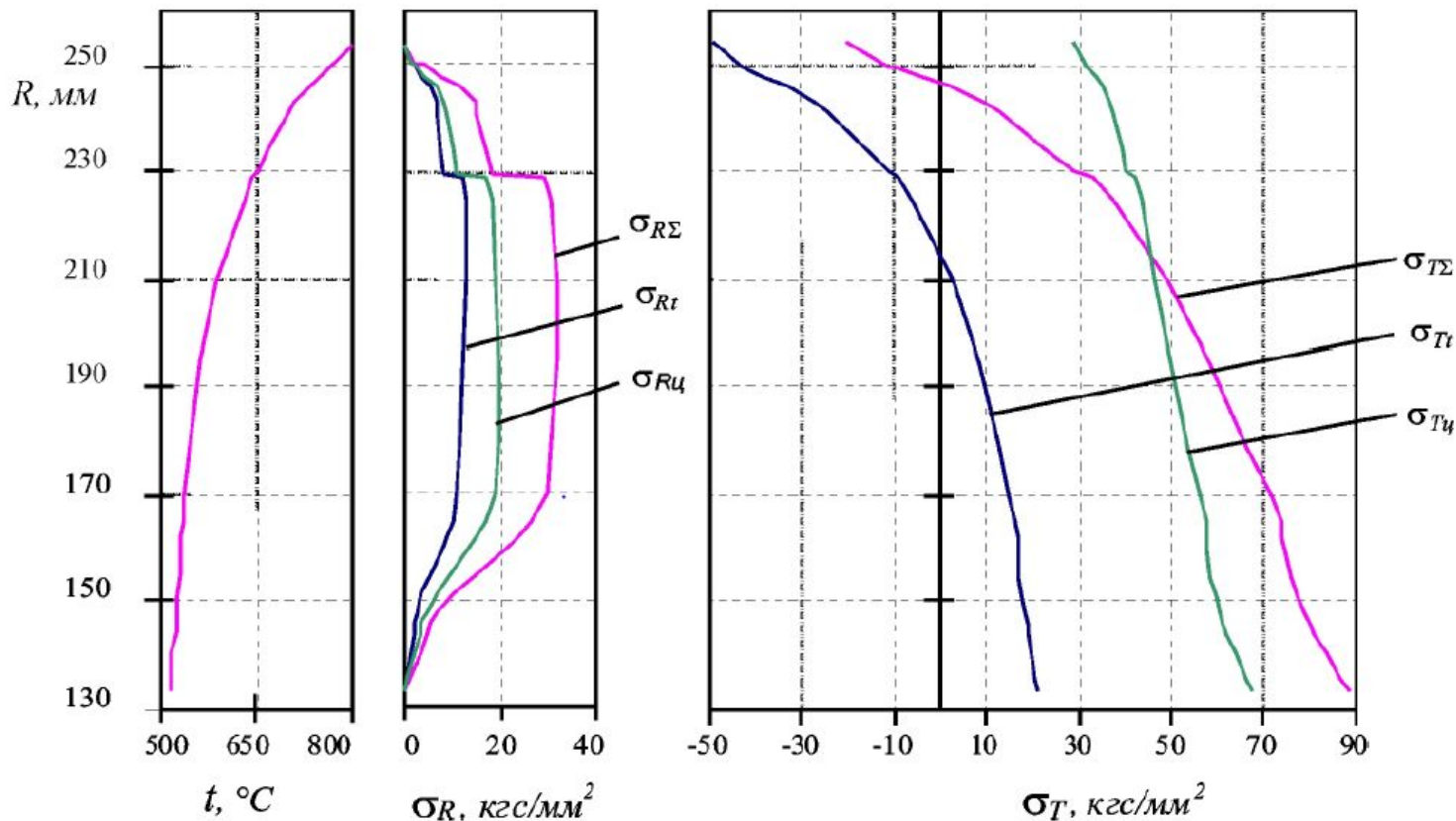
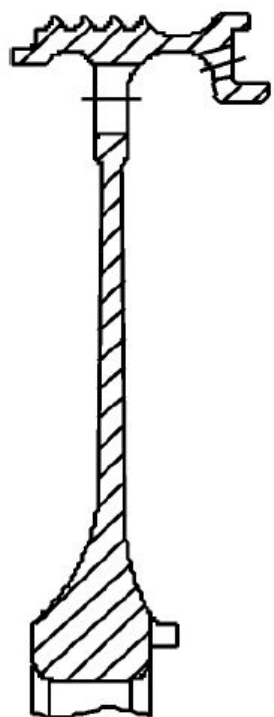
Алгоритм расчета напряжений состоит из следующих этапов:

1) на внутреннем контуре диска задаем величины напряжений $(\sigma_{Ra})^1$ и $(\sigma_{Ta})^1$, причем первым из них задаем в соответствии с граничными условиями на внутренней поверхности, а вторым - произвольно. Для сплошного диска задаем $(\sigma_{Ra})^1 = (\sigma_{Ta})^1$; для ускорения сходимости при назначении начального значения $(\sigma_{Ta})^1$ следует ориентироваться на результаты расчета аналогичных дисков;

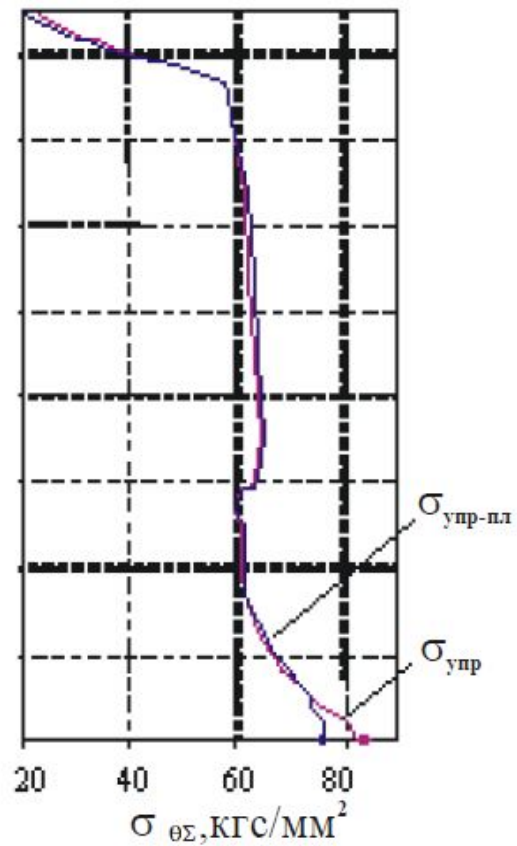
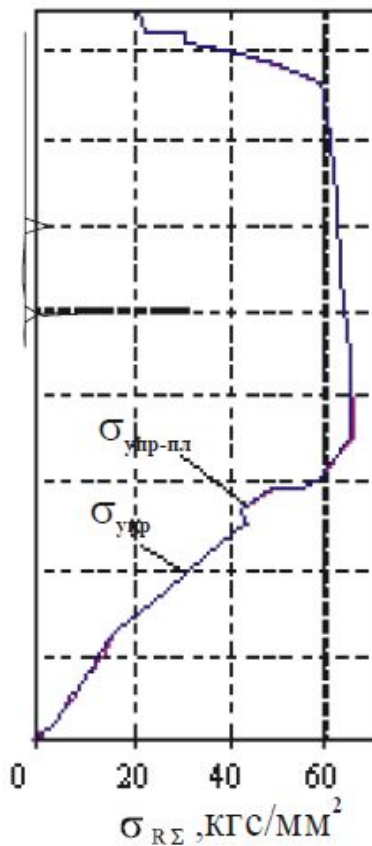
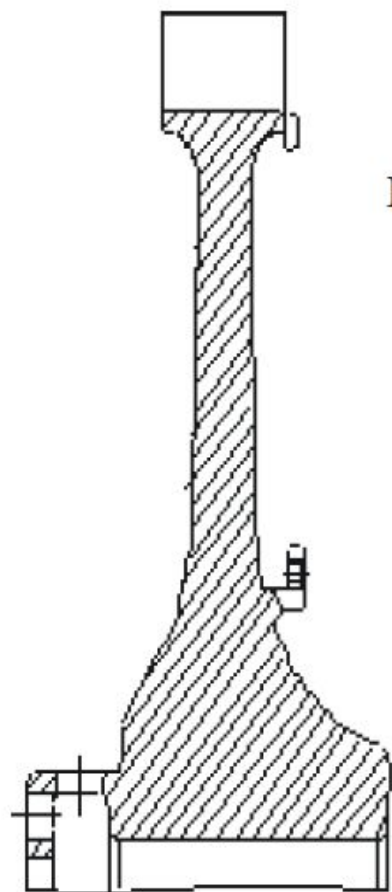
2) переходя последовательно от внутреннего контура к следующим сечениям, определяем $(\sigma_{Rr})^1$ и $(\sigma_{Tr})^1$ из уравнений (3.16). В результате получаем на наружном контуре значения напряжений в первом приближении $(\sigma_{Rb})^1$ и $(\sigma_{Tb})^1$;

3) из граничных условий на наружном контуре известна истинная величина σ_{Rb} . По разнице первого приближения $(\sigma_{Rb})^1$ и заданного σ_{Rb} определяем поправку, которую надо внести в значение $(\sigma_{Ta})^1$ первого приближения, чтобы получить $(\sigma_{Ta})^2$ второго приближения, далее повторяем пункты 2 и 3.

Расчет напряжений в плоской осесимметричной постановке



Пластические деформации в дисках



Особенности напряженно-деформированного состояния

Ниже приведены некоторые особенности напряженного состояния вращающегося диска, которые непосредственно следуют из (1.11) и граничных условий.

1. Увеличение толщины диска по всем радиусам в одинаковое число раз не изменяет напряженного состояния диска, если контурные нагрузки остаются без изменения. Это непосредственно следует из (1.11), коэффициенты которого при этом не изменяются.

2. Если увеличить угловую скорость вращения (или частоту вращения диска) в k раз, то напряжения от центробежных сил возрастут в k^2 раз.

3. Если модуль упругости одинаковый для всех точек диска, то напряжения не зависят от его величины.

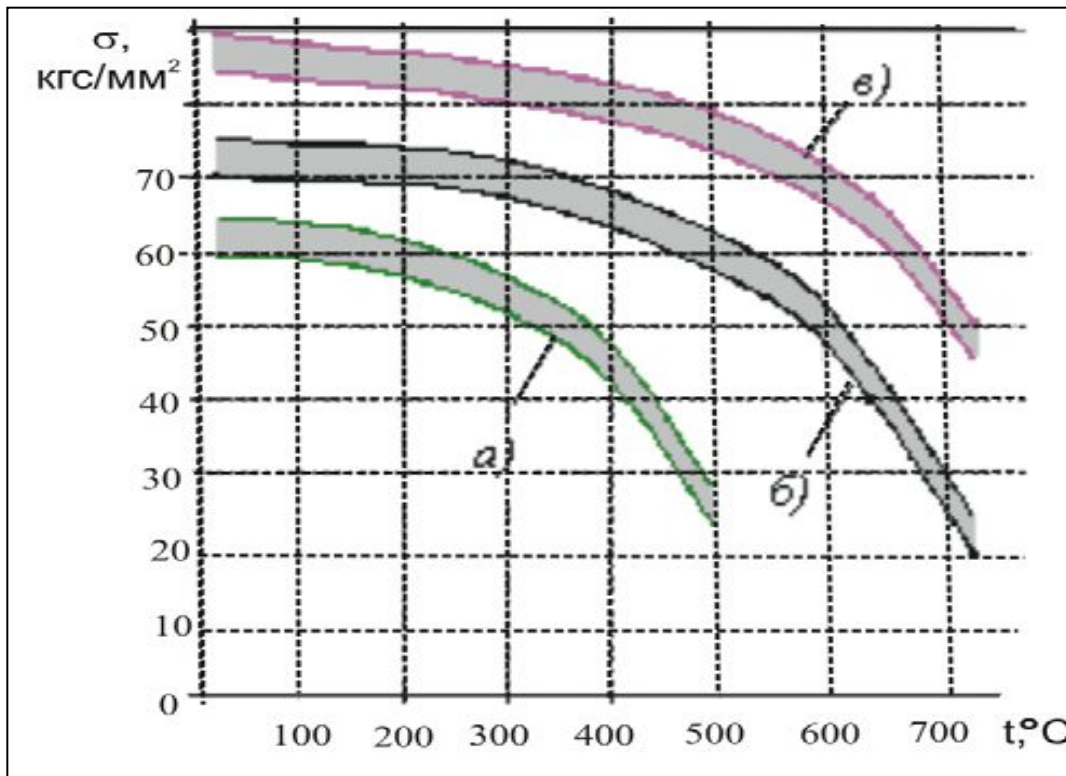
4. Температурные напряжения, согласно принципу независимости действия сил, в упругом диске можно определять, не рассматривая силовые нагрузки. В равномерно нагретом диске температурные напряжения отсутствуют. При изменении температуры по всем радиусам диска на одну и ту же величину температурные напряжения не изменяются. При возрастании температуры по всем радиусам в k раз напряжения увеличатся соответственно в k раз.

5. Напряжения в диске от центробежных сил пропорциональны квадрату скорости на ободу диска (при одинаковых законах распределения толщины, упругости и плотности вдоль радиуса).

Запасы прочности дисков

$$K_m = \sigma_{дл} / \sigma_{max}$$

Предел длительной прочности $\sigma_{дл}$ (предельное напряжение, которое материал выдерживает без разрушения при заданной температуре в течение заданного времени) принимается условно для удвоенной ожидаемой суммарной наработки на этом режиме за время эксплуатации.



Предельные значения напряжений для длительности нагружения 500 часов в дисках из различных групп материалов:

- титановые сплавы (а)
- жаропрочные сплавы на никелевой основе (б)
- гранулируемые сплавы на никелевой основе (в)

Запасы прочности дисков

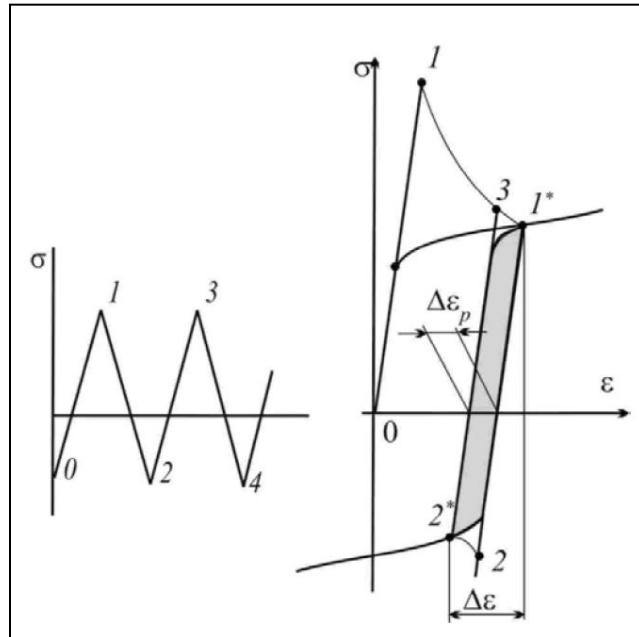
Для дисков первых ступеней компрессоров, работающих при относительно низких температурах, при расчете K_m вместо предела длительной прочности можно использовать предел кратковременной прочности σ_b .

Запас местной статической прочности по напряжениям считается достаточным, если значение коэффициента $K_m > 1,5$.

Запас статической прочности дисков по напряжениям в практике проектирования носит вспомогательный характер. Более показательными принято считать критерии циклической долговечности и несущей способности

Циклическая долговечность

Малоцикловая усталость проявляется при наличии необратимых циклических деформаций в макроскопических объемах материала. В высоконагруженных дисках турбин и компрессоров пластические деформации обычно имеют место в ступицах, а также в зонах концентрации напряжений.



После нескольких циклов нагружения устанавливается размах пластических деформаций $\Delta \varepsilon_p$ и размах полной деформации $\Delta \varepsilon$.

Оценка циклической долговечности дисков складывается из следующих этапов.

1. Напряженно-деформированное состояние диска

$$\sigma = \alpha_T \sigma_{\text{ном}},$$

$\sigma_{\text{ном}}$ - номинальное напряжение, определенное без учета концентрации напряжений в упругой постановке.

2. Величина упруго-пластических деформаций

$$\alpha_\sigma \cdot \alpha_\varepsilon = \alpha_T^2,$$

откуда $\sigma^* \varepsilon^* = \text{const}$

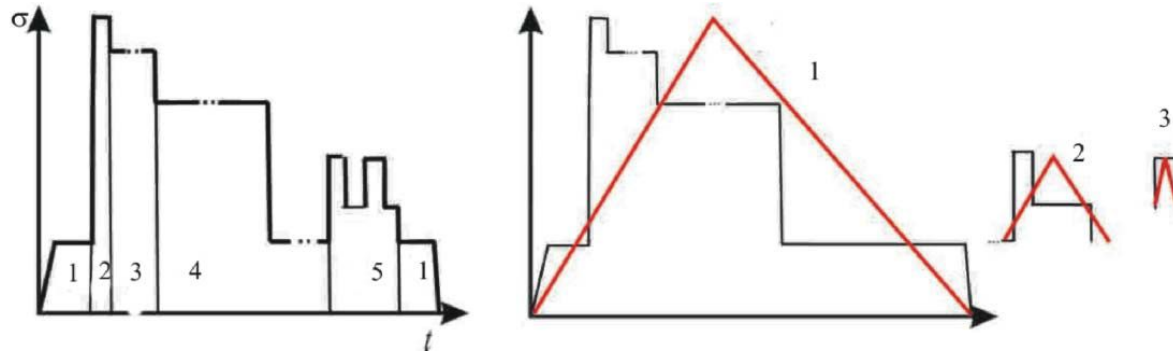
где α_σ , α_ε - коэффициенты концентрации упруго-пластических напряжений и деформаций;

α_T - теоретический коэффициент концентрации упругих напряжений;

σ^* и ε^* - упругопластические напряжения и упругопластические деформации в районе концентратора напряжений.

Запас по циклической долговечности

3. Анализируется зависимость изменения по времени напряжений в типовом полетном цикле, количество подциклов, средний уровень напряжений, размах деформаций в каждом из них



4. Оценка циклической долговечности с использованием экспериментальных данных о сопротивлении материала малоцикловому разрушению

При отсутствии данных эмпирическая зависимость Менсона, устанавливающая число циклов нагружения до разрушения при известном $\Delta\varepsilon$

$$N_{\text{шц}} \left(K_c \cdot \sum_{i=1}^z \frac{\tau_i}{\tau_{ip}} + K_N \cdot \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_{ip}} \right) = 1$$

K_c - коэффициенты запаса по статической прочности (2...2,5);

τ_i и τ_{ip} - длительность выдержки на i -м режиме в полетном цикле и время до разрушения на таком режиме;

n_i и N_{ip} - число подциклов, соответствующих i -му режиму в полетном цикле и число циклов до разрушения на таком режиме;

z и k - число режимов с выдержкой и число различных подциклов в полетном цикле.

$$K_N = N_p / N_{\text{треб}} \quad K_N > 5$$

$N_{\text{треб}}$ - заданный циклический ресурс диска.

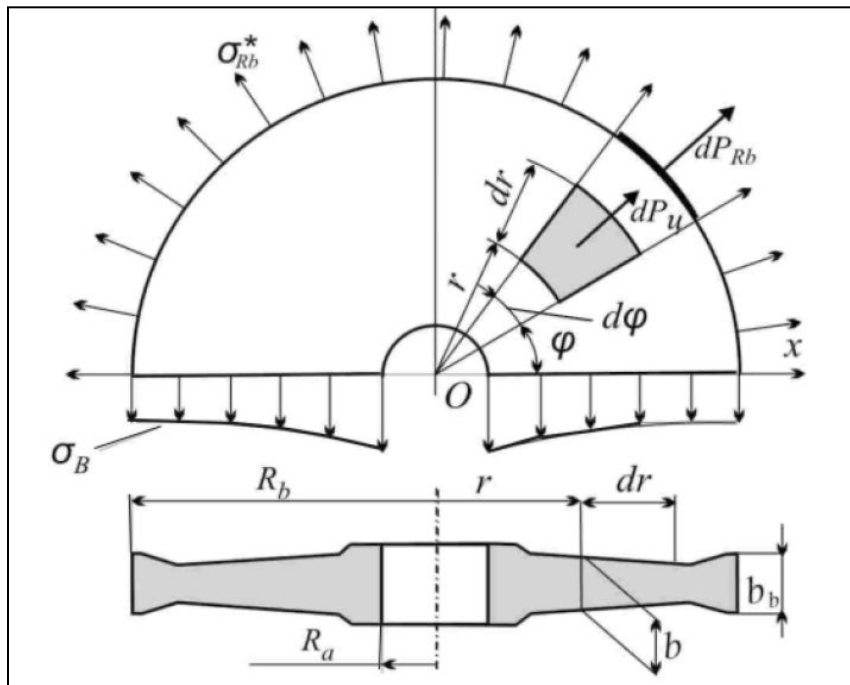
Расчет циклической долговечности дисков можно уточнить суммируя повреждения от малоциклового усталости и ползучести при выдержке на длительных режимах; можно получить соотношение для оценки циклической долговечности $N_{\text{шц}}$:

Запасы прочности дисков по разрушающим оборотам

Показателем несущей способности дисков является коэффициент запаса по разрушающей частоте вращения:

$$K_b = \omega_{разр} / \omega$$

Два случая разрушения диска: по меридиональному и цилиндрическому сечениям

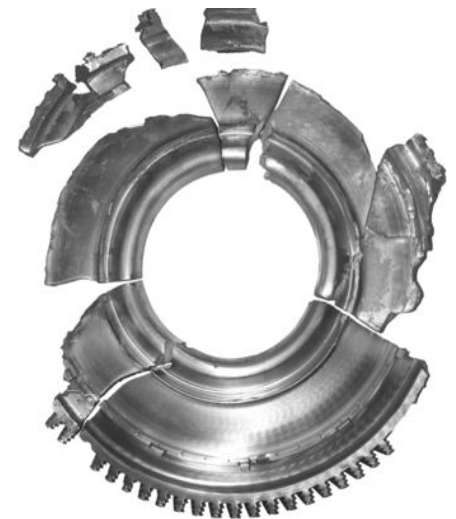
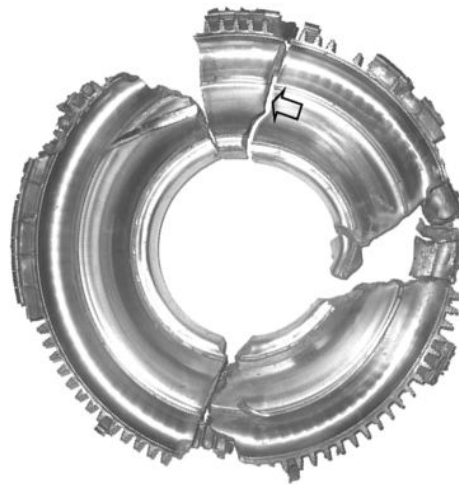


$$P_m = 2 \int_{R_a}^{R_b} \sigma_B b dr$$

Эта сила уравнивает центробежные силы, действующие на рассматриваемую часть диска и прикрепленные к ней лопатки.

$$\sigma_{Rb}^* = \sigma_{Rb} \left(\frac{\omega_{разр}}{\omega} \right)^2 = \sigma_{Rb} K_b^2$$

Запасы прочности дисков по разрушающим оборотам



Запасы прочности дисков

$$dP_{Rb}^y = \sigma_{Rb}^* R_b b_b \sin \varphi d\varphi$$

$$P_{Rb}^y = 2\sigma_{Rb} R_b b_b K_b^2$$

$$dP_u^y = \rho \omega^2 b r^2 \left(\frac{\omega_{разп}}{\omega} \right)^2 \sin \varphi d\varphi dr$$

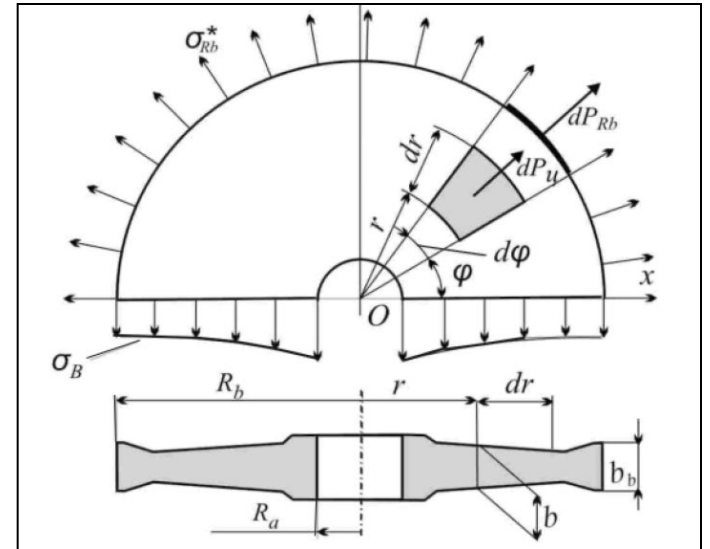
$$P_u^y = 2\rho \omega^2 K_b^2 \cdot \int_{R_a}^{R_b} b r^2 dr$$

$$P_M = P_{Rb}^y + P_u^y \quad P_M = 2 \int_{R_a}^{R_b} \sigma_B b dr$$

$$2 \int_{R_a}^{R_b} \sigma_B b dr = 2\sigma_{Rb} R_b b_b K_b^2 +$$

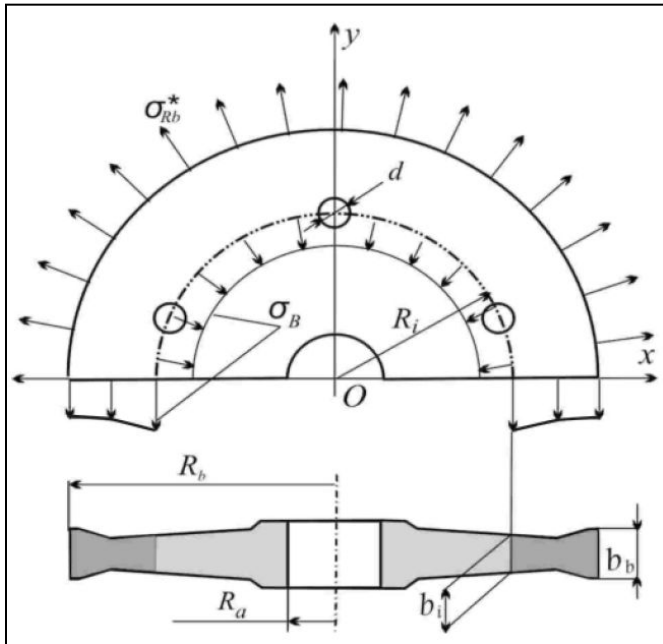
$$+ 2\rho \omega^2 K_b^2 \int_{R_a}^{R_b} b r^2 dr \quad ,$$

$$\sigma_{Rb}^* = \sigma_{Rb} \left(\frac{\omega_{разп}}{\omega} \right)^2 = \sigma_{Rb} K_b^2$$



$$K_{b1} = \sqrt{\frac{\int_{R_a}^{R_b} \sigma_B b dr}{\sigma_{Rb} R_b b_b + \rho \omega^2 \int_{R_a}^{R_b} b r^2 dr}}$$

Запасы прочности дисков



Значение коэффициента запаса по разрушающей частоте вращения K_{b1} должно быть не менее 1,4...1,6, K_{b2} - не менее 1,35...1,6.

$$P_M + P_{ц.цил}^y = P_{Rb}^y + P_{ц}^y$$

$$P_M = 2 \int_{R_a}^{R_b} \sigma_B b dr$$

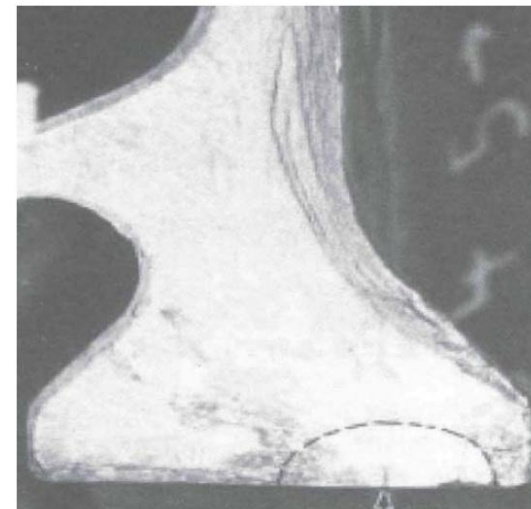
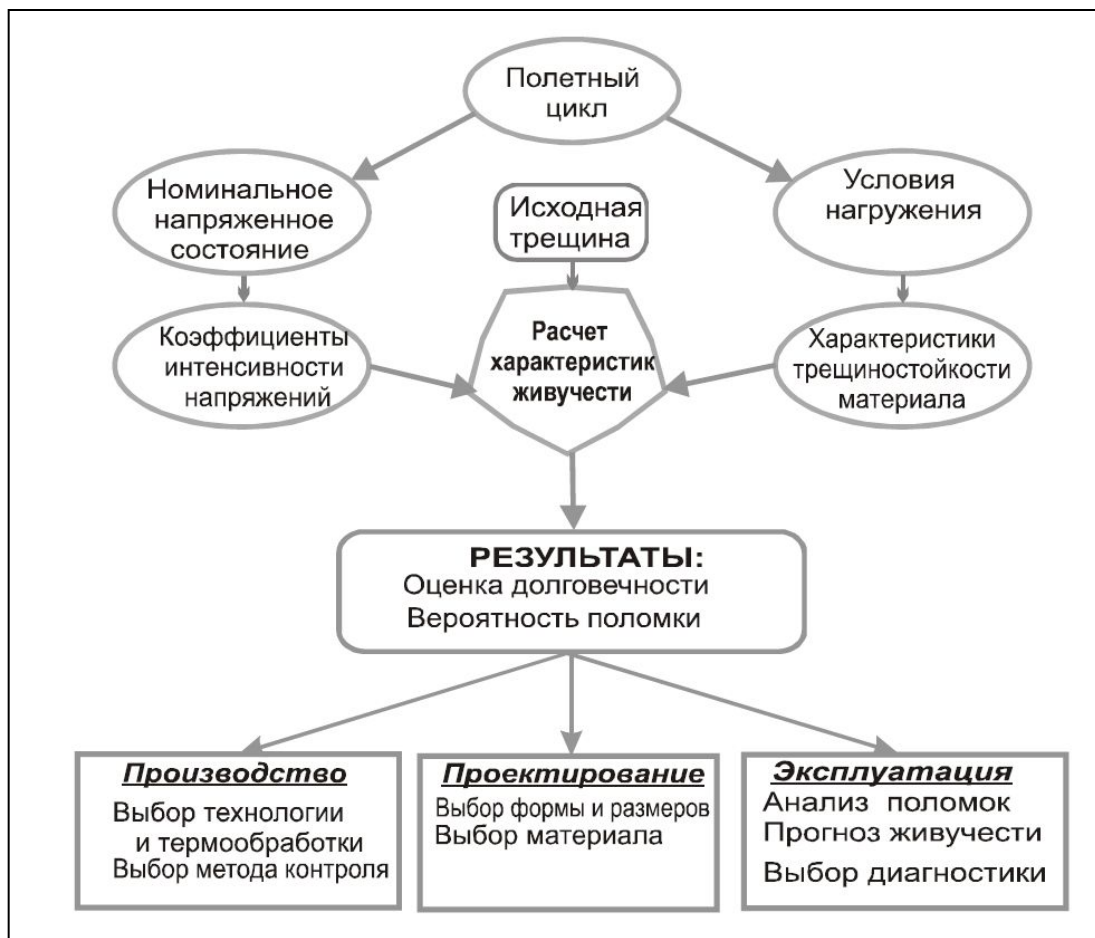
$$P_{ц.цил}^y = 2\sigma_{Bi} R_i b_i$$

$$K_{b2} = \frac{\int_{R_i}^{R_b} \sigma_B b dr + \sigma_{Bi} R_i b_i}{\sigma_{Rb} R_b b_b + \rho \omega^2 \int_{R_i}^{R_b} \epsilon r^2 dr}$$

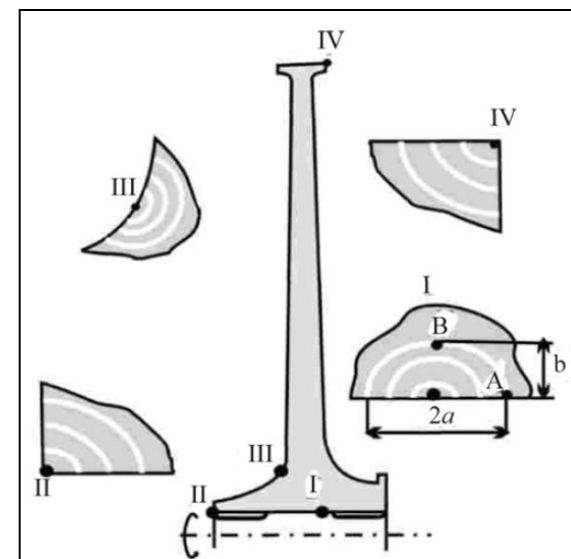
$$K_{b2} = \frac{\int_{R_i}^{R_b} \sigma_B b dr + \sigma_{Bi} R_i b_i \left(1 - \frac{Z_0 d}{2\pi R_0}\right)}{\sigma_{Rb} R_b b_b + \rho \omega^2 \int_{R_i}^{R_b} \epsilon r^2 dr}$$

Концепция допустимых повреждений

Схема определения характеристик живучести дисков



Обычно дефекты моделируются трещинами, ориентированными перпендикулярно направлению действия главных напряжений

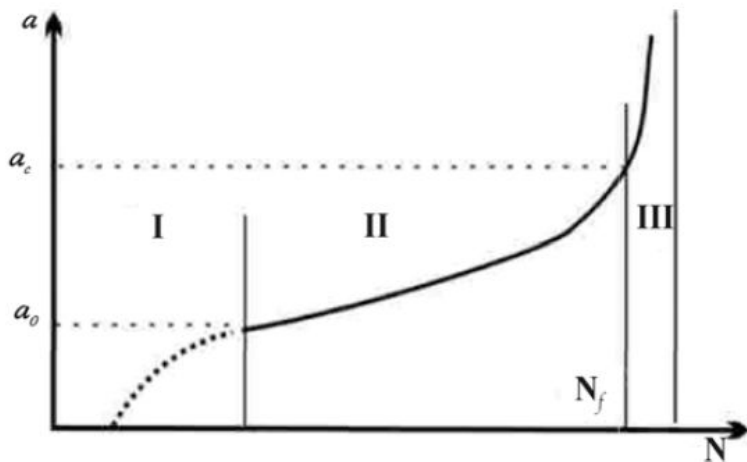


Концепция допустимых повреждений

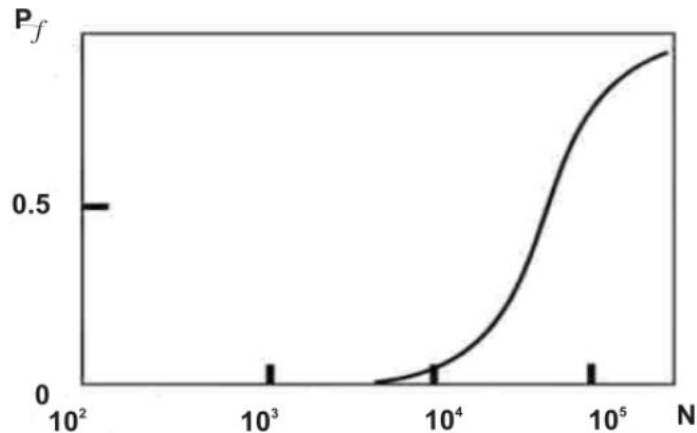
КИН – коэффициент интенсивности напряжений

Поскольку размеры трещины при последующем расчете будут изменяться, КИН определяются как функции характерных размеров. КИН пропорциональны номинальным напряжениям и определяются для всех режимов типового полетного цикла.

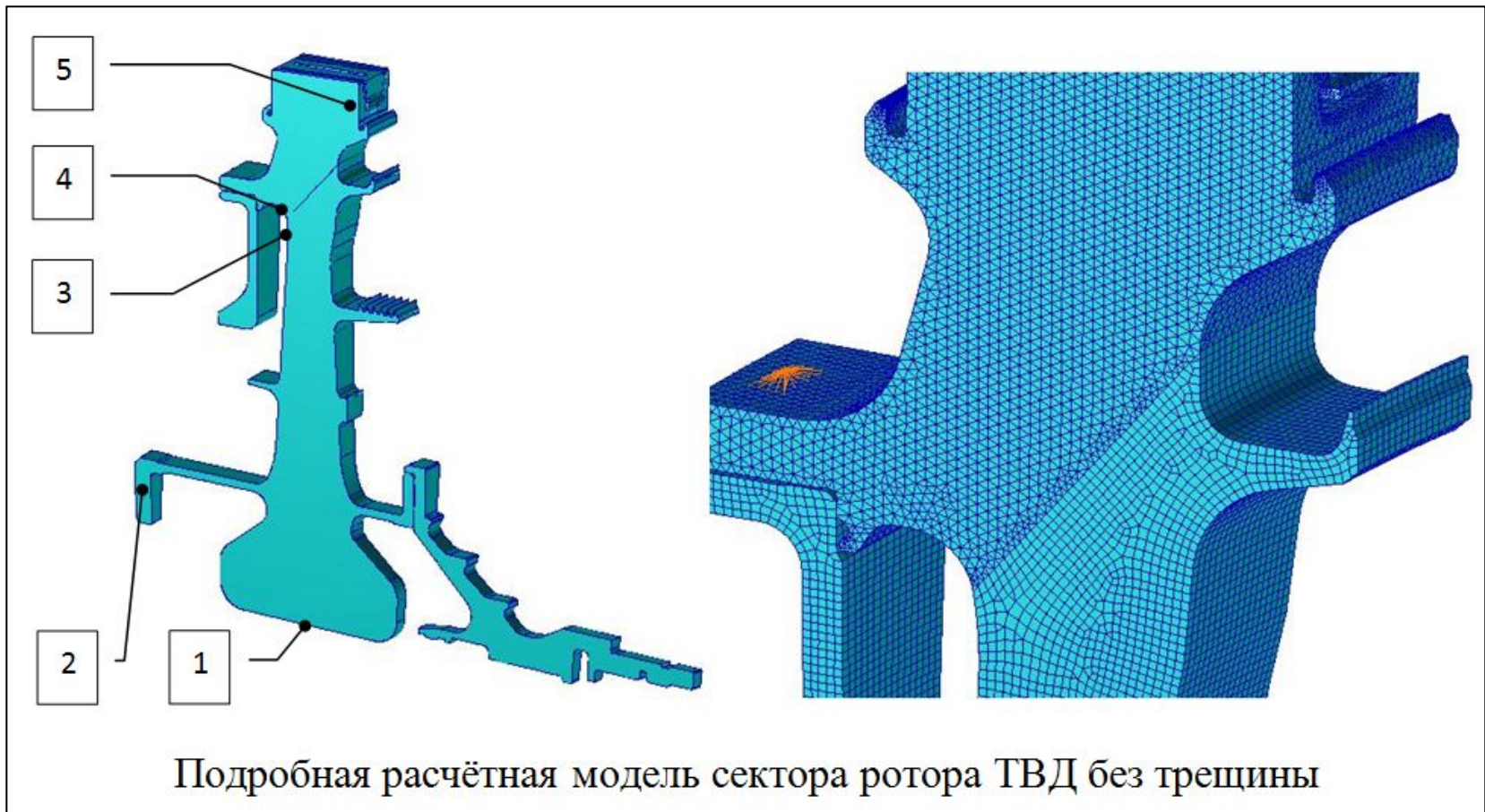
Кинетика трещины в диске



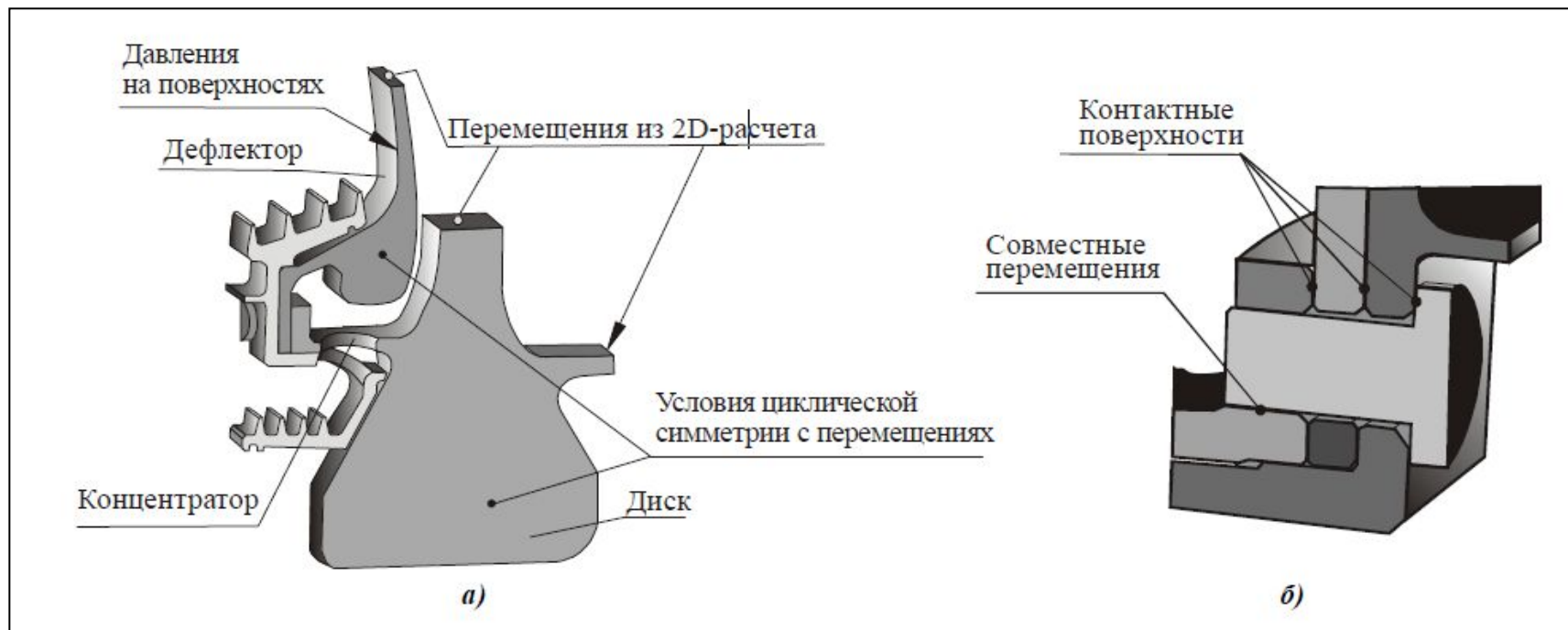
Размер дефектов, инициирующих появление и развитие трещин, по существу, величина случайная. Кроме того, на рост трещины оказывают влияние многочисленные случайные факторы реального эксплуатационного нагружения диска. В результате число полетных циклов до поломки диска имеет существенный разброс. Чтобы получить статистическую оценку долговечности, моделирование роста трещины проводится на случайном массиве размеров исходных виртуальных трещин, характеристик трещиностойкости материала и параметров нагружения методом Монте-Карло. Оценка долговечности получается в виде зависимости вероятности поломки от числа полетных циклов



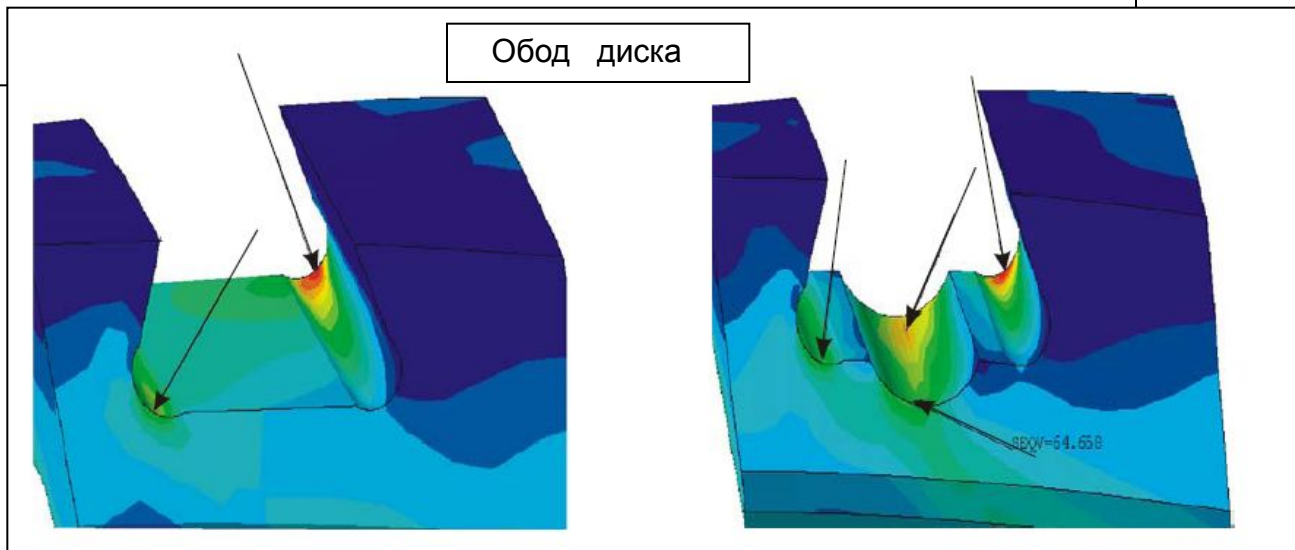
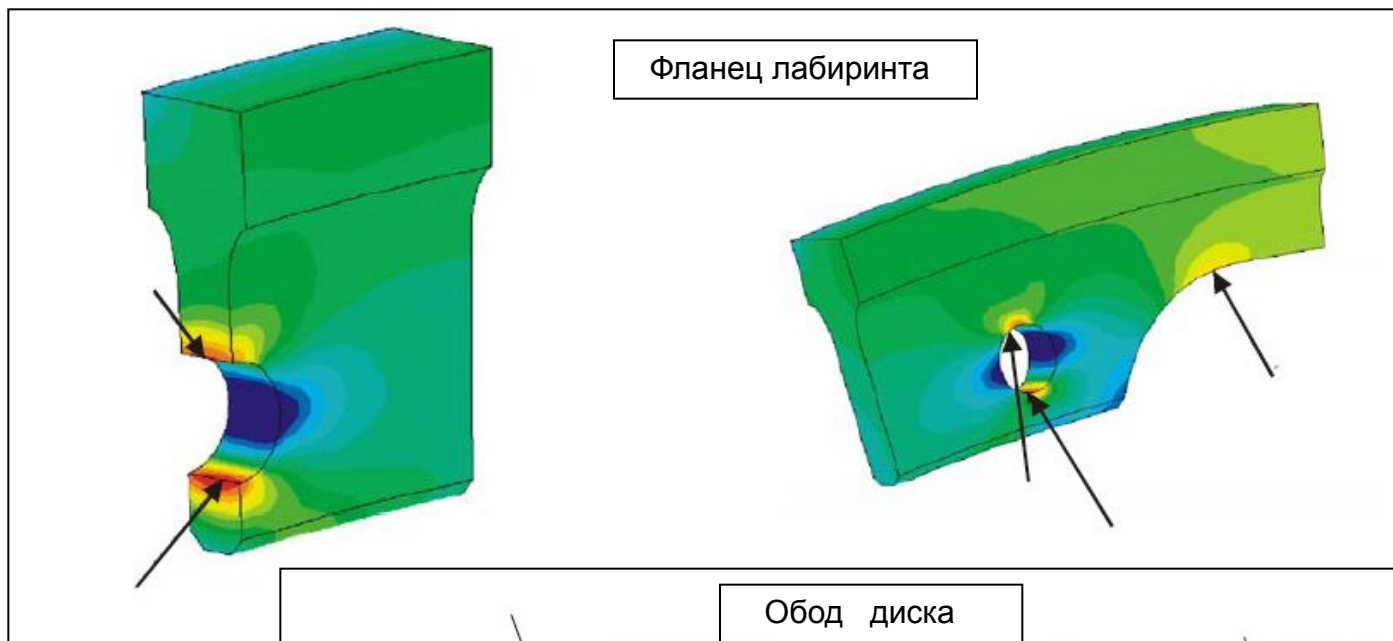
Модели дисков



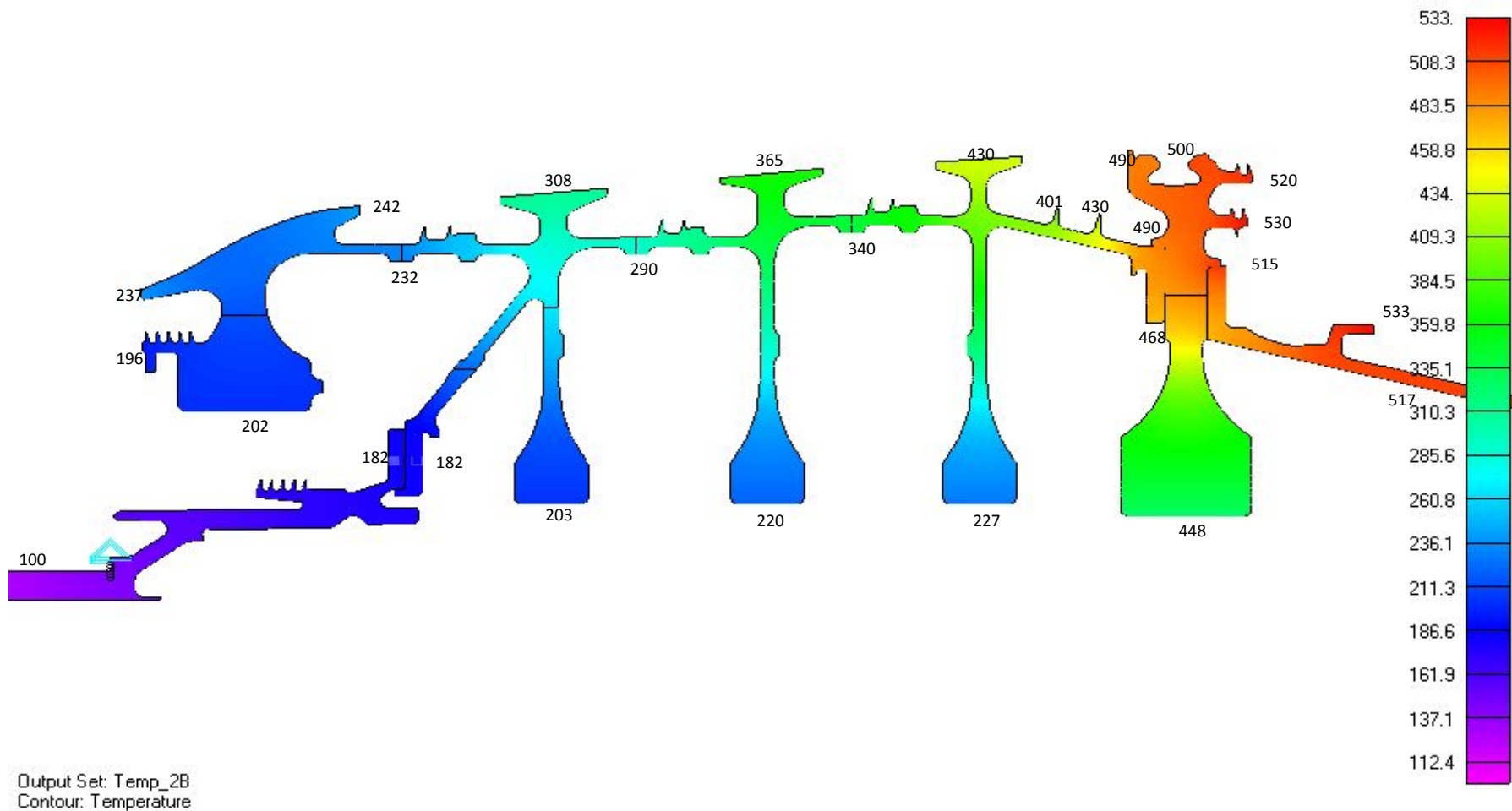
Граничные условия и нагрузки



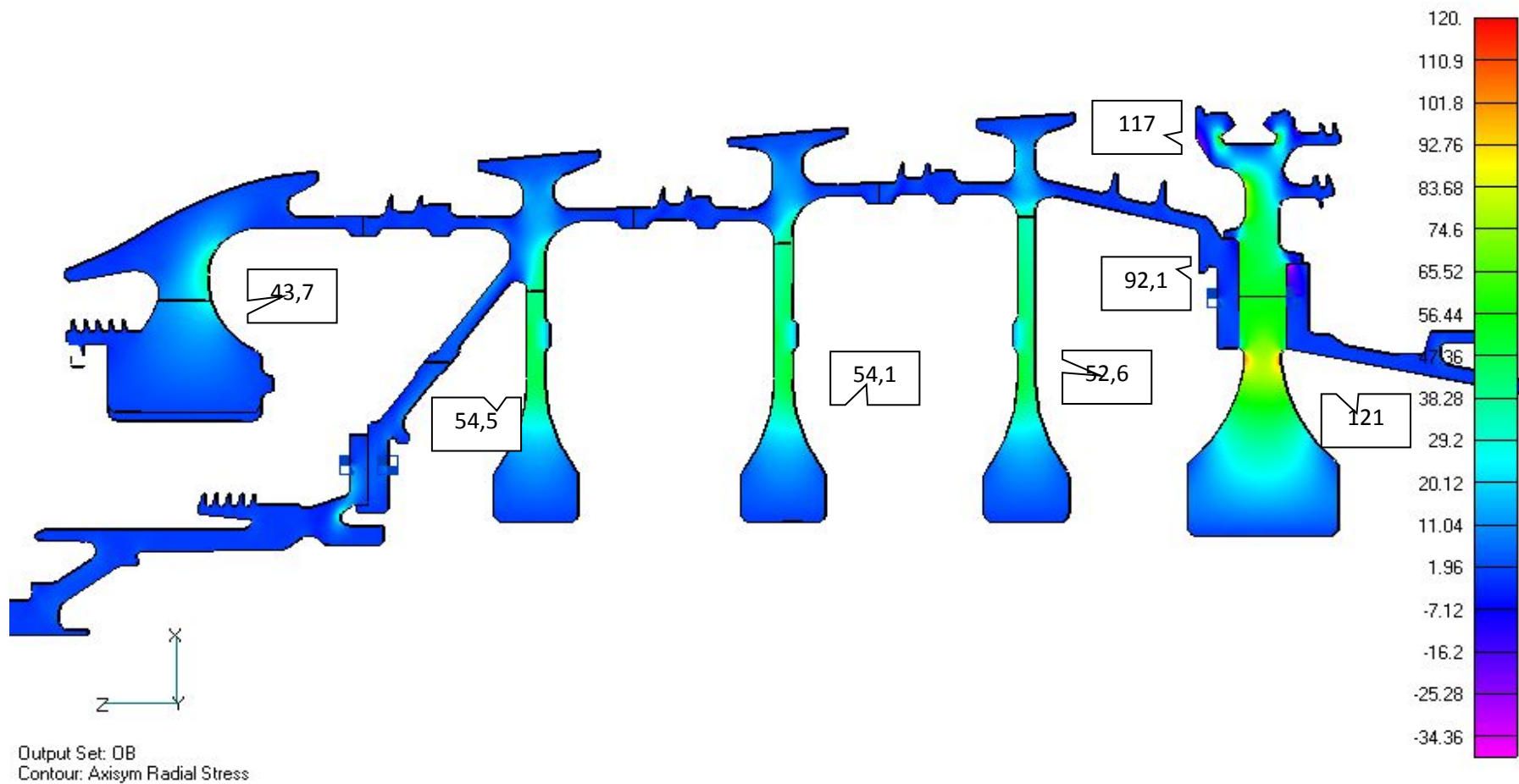
Граничные условия и нагрузки



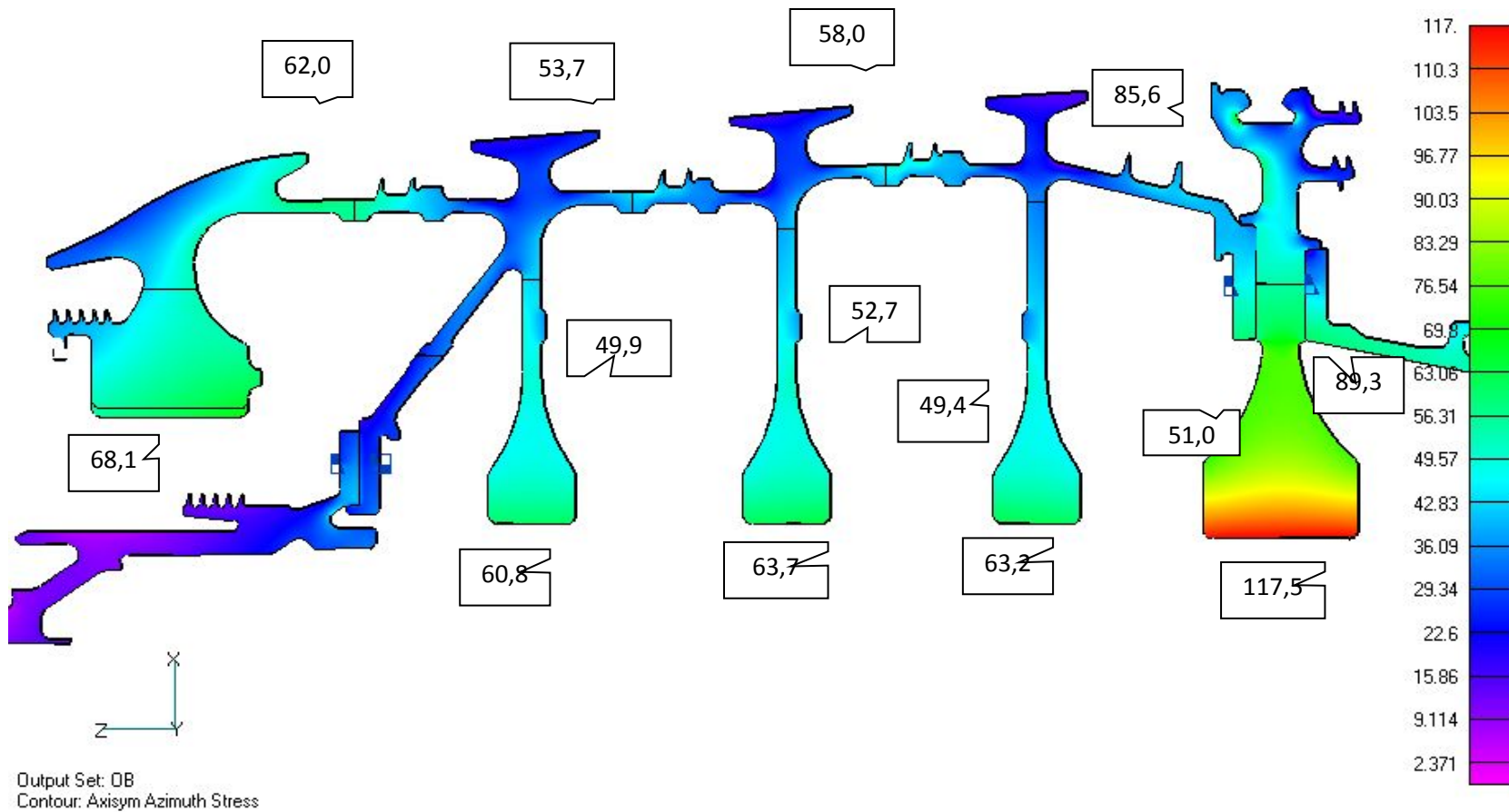
Поле температур КВД



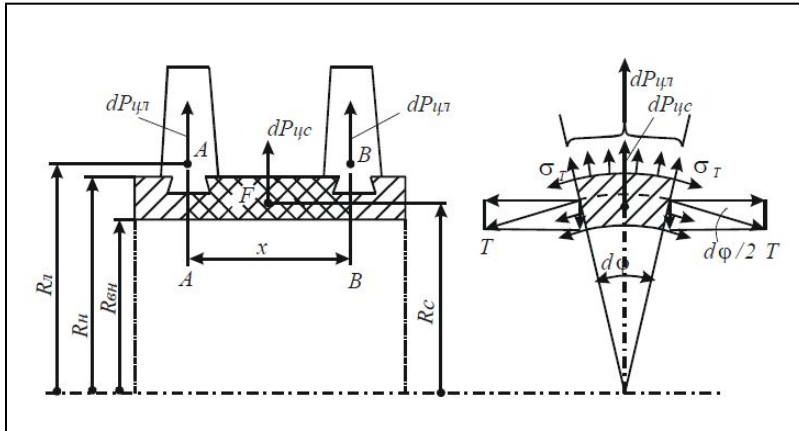
Поле радиальных напряжений



Поле окружных напряжений



Статическая прочность роторов барабанного типа



$$dP_{uл} + dP_{uц} - 2T \sin \frac{d\varphi}{2} = 0$$

$$dP_{uл} = m_n \omega^2 R_n Z \frac{d\varphi}{2\pi}$$

$$dP_{uц} = dm_c \omega^2 R_c \approx \rho F \omega^2 R_c^2 d\varphi$$

$$\frac{m_n \omega^2 R_n Z}{2\pi} + \rho F \omega^2 R_c^2 - \sigma_T F = 0$$

$$\sigma_T = \frac{m_n \omega^2 R_n Z}{2\pi F} + \rho \omega^2 R_c^2 = \frac{m_n \omega^2 R_n Z}{2\pi F} + \rho u_c^2$$

$$\sigma_{Tc} = \rho u_c^2$$

ЗАПАСЫ ПРОЧНОСТИ

При оценке прочности запасы сравнивают с минимально допустимой величиной.

Должно быть

$$k_p \geq k_{pN}, \quad (4.1)$$

где k_p — коэффициент запаса по рассматриваемому параметру;
 k_{pN} — минимально допустимый нормированный запас.

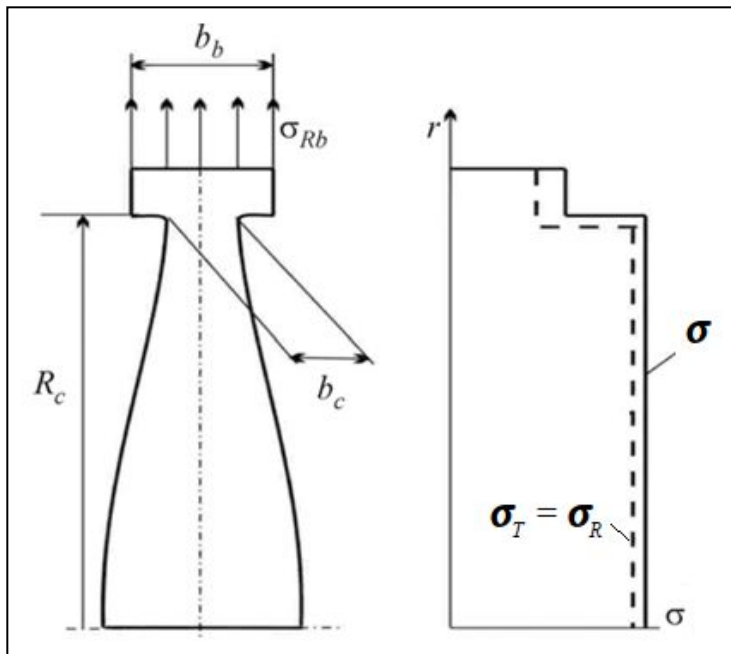
При назначении допустимых запасов прочности для дисков учитывают

- Неточность метода расчета
- Разброс характеристик материала
- Масштабный фактор
- Отклонения в допусках на геометрические размеры
- Отклонения нагрузок и температур
- Прочие

В инженерной практике коэффициенты запасов для дисков устанавливают на основе сопоставления расчетных и экспериментальных значений со значениями, полученными при эксплуатации, отражающими все указанные выше случайные отклонения (детерминированные запасы прочности).

Оптимальное проектирование дисков

Равнопрочный диск



$$\sigma_T = \sigma_R = \sigma_{дон}$$

Функция цели

$$m_\partial = \rho \int_{R_a}^{R_b} 2\pi b(r) dr \rightarrow \min$$

Ограничения

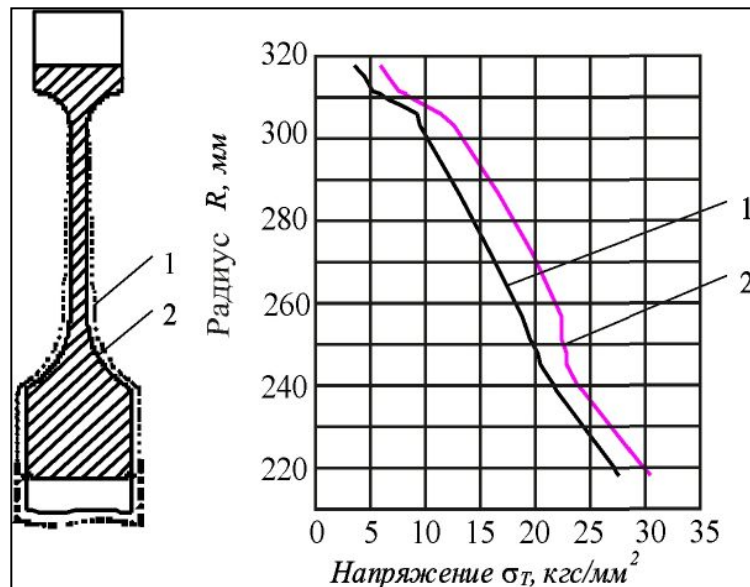
$$K_m - [K_m] \geq 0$$

$$K_b - [K_b] \geq 0$$

$$K_N - [K_N] \geq 0$$

Параметры управления

- толщина диска $b(r)$
- размеры ступицы $b_{ст}(r)$, $h_{ст}(r)$



ЗАПАСЫ ПРОЧНОСТИ

Запас прочности по напряжениям в диске

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{\text{пр}}}{\sigma_{\text{экв}}}, \quad (4.2)$$

где $\sigma_{\text{пр}}$ — предельное напряжение, являющееся характеристикой материала; $\sigma_{\text{экв}}$ — эквивалентное напряжение в рассматриваемой точке.

При расчете коэффициента запаса по разрушению для кратковременно работающих конструкций в качестве предельного напряжения принимают предел прочности $\sigma_{\text{в}}$, а эквивалентное напряжение подсчитывают в соответствии с теорией Мора

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \lambda \sigma_3, \quad (4.3)$$

где σ_1 — максимальное напряжение; σ_3 — минимальное напряжение; коэффициент $\lambda = \sigma_{\text{в, раст}} / \sigma_{\text{в, сж}}$ представляет собой отношение пределов прочности при растяжении и сжатии; для малопластичных материалов $\lambda < 1$.

ЗАПАСЫ ПРОЧНОСТИ

Так как в дисках напряжения в окружном и радиальном направлениях обычно растягивающие, а напряжения, нормальные к срединной поверхности, в большинстве случаев малы, то

$$\sigma_{\text{экр}} \approx \sigma_{\text{max}}; \quad (4.4)$$

запас прочности

$$k_{\sigma} = \sigma_b / \sigma_{\text{max}}. \quad (4.5)$$

Для обеспечения работы материала в упругой области вводят запас по текучести, который определяют по формуле

$$k_{\sigma} = \sigma_T / \sigma_{\text{экр}}. \quad (4.6)$$

При этом эквивалентное напряжение принимают равным интенсивности напряжений

$$\sigma_{\text{экр}} = \sigma_i, \quad (4.7)$$

ЗАПАСЫ ПРОЧНОСТИ

В условиях повышенной температуры свойства материала меняются в процессе действия нагрузки. В этом случае действующие напряжения следует сравнивать с пределом длительной прочности материала $\sigma_{дл}$, и запас по напряжениям

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{дл}}{\sigma_{экв}}. \quad (4.9)$$

Предел длительной прочности выбирают соответствующим рассматриваемому времени работы t и температуре материала. Обычно используют полученные экспериментально кривые длительной прочности, которые в двойных логарифмических координатах имеют вид ломаных, состоящих из отрезков прямых (рис. 4.1). Каждый из отрезков описывается уравнением

$$\sigma^m t = \text{const}. \quad (4.10)$$

Показатель степени m различен для различных участков и является характеристикой потери прочности материала [102]; обычно $m = 4 \div 16$. Каждому значению температуры соответствует

ЗАПАСЫ ПРОЧНОСТИ

Иногда нужно определить коэффициент запаса по долговечности. При работе на одном режиме запас по долговечности находят по кривым длительной прочности (рис. 4.3)

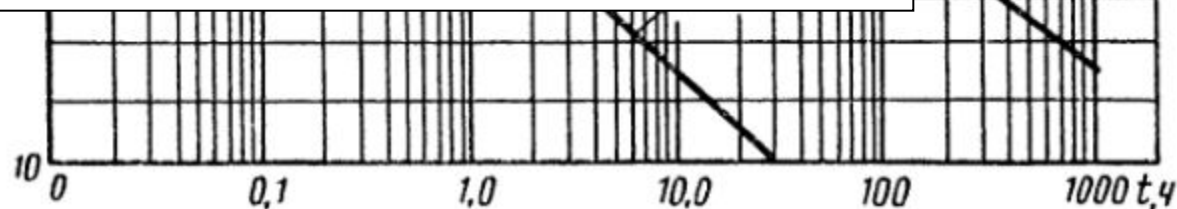
$$k_t = \frac{t^* (\sigma_{\text{ЭКВ}})}{t}, \quad (4.12)$$

где $t^* (\sigma_{\text{ЭКВ}})$ — время до разрушения при напряжении, равном эквивалентному, и температуре $T^\circ \text{C}$; t — время работы диска (ресурс).

Запас прочности по напряжениям связан с запасом по долговечности

$$k_t = \frac{t^* (\sigma_{\text{ЭКВ}})}{t} = \left(\frac{\sigma_{\text{ДЛ}}}{\sigma_{\text{ЭКВ}}} \right)^m = (k_\sigma)^m. \quad (4.13)$$

Для сплавов дисков турбин при обычных температурах (для сплава ХН77ТЮР при температуре до $600\text{--}650^\circ \text{C}$ или для сплава ХН73МБТЮ при $650\text{--}700^\circ \text{C}$) показатель степени $m = 8\text{--}15$, и запас по долговечности получается большим. Обычно $k_t > 10$. С повышением температуры запас по долговечности резко уменьшается.



ЗАПАСЫ ПРОЧНОСТИ

При вариантных расчетах, особенно в процессе проектирования, приходится решать следующую задачу: насколько можно изменить температуру диска за счет некоторого изменения запаса прочности при сохранении неизменными величин напряжений и времени работы. В этом случае удобно использовать запас по температуре

$$k_T = T^* \text{ } ^\circ\text{C} - T \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.14)$$

где $T^* \text{ } ^\circ\text{C}$ — температура в опасной точке, при которой произойдет разрушение при том же напряжении $\sigma_{\text{экв}}$ и времени t (см. рис. 4.3). Запас дисков по температуре обычно составляет 70—120° C.

ЗАПАСЫ ПРОЧНОСТИ

Для оценки долговечности, особенно при работе на различных режимах, используют обобщенные зависимости длительной прочности в виде [102]

$$\sigma_{\text{дл}} = f [P (T_{\text{абс}}, t^*)], \quad (4.23)$$

где $P (T_{\text{абс}}, t^*)$ — параметр Ларсена—Миллера; t^* — время до разрушения; $T_{\text{абс}}$ — абсолютная температура.

$$P = T_{\text{абс}} (\lg t^* + C). \quad (4.24)$$

Величина C зависит от температуры и напряжений и меняется примерно в пределах 15—30, однако приближенно принимают $C = \text{const}$. Для большинства материалов можно принять $C = 20$.

ЗАПАСЫ ПРОЧНОСТИ

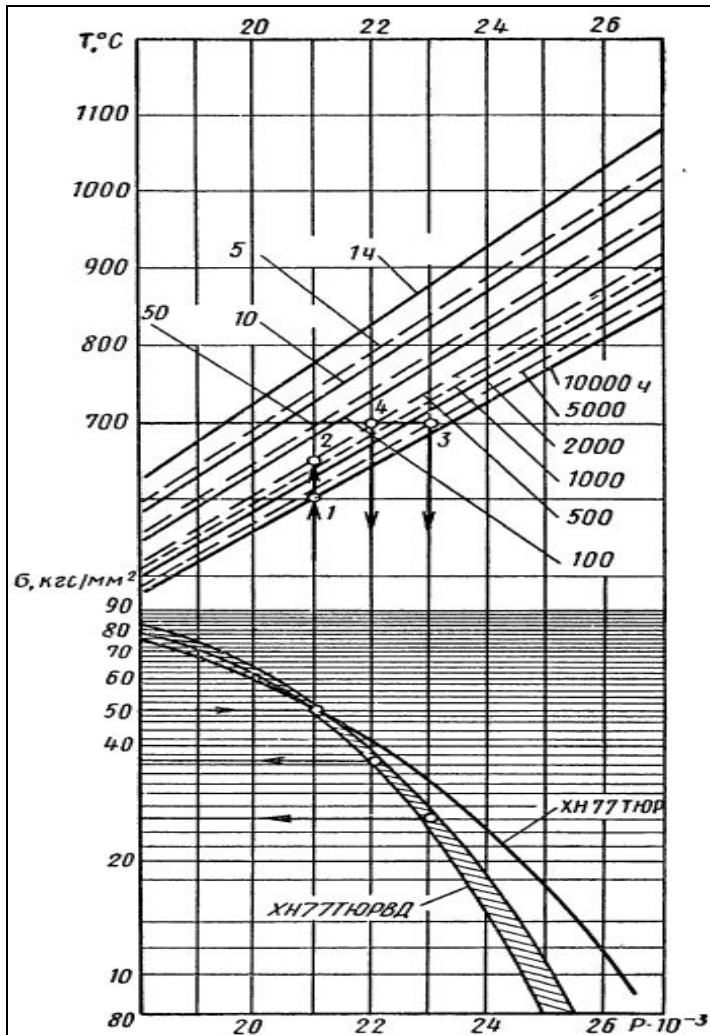


Рис. 4.6

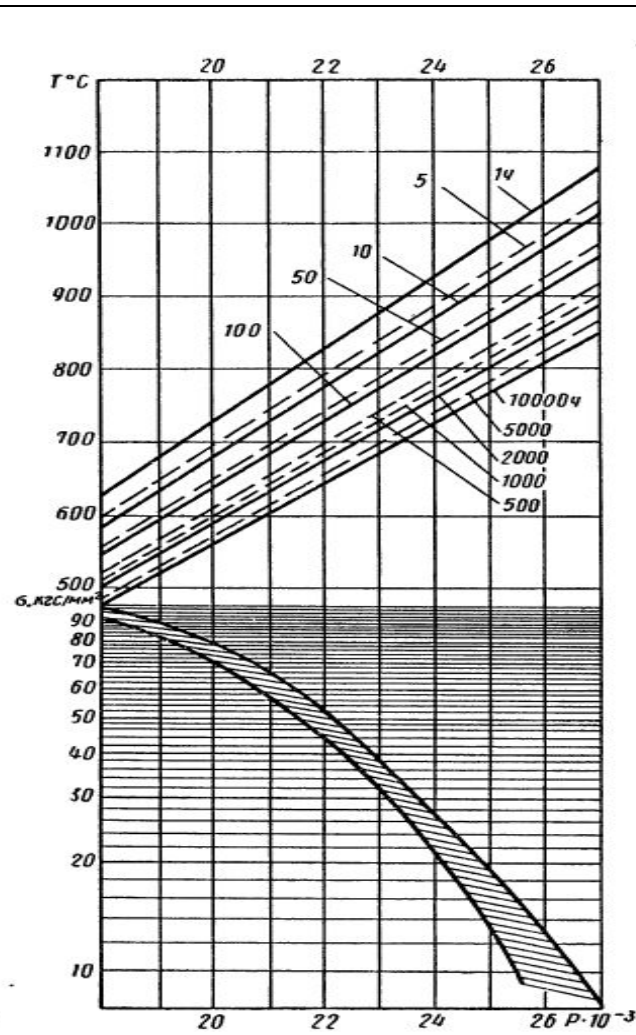


Рис. 4.7

Автофретирование дисков

В результате необратимых процессов пластичности и ползучести деформация дисков может быть значительной и приводить к нежелательным явлениям — изменению зазоров в лабиринтных уплотнениях, короблению, изменению посадок, задеванию лопаток за корпус и т. д. Пластические деформации, появляющиеся сразу после нагружения, в дальнейшем не увеличиваются вследствие упрочнения материала, если нагрузки не превышают первоначально приложенных; это используют на практике. Для того чтобы при работе не менялись посадки и зазоры, а материал деформировался упруго, применяют технологическую операцию предварительной раскрутки диска — автофретирование. Диск, почти полностью механически обработанный, за исключением посадочных мест, раскручивается (обычно без лопаток) на специальной технологической установке при постоянной температуре, примерно соответствующей рабочей. Частоту вращения при этой операции определяют расчетным путем таким образом, чтобы напряжения в диске примерно соответствовали напряжениям упругого расчета для облопаченного диска на максимальном рабочем режиме в эксплуатации. Затем диск снимают с установки и подвергают окончательной механической обработке посадочные места, уплотнения и т. п. В табл. 4.2 приведены остаточные удли-

Автофретирование дисков

