

Ш 497899

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

СТРЕЛЕЦ Владимир Васильевич

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ЗАКРЫТЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ
С УЧЕТОМ КОНСТРУКТИВНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ

05.04.12 - турбомашины и турбоустановки,

01.02.06 - динамика, прочность машин,

приборов и аппаратуры

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1991

Работа выполнена во Всесоюзном научно-исследовательском
и конструкторско технологическом институте компрессорного
машиностроения (ВНИИкомпрессормаш) Сумского научно-
производственного объединения имени М.В.Фрунзе

Научный руководитель - доктор технических наук;
профессор Манушин Э.А.

Официальные оппоненты - доктор технических наук;
профессор Балахов Б.Ф.

кандидат технических наук;
старший научный сотрудник Бичев А.Г.

Ведущее предприятие - ПО "Невский завод" им. В.И.Ленина

г. в 14⁰⁰ часов
к 053.15.05 при
ской революции и
рственном техническом
ул. 2-я Бауманская, 5).

библиотеке университета.

М 497899

1991 г.

 С.И.Ефимов
, Объем I, Оп.л. Тир. 100 экз.

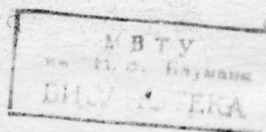
Актуальность темы. Центробежные компрессоры широко используются в народном хозяйстве и, в частности, являются наиболее ответственными элементами турбоустановок, используемых в газовой и нефтеперерабатывающей промышленности. Развитие этих отраслей связано с внедрением новых технологических процессов добычи и транспорта нефти, газа, газового конденсата и разработкой надежных компрессоров с высоким давлением нагнетания (до 50-80 МПа) и большой производительностью (50-60 м³/мин) (по условиям всасывания). Повышение рабочих параметров турбомашин достигается в основном путем увеличения окружных скоростей рабочих колес, чему способствует применение высокопрочных материалов и современных технологий производства. Однако из-за высокого уровня циклических нагрузок имеются случаи усталостного разрушения колес. Поломки колес как наиболее ответственных деталей центробежных компрессоров могут привести к значительным повреждениям машины, поэтому должны быть исключены.

Обеспечение надежности и повышения рабочих параметров турбомашин зависит от грамотного проектирования современных высоконагруженных колес, которое должно включать расчетную оценку их усталостной прочности.

До настоящего времени проблема расчета выносливости закрытых рабочих колес центробежных компрессоров не была решена. Определение усталостной прочности таких конструкций осуществляется экспериментальными и эмпирическими методами. Поэтому разработка методики расчета выносливости закрытых рабочих колес на стадии проектирования является актуальной задачей.

Цель работы:

- разработка методики расчета рабочих колес на усталостную прочность путем вычисления коэффициентов запаса прочности дисков по переменным напряжениям на основе методов расчетного и экспериментального моделирования усталостных процессов в локальных зонах колеса;
- обоснование применения методов усталостных, механических, микро- и рентгеноструктурных исследований материалов к проблемам



оценки и повышения выносливости рабочих колес;

- разработка экспериментального метода оценки усталостной прочности колес на моделях;

- разработка расчетных методов определения напряженного состояния галтелей в зонах сопряжения лопаток с дисками и амплитудных напряжений в дисках в зависимости от конструкции колеса и циклических нагрузок.

Научная новизна:

- разработана методика расчета выносливости закрытых рабочих колес, учитывающая совокупный эффект влияния на колесо всех наиболее значимых усталостных факторов;

- определен круг задач и средства исследования физико-механических свойств материала в целях оптимального выбора режима термообработки и повышения усталостной прочности колес;

- обоснован метод экспериментального моделирования для оценки пределов выносливости и эффективных коэффициентов концентрации напряжений дисков;

- разработаны расчетные модельные методы исследования напряженного состояния опасных периферийных сечений колеса с учетом циклических нагрузок.

Практическая ценность:

- разработанные методы исследования и оценки усталостной прочности, напряженного состояния элементов колес позволяют при необходимости вносить изменения в конструкцию и технологию изготовления колес на стадии проектирования;

- минимальные затраты на экспериментальное и расчетное моделирование обеспечивают эффективное и оперативное практическое использование методики;

- результаты исследований использованы при доводке агрегатов ГПА-Ц-16, внедрены в исследовательскую и конструкторскую практику ВНИИкомпрессорамаш, что подтверждено актом о внедрении, приведенном в диссертации. Ожидается экономический эффект от внедрения методики в СНПО им. М.В.Фрунзе в производстве агрегатов ГПА-Ц-16 и ГПА-Ц-6,3.

Автор защищает:

- методику расчета рабочих колес на выносливость, основанную

на вычислении коэффициентов запаса прочности по переменным напряжениям;

- результаты исследования усталостных, механических и структурных характеристик материала на примере стали 07Х16Н6;

- метод и результаты экспериментальной оценки усталостной прочности колес на моделях, вырезанных из периферии колеса;

- метод расчета напряженного состояния галтелей в месте сопряжения лопаток с дисками на периферии колеса и регрессионные зависимости максимальных напряжений в галтелях колес нагнетателей ГПА-Ц-16 и ГПА-Ц-6,3 с паяными и фрезерованными дисками от вида нагружения, геометрии галтелей и сопрягаемых элементов;

- метод определения амплитудных напряжений в дисках.

Апробация работы. Содержание и основные результаты работы были доложены на XVII научно-технической конференции молодых ученых и специалистов ВНИИнефтемаш (Москва, 1967), научно-технической конференции молодых ученых и специалистов "Машины и установки для добычи и транспорта нефти, газа и газового конденсата" (Сумы, 1986), VI Всесоюзной научно-технической конференции "Роль молодых конструкторов и исследователей химического машиностроения в реализации целевых программ, направленных на ускорение научно-технического прогресса в отрасли" (Зеленогорск, 1988), VIII Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению (Сумы, 1989).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 работ (из них 6 - в соавторстве).

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, изложенных на 110 страницах машинописного текста, содержит 57 рисунка, 26 таблиц. Список литературы включает 136 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность проблемы, содержится краткая характеристика работы, формулируются задачи исследования.

В первой главе выполнен аналитический обзор методов и результатов исследований усталостной прочности закрытых рабочих

колес центробежных компрессоров.

Опыт эксплуатации и лабораторные исследования изломов разрушенных колес показывают, что долговечность рабочих колес зависит от различных конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. Учитывая особенность зарождения усталостных трещин на периферии колеса в зонах сопряжения лопаток с дисками, выделены и проанализированы наиболее значимые по влиянию на эти зоны усталостные факторы.

Обзор исследований в области усталостной прочности конструкций и материалов, в частности, рабочих колес турбомашин, позволил констатировать, что

- разрушение рабочих колес, обладающих достаточной статической прочностью, часто происходит из-за циклического характера напряжений и высокой их концентрации в местах образования и развития усталостных трещин;

- сочетание экспериментальных и расчетных методов оценки усталостной прочности колес является эффективным инструментом предотвращения их поломок на стадии проектирования;

- отечественное турбокомпрессоростроение не имеет методики расчёта закрытых рабочих колес на выносливость;

- аэродинамические нагрузки в центробежной ступени, вызывающие переменные напряжения в дисках, и концентрация напряжений в зонах сопряжения лопаток с дисками мало исследованы;

- локальный характер усталостного разрушения позволяет исследовать выносливость сложных пространственных конструкций рабочих колес на более простых образцах и моделях;

- неопределенность действительных рабочих напряжений в зонах разрушения обуславливает детерминированный подход к разработке методики и допустимость принятого подхода к изменению циклических напряжений, при котором на уровень статических (средних) напряжений симметрично относительно этого уровня накладываются переменные (амплитудные) напряжения.

Сделанный анализ проблемы позволил обоснованно определить средства научного решения поставленных задач.

Во второй главе на примере стали 07X16H6 переходного аустенитно-мартенситного класса описана методика исследования вынос-

ливости высокопрочных материалов, используемых для изготовления рабочих колес, в частности, с паяными и цельнофрезерованными дисками.

Долговечность конструкций во многом зависит от усталостных свойств материала, а в расчетах на усталость используются пределы выносливости образцов. Однако к материалам колес предъявляются также требования по высокой статической прочности и технологичности. Оптимальное сочетание всех требований достигается, главным образом, в результате термообработки и зависит от соотношения усталостных, механических и структурных характеристик материала, взаимосвязанных между собой.

В работе на практическом материале с помощью комплекса различных методов решены методические задачи исследования материала в целях разработки механизма обоснованного выбора режимов термообработки и повышения выносливости колес.

Из натуральных колес были вырезаны образцы для определения пределов выносливости материала при изгибе и растяжении (σ_{-1} , $\sigma_{-к}$, σ_0), оценки механических параметров ($\sigma_{0.2}$, σ_s , δ , a_n), микро- и рентгеноструктурного анализов, связанных с определением размера зерна, карбидных выделений, соотношения фаз твердого мартенсита α и мягкого аустенита γ . Эксперименты проведены на усталостной машине УКИ-10М, высокочастотном пульсаторе IONFP-422, испытательной машине КМ-30, оптическом микроскопе МЕОРНОТ-2 и рентгеновском дифрактометре ДРОН-3М в соответствии с требованиями существующих ГОСТов.

Обобщенные результаты исследования стали 07Х16Н6 представлены на рис. 1. Получены данные о зависимости статической прочности и выносливости образцов от структуры стали.

Пределы выносливости стандартных образцов, вырезанных из дисков, и данные о структурном состоянии материала, в том числе непосредственно в зонах разрушения, использованы при проектировании и изготовлении рабочих колес центробежных нагнетателей, выпускаемых в НПО им. М.В.Фрунзе.

Третья глава посвящена разработке экспериментального метода оценки усталостной прочности рабочих колес на моделях.

Необходимость учета как конструктивных, так и технологичес-

ких факторов при моделировании усталостного разрушения колес подтвердили изгибные испытания образцов в виде балок с буртиком, имитирующим лопатку. Образцы были вырезаны из натурных колес, различались геометрией и чистотой обработки зон сопряжения. Предел выносливости образцов со шлифованным галтельным переходом от буртика к образцу по замкнутому контуру в 1,8 раза превышал предел выносливости образцов с фрезерованной галтелью, у которых край буртика и образца находились в одной плоскости. Результаты испытаний использованы для повышения усталостной прочности колес при их доработке на газоперекачивающих станциях путем выполнения галтельных вырезов на выходных кромках лопаток (рис.2).

Модель представляла собой пластину диска с расположенной на ней лопаткой и вырезалась из периферийной части основного или покрывного диска (рис.2). Рекомендуются следующие размеры модели. Длина диска l равняется половине ширины пролета диска на наружном диаметре колеса. Ширина диска m вдвое меньше длины. Толщина диска b_d равняется толщине диска на наружном диаметре колеса. Высота лопатки h больше характерного размера зоны сопряжения, например, радиуса галтели R .

Метод разработан на примере колес нагнетателей ГПА-Ц-16.

Подобие усталостного разрушения модели и колеса достигалось моделированием циклического напряженного состояния на поверхности диска у нерабочей стороны лопатки вблизи ее выходной кромки, возникающего в реальной конструкции вследствие совместного действия центробежных сил, растягивающих диск и вызывающих его местный изгиб в этой зоне, а также аэродинамических нагрузок, обуславливающих колебания диска в пролете между лопатками. Испытания моделей проведены на высокочастотном пульсаторе ИОНР-422 по асимметричному циклу нагружения до базового числа циклов $N_b = 10^7$. Условия закрепления и нагружения показаны на рис.2. Концентрация напряжений в зоне сопряжения диска с лопаткой обуславливала разрушение модели в этой зоне, идентичное наблюдаемому в закрытых колесах.

Испытания моделей колес ГПА-Ц-16 показали, что усталостная прочность основных (фрезерованных) дисков с $R = 4$ мм в 1,5 раза выше, чем покрывных (паяных высокотемпературной вакуумной капил-

лярной пайкой) дисков с $R = 1$ мм. Специальный галтельный вырез на лопатке повышал выносливость моделей на 30 %.

В предложенном методе моделирования учтены реальная геометрия зоны сопряжения и характер ее циклического нагружения, концентрация напряжений и масштабный фактор, усталостные, механические и структурные свойства материала, технологические особенности изготовления колес и обработки кромок. Метод более прост и экономичен по сравнению с испытаниями натурных колес, позволяет проводить статистические исследования, отличается от существующих способов испытаний специальных образцов большей точностью вследствие учета совокупного влияния основных конструктивных и технологических факторов.

Для определения пределов выносливости моделей были выполнены их тензометрирование и численный расчет по методу конечных элементов с привлечением вычислительного комплекса "ЛИРА". Тензодатчики с базой 3 мм наклеивали клеем БФ-2 на внутреннюю поверхность диска по различным направлениям. При расчете дискретизация диска осуществлена оболочечными конечными элементами, а лопатки — объемными элементами. Сопоставление результатов эксперимента, расчета и тестовых примеров позволило сделать вывод о том, что предел выносливости моделей по номинальным напряжениям необходимо определять из расчета пластины диска без лопатки.

Расчет модели также показал, что на наружном крае диска вблизи выходной кромки лопатки окружные напряжения почти на два порядка больше радиальных напряжений. Соотношение напряжений, например, такое: 300 МПа и 5 МПа. Следовательно, можно предполагать, что ответственность за разрушение дисков несут растягивающие окружные напряжения на наружном диаметре колеса, концентрация которых наибольшая у нерабочей стороны лопатки.

Достоинством данной модели является возможность оценки теоретического коэффициента концентрации и градиента напряжений, что в перспективе позволяет перейти к расчету выносливости рабочих колес в вероятностной постановке.

Для моделей колес ГПА-Ц-16 были определены эффективные коэффициенты концентрации напряжений по отношению к пластинам диска без лопатки K_g и гладким образцам круглого сечения K_{gm} . Для

основных дисков $K_0 = 1,5$, $K_{0m} = 2$; для покрывных дисков $K_0 = 2,3$, $K_{0m} = 3$.

В четвертой главе описаны расчетные исследования напряженного состояния зон периферии колеса.

Известно, что усталостная прочность колес существенно зависит от уровня и характера статических и переменных напряжений в зонах концентрации, т.е. в местах сопряжения элементов. Максимальные напряжения $\sigma_{\max}$ возникают с нерабочей стороны лопатки на поверхности, прилегающей к диску. С целью обоснованного выбора оптимальных конструктивных параметров сопряжений с галтельной формой перехода от диска к лопатке (например, при проектировании паяных и фрезерованных колес) разработан метод оценки напряженного состояния галтелей по плоским расчетным моделям (рис.3), на основе которого получены регрессионные зависимости $\sigma_{\max}$ от вида нагружения, геометрии галтелей и сопрягаемых элементов.

Практическое приложение метода рассмотрено на примере колес магнет телей ГПА-Ц-16 и ГПА-Ц-6,3.

На наружном диаметре колеса радиальные напряжения в диске равны нулю, осевые и окружные напряжения в лопатке незначительны, поэтому циклическое напряженное состояние в зоне сопряжения можно представить как двуосное, зависящее от отношения толщины лопатки к толщине диска на наружном диаметре колеса δ_1/δ_2 , радиуса галтели R ; растягивающих центробежных сил; моделируемых нагрузкой P ; изгибающего момента от лопатки, который моделирует сила Q ; местного циклического изгиба полотна диска, моделируемого нагрузкой P_1 .

Напряжения $\sigma_{\max}$ ($\sigma_{\max} = \sigma_1$, где σ_1 - первые главные напряжения) в галтелях основных дисков определяются суммой напряжений в галтелях моделей 1, 2 и 3 ($\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_q + \sigma_{p_1}$), а в галтелях покрывных дисков - моделей 1 и 3 ($\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_{p_1}$), так как влияние изгибающего момента от лопатки на основной диск существенно больше, чем на покрывной.

Решение тестовых задач изгиба и растяжения плоских стержней по методу конечных элементов на базе вычислительного комплекса "ЛИРА" позволило обоснованно подойти к расчету моделей и выбору степени разбивки галтелей на конечные элементы. Так, погрешность

определения коэффициентов концентрации не превышала 1,5 %.

В процессе конструкторской проработки зон сопряжения размеры сопрягаемых элементов, радиус галтели, нагрузки могут быть варьируемыми параметрами, различные сочетания которых определяют различные напряжения в зонах концентрации. Поэтому был спланирован и проведен многофакторный расчетный эксперимент, в результате которого были получены регрессионные линейные уравнения следующего вида:

для основных дисков

$$\sigma_{\max} = 277 - 27,3 \cdot R - 49,5 \cdot (\delta_A / \delta_g) + 4,45 \cdot P \quad (\text{ГПА-Ц-16}),$$

$$\sigma_{\max} = -87,8 - 85,5 \cdot R + 251 \cdot (\delta_A / \delta_g) + 4,4 \cdot P \quad (\text{ГПА-Ц-6,3}); \quad (1)$$

для покрывных дисков

$$\sigma_{\max} = 4,42 + 55,4 \cdot (\delta_A / \delta_g) + 1,69 \cdot P \quad (\text{ГПА-Ц-16}),$$

$$\sigma_{\max} = -839 + 536 \cdot (\delta_A / \delta_g) + 1,41 \cdot P \quad (\text{ГПА-Ц-6,3}). \quad (2)$$

В уравнениях (2) параметр R отсутствует, так как радиус паяных галтелей на покрывных дисках рассматриваемого типа колес не изменяется и равен 1 мм.

При выборе нагрузок, изгибающих лопатку и диск, использованы имеющиеся экспериментальные и расчетные данные о номинальных напряжениях в диске вблизи галтели. Так, сила Q принята на основании того, что в периферийных сечениях основного диска местные напряжения от изгиба лопатки могут достигать 70 % от общего уровня статических напряжений в этих сечениях ($\sigma_a^{\text{ном}} = 7/3 \cdot \sigma_p^{\text{ном}}$), а нагрузка P_i - на основании данных о безопасных номинальных переменных напряжениях в дисках колес, равных $\sigma_{p_i}^{\text{ном}} = 60$ МПа для основных и $\sigma_{p_i}^{\text{ном}} = 50$ МПа для покрывных дисков.

Напряжения в галтели зависят также от высоты лопатки h и длины диска l модели, которые были выбраны по результатам предварительных расчетов (h равняется половине ширины лопатки в колесе, l - ширине пролета диска на его наружном диаметре).

Разработан также метод расчета номинальных амплитудных напряжений σ_a на периферии дисков от аэродинамических нагрузок. Суть разработки состояла в построении расчетной модели, учитывающей изгиб диска в пролетах между лопатками под действием пульсаций газовой среды. Инерционные силы, которые при колебании диска на два порядка меньше сил от давления газа, не учитыва-

лись. Расчеты напряжений проведены в квазистатической постановке по методу конечных элементов на моделях в виде секции из трех пролетов диска (рис. 4).

При выборе нагрузок использованы результаты экспериментальных исследований Измайлова Р.А. о пульсациях давления в пространстве, окружающем вращающееся колесо, полученные в относительном движении. Давление газа на поверхность диска принято равномерно распределенным вдоль лопатки и уменьшающимся линейно от рабочей стороны лопатки с амплитудой перепада давлений A_1 до нерабочей стороны лопатки с амплитудой перепада давлений A_2 . Нагрузки зависят главным образом от типа диффузора, режима работы ступени, плотности газа на выходе из колеса ρ_2 и квадрата окружной скорости колеса u_2^2 . Для расчета амплитудных напряжений выбраны максимальные нагрузки, так как большую часть времени центробежные компрессоры работают на неоптимальных режимах, когда наблюдаются максимальные пульсации давления. Для ступени с безлопаточным диффузором $A_1 = 0,4 \rho_2 u_2^2$, $A_2 = 0,2 \rho_2 u_2^2$; для ступени с лопаточным диффузором $A_1 = 0,25 \rho_2 u_2^2$, $A_2 = 0,125 \rho_2 u_2^2$.

В расчетной схеме учтены конструктивные параметры периферии колеса: кривизна лопатки, ширина пролета диска, толщина диска и лопаток, изменение этих параметров по радиусу колеса. Минимальный радиус модели R_m должен быть $R_m \leq 0,75 \cdot R_2$. Расчеты колес 4-х типов нагнетателей показали, что максимальные напряжения возникают на наружном диаметре колеса у нерабочей стороны лопатки и для давлений нагнетания 36–50 МПа могут составлять 120–140 МПа, что нежелательно для конструкций колес.

В пятой главе представлена методика расчета колес на выносливость как совокупность рассмотренных ранее методов, с помощью которых, в предположении постоянства амплитудных напряжений, определяются усталостные характеристики, а затем коэффициенты запаса прочности дисков по переменным напряжениям σ_a . Усталостные факторы, учитываемые в каждом методе, учитываются и в методике.

На основании полученных данных о преобладающем действии окружных напряжений при разрушении условие усталостного разрушения колес может быть записано линейным уравнением

$$\sigma_{am} = \sigma_{-1m} - (\psi_\sigma / K_{\sigma m}) \cdot \sigma_m, \quad (3)$$

где $\sigma_{ам}$ - предельная величина амплитудных напряжений; $\sigma_{-1м}$ - предел усталости моделей при симметричном цикле нагружения; Ψ_σ - коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений; σ_m - средние напряжения цикла.

Для колес переход от расчетного к предельному напряженному состоянию связан с возрастанием напряжений σ_a . Тогда n_a можно представить как

$$n_a = \frac{\sigma_{ам}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{-1м} - (\Psi_\sigma / K_{\sigma m}) \cdot \sigma_m}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{-1} - \Psi_\sigma \cdot \sigma_m}{\sigma_a \cdot K_{\sigma m}} \quad (4)$$

Условие усталостной прочности колеса

$$\{n_{a \text{ осн.д.}}; n_{a \text{ покр.д.}}\}_{\min} \geq [n_a]. \quad (5)$$

Предельные амплитудные напряжения могут быть определены либо по диаграмме предельных амплитуд, которую можно построить по результатам усталостных испытаний моделей при различных коэффициентах асимметрии цикла нагружения, либо по усталостным характеристикам материала и эффективным коэффициентам концентрации напряжений моделей. На рис.5 представлена общая схема расчета.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработана методика расчета закрытых рабочих колес на выносливость, основанная на вычислении коэффициентов запаса прочности по переменным напряжениям, сочетающая методы расчетного и экспериментального моделирования усталостных процессов в локальных зонах колеса.

2. Рассмотрено приложение методов усталостных, механических, микро- и рентгеноструктурных исследований материала к проблемам оценки и повышения выносливости колес.

3. Получены данные о взаимозависимости физических характеристик стали 07Х16Н6.

4. Разработан экспериментальный метод определения пределов выносливости дисков по моделям, вырезанным из периферии колеса.

5. Для паяных и фрезерованных дисков колес ГИА-Ц-16 получены эффективные коэффициенты концентрации напряжений.

6. Установлено, что максимальные разрушающие напряжения возникают в окружном направлении на наружном диаметре дисков в

зонах сопряжения с лопатками у нерабочей стороны последних и на два порядка превышают радиальные напряжения в этой зоне.

7. Разработан расчетный модельный метод определения максимальных напряжений в галтельных переходах от лопаток к дискам. Для колес ГПА-Ц-16 и ГПА-Ц-6,3 получены регрессионные зависимости максимальных напряжений от радиуса галтели, отношения толщины лопатки к толщине диска и окружных напряжений на периферии колес.

8. Разработан расчетный метод определения амплитудных напряжений в дисках от аэродинамических нагрузок.

9. Методика внедрена в исследовательскую и конструкторскую практику ВНИИкомпрессормаш.

СПИСОК РАБОТ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Нацвин А.Н., Правдиговская Л.В., Стрелец В.В. Концентрация напряжений на выходных кромках центробежных рабочих колес.- М.; 1988.- 5 с. (Деп. ЦИНТИхимнефтемаш 05.09.88; № 1892).

2. Нацвин А.Н., Раб В.М., Стрелец В.В. К вопросу оценки циклической прочности центробежных паяных колес на основе усталостных испытаний паяных образцов// Роль молодых конструкторов и исследователей химического машиностроения в реализации целевых программ, направленных на ускорение научно-технического прогресса в отрасли: Тез. докл. VI Всесоюз. науч.-техн. конф., г. Зеленогорск, 17-21 окт. 1988 г.-М., 1988.- С. 199-200.

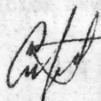
3. Золотухин Ю.Г., Стрелец В.В. Программа графической обработки результатов усталостных испытаний// Роль молодых конструкторов и исследователей химического машиностроения в реализации целевых программ, направленных на ускорение научно-технического прогресса в отрасли: Тез. докл. VI Всесоюз. науч.-техн. конф., г. Зеленогорск, 17-21 окт. 1988 г.- М., 1988.- С. 201-202.

4. Нацвин А.Н., Стрелец В.В. Метод экспериментальной оценки усталостной прочности центробежных рабочих колес// Создание компрессорных машин и установок, обеспечивающих интенсивное развитие отраслей топливно-энергетического комплекса: Тез. докл. VIII Всесоюз. науч.-техн. конф., г. Сумы, 10-12 окт. 1989 г.- М., 1989.- Часть II.- С. 64.

Б. Стрелец В.В. Методика расчета рабочих колес центробежных компрессоров на усталостную прочность// Передовой производственный (научный) опыт, рекомендованный для внедрения: Информационный сборник ЦИНТИхимнефтемаш.- Сер. ХМ-Б.- 1990.- #4.- С. 20-23.

6. Стрелец В.В., Нацвин А.Н. Метод модельной расчетной оценки напряженного состояния галтельных зон сопряжения элементов в центробежных рабочих колесах// Химическое и нефтяное машиностроение.- 1991.- # 2.- С. 26-28.

7. Нацвин А.Н., Стрелец В.В. Метод экспериментальной оценки усталостной прочности центробежных рабочих колес// Создание компрессорных машин и установок, обеспечивающих интенсивное развитие отраслей топливно-энергетического комплекса: материалы VIII Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению, г. Сумы, 10-12 окт. 1989 г./ ВНИИкомпрессормаш.- Сумы, 1991.- С. 281-286.



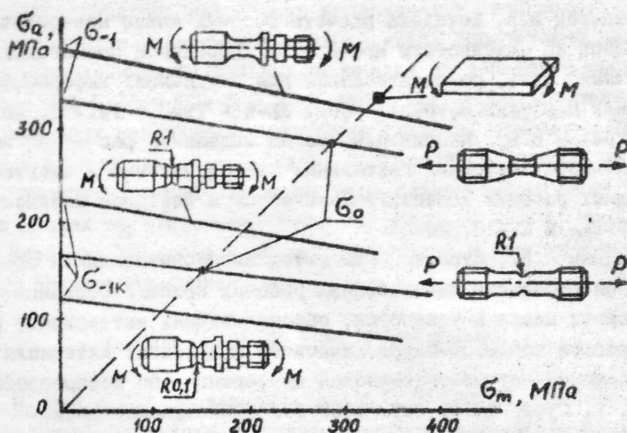


Рис.1. Диаграммы предельных амплитуд образцов материала: рабочее сечение - ϕ 5 мм; режим термообработки: закалка $T = 1323$ К 2,5 часа - вода, обработка холодом при $T = 223$ К 4 часа, отпуск $T = 633$ К 3,2 часа

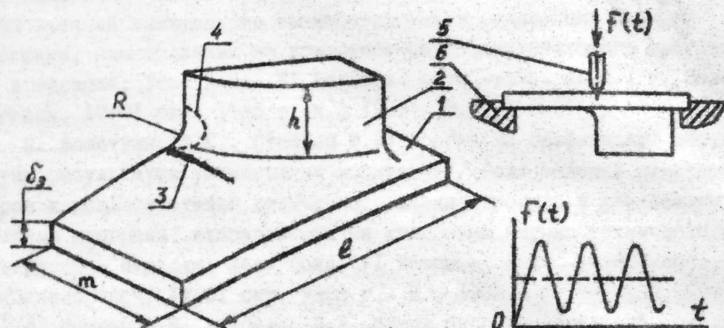


Рис.2. Модель для исследования выносливости колес в условиях ее испытаний: 1 - диск, 2 - лопатка, 3 - усталостная трещина в диске, 4 - галтельный вырез на лопатке, 5 - подвижная опора, 6 - неподвижные опоры

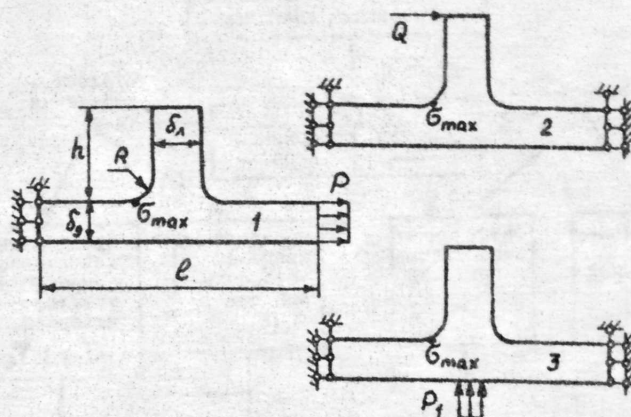


Рис.3. Плоские модели для расчета напряжений в галтелях рабочих колес

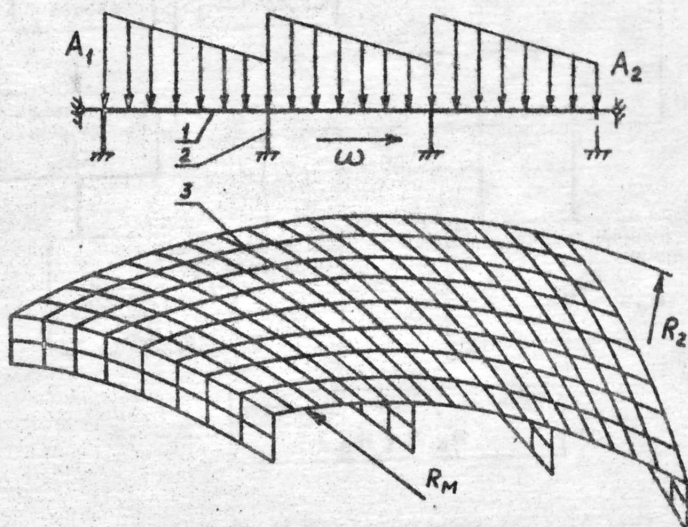


Рис.4. Расчетная схема межлопаточных отсеков: 1 - диск, 2 - лопатка, 3 - разбивка на конечные элементы

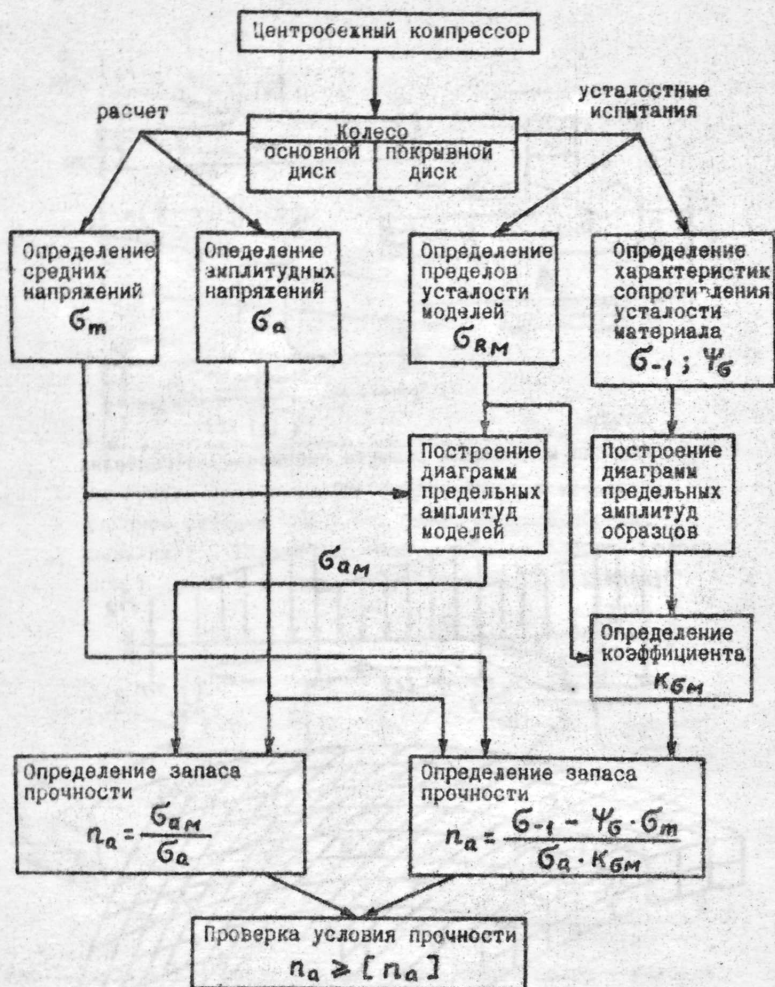


Рис. 5. Схема расчета рабочих колес на выносливость