

М 335864

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э. Баумана

ПУШКАРЕВ Владимир Константинович

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЗАКРЫТЫХ
РАБОЧИХ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

01.02.06 - Динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э. Баумана

ПУШКАРЕВ Владимир Константинович

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЗАКРЫТЫХ
РАБОЧИХ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

01.02.06 - Динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э. Баумана и в Центральном ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательском автомобильном и автомоторном институте.

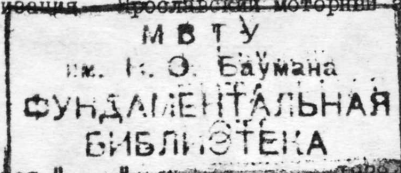
Научный руководитель - профессор, доктор технических наук МАЛИНИН Н.Н.

Официальные оппоненты:

1. Д.т.н., профессор РАБИНОВИЧ В.П.

2. К.т.н. ДЕМЬЯНУШКО И.В.

Ведущая организация ~~Пролетарский исторический завод~~



Защита состоялась " " 1978 года на заседании Специализированного Совета "Динамика и прочность машин" МВТУ имени Н.Э. Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ имени Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан " " 1978 года.

Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просим направлять по указанному адресу.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА

Д.Т.Н., ПРОФЕССОР

Н. Алфутов

Актуальность темы. Стремление к улучшению термодинамических показателей центробежных компрессоров ведет к непрерывному усложнению конструкций их рабочих колес, а также к росту скоростей вращения роторов двигателей. Наличие покрывающего диска в конструкциях закрытого типа еще более усиливает напряженность, обусловленную вышеуказанными факторами. При этих обстоятельствах становятся важными учет трехмерности напряженного состояния исследуемого объекта, тщательный анализ напряжений вблизи концентраторов и использование дополнительных ресурсов прочности, связанных с перераспределением напряжений в процессе пластического течения материала. Решение задач в такой постановке позволит вырабатывать оптимальные варианты исследуемых конструкций и в конечном итоге откроет новые возможности улучшения параметров проектируемых двигателей.

Цель работы – создание метода теоретического исследования напряженно-деформированного состояния компрессорных рабочих колес закрытого типа, имеющих сложный профиль меридионального сечения и нагруженных произвольной осесимметричной нагрузкой.

Метод исследования. Изучение напряженного состояния исследуемого объекта основано на уравнениях теории упругости и теории малых упруго-пластических деформаций. Раскрытие статической неопределимости задачи и вывод уравнений равновесия осуществлены при использовании одного из наиболее эффективных численных методов решения – метода конечных элементов. Исследование процесса пластического течения материала выполнено по методу переменных параметров упругости.

Научная новизна работы состоит в распространении метода конечных элементов на расчет закрытых рабочих колес компрессоров сложного профиля (с развитыми в осевом направлении основными и покрывающими дисками, рассматриваемыми совместно с лопатками) при действии произвольной осесимметричной нагрузки. Задача решена при неявно заданных граничных условиях, что позволяет рассматривать напряженно-деформированное состояние колес с учетом посадки их на вал и исследовать кинетику раскрытия стыка соединенных с натягом деталей. Разработанным методом впервые исследовано упруго-пластическое состояние конкретных компрессорных крыльчаток с учетом таких особенностей конструкций, как резкое изменение толщины несущих дисков, наличие

выступающих частей вала и т.д., являющихся, как известно, концентраторами напряжений.

Научная достоверность основных положений диссертационной работы подтверждена оценкой сходимости разработанного алгоритма и удовлетворительным совпадением теоретических и экспериментальных результатов, полученных при исследовании конкретного закрытого колеса, подверженного центробежной нагрузке и посаженного на вал с натягом.

Практическая ценность работы заключается в том, что алгоритм расчета и вычислительная программа на алгоритмическом языке "ФОРТРАН-IV" позволяют изучать не только общее поле напряжений исследуемого объекта, но и местную напряженность вблизи концентраторов и благодаря этому уже на стадии проектирования создавать экономичные изделия. В силу общего характера допущений разработанный метод решения применим к широкому классу конструкций, которые могут быть представлены в виде совокупности осесимметричных и плоских участков (осевые диски сложного профиля, оребренные осесимметричные оболочки и т.д.).

Апробация. Результаты работы докладывались на конференции молодых специалистов НАМИ, на юбилейной сессии Научно-технического совета НАМИ, посвященной 60-летию Великой Октябрьской социалистической революции, на Научном семинаре "Пластичность" МВТУ им. Н.Э. Баумана.

Публикации. По материалам диссертации опубликованы три статьи.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, общих выводов по работе и приложения (блок - схемы и распечатки программы для ЭВМ). изложена на 153 страницах машинописного текста, содержит 33 рисунка, одну фотографию и список цитированной литературы из 100 наименований.

Глава I. Обзор литературы.

Радиальные колеса в зависимости от назначения сильно отличаются друг от друга конфигурацией профиля и другими конструктивными параметрами, что является причиной многообразия расчетных схем, используемых исследователями при оценке их прочности. Вследствие трудности задачи учета контактных усилий взаимодействия радиальной крыльчатки и вала, усложненной не-

симметричностью профиля крыльчатки и стесненностью деформирования угловых зон расточки, в которых теоретический коэффициент концентрации напряжений, полученный в пределах упругости, равен бесконечности, в большинстве созданных методов расчета закрытых колес посадочная поверхность предполагается свободной, а в качестве нагружающих факторов рассматривается лишь центробежная нагрузка. Такой подход к проблеме осуществлен как в работах Е. Висмана, В.Д. Кертона, С.А. Тумаркина, В.Ф. Риса, С.И. Циткина, А.Г. Раера, А.Д. Коваленко, Д.Я. Моисеенко, Е.И. Дейча, И.А. Биргера, Ф. Ябурека, Л.О. Ильина, С.И. Волка, И.В. Демьянушко, использовавших классическую аппроксимацию рассматриваемого объекта совокупностью пластин, оболочек и колец, так и в исследованиях Х. Франека, Х.Ж. Реска, С. Чакора, применивших при изучении упругого напряженного состояния полузакрытых и закрытых колес метод конечных элементов.

Упругое состояние втулок и осевых дисков при посадке их на вал с натягом в работах Н.М. Беляева, А.К. Синецкого, К.И. Страховича, С.А. Тумаркина, А.В. Левина, А.Г. Угодчикова, Н.Д. Тарабасова, Н.Н. Малинина и упруго-пластическое состояние аналогичных конструкций в работах Т.М. Махониной исследованы при допущении о независимости радиальных перемещений от осевой координаты и предположении об отсутствии компонентов напряжений в площадках, перпендикулярных оси вращения. Такое рассмотрение возможно лишь при расчете конструкций симметричного профиля, ширина расточки которых мала в сравнении с другими размерами. Применительно к закрытым радиальным колесам несимметричного профиля проблема исследования упругого состояния с учетом влияния посадки рассмотрена в работе Б. Хо, в которой изделие представлено слабоизогнутой конструктивно-ортотропной пластиной. При этом предположено, что цилиндрические сечения в результате деформирования переходят в конические поверхности, симметричные относительно оси вращения. Пренебрежение сдвигом и линейными деформациями в осевом направлении в лопатках искажает действительную картину взаимодействия несущих дисков, а принятие линейной зависимости радиальных перемещений от осевой координаты не позволяет исследовать концентрацию напряжений в зонах, примыкающих к угловым точкам расточки.

Приведенный обзор литературы показывает, что при исследовании напряженного состояния закрытых колес центробежных турбо-

машин либо вовсе не учитывают такие особенности конструкции, как развитость осевых размеров, совместность работы основного и покрывающего дисков, наличие концентраторов напряжений и т.д., либо ограничиваются рассмотрением упругого состояния исследуемого объекта при явно заданных граничных условиях (в случае отсутствия натяга).

Рабочие колеса радиальных турбин и компрессоров современных двигателей представляют собой развитые в осевом направлении трехмерные конструкции, меридиональные сечения которых усложнены местными особенностями, приводящими к концентрации напряжений. В силу специфики работы они изготавливаются с центральным отверстием и крепятся на валу посредством натяга, усиливающего напряженность рассматриваемой детали. Нагруженность ступеней турбомашин в современных двигателях столь существенна, что в рабочих колесах центробежных компрессоров становится ощутимой неравномерность температурного поля. Осевые напряжения в основном диске и лопатках, напряжения в областях, примыкающих к посадочной поверхности колеса, и в местах концентрации, а также температурные напряжения могут оказаться существенными с точки зрения оценки прочности конструкции в целом. Поэтому для получения более правильного представления об упруго-пластическом состоянии закрытого колеса, проектирования экономичных конструкций с одинаковой степенью напряженности составляющих их частей необходимо разработать метод расчета, учитывающий вышеперечисленные особенности конструктивного исполнения исследуемого объекта и условий его эксплуатации.

Глава II. Теоретическое исследование напряженно-деформированного состояния закрытого колеса.

При идеализации процесса деформирования исследуемого объекта принято два допущения.

1. Напряженно-деформированное состояние несущих дисков предполагается осесимметричным, то есть количество лопаток принимается достаточно большим, не рассматриваются эксцентричные отверстия, а также пренебрегается закручивающим действием вращающего момента.

2. При исследовании напряжений в лопатках учитываются лишь растяжение — сжатие материала в радиальном и осевом направлениях и сдвиг в площадках, перпендикулярных этим направлениям.

Первое допущение практически не сужает область применения

данного метода, так как минимальное число лопаток реальных колес турбомашин, определяемое возникновением отрыва потока на концах лопаток, более предельного значения, теоретически установленного Э.С. Уманским, а неглубокие сверления под штифты, фиксирующие взаимное расположение диска, вращающегося направляющего аппарата и вала, выполняются в относительно малонапряженных участках и неопасны с точки зрения прочности. Сквозные же эксцентричные отверстия отсутствуют в рассматриваемых конструкциях в силу специфики рабочего процесса радиальных колес. Второе допущение, или предположение о плосконапряженном состоянии лопаток ограничивает применимость излагаемого метода областью конструкций, лопатки которых являются радиальными пластинами переменной толщины и произвольного очертания.

Выше отмечалась высокая напряженность закрытых рабочих колес центробежных компрессоров. Для учета основных особенностей условий их работы в диссертации в качестве нагружающих факторов рассматриваются центробежные и поверхностные силы, неравномерный в радиальном и осевом направлениях нагрев и посадка на вал с натягом. При принятых допущениях рассматриваемая задача двухмерна.

Для вывода основных уравнений задачи в настоящей работе используется метод конечных элементов, согласно которому исследуемая конструкция мысленно подразделяется на конечное число олоков, усилия взаимодействия между которыми и приложенная к ним внешняя нагрузка сосредотачиваются на узловых линиях, являющихся линиями пересечения граней элементов. При разбивке несущих дисков и вала используются кольцевые элементы треугольного сечения, лопатки разделяются на треугольные призмы.

Многочисленные приложения метода конечных элементов к задачам механики показали допустимость использования линейных зависимостей для представления компонентов перемещений произвольной точки исследуемого объекта через компоненты перемещений его узлов. Деформированное состояние конструкции в результате идеализации поля перемещений целиком определяется компонентами перемещений узловых точек, являющихся основными неизвестными задачи.

Искомое решение должно удовлетворять всем уравнениям теории упругости. В рассматриваемом случае условия совместности деформаций выполняются ввиду того, что функции перемещений не

нарушают сплошности тела. Для нахождения параметров функций перемещений, удовлетворяющих уравнениям равновесия и граничным условиям задачи, в силу сложности рассматриваемой конструкции в настоящей работе используется принцип возможных перемещений. Применительно к модели, представляемой в виде совокупности элементов, поверхностная нагрузка и усилия взаимодействия которых считаются распределенными по узловым линиям, принцип возможных перемещений аналитически выражается в следующей форме:

$$\int_V \delta\{u\}^T \{P\} dv + \delta\{f\}^T \{R\} = \int_V \delta\{\varepsilon\}^T \{G\} dv, \quad (1)$$

где V - объем исследуемой области; $\delta\{u\}$, $\delta\{f\}$, $\delta\{\varepsilon\}$ - вариации компонентов перемещений произвольной точки конструкции, перемещений узлов (следов узловых линий на меридиональной плоскости) и компонентов деформаций соответственно; $\{\dots\}^T$ - обозначение транспонированной матрицы; $\{P\}$, $\{R\}$ - матрицы-столбцы центробежной и поверхностной нагрузок; $\{G\}$ - матрица-столбец компонентов напряжений.

После подстановки соотношений связи компонентов деформаций и напряжений с основными неизвестными выражение (1) приводится к системе линейных алгебраических уравнений:

$$[K]\{f\} + \{F_P\} + \{F_J\} - \{R\} = 0, \quad (2)$$

где $[K]$ - матрица жесткости конструкции; $\{F_P\}$, $\{F_J\}$ - матрицы-столбцы узловых сил, эквивалентных действию центробежной нагрузки и неравномерного нагрева.

В силу специфики рабочего процесса радиальные колеса турбомашин изготавливаются с центральным отверстием, поэтому при разбивке меридионального сечения исследуемой конструкции на элементы всегда можно с достаточной степенью точности выполнить условие малости сторон элементов в сравнении с расстоянием от оси вращения до их центров тяжести. Таким же образом можно обеспечить удовлетворение следующих соотношений:

$$T^e = \text{const},$$

$$t^e = \text{const},$$

где T^e и t^e - температура и толщина некоторого элемента e . При этих условиях выражения для коэффициентов матриц,

входящих в уравнения равновесия (2), будут иметь относительно простой вид.

При рассмотрении закрытых колес с учетом посадки их на вал с натягом объект исследования предполагается состоящим из двух сопряженных между собой частей. Для диска и вала в отдельности могут быть составлены системы уравнений равновесия, которые после объединения примут такой вид:

$$\begin{bmatrix} [K^A][O] \\ [O][K^B] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{F^A\} \\ \{F^B\} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \{F_P^A\} \\ \{F_P^B\} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \{R^A\} \\ \{R^B\} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \{S^A\} \\ \{S^B\} \end{Bmatrix} = 0, \quad (3)$$

индексы "Д" и "В" показывают, к какой части рассматриваемого объекта (диску или валу) относятся помеченные ими матрицы; $\{S^A\}, \{S^B\}$ - матрицы-столбцы, ненулевые члены которых представляют собой неизвестные усилия взаимодействия сопрягаемых деталей. Система уравнений (3) является неопределенной, так как в число ее неизвестных помимо компонентов перемещений узлов входят неизвестные усилия взаимодействия диска и вала. Степень неопределенности понижается, во-первых, принятием предположений о равенстве радиальных составляющих усилий взаимодействия и об отсутствии сил трения на поверхностях контакта и, во-вторых, - дополнением системы уравнениями связи компонентов перемещений с натягом. Войдя в левую часть уравнений равновесия, величина натяга усложнила бы процедуру получения коэффициентов системы, поэтому для упрощения счета она заменяется равноценным температурным перепадом на контактной поверхности, величина которого определяется как отношение натяга к произведению коэффициента линейного расширения материала вала на наружный диаметр вала. Дополнительные соотношения, приводящие систему уравнений к замкнутой форме, представляются в этом случае таким образом:

$$S_{pz}^A = S_{pz}^B, \quad S_{pz}^A = S_{pz}^B = 0, \quad \beta, \gamma = d_1, b_1; d_2, b_2 \dots d_Q, b_Q,$$

$$(\gamma^B)^* = \gamma^B + \delta_n / L^B d^B,$$

$$U_{pz} = U_{pz}, \quad \beta, \gamma = d_1, b_1; d_2, b_2 \dots d_Q, b_Q, \quad (4)$$

где γ^B - температура вала; δ_n - натяг; L^B, d^B - коэффициент линейного расширения и наружный диаметр вала; $d_1, b_1; d_2, b_2; \dots; d_Q, b_Q$ - совмещенные в начальный момент

нагрузки пары узловых точек контактных поверхностей диска и вала.

Уравнения равновесия (3), дополненные соотношениями связи усилий взаимодействия и радиальных перемещений точек контактных поверхностей (4), образуют определенную систему алгебраических уравнений, коэффициенты которых вычисляются по тем же зависимостям, что и коэффициенты матриц, входящих в соотношение (2). Матрица коэффициентов этой системы, как и при рассмотрении монолитных конструкций, — симметричная и ленточная, что позволяет применять эффективные точные методы решения.

Закрытое колесо при действии центробежной нагрузки, наличии неравномерного нагрева и посадке на вал с натягом испытывает сложное нагружение. Однако в силу превалирующего значения центробежной нагрузки можно предположить, что нарастание деформаций в точках исследуемого объекта в пространстве деформаций изображается прямой или близкой к прямой линией. Учитывая это обстоятельство, в настоящей работе для исследования процесса перераспределения напряжений, связанного с пластическим течением материала, используются уравнения теории упруго-пластических деформаций. Решение задачи осуществляется методом переменных параметров упругости, то есть путем последовательного рассмотрения ряда упругих решений, параметры упругости которых корректируются по результатам предыдущего приближения.

При статическом нагружении запас прочности рабочих колес компрессоров, изготовленных из алюминиевых сплавов или титана, можно определять как отношение временного сопротивления материала к максимальному значению интенсивностей напряжений. В условиях повторно-переменного нагружения разрушение конструкции может произойти не только в результате исчерпания статической прочности, но и из-за возникновения и развития повреждений усталостного характера. Так как за время работы двигателя общее число циклов "выход на номинальный режим — останов" не превышает нескольких десятков тысяч, опасность разрушения от усталости становится реальной лишь в том случае, если в каком-либо месте исследуемого объекта установится устойчивый режим пластического деформирования.

Пластическое течение при повторно-переменном нагружении принято разделять на знакопеременное, приводящее к малоцикловой усталости материала, и прогрессирующее, при котором пластическое течение приводит к разрушению материала.

тическая зона охватывает большой объем материала, превращая конструкцию в механизм. В закрытых радиальных колесах компрессоров из-за существенной неравномерности распределения компонентов деформаций и напряжений по меридиональному сечению и ограниченности допустимых значений интенсивностей пластических деформаций возможность возникновения прогрессирующего течения практически исключается. При оценке предельных нагрузок, ограничивающих область приспособляемости рассматриваемых конструкций в условиях знакопеременного течения, в диссертации используются условие начала пластичности Хубера-Мизеса и допущение об отсутствии упрочнения материала, а также не учитываются деформации ползучести.

Погрешности от неучета деформационной анизотропии и упрочнения материала существенным образом компенсируют одна другую. Об этом свидетельствуют имеющиеся в литературе экспериментальные данные о зависимости предела текучести в первом цикле нагружения от величины исходной деформации, а также качественный анализ поведения двухпараметрической системы, выполненный Д.А. Гохфельдом. Пренебрежение ползучестью также оправдано при исследовании радиальных колес компрессоров, так как при обычных для этих конструкций температурах, не превышающих 150°C , ползучесть алюминиевых сплавов и тем более титана еще не возникает.

При принятых допущениях поверхность пластичности в случае плоского напряженного состояния имеет форму эллипса, отсекающего на осях главных напряжений отрезки, равные по величине пределу текучести материала. Так как напряженное состояние наиболее опасных мест закрытых колес (угловых зон расточки основного диска, начального участка покрывающего диска, входных кромок лопаток) близко к одноосному, изменение напряжений в их точках в процессе нагружения и разгрузки в координатах главных напряжений может быть представлено линией, близко расположенной к одной из координатных осей. Величина интенсивностей напряжений разгрузки, соответствующих переходу материала от одного состояния текучести к другому, приблизительно равняется в этом случае удвоенному пределу текучести материала:

$$\sigma_i^{\text{разгр}} \approx 2\sigma_t.$$

(5)

Если образовавшиеся в результате первого цикла нагружения и разгрузки остаточные напряжения в наиболее опасных точках ко-

леса не выходят из упругой области, последующие нагружения независимо от циклических свойств материала не вызовут пластических деформаций. В этом случае конструкция как бы приспособляется к работе в условиях повторно-переменного нагружения. То есть соотношение (5) описывает границу области приспособляемости исследуемой конструкции, и коэффициент запаса по знакопеременному течению может быть выражен в виде

$$n_k = 2 \sigma_r / \sigma_{i \max}^{\text{расгр}},$$

где $\sigma_{i \max}^{\text{расгр}}$ - максимальное значение интенсивностей напряжений разгрузки.

Глава III. Примеры расчета и сопоставление результатов с известными решениями.

Для сравнительной оценки разработанного алгоритма в диссертации используется упомянутый выше метод И.В. Демьянушко, основанный на схематизации исследуемой конструкции формой двухслойной пластины, расчетная схема которого несколько изменена введением зависимых от радиуса параметров кривизны срединных поверхностей основного и покрывающего дисков с целью учета влияния этих факторов на напряженное состояние исследуемой конструкции. При таком подходе полученные из рассмотрения деформированного состояния элемента конструкции выражения для компонентов деформаций, а также выведенные на основе вариационного принципа минимума полной энергии уравнения равновесия и граничные условия с точностью до коэффициентов совпадают с аналогичными соотношениями метода И.В. Демьянушко.

По методу конечных элементов и приближенному методу расчета по схеме двухслойной пластины, учитывающему изгиб основного и покрывающего дисков как от усилий взаимодействия, так и от искривленности их срединных поверхностей, было рассчитано конкретное закрытое колесо со слабоизогнутыми профилями несущих дисков. Наибольшие расхождения результатов локализуются в ступице и в зоне лопаток, примыкающей к расточке покрывающего диска. Первое, по-видимому, связано с тем, что ступица колеса в приближенном методе расчета по схеме двухслойной пластины рассматривается кольцом с недеформирующимся профилем меридионального сечения, второе - с учетом в приближенном методе податливости лопаток в осевом направлении и зависимости деформаций сдвига от осевой координаты; в целом же совпадение результатов

двух методов удовлетворительное.

Аналогичные сопоставления результатов изложенного метода с известными решениями выполнены на примерах расчетов соединенных с натягом дисков постоянной толщины, находящихся в упруго-пластическом состоянии; кольца с радиальными ребрами, развитыми в осевом направлении; конического диска, сопряженного с массивной ступицей. Результаты сравнения свидетельствуют о достаточной точности разработанного метода расчета и о возможности его использования при исследовании различных конструкций сложного профиля, содержащих концентраторы напряжений.

Глава IV. Экспериментальное исследование деформированного состояния закрытого колеса.

С целью проверки обоснованности основных допущений разработанного метода расчета проведено экспериментальное исследование упругого состояния реального закрытого колеса, подверженного центробежной нагрузке и посаженного на вал с натягом. Для преодоления трудностей процесса посадки на вал препарированного колеса сопоставление расчетных и экспериментальных результатов производилось по напряжениям, определяемым центробежной нагрузкой и изменением давления на поверхности контакта, которое происходит при изменении числа оборотов ротора от нуля до рабочего значения. При таком подходе наклейка тензодатчиков, сборка и регулировка электрических цепей производятся после установки испытуемого колеса на вал стенда, а расчетные значения сравниваемых напряжений получаются вычитанием напряжений, действующих в неподвижном колесе, посаженном на вал с натягом, из напряжений, определяемых и натягом и вращением.

В качестве чувствительных элементов использовались тензодатчики с базой 5 мм. Сигнал разбаланса моста Уитстона через индукционный токосъемник поступал на тензостанцию, усиливался и выпрямлялся и затем фиксировался на светочувствительной бумаге осциллографа. Для облегчения обработки результатов испытаний на осциллограмме одновременно записывались два параметра, зависящие от времени — измеряемая величина деформации и число оборотов вращения ротора стенда. На этой же осциллограмме перед началом испытания фиксировались тарировочный сигнал датчика оборотов, соответствующий рабочей скорости вращения ротора, и тарировочный сигнал моста Уитстона, записанный при поступлении на вход осциллографа базового сигнала с тарировочной балки

(при тензометрировании входной кромки лопаток базовая деформация принята равной 0,0025, при измерении меньших величин деформаций в точках передней поверхности покрывающего диска и задней поверхности основного диска - 0,001). Расшифровка осциллограммы осуществляется по следующей формуле.

$$\varepsilon_{\rho a r} = \angle(\varepsilon_{\rho a r}) \frac{\varepsilon_{\delta a z}}{\angle(\varepsilon_{\delta a z})},$$

где $\angle(\varepsilon_{\rho a r})$ - ордината замеряемой деформации на рабочей скорости вращения ротора; $\varepsilon_{\delta a z}$, $\angle(\varepsilon_{\delta a z})$ - базовая деформация и ордината тарировочного сигнала, ей соответствующего.

Испытанное колесо было рассчитано по методу конечных элементов. Расхождение расчетных и экспериментальных значений напряжений в точках входной кромки лопаток и примыкающей к ним части покрывающего диска (в основном из-за допущения об осевой симметрии напряженно-деформированного состояния несущих дисков) составляет 15 % и свидетельствует о допустимости принятой схемы расчета. Еще меньше расхождение сравниваемых результатов в точках задней поверхности диска, следовательно предположения об отсутствии трения в местах контакта диска и вала и о равенстве радиальных перемещений точек контактных поверхностей также подтверждаются.

Общие выводы по работе.

1. В результате проведенного исследования разработан метод определения напряжений и деформаций в закрытых колесах компрессоров (несущих дисках, рассматриваемых совместно с лопатками), имеющих сложный профиль меридионального сечения и подверженных произвольной осесимметричной нагрузке.

2. Применение метода конечных элементов и учет на его основе трехмерности напряженного состояния позволили описать процесс деформирования закрытого колеса существенно точнее, чем при использовании расчетных схем, основанных на представлении исследуемого объекта совокупностью пластин, оболочек и колец.

3. Решение задачи, выполненное при неявно заданных граничных условиях, дает возможность рассматривать напряженно-деформированное состояние компрессорных колес с учетом посадки их на вал и исследовать кинетику раскрытия стыка соединенных с натягом деталей.

4. Разработанный метод позволяет оценивать напряженное состояние участков соединения входных кромок лопаток с основ-

ным диском, мест резкого изменения толщин несущих дисков, угловых зон расточки, в которых в процессе нагружения возникает концентрация напряжений. Сопоставление данных теоретического и экспериментального исследований свидетельствует о достаточной точности этой оценки.

5. Алгоритм расчета и составленная на алгоритмическом языке "ФОРТРАН-IV" программа для ЭВМ применимы для изучения напряженно-деформированного состояния конструкций, работающих как в пределах, так и за пределами упругости.

6. Для исследования закрытых колес с малыми осевыми размерами предложен приближенный метод, основанный на схематизации конструкции двухслойной слабоизогнутой пластиной. Результаты расчетов по приближенному методу и методом конечных элементов достаточно близки для колес со слабоизогнутыми несущими дисками.

7. Разработана методика тензометрирования радиальных колес турбомашин, посаженных на вал с натягом, и проведено исследование конкретного закрытого колеса, подтвердившее справедливость заложенных в основу расчетного метода гипотез об осесимметричности напряженно-деформированного состояния основного и покрывающего дисков, отсутствии трения на поверхностях контакта и о равенстве радиальных перемещений точек вала и диска, соприкасающихся между собой в начальный момент нагружения.

8. В результате проведенных расчетов установлено, что наиболее напряженными участками закрытого колеса являются зона расточки основного диска, начальный участок покрывающего диска, входная кромка лопаток, а также область лопаток, примыкающая к покрываемому диску в зоне с максимальной кривизной поверхности соединения. Применение разработанного метода расчета дает возможность оптимизировать параметры проектируемого колеса с целью достижения одинаковой степени напряженности его элементов.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Малинин Н.Н., Пушкарев В.К. Расчет дисков произвольного профиля. "Известия ВУЗов Машиностроение", 1977, № II, стр. I29-I33.

2. Пушкарев В.К. Расчет дисков с учетом натяга. "Известия ВУЗов Машиностроение", 1977, № I2, стр. I3-I5.

3. Пушкарёв В.К. Тензометрирование закрытых дисков.
"Известия ВУЗов Машиностроение", 1978, № I, стр. 37-40.

Л - 72409 Заказ 1412 Объем I п.л. Тираж 100 Экз.
от 21.11.78г.

Ротапринт МВТУ IO7005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5