

УДК 629.7.036:539.4

В.Н. ДЕНИСЮК, Т.И. ПРИБОРА

ГП “Ивченко-Прогресс”, Запорожье, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРА КОМПРЕССОРА ГТД МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Рассмотрены возможности построения расчетной схемы ротора ГТД, задания нагружающих факторов, а также обеспечения совместной работы элементов конструкции в многосвязной конечно-элементной модели с использованием контактных элементов. Предложенные расчетные мероприятия позволяют приблизить расчетное НДС к реальному.

ротор, ГТД, прочность, напряжения, напряженно-деформированное состояние, контактные элементы

1. Общая постановка вопроса и его связь с научно-практическими задачами

Ротор компрессора современного ГТД представляет собой сложную конструкцию, состоящую из конструктивных элементов различной жесткости, изготовленных из разных материалов. Для исследования прочности роторов компрессоров ГТД под воздействием действующих сил, с учетом влияния физических и геометрических параметров конструкции, свойств материала в настоящее время используются численные расчетные методы, базирующиеся на мощных программных комплексах для ЭВМ. Такие исследования позволяют существенно сократить проведение натурных прочностных и усталостных испытаний, которые связаны со значительными временными и материальными затратами. Расчеты методом конечных элементов (МКЭ) отдельных деталей, их сочетаний и ротора в целом с использованием двумерных и трехмерных моделей позволяют в комплексе получать достоверные результаты расчета прочности с учетом влияния основных нагружающих конструкцию факторов. Ряд важных в научно-практическом значении результатов может быть получен из осесимметричного расчета ротора в двумерной постановке. Применение такой расчетной схемы дает возможность определить характер взаимодействия деталей и оценить в целом напряженно-деформированное состояние

(НДС) ротора. Результаты двумерного расчета НДС ротора используются также в качестве граничных условий для расчетов зон концентрации напряжений в отдельных элементах ротора с использованием объемных моделей.

2. Обзор публикаций и нерешенные вопросы

Решение задачи по определению НДС состояния роторов ГТД в литературе рассматривалось неоднократно. Предлагались разные схемы расчета. Как правило, ротор рассматривался как неразъемная конструкция. Для тонкостенных конструкций ротора компрессора, в частности, применяли кольцевые оболочечные элементы, как, например, в [1]. Также неразъемные конструкции, но с применением МКЭ, рассматривались в [2]. При этом использовался алгоритм, предназначенный для решения осесимметричной задачи теории упругости в перемещениях с использованием прямоугольных четырехузловых элементов. В таких расчетах на первом этапе рассматривали всю конструкцию ротора в сборе, нагруженного полем центробежных сил, с учетом давления в полостях и температурной неравномерности по сечениям элементов. Результаты такого расчета брались в качестве граничных условий для последующих расчетов отдельных деталей в двумерной же постановке, но при более мелкой разбивке области на конечные элементы. Безусловно, результаты

таких расчетов имели заведомую неточность, так как не учитывалось фактическое взаимодействие деталей в местах контакта (взаимные перемещения, неравномерность передачи контактных усилий по площадкам контакта и т.п.).

Современные программы позволяют решать задачи определения НДС ротора с учетом значительного количества нагружающих факторов и с учетом взаимодействия входящих в конструкцию деталей [3 – 5]. На данный момент нет необходимости делить решение на два этапа, в силу имеющихся технических возможностей. Такие сложные конструкции как, например, роторы, могут рассчитываться целиком как в двумерной, так и в трехмерной постановке задачи [4, 5]. Однако, точность получаемых результатов во многом зависит от профессионального уровня исполнителя, от правильности задания типа, размеров и свойств конечных элементов, от правильности задания граничных условий. Особенности подготовки конечно-элементных моделей и расчета задачи в двумерной постановке посвящена настоящая статья.

3. Цель исследований

Целью работы являлась отработка методического подхода к выполнению осесимметричного расчета ротора компрессора с учетом индивидуальных особенностей моделирования элементов, их соединения и условий нагружения. Для получения наиболее достоверных результатов по НДС необходим изначально взвешенный и внимательный подход к выбору схемы нагружения и расчета роторов.

4. Результаты исследований

Для расчета ротора компрессора ГТД в двумерной постановке, создается модель, состоящая из элементов, представляющих диски, валы, проставки. Для разбивки сетки лучше использовать 8-узловой осесимметричный элемент второго порядка. Сгущение и разрежение сетки, а также размеры элементов задаются исполнителем и определяются на основе

решения тестовых задач и опыта исполнителя. После создания сетки можно перейти к рассмотрению других параметров конечно-элементной модели.

4.1. Материалы

Основные части конструкции представляют собой тела вращения. Свойства материала для них в двумерной модели задаются изотропными. Однако в сетку ротора попадают области с нарушенной окружной целостностью (жесткостью). Это ободная часть дисков, разрезанная замковыми пазами, зоны фланцев с местными усилениями вокруг отверстий и т.п. В двумерной постановке данные области задаются, как и вся модель, осесимметричными элементами, но материал формируется ортотропным, то есть окружная жесткость принимается минимальной. (Если принять, что координата X направлена по радиусу, координата Y по направлению оси вращения, то модуль упругости в окружном направлении Z задается равным $E_z = 0$). Для описываемой области производится расчет модуля сдвига для трех направлений по уравнению

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}, \quad (1)$$

где G – модуль упругости сдвига;

E – модуль упругости растяжения;

μ – коэффициент Пуассона.

Плотность материала рассматриваемой области рассчитывается из соотношения

$$\rho_c \cdot V = \rho_p \cdot 2\pi R_{ц.т} \cdot F_{МКЭ}, \quad (2)$$

где ρ_c – плотность конкретного материала, принимаемая из справочника или сертификата на материал;

v – фактический объем моделируемой области, не представляющей собой осесимметричный в окружном направлении элемент;

ρ_p – определяемая плотность неосесимметричного фрагмента;

$R_{ц.т} \cdot F_{МКЭ}$ – геометрические характеристики фрагмента (радиус центра тяжести и величина площади в двумерной модели).

Следовательно, создается ортотропный материал с конкретной для площади плотностью, рассчитанной из условия равенства массы фактического и моделируемого объемов. Пример такой зоны показан на рис. 1.

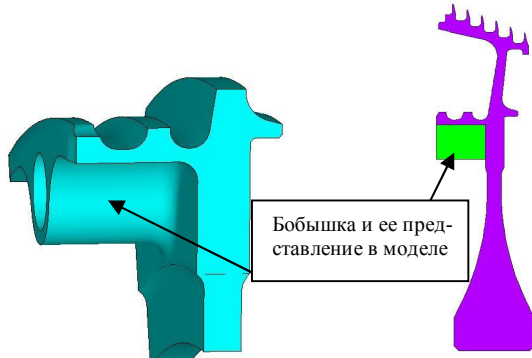


Рис. 1. Пример зоны с материалом «ортотропик»

Для ободной зоны, разрезанной пазами, задается материал, такой же, как для всего осесимметричного диска, с той же плотностью, только окружная жесткость $Ez = 0$. Зазорами между поверхностями хвостовика лопатки и поверхностями паза диска можно пренебречь.

4.2. Силы

Если ободная часть диска задана осесимметричными элементами и с ортотропным материалом, то к узлам, расположенным на радиусе доньшка паза, прикладывается суммарная центробежная сила от лопаток

$$C_{II} = mR\omega^2, \quad (3)$$

где m – масса пера лопатки;

R – радиус расположения центра тяжести пера лопатки;

ω – угловая скорость вращения.

Кроме того, прикладывается момент, задаваемый парой сил, и осевая сила, моделирующие воздействие газовых сил на перо лопатки. Пример показан на рис. 2. На валу прикладывается осевая сила от рассматриваемой в модели части ротора.

4.3. Давления

В полостях ротора на образующих контур ротора линиях задаются давления, полученные расчетным

путем и по возможности подтвержденные экспериментально. Величина давления растет от входа в

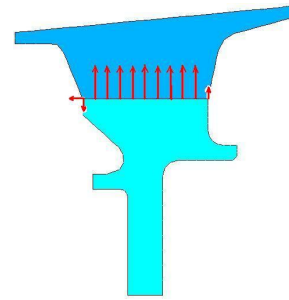


Рис. 2. Ободная часть диска с нагрузками

компрессор к выходу. В дисках с кольцевыми пазми, как показано на рис. 3, на линиях, определяющих площадки смятия, прикладывается давление от суммарной центробежной силы лопаток, определяемое по формуле

$$\sigma = \frac{z \cdot Cл}{2 \sin \alpha \cdot c_{cm} \cdot 2\pi R}, \quad (4)$$

где z – число лопаток;

$Cл$ – центробежная сила лопатки с хвостовиком;

c_{cm} – длина линии, определяющей площадку смятия;

R – радиус расположения середины c_{cm} ;

α – угол наклона боковой грани паза к оси лопатки.

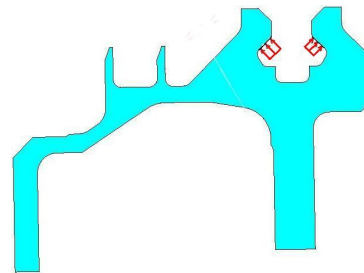


Рис. 3. Пример кольцевого замка

4.4. Температура

Температурные поля считаются МКЭ, подтверждаются термометрированием при испытаниях двигателя. Неравномерный нагрев ротора со значительными перепадами температур и сложным законом их распределения дополняют сложную картину нагружения конструкций. Температура деталей ротора является переменной во времени. Для расчета на прочность выбираются самые неблагоприятные с точки зрения напряженности деталей ротора режи-

мы, а именно: режим максимальных перепадов температур между ступицей и ободом дисков, режим максимальных температур в элементах ротора.

4.5. Закрепление модели ротора

Закрепление модели ротора в осевом направлении (заданное нулевое перемещение) производится в узлах зоны шарикоподшипника.

4.6. Учет крепления деталей в роторе и их взаимодействия

В нашей практике данная операция прошла процесс развития от расчета ротора, как неразъемной конструкции. Первоначально в местах контакта сопряженных деталей некоторым парам соседних узлов (по одному на каждой детали) задавалось дополнительное условие равенства перемещений в определенных направлениях или заданная разница перемещений. Таким образом имитировался контакт деталей или посадка с натягом. Такие пары узлов определялись опытным путем. В настоящее время при расчете применяются специальные контактные элементы.

Использование контактных элементов дает возможность учесть натяг, трение, сцепление и проскальзывание контактирующих поверхностей. В вычислительных программах, использующих такой тип элементов, определение контактных зон, как правило, происходит автоматически.

Радиальные контакты обеспечиваются реализованной в модели разностью диаметров охватывающего и охватываемого, то есть путем задания предварительного натяга.

Осевой контакт (рис. 4) обеспечивается учетом трения и встречными осевыми силами от момента затяжки болтов

$$F_{\text{ЗАТ}} = \frac{M}{0.2 \cdot d}, \quad (4)$$

где M – момент на ключе при затяжке;

d – наружный диаметр резьбы.

При наличии в роторе большого числа болтовых соединений (рис. 5), задача расчета ротора на прочность запускается в два шага. На первом шаге не задается условие вращения ротора и не задаются температуры, чтобы контакты состоялись. На втором шаге решения реализуются нагрузки в полном объеме. В результате такого решения задачи получается картина НДС ротора, из которой видно, как работают фланцевые соединения и где осуществляется контакт. На рис. 5 показано распределение контактного давления (contpres) по взаимодействующим поверхностям фланцев.

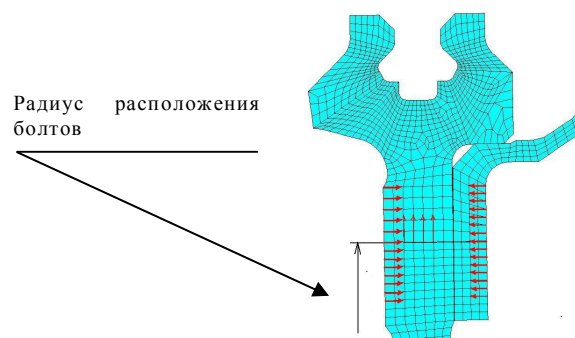


Рис. 4. Схема нагружения фланцевого соединения силами

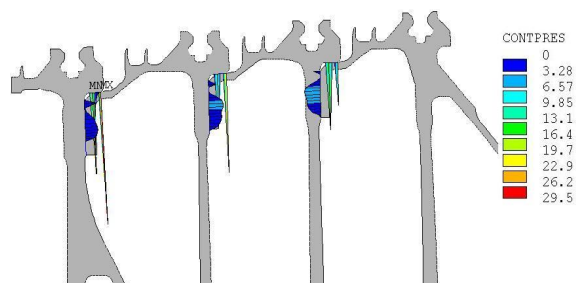


Рис. 5. Работа контактов во фланцевых соединениях

Данная реализация расчета позволяет учесть влияние усилий взаимодействия между отдельными конструктивными элементами ротора на их НДС.

На рис. 6 показано применение данной схемы расчета в случае доработанного в галтели диска. Необходимо было определиться с напряженностью в радиусах под упорными буртами диска. Условия совместной работы, заданные одинаковым перемещением узлов взаимодействующих деталей, наводят всплески напряжений. В этом случае судить о на-

пряженности в исследуемой зоне сложно. Применение контактных элементов по цилиндрическим и торцевым поверхностям приближает расчетное НДС к реальному, что доказывается состоянием контактирующих поверхностей при осмотрах в случае разборки ротора после наработки двигателя. Места выработки контактных поверхностей совпадают с расчетными областями максимальных контактных давлений.

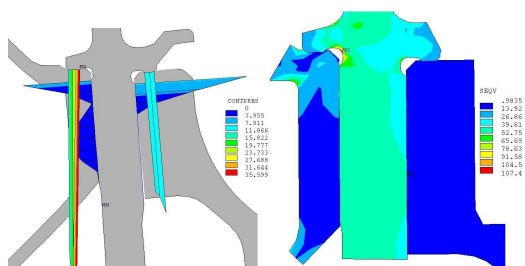


Рис. 6. Определение НДС фланцевого соединения

Результаты расчета напряжений в элементах роторов компрессоров ГТД, полученные описанным способом, достаточно хорошо согласуются с имеющимися результатами тензометрирования.

Заключение

При выполнении серии подобных расчетов конкретного ротора возможно получение более благоприятной картины НДС дисков. Осевое смещение полотна диска относительно обода в ряде случаев позволяет повысить изгибную жесткость диска, получить более равномерное распределение окружных напряжений на ступице и снизить их уровень.

Расчет ротора на стадии проектирования с учетом всего комплекса нагрузок позволяет оценить уровень радиальных перемещений элементов конструкции для последующего назначения зазоров между уплотнениями ротора и статора.

Переход к трехмерным моделям составляющих ротора с целью определения напряжений концентрации в отверстиях под болты, в замковой части дисков, невозможен без заимствования с данного

расчета конкретных перемещений, как результата взаимодействия деталей в роторе.

Перспективы дальнейших исследований

Рассмотренный метод определения НДС ротора открыт для усовершенствования по мере изменения технического оснащения специалиста и по мере развития научного сопровождения. В данной постановке решаются не только упругие задачи, но и задачи с учетом пластики. Решение задачи определения НДС ротора дает возможность снижать уровень напряжений, решать вопросы надежности и долговечности конструкции.

Литература

1. Ресурсное проектирование авиационных ГТД. Руководство для конструкторов: Труды ЦИАМ № 1275. Вып. 3. – М.: ЦИАМ, 1991. – 372 с.
2. Баженов В.Г., Тростенюк Ю.И. Применение МКЭ для исследования НДС роторов ГТД // Проблемы прочности. – 1988. – № 5. – С. 88 – 92 .
3. Колесников В.И., Шереметьев А.В. Прогнозирование надежности на основе расчетно-экспериментального анализа термонапряженного состояния узлов авиационных ГТД // Прогресс – Технология – Качество: Тр. II-го конгресса двигателестроителей Украины. – К. – Х. – Рыбачье. – 1997. – С. 282 – 286.
4. Исследование динамики циклически симметричных несущих конструкций гидротурбин / Б.Я. Кантор, И.С. Веремеенко, Т.Ф. Медведовская и др. // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Тр. междуна. НТК. – Х.: ИПМаш НАНУ. – 1997. – С. 503 – 506.
5. Михайлов А.Л. Критерии несущей способности дисков ротора турбины ГТД на основе математического моделирования объемного НДС // Вестник двигателестроения. – 2003. – № 2. – С. 105 – 109.

Поступила в редакцию 26.04.2004

Рецензент: канд. техн. наук, доцент А.Л. Шубенко, докторант, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.