

УДК 621.452.3-226.2:519.8

А.В. САЛЬНИКОВ**ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова»,
Москва, Россия****КОНСТРУКТИВНО-ПРОЧНОСТНАЯ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ
ОПТИМИЗАЦИЯ УЗЛОВ РАБОЧИХ КОЛЕС ГТД**

В связи с высокой нагруженностью рабочих колёс перспективных ГТД, а также высокими требованиями к их ресурсу и массе, возникает необходимость разработки новых способов автоматизированного проектирования, которые основаны на использовании программных пакетов, реализующих современные методы моделирования и методы многокритериальной оптимизации. В данной статье описаны возможности созданного автором программного комплекса для конструктивно-прочностной оптимизации узлов рабочих колёс ГТД. В качестве расчётной среды применяется конечно-элементный комплекс ANSYS. Предложенный подход позволяет учитывать изменение теплонагруженного состояния конструкции в течение типового полётного цикла. Полученная в итоге конструкция будет нуждаться в минимальной конструктивной доработке, а использование современных методов многокритериальной оптимизации гарантирует удовлетворение поставленным требованиям к ресурсу и массе.

Ключевые слова: ротор, рабочее колесо ГТД, многокритериальная оптимизация, диск, замковое соединение, "ёлочка", "ласточкин хвост".

Введение

Оптимизация конструкции рабочего колеса ГТД, требующая учета противоречивых многокритериальных требований, является очень трудоемкой и обычно занимает значительное количество времени [1]. Поэтому большое значение имеет автоматизация процесса создания и анализа типовой конструкции и её оптимизация с использованием математических методов поиска минимума/максимума [2]. Современные конечно-элементные программные пакеты (ANSYS, MSC.Patran/Nastran, ABAQUS и т.д.) уже имеют встроенные возможности по проведению оптимизации простых конструкций. Так же имеется большое количество программных пакетов, созданных для организации процесса многокритериальной оптимизации конструкций с использованием различных расчётных сред (IOSO, LMS OPTIMUS и т.д.). Поэтому оптимизация простых конструкций (балки, оболочки, пластины и т.д.) не имеет особых сложностей [3].

Оптимизация конструкций сложной формы, работающих при сложных условиях нагружения, требует разработки дополнительного программного обеспечения (ПО) в используемых расчётных средах. Созданное ПО должно, используя заданные характерные геометрические параметры и условия работы конструкции, автоматизировать процесс создания расчётной модели, анализ конструкции в необходимых дисциплинах и анализ полученных результатов.

Чтобы провести полноценный анализ рабочих колёс ГТД, используется несколько программных пакетов (в том числе и некоммерческих), каждый из которых проводит анализ конструкции по различным дисциплинам (тепло-гидравлический анализ, анализ статической и динамической прочности, газодинамический анализ и т.д.). При этом, в каждом используемом программном пакете создается своя расчётная модель. Поэтому при создании программного обеспечения для оптимизации узлов рабочих колёс ГТД необходимо автоматизировать процесс передачи данных (граничные условия, изменение геометрии и т.д.) между используемыми различными расчётными моделями и их автоматическую модификацию.

Совместная оптимизация конструкции всего рабочего колеса нерациональна, так как потребует большого количества вычислительных мощностей и займёт огромное количество времени. Более рационально разбить процесс оптимизации конструкции на несколько итераций, на каждой из которых проводить оптимизацию каждого узла отдельно от остальных, задавая влияние остальных узлов в виде ограничений или внешнего нагружения. Такой подход сократит время получения оптимальной конструкции, сделает процесс проектирования более открытым для инженеров и позволит учесть изменения конфигурации конструкции и изменения условий работы, которые всегда происходят в процессе проектирования двигателя.

В ЦИАМ ведётся обширная работа в данном направлении, включающая разработку методов кон-

структивно-прочностной многокритериальной оптимизации узлов рабочих колёс ГТД, излагаемых в данной статье.

1. Постановка задачи оптимизации

Конструкцию рабочего колеса можно разделить на несколько типовых блоков, для автоматизации процесса построения и анализа каждого из которых создаётся своё ПО:

- перо лопатки;
- замковое соединение;
- неразрезная часть диска (обод, полотно и ступица).

Оптимизация лопаток требует комплексного многодисциплинарного подхода, в котором проблема прочности является лишь одной из многих. Поэтому в рамках данной статьи рассматривается только оптимизация дисков и замковых соединений, а характеристики пера лопатки задаются как ограничивающие условия. То есть, либо используется созданная заранее твердотельная или конечно-элементная модель, которая в процессе оптимизации не меняется, либо влияние пера лопатки заменяется некоторыми «силовыми» эквивалентами.

Используемое при оптимизации ПО реализовано на языке программирования APDL [4, 5] конечно-элементного комплекса ANSYS, в котором проводится анализ прочности конструкции. Также реализовано автоматическое взаимодействие с разработанными в ЦИАМ программными пакетами, которые проводят тепловой и гидравлический расчеты.

Для проведения оптимизации используется коммерческий программный пакет LMS OPTIMUS, в котором проводится анализ области параметров и происходит поиск оптимального проекта. На каждой итерации оптимизации обеспечивается взаимодействие данных пакетов (рис. 1). Процесс оптимизации завершается при удовлетворении поставленных требований к конструкции с заданной точностью.

Оптимизация конструкции проводится по ряду выделенных параметров и заключается в нахождении проекта минимальной массы, который удовлетворяет прочностным требованиям (несущая способность, ресурс и циклическая долговечность), конструктивным ограничениям (ограничение радиуса центрального отверстия диска, осевого размера хвостовика и т.д.) и технологическим ограничениям (согласование размеров с ОСТ, ограничение ширины ступицы и т.д.).

Оптимизация может проводиться как в осесимметричной, так и в 3D постановке (анализ сектора рабочего колеса) на одном режиме (обычно самом нагруженном) или с учетом типового полётного цикла (ТПЦ).

Чтобы избежать появления вырожденных конструкций в разработанном ПО, назначаются дополнительные соотношения между варьируемыми параметрами. Одним из примеров появления вырожденной конструкции является неразмещаемость замкового соединения в диске. В данном случае вводятся дополнительные соотношения между шагом замка и остальными параметрами конструкции. Из этих соотношений на каждой итерации оптимизации определяются границы варьирования шага замка, которые позволяют размещаться замковому соединению в диске. Если назначенное значение шага замка выходит за вычисленные границы, то ему присваивается значение ближайшей из них. При необходимости, подобные соотношения назначаются и для других параметров.



Рис. 1. Схема взаимодействия ANSYS и LMS OPTIMUS

Также вводятся дополнительные соотношения между параметрами, которые позволяют автоматически удовлетворить некоторым из требований норм прочности (требования к запасам по несущей способности, запасы на разрыв и срез и т.д.). Часть этих соотношений позволяет снизить количество ограничений при оптимизации, определяя нижние границы варьирования того или иного параметра. Другая часть вычисляет значение того или иного параметра, тем самым позволяя не варьировать его при оптимизации.

2. Выбор параметров оптимизации конструкции

Для повышения качества проектирования, снижения общего времени получения итоговой конструкции, а также времени последующей после оптимизации конструктивной доработки очень важно правильно упростить геометрию типовой конструкции и выбрать схему её разбиения на характерные геометрические размеры.

В данном разделе приведены схемы разбиения на параметры оптимизации основных типов замковых соединений и дисков рабочих колёс ГТД.

Разбиение замковых соединений проводится согласно ОСТ [7, 8], что позволяет варьировать выделенные параметры не только в заданных границах, но и по спискам размеров ОСТ, определяя для каждого значения того или иного параметра (например - шаг замка) соответствующие ему списки варьирования остальных параметров. Поэтому, полученные в результате оптимизации характерные размеры замкового соединения автоматически согласовываются с ОСТ, что сокращает время последующей доработки конструкции замкового соединения.

Часть параметров может не варьироваться и определяться из конструктивных или иных соображений. Параметры замкового соединения и диска, которые обычно варьируются, помечены на рисунках 2-7 красным цветом. Чёрным цветом помечены параметры, которые обычно не варьируются.

2.1. Схемы разбиения на параметры оптимизации замковых соединений

Разбиение на параметры оптимизации замковых соединений типа "ласточкин хвост" и "ёлочка" производится согласно ОСТ 1 10975-81 [6] и ОСТ 1 11031-81 [7] соответственно. Один из используемых вариантов разбиения замкового соединения типа "ёлочка" приведён на рисунке 2. Помимо представленных на схеме параметров, при оптимизации варьируется и количество зубьев. Используемая модель позволяет учесть отверстия под охлаждение в хвостовике, если таковые имеются.

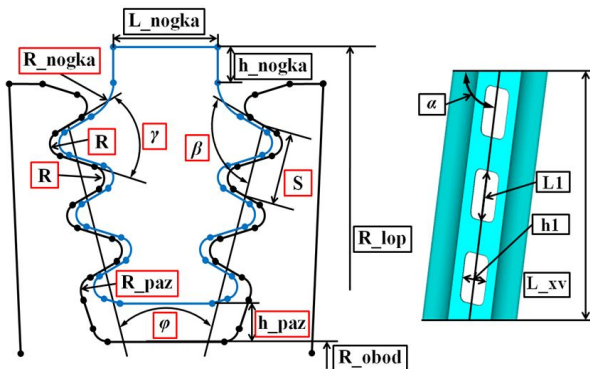


Рис. 2. Схема разбиения замкового соединения типа "ёлочка"

На рисунке 3 приведён один из вариантов разбиения на параметры замкового соединения типа "ласточкин хвост".

На рисунке 4 приведён один из используемых при оптимизации рабочих колёс вентиляторов нестандартный вариант разбиения на параметры зам-

кового соединения типа "ласточкин хвост". Количество параметров при этом увеличивается почти в два раза. Но, как показывает опыт проектирования подобных конструкций, использование нестандартных схем разбиения позволяет получать рабочие колёса меньшего веса с такими же прочностными характеристиками.

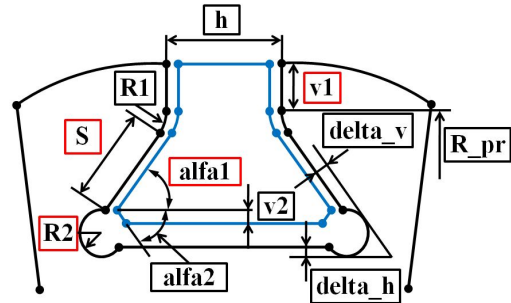


Рис. 3. Схема разбиения замкового соединения типа "ласточкин хвост"

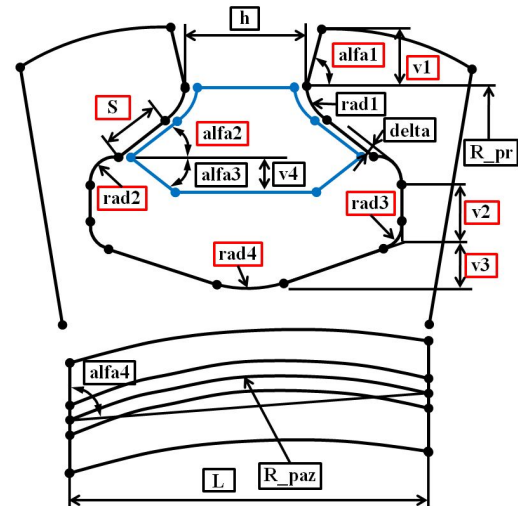


Рис. 4. Схема разбиения замкового соединения типа "ласточкин хвост" рабочих колёс вентиляторов

2.3. Схемы разбиения на параметры оптимизации дисков рабочих колёс

Один из вариантов разбиения на параметры несимметричного диска с одной ступицей приведен на рисунке 5. Данную схему можно усложнить, добавив несколько дополнительных размеров на полотно и ступицу диска. Но, как показывает опыт, при проектировании большинства рабочих колёс в усложнении данной схемы нет необходимости. Если приравнять соответствующие размеры левой части диска к размерам правой части диска, то получится схема разбиения на параметры симметричного диска.

Диски большинства роторов имеют схожую конструкцию. Поэтому данное разбиение можно использовать при оптимизации рабочих колёс ком-

прессоров высокого давления и турбин высокого и низкого давлений.

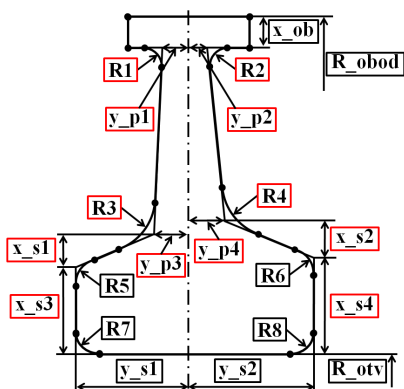


Рис. 5. Схема разбиения на параметры диска с одной ступицей

Представленную схему разбиения можно использовать и при оптимизации рабочих колёс вентиляторов с несколькими ступицами (рис. 6). При этом количество ступиц также варьируется.

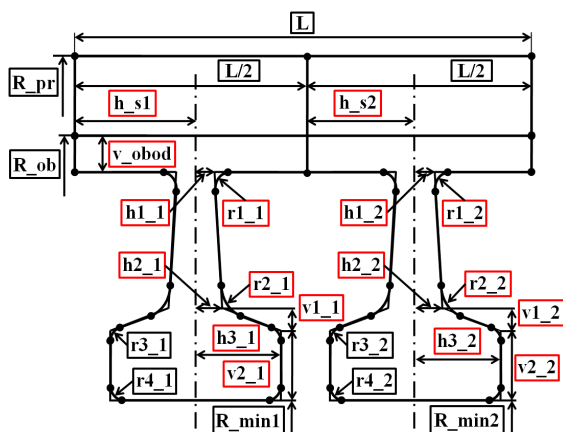


Рис. 6. Схема разбиения на параметры диска с несколькими ступицами

3. Автоматизация процесса теплового анализа

При прочностном проектировании важную роль играет правильная оценка теплового состояния конструкции. Разработанный комплекс позволяет определять тепловое состояние конструкции несколькими способами (в зависимости от этапа проектирования, наличия начальных данных и необходимой степени точности тепловых полей):

1. Определение теплового состояния по температурам, заданным в нескольких характерных радиальных сечениях диска. Используется на первых этапах проектирования, когда общий облик конструкции ещё не определён, а тепловое состояние определено примерно.

2. Перенос теплового состояния с некоторой начальной модели на модель, которая создаётся на каждой итерации оптимизации. Используется в тех случаях, когда общий облик конструкции уже определён и имеется некоторое исходное тепловое состояние.

3. Полноценный тепловой анализ создаваемой на каждой итерации оптимизации конечно-элементной модели проектируемого узла рабочего колеса. Такой способ используется на последних этапах проектирования рабочего колеса, когда уже проведён тепловой анализ некоторой исходной конструкции и определены граничные условия теплопередачи на характерных поверхностях замкового соединения и диска (коэффициент теплоотдачи и температура окружающего воздуха).

Характерным поверхностям имеющейся исходной модели (поверхности отверстий в хвостовике, поверхности паза замка и т.д.), для которой уже имеются необходимые тепловые граничные условия, автоматически ставятся в соответствие характерные поверхности модели, создаваемой на каждой итерации оптимизации. На эти поверхности прикладываются те же граничные условия, что и на исходной модели. После переноса граничных условий проводится тепловой анализ конструкции.

Тепловые граничные условия становятся известны уже на конечном этапе проектирования диска турбины, когда общий облик конструкции определён. Поэтому размеры конструкции, полученной в результате оптимизации, не будут сильно отличаться от исходной, и влияние варьирования размеров замкового соединения на тепловые граничные условия будет минимально. Результаты теплового анализа при подобном переносе почти не будут отличаться от стандартного теплового анализа этой же конструкции.

Подобный способ получения теплового состояния можно использовать как для расчётов на одном режиме, так и при учёте типового полётного цикла.

В большинстве случаев используется комбинированный подход, то есть для различных частей конструкции применяются различные способы определения теплового состояния. Пример комбинированного подхода приведён в разделе 5.3.

4. Автоматизация процесса определения циклической долговечности

При оптимизации элементов роторов современных ГТД в качестве одного из критериев выступает требование по обеспечению допустимого значения количества циклов нагружения. Рассматриваемый комплекс позволяет по имеющемуся НДС и тепловому состоянию конструкции автоматически

определять запасы по МЦУ на каждой итерации оптимизации. Также, необходимо задать нужные для анализа циклической долговечности свойства материалов в диапазоне рабочих температур. Алгоритм анализа циклической долговечности для ТПЦ приведен на рис 7.

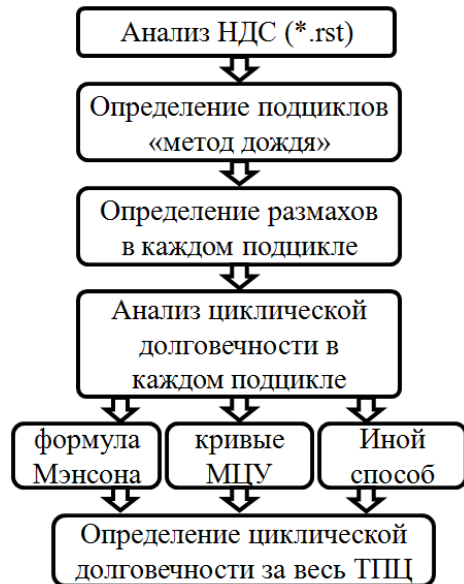


Рис. 7. Алгоритм вычисления запасов МЦУ

Вычисление запасов МЦУ можно проводить как для режима 0-МАХ-0, так и для типового полётного цикла. Выделение подциклов проводится "методом дождя" [8]. Значение циклической долговечности может определяться по экспериментальным кривым МЦУ, по формуле Мэнсона или по другим заданным функциональным или табличным зависимостям размаха тех или иных компонент НДС от количества циклов. Суммарная циклическая долговечность при учёте ТПЦ определяется из формулы линейного суммирования повреждаемости.

5. Примеры оптимизации узлов рабочих колёс

В данном разделе приведены примеры конструктивно-прочностной оптимизации замкового соединения и диска рабочего колёса турбины высокого давления и диска вентилятора. Подобный подход применяется и при проектировании узлов рабочих колёс других роторов.

5.1. Оптимизация диска вентилятора

Конфигурация ступиц, полотен и обода диска вентилятора сильно влияет на НДС замкового соединения. Поэтому при конструктивно-прочностной оптимизации его конструкции необходимо совместно варьировать параметры замкового соединения, полотен и ступиц.

Используемая схема разбиения представлена на рис. 4 и 6. В приведённом примере одним из требований к конструкции диска является отсутствие ступиц и постоянная ширина полотен. На каждой итерации оптимизации анализируется сектор диска.

Влияние пера лопатки заменяется эквивалентным давлением, которое прикладывается к контактными граням диска. Эквивалентное давление задается как функция инерционной силы различных частей пера лопатки от осевой координаты. Используемый подход так же позволяет учитывать конечно-элементную модель пера лопатки (см. раздел 5.2).

В данном примере целью оптимизации было создание диска вентилятора минимальной массы на 40000 циклов нагружения. Расчётное значение циклической долговечности определялось по формуле Мэнсона [1] с коэффициентом запаса $K_N=5$. Частота вращения диска равна - 3800 об/мин. Инерционная сила пера лопатки, при заданной частоте вращения, равна 877600 Н. Тепловое состояние принимается постоянным и равным 70 °С.

Результаты анализа исходной конструкции и результаты оптимизации приведены в табл. 1. Конечно-элементные модели и распределение эквивалентных напряжений исходной и оптимизированной конструкций приведены на рис. 8 и 9.

Таблица 1

Результаты оптимизации замкового соединения типа "ёлочка"

	Исходная конструкция	Оптимизированная конструкция
Масса диска, кг	98,34	87,07
Масса рабочего колеса, кг	257,5	263,57
Максимальные эквивалентные напряжения в диске, МПа	600	573
МЦУ диска, $K_N=5$	26600	40000

Для оптимизации используется компьютер со следующими характеристиками: процессор - Intel(R) Core(TM)2 Quad CPU Q9650 @3.00GHz, оперативная память - 8 Гб. Время получения оптимальной конструкции составляет около 3 - 4 суток автоматических расчётов.

При обычном подходе доводка диска вентилятора с целью удовлетворить поставленным требованиям к прочности и ресурсу займёт больше месяца работы инженера. При этом нет гарантий, что полученная в итоге конструкция будет оптимальна по массе. При использовании разработанного подхода к оптимизации общее время получения конечного варианта конструкции диска вентилятора снижается с месяца ручной работы до недели автоматических вычислений.

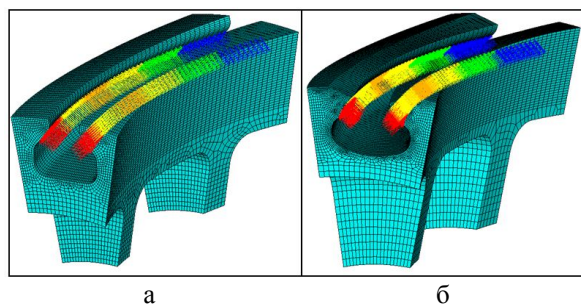


Рис. 8. Распределение эквивалентного давления и конечно-элементные модели конструкций:
а – исходной; б – оптимизированной

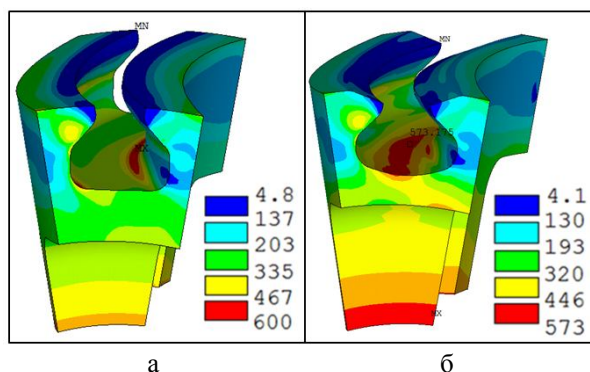


Рис. 9. Распределение эквивалентных напряжений в диске вентилятора:
а – исходный; б – оптимизированный

5.2. Оптимизация замкового соединения типа "ёлочка"

При оптимизации замкового соединения типа "ёлочка" на каждой итерации анализируется сектор рабочего колеса. Схема разбиения на параметры замкового соединения и диска приведена в разделах 2.1 и 2.2. Параметры варьируются произвольно в заданных границах. Согласно представленной схеме проведена оптимизация типового диска ТВД. В приведенном примере совместно варьируются параметры замкового соединения и диска [9].

Перед началом оптимизации необходимо создать конечно-элементную модель пера лопатки, которая может быть относительно грубой, т.к. она нужна только для более точного моделирования нагружения замкового соединения. К данной модели на каждой итерации оптимизации по заданным параметрам автоматически достраивается конечно-элементная модель хвостовика и диска, проводится анализ НДС и определяются запасы по МЦУ с учетом контактного взаимодействия в замковом соединении.

В данном примере целью оптимизации было создание замкового соединения и диска рабочего колеса ТВД минимальной массы на 20000 часов работы и 10000 циклов нагружения. Расчётное значение циклической долговечности определялось по формуле Мэнсона [1] с коэффициентом запаса $K_N=5$.

Частота вращения диска равна - 14500 об/мин.

Для определения теплового состояния диска на каждой итерации оптимизации проводится тепловой расчет, в котором в качестве граничных условий используются значения температур на трёх радиусах:

- центральное отверстие диска - 260 °С;
- обод диска - 570 °С;
- проточная часть - 600 °С;

Распределение температуры в хвостовике принимается постоянным и равным 720 °С.

Расчёт проводится в три этапа: нагрузка конструкции, снятие нагрузок и анализ циклической долговечности.

Для оценки эффективности предложенного метода приведены результаты проектирования той же конструкции замка и диска ТВД, полученного при помощи стандартного метода, описанного в ОСТ [6]. Результаты анализа исходной конструкции и результаты оптимизации приведены в табл. 3. В табл. 4 приведены значения варьируемых параметров замкового соединения исходной и оптимизированной конструкций. Конечно-элементные модели исходной и оптимизированной конструкций приведены на рис. 10.

Таблица 3
Результаты оптимизации замкового соединения типа "ёлочка"

	Исходная конструкция	Оптимизированная конструкция
Масса пера лопатки, кг (одной/всех)	0,071/5,04	0,071/5,04
Масса хвостовика, кг (одной/всех)	0,037/2,65	0,033/2,34
Масса диска, кг	61,2	59,9
Масса рабочего колеса, кг	68,9	67,3
МЦУ хвостовик, $K_N=5$	9200	11740
МЦУ выступ диска, $K_N=5$	6800	10000
МЦУ ступица диска, $K_N=5$	10000	10000

Таблица 4
Значения варьируемых параметров замкового соединения исходной и оптимизированной конструкций

	Исходная конструкция	Оптимизированная конструкция
R_nogka, мм	5,2	4,2
S, мм	7,08	7,1
R, мм	1,3	1,44
R_paz, мм	2,3	2,26
φ	25,8°	31,9°
β	117,3°	114,7°
γ	70,5°	62,3°

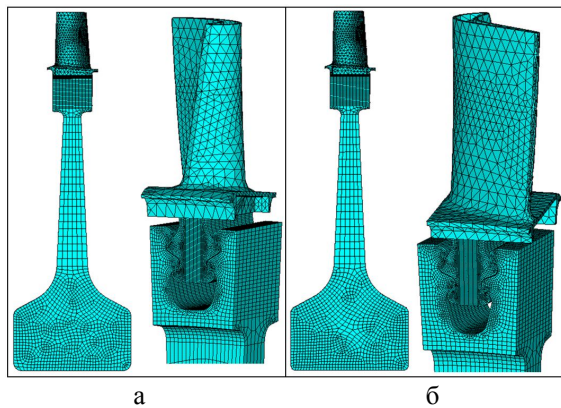


Рис. 10. Конечно-элементные модели конструкций: а – исходной; б – оптимизированной

Как видно из полученных данных, исходная конструкция нуждается в дополнительной доработке, т.к. циклическая долговечность замкового соединения почти в 2 раза ниже требуемой. И хотя время получения основных параметров замкового соединения составляет не более минуты, дальнейшая доработка конструкции в 3D постановке может занимать несколько дней рабочего времени проектировщика.

Полученная в результате 3D оптимизации конструкция удовлетворяет всем поставленным требованиям и при этом обладает меньшей массой, чем исходная. Оптимизация проводится на том же компьютере, что и в предыдущем разделе. Время получения оптимальной конструкции составляет около 2 - 3 суток автоматических расчётов.

5.3. Оптимизация диска ТВД с учётом ТПЦ

Анализ конструкции по ТПЦ на каждой итерации оптимизации позволяет учесть влияние на малоцикловую усталость конструкции основного и вторичных подциклов, вклад которых в повреждаемость может быть иногда весомым (до 40%) [10].

Так как анализ малоциклового усталости и кинетики НДС рабочего колеса ТВД в течение ТПЦ требует больших вычислительных ресурсов и занимает много времени, то оптимизация конструкции с учётом ТПЦ проводится в осесимметричной постановке.

Для оптимизации должны быть заданы изменения в течение ТПЦ параметров теплового состояния, коэффициентов теплоотдачи и температуры воздуха в полостях для исходной конструкции диска.

В данном примере оптимизировались габариты полотна и ступицы диска. Геометрия остальной части конструкции (обод, выступы диска, покрывные диски и т.п.) не варьировалась. Перед началом оптимизации было необходимо создать конечно-элементную модель не оптимизируемой части кон-

струкции и в нужных местах назначить зоны контактного взаимодействия. На рис. 11 приведена используемая конечно-элементная модель не варьируемой части конструкции и схема разбиения на параметры.

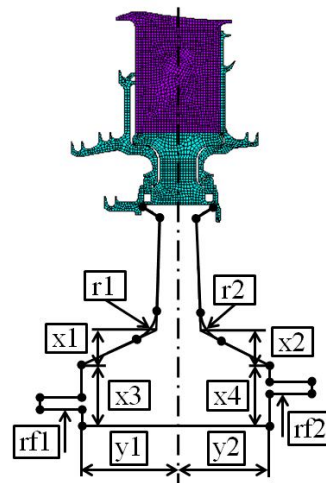


Рис. 11. Конечно-элементная модель не оптимизируемой части конструкции

При определении теплового состояния на каждой итерации оптимизации используется комбинированный подход. Для неизменяемой части конструкции производится перенос теплового состояния из узлов исходной модели на узлы конечно-элементной модели, получаемой в каждый момент ТПЦ (рис 12).

Для определения теплового состояния оптимизируемой части конструкции (полотно, ступица) поверхности полотна и ступицы исходной модели разбиваются на 5 характерных зон (рис 12). В каждой пограничной зоне создаются табличные зависимости коэффициента теплоотдачи и температуры окружающего воздуха от осевой координаты (низ ступицы) или радиуса (остальные зоны) и от времени. Поверхности оптимизируемой части модели, создаваемой на каждой итерации оптимизации, также разбивается на 5 соответствующих зон. Значения тепловых граничных условий на поверхностных элементах этой модели получаются путем их аппроксимации согласно созданным табличным зависимостям той пограничной зоны, в которой они находятся. Схема переноса коэффициентов теплоотдачи с исходной конструкции на оптимизируемую приведена на рис. 12. Температура воздуха переносится аналогичным способом.

Перенос тепловых граничных условий и анализ теплового состояния повторяется на каждой точке типового полётного цикла. При этом тепловой анализ в текущий момент ТПЦ учитывает предыдущее тепловое состояние.

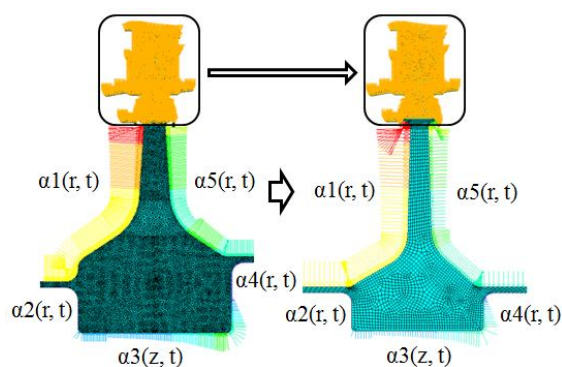


Рис. 12. Схема переноса тепловых граничных условий с исходной конструкции (слева) на оптимизируемую конструкцию (справа) в каждый момент ТПЦ

Каждая итерация оптимизации разбивается на несколько этапов:

- 1) назначение параметров конструкции;
- 2) создание тепловой и прочностной КЭМ;
- 3) перенос тепловых граничных условий и проведение теплового анализа на каждой точке ТПЦ;
- 4) анализ кинетики НДС с использованием полученного теплового состояния;
- 5) анализ малоциклового долговечности в течение ТПЦ.

Расчётные тепловая и прочностная конечно-элементные модели получаются путём достраивания по заданным параметрам к неизменяемой части конструкции нижней части диска (полотна и ступицы).

Согласно представленной схеме проведена оптимизация типового диска ТВД в течение ТПЦ. Требовалось спроектировать диск ТВД минимальной массы на 7000 циклов нагружения. Расчётное значение циклической долговечности определялось по кривым МЦУ с коэффициентом запаса $K_N=3$. Типовой полётный цикл включает в себя 465 расчётных точек.

Для оценки эффективности предложенного метода приведены результаты проектирования той же конструкции диска ТВД, но только на самом нагруженном режиме. Результаты анализа исходной конструкции и результаты оптимизации приведены в табл. 5.

В результате оптимизации удалось за счёт уменьшения габаритов ступицы увеличить её прогрев. Температура ступицы повышается на 33 °С. Таким образом, увеличение напряжений от центробежных сил за счёт уменьшения ступицы сбалансировано снижением температурных напряжений, так как перепад температур между ободом и ступицей уменьшается (рис. 13). Максимальные напряжения не изменяются, но масса конструкции снижается.

Таблица 5

Результаты оптимизации диска ТВД с учётом ТПЦ

	Оптимизация на одном режиме	Оптимизация с учётом ТПЦ
Масса диска, кг	53,32	46,36
МЦУ $K_N=3$	7000	7000

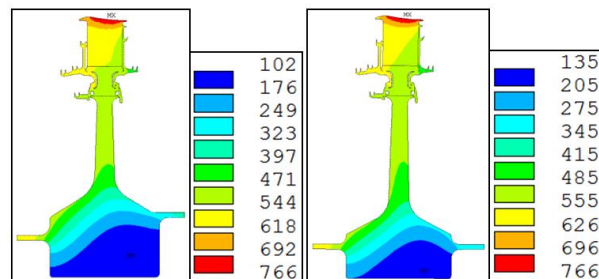


Рис. 13. Тепловое состояние исходной и оптимизированной конструкций в самый опасный момент ТПЦ (780 секунда)

Время получения оптимальной конструкции составляет около 4 суток автоматических расчётов. Время оптимизации можно значительно сократить, заменяя не изменяемые при итерациях части модели их результирующими факторами, а также принимая во внимание, что основной вклад в повреждаемость диска вносится только на наиболее напряженных режимах ТПЦ. Поэтому вместо анализа всех точек ТПЦ можно анализировать только их часть.

Заключение

Описанный в статье подход к проектированию узлов рабочих колёс ГТД, основанный на их конструктивно-прочностной многокритериальной оптимизации с учетом прочностных и конструктивных ограничений, позволяет значительно сократить трудоёмкость и время проектирования, снизить массу колес при обеспечении ресурса, проводить проектирование на выбранном режиме или с учетом всех режимов типового полетного цикла авиационного двигателя.

Литература

1. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин [Текст]: справ. / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
2. Реклейтис, Г. Оптимизация в технике: в 2-х кн. [Текст] / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран. – М.: Мир, 1986. – 348 с.
3. Каримбаев, К.Д. Оптимизация осесимметричных элементов ротора ГТД средствами ANSYS [Текст] / К.Д. Каримбаев, А.В. Сальников // Двигатель. – 2010. – №4. – С. 20-22.

4. Swanson Analysis Systems, Inc. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ansys.com/>. – 1.06.2013.

5. Басов, К.А. ANSYS [Текст]: справ. пользователя / К.А. Басов. – М.: ДМК пресс, 2005. – 640 с.

6. ОСТ 1 10975-81. Соединение лопаток с дисками ёлочного типа газотурбинных двигателей. Конструкция и размеры. – Изд. сентябрь 1981. – Взамен ОСТ 1 10975-73; введ. 1.01.1983.

7. ОСТ 1 11031-81. Соединение лопаток с дисками типа "ласточкин хвост" газотурбинных двигателей. Конструкция и размеры. – Изд. декабрь 1981. – Взамен ОСТ 1 11031-73; введ. 1.01.1983.

8. ГОСТ 25.101-83. Расчёты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных про-

цессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов [Электронный ресурс]. – Введ. 1.07.1984; актуализ. 15.01.2008. – 20 с. – Режим доступа: <http://www.gosthelp.ru/gost/gost4455.html>. – 1.06.2013.

9. Сальников, А.В. Разработка метода оптимального проектирования замковых соединений лопаток ГТД типа «ёлочка» [Текст]: справ. / А.В. Сальников. // Инженерный журнал. – 2013. – №5. – С. 42-48.

10. Каримбаев, К.Д. Расчёт малоциклового усталостной долговечности дисков ГТД для реальных условий нагружения летного цикла [Текст] / К.Д. Каримбаев, А.Н. Серветник // Проблемы прочности. – 2009. – № 5. – С. 129-133.

Поступила в редакцию 1.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: канд. техн. наук, вед. науч. сотр. Г.В. Мельникова, ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова», Москва.

КОНСТРУКТИВНО-МІЦНІСНА БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНА ОПТИМІЗАЦІЯ ВУЗЛІВ РОБОЧИХ КОЛІС ВМД

А.В. Сальников

У зв'язку з високою навантаженістю робочих коліс перспективних ГТД, а також високими вимогами до їх ресурсу і маси, виникає необхідність розробки нових способів автоматизованого проектування, які засновані на використанні програмних пакетів, що реалізують сучасні методи моделювання та методи багатокритеріальної оптимізації. У даній статті описані можливості створеного автором програмного комплексу для конструктивно-міцнісної оптимізації вузлів робочих коліс ГТД. В якості розрахункового середовища застосовується скінченно-елементний комплекс ANSYS. Запропонований підхід дозволяє ураховувати зміну теплонавантаженого стану конструкції протягом типового польотного циклу. Отримана в результаті конструкція буде мати потребу в мінімальній конструктивній доробці, а використання сучасних методів багатокритеріальної оптимізації гарантує задоволення поставленим вимогам до ресурсу і маси.

Ключові слова: ротор, робоче колесо ГТД, багатокритеріальна оптимізація, диск, замкове сполучення, "ялінка", "ластівчин хвіст".

GAS-TURBINE ENGINE IMPELLER UNIT'S DESIGN-STRESS MULTICRITERION OPTIMIZATION

A. V. Salnikov

Because of the high stress loading of advanced gas-turbine engine impellers and also engine life and mass high demands, there is necessary to develop new ways of computer-aided design based on using software, realizing modern simulation and multicriterion optimization methods. This paper is about created software performance capabilities of gas-turbine engine impeller units design-stress optimization. As a computational environment ANSYS has been used. The way suggested allows taking into account structure heat loading during type flight cycle. Result construction will need minimal design modification and using modern multicriterion optimization methods guarantee, that set engine life and mass demands will meet.

Key words: rotor, gas-turbine engine impeller, multicriterion optimization, disk, lock, "fir-tree-type", "swallow-tail".

Сальников Антон Владелинович – аспирант, инженер 1-й категории, ФГУП ЦИАМ им П.И. Баранова, Москва, Россия, e-mail: salnikov@ciam.ru.