

Оптимальное проектирование конструкции дисков ТВД

Сальников А.В.

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва
e-mail: salnikov@ciam.ru

Рассмотрены вопросы автоматизированного проектирования дисков турбин высокого давления. Предложен подход, позволяющий проводить оптимизацию конструкции рабочего колеса, состоящего из лабиринтного и основного дисков, в рамках единой задачи. Для расчетов использована параметризованная конечно-элементная модель, которая включает в себя все конструктивные элементы оптимизируемого рабочего колеса, кроме замкового соединения и лопаток, и по своему качеству почти идентична моделям, применяемым в процессе стандартных инженерных расчетов.

Ключевые слова: оптимизация, диск, лабиринтный диск, турбина.

Structural optimization of the high-pressure turbine disks

Salnikov A.V.

CIAM, Moscow

The paper deals with a computer-aided design of disks for high-pressure turbines. The approach is suggested according to which stress-based optimization for the labyrinth and the main disks can be conducted within a single optimization task. For this purpose, the axially symmetric finite-element model was created. This model comprises all structural elements of the disk (except dovetail and blades) with minimal simplification and is almost identical in its quality to standard engineering models.

Keywords: structural optimization, disk, labyrinth disk, turbine.

Введение

Проектирование высоконагруженных дисков турбомашин с учетом прочностных, конструктивных и технологических ограничений и требований по минимизации массы представляет собой трудоемкую комплексную задачу, для решения которой необходимо применение методов автоматизированного проектирования.

Основополагающие принципы и методология автоматизированного проектирования деталей и узлов ГТД были заложены в работах И.А. Биргера, З.Г. Керимова, С.А. Багирова [1 – 3]. Эти подходы получили развитие в работах И.В. Демьянушко и Е.Ф. Королевой [4, 5], В.Я. Братчика [6, 7], Ю.М. Темиса [8, 9], Б.С. Блинника, В.И. Купцова, В.В. Жестовского, К.Д. Каримбаева [10], посвященных вопросам автоматизации проектирования роторов компрессоров и турбин: дисков, лопаток, валов, замковых и болтовых соединений.

В работах И.А. Биргера и И.В. Демьянушко [3, 4] изложены различные подходы к построению моделей и автоматизации процесса оптимального проектирования лопаток и дисков. Первоначально постановки задач автоматизированного проектирования опирались

на использование упрощенных одномерных и квази-двухмерных математических моделей. По мере развития численных методов, в первую очередь, метода конечных элементов (МКЭ) и совершенствования вычислительных машин, постановки задач оптимизации усложнились за счет повышения уровня детализации моделей, увеличения числа варьируемых параметров, учета дополнительных прочностных и жесткостных ограничений, применения новых методов оптимизации [5 – 13].

В работах Ю.М. Темиса и Д.А. Якушева [12, 13] рассмотрена общая концепция оптимального проектирования дисков и лопаток турбомашин с использованием КЭ моделей, проведен анализ способов параметризации конструкции, даны рекомендации по разработке параметризованных КЭ моделей и выбору критериев и ограничений оптимизации. В процедуре оптимизации в [12, 13] использован метод последовательной квадратичной аппроксимации.

Подобные вопросы рассмотрены в работе А.В. Сальникова и К.Д. Каримбаева [10]. Поиск оптимальных конструкций выполнен при помощи пакета многокритериальной оптимизации IOSO NM [14]. Работы по оптимизации дисков турбин также активно ведутся за рубежом [15 – 17].

В большинстве случаев при оптимизации диска турбины его конструкция и условия нагружения упрощаются. В конструкцию диска включаются только обод, полотно и ступица, а второстепенные конструктивные элементы (фланцы, лабиринтные уплотнения и пр.) не учитываются. Лабиринтные и основной диски проектируются отдельно друг от друга. Тепловое состояние задается в виде функциональной зависимости от радиуса. Наиболее распространенным является подход, при котором общий облик диска формируется при помощи автоматизированных подходов, а детализированная проработка конструкции диска (как основного, так и лабиринтных) осуществляется «вручную» на основе опыта инженера. Изменение моделей при поиске оптимальной конструкции на этапе «ручной» доводки весьма трудоемко, а условие минимизации массы не всегда удовлетворяется из-за применения «интуитивных» методов оптимизации. Задача значительно усложняется, если лабиринтный диск имеет собственное полотно и ступицу, форму которых также необходимо оптимизировать.

В статье описан подход к автоматизированному проектированию, позволяющий оптимизировать конструкцию основного и лабиринтного дисков в рамках единой задачи с учетом второстепенных конструктивных элементов и неравномерного теплового состояния конструкции на выбранных расчетных режимах. Такой подход позволяет учесть взаимное влияние основного и лабиринтного дисков (лабиринтный диск упирается в обод и нагружает основной диск, основной диск вытягивается и влияет на нагруженность лабиринтного

диска). Анализ характеристик прочности и циклической долговечности на каждой итерации оптимизации проводится на основе параметризованной КЭ модели.

Разработанная параметризованная КЭ модель состоит из двух частей. Первая часть (основная) изменяется в процессе оптимизации. Вторая часть, включающая в себя второстепенные конструктивные элементы, создается заранее и не меняется в процессе оптимизации. Неизменяемая КЭ модель загружается на каждой итерации оптимизации и уже к ней достраивается оптимизируемая часть диска.

В результате на каждой итерации оптимизации проводится близкий к стандартному инженерному анализу расчет характеристик прочности проектируемого диска. Поэтому конструкция, полученная в результате оптимизации, будет спроектирована с минимальным количеством допущений и упрощений и не потребует дополнительной конструктивной доработки.

Объект оптимизации

Объектом оптимизации является конструкция основного и лабиринтных дисков (рис. 1) типовой турбины высокого давления ТРДД. Материал дисков – никелевый сплав ЭП741НП.

Исходная конструкция спроектирована на основе описанных во введении подходов – автоматизированного определения общего облика основного диска с последующей конструктивной доработкой основного и лабиринтного дисков при помощи «ручной»

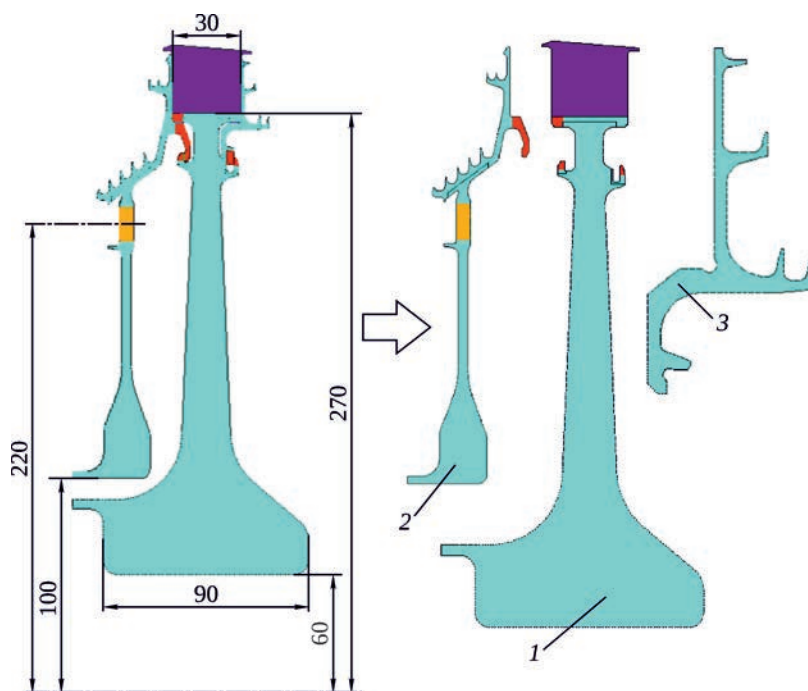


Рис. 1. Объект оптимизации:
1 – основной диск; 2 – лабиринтный диск; 3 – покрывной диск

модификации на базе опыта проектировщика и «интуитивного» поиска оптимального сочетания размеров.

Требования к исходной конструкции:

- минимальное значение циклической долговечности ($N_{МЦУ}$) должно быть больше 20 000 циклов;
- запасы по несущей способности ($K_{В1}$ и $K_{В2}$) основного и лабиринтного дисков должны удовлетворять требованиям нормативных документов.

Расчет прочности исходной конструкции

Расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) исходной конструкции выполнен для наиболее нагруженного режима (частота вращения 14 000 об/мин). Лопатки и выступы дисков заменены эквивалентной радиальной нагрузкой, приложенной к ободной части основного диска. Осевая сила, действующая на лопатки, и давления газа в междисковых полостях не учитываются, так как оказывают слабое влияние на нагружение конструкции из-за ее массивности и жесткости.

КЭ модель исходной конструкции показана на рис. 2. Выступы диска моделируются плоскими конечными элементами (выделены фиолетовым цветом), толщина которых выбрана в соответствии с суммарной толщиной всех выступов на ободе диска. Плотность материала в этих элементах равна нулю, так как центробежная нагрузка от выступов учтена в эквивалентной контурной нагрузке. Также при помощи плоских элементов с заданной толщиной моделируются прорези в ободе,

байонетные замки (красный цвет) и отверстия в полотне лабиринтного диска для подвода воздуха в лопатку (желтый цвет). Между деталями моделируется контактное взаимодействие (зеленый цвет). Модель зафиксирована в осевом направлении в области фланцев. Число элементов в КЭ модели – 17 500.

Анализ исходной конструкции проводится в три шага:

- 1) расчет НДС в условиях приложения нагрузок (шаг нагружения);
- 2) расчет НДС на шаге разгрузки (с учетом предыдущего шага нагружения);
- 3) расчет циклической долговечности по кривым МЦУ с учетом результатов двух предыдущих шагов нагружения.

Расчеты проведены в упруго-пластической постановке с использованием соотношений теории пластического течения с кинематическим упрочнением и с учетом геометрической нелинейности. Циклическая долговечность определена без учета возможных дефектов с использованием статистически обоснованных минимальных кривых МЦУ (отнулевой жесткий цикл) с коэффициентом запаса $K_N = 3$. Такой же подход использован для вычисления циклической долговечности в процессе оптимизации конструкции.

Тепловое состояние, распределение эквивалентных по Мизесу напряжений, а также циклической долговечности в исходной конструкции показаны на рис. 3. Результаты анализа исходной конструкции и

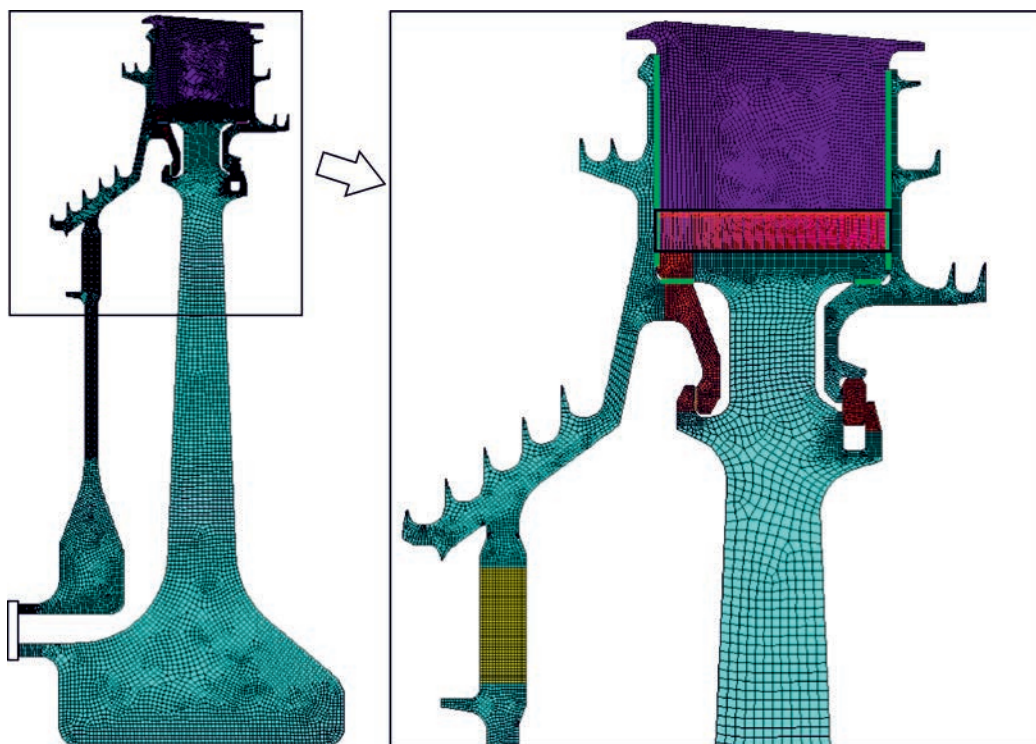


Рис. 2. Конечно-элементная модель исходной конструкции диска

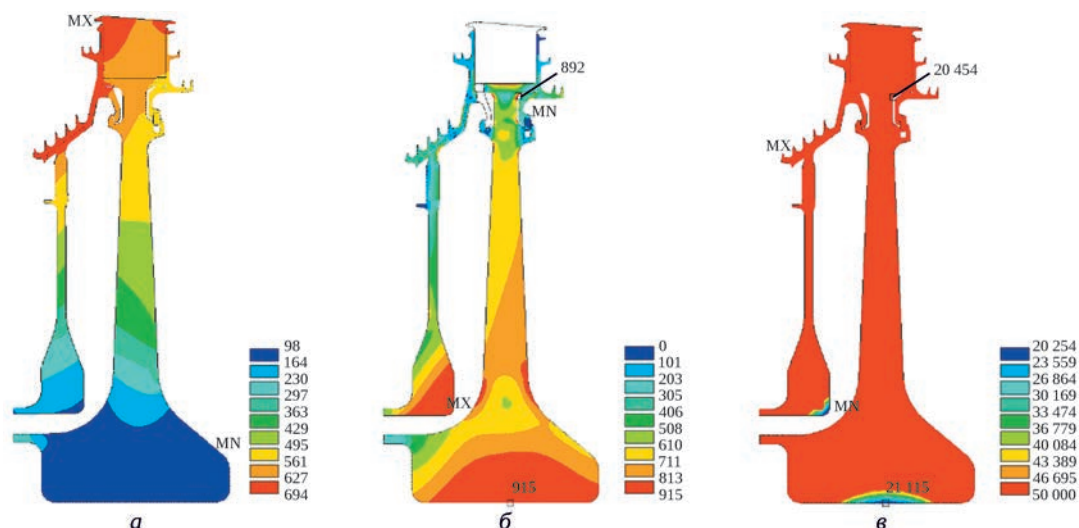


Рис. 3. Результаты анализа исходной конструкции:
 а – тепловое состояние, °С; б – эквивалентные по Мизесу напряжения, МПа; в – циклическая долговечность

ее массовые характеристики приведены далее в таблице (см. раздел «Результаты оптимизации»). Исходная конструкция удовлетворяет поставленным требованиям.

Процесс оптимизации

Для демонстрации эффективности предлагаемого подхода к оптимизации дисков проведена двухкритериальная оптимизация: минимизация массы и максимизация циклической долговечности.

Блок-схема процесса оптимизации приведена на рис. 4. Поиск оптимальной конструкции проводится при помощи программного пакета многокритериальной оптимизации IOSO NM – технологии многомерной нелинейной оптимизации, использующей алгоритмы на основе самоорганизации и регрессионные модели [14]. В оптимизаторе IOSO NM формируется исходный вектор варьируемых параметров для параметризованной КЭ модели и проводится последующая коррекция этого вектора по результатам расчетов на каждой итерации оптимизации. Для КЭ анализа конструкции используется внешний автоматизированный расчетный модуль. Поиск завершается при удовлетворении всех критериев и ограничений с заданной точностью или при превышении заданного количества итераций.

Параметризованная модель состоит из неизменяемой и изменяемой в процессе оптимизации частей. В неизменяемую часть конструкции (рис. 5) входят выступы, часть обода и крюки байонетных замков основного диска, верхняя часть лабиринтного диска (без ступицы и полотна), весь покрывной диск. Включение лабиринтных уплотнений в неизменяемую часть модели обусловлено двумя причинами:

– конструкция и расположение уплотнений определяются гидравлической системой двигателя и

не должны меняться в процессе прочностного проектирования;

– предварительный анализ прочности исходной конструкции (см. рис. 3) показал, что в неизменяемой части модели отсутствуют зоны с высоким уровнем напряжений.

КЭ модель неизменяемой части создается на базе КЭ модели исходной конструкции. Как и в исходной конструкции на ободу задается эквивалентная контурная нагрузка от лопаток и выступов диска. Также между деталями, входящими в неизменяемую часть, моделируется контактное взаимодействие.

Изменяемая часть параметризованной модели включает в себя полотна и ступицы основного и лабиринтного дисков, а также фланцы, при помощи которых происходит закрепление модели в осевом направлении (как при расчете исходной конструкции). Схема параметризации изменяемой части модели приведена на рис. 6. Варьируемые в процессе оптимизации параметры выделены красным цветом:

- положение лабиринтного диска в осевом направлении (yLc);
- толщины полотна лабиринтного диска ($yL1$ и $yL4$);
- радиусы перехода полотна лабиринтного диска в лабиринтное уплотнение ($RL1$ и $RL2$);
- высота и ширина ступицы лабиринтного диска ($xL8$, $xL9$, $xL10$, $xL11$, $yL6$, $yL7$, $RL8$, $RL9$);
- радиус расточки ступицы лабиринтного диска (RL_hub);
- изменение положения основного диска в осевом направлении (ydc);
- толщины полотна основного диска у обода и ступицы ($yd1$, $yd2$ и $yd3$);
- радиусы перехода полотна основного диска в обод ($Rd1$ и $Rd2$);

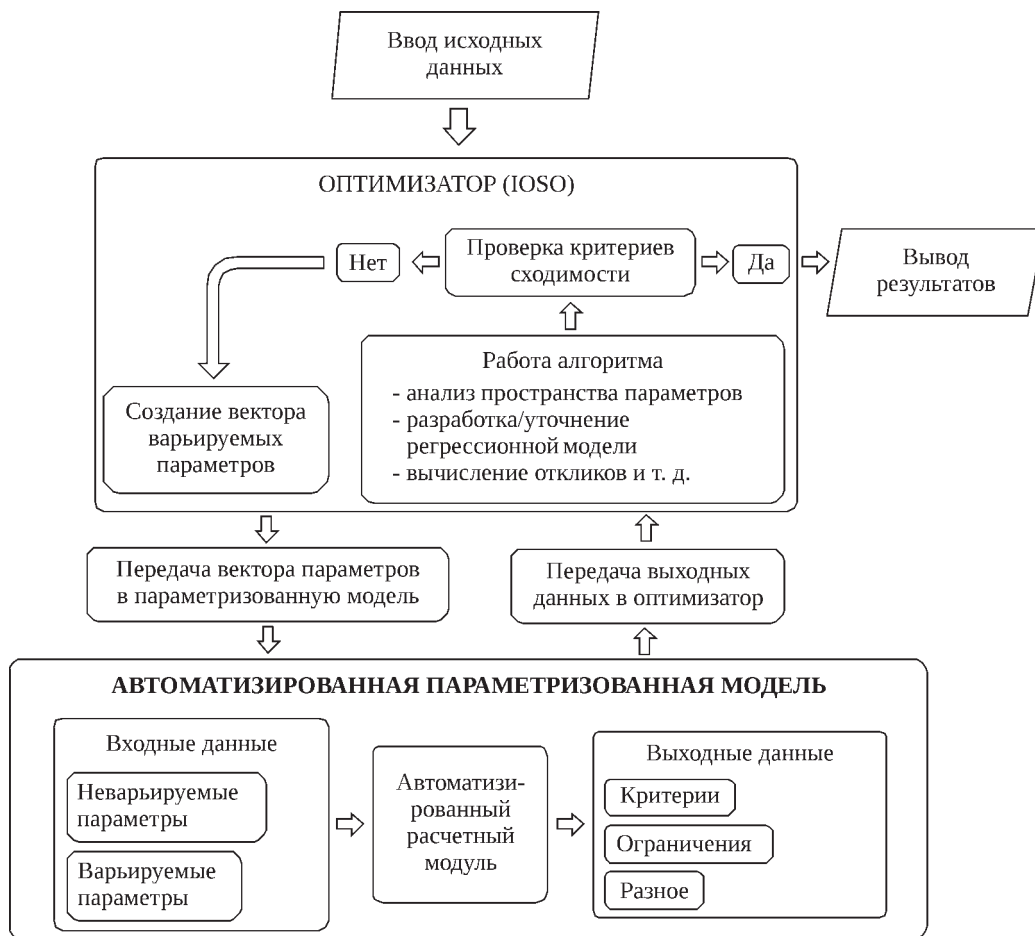


Рис. 4. Блок-схема процесса оптимизации

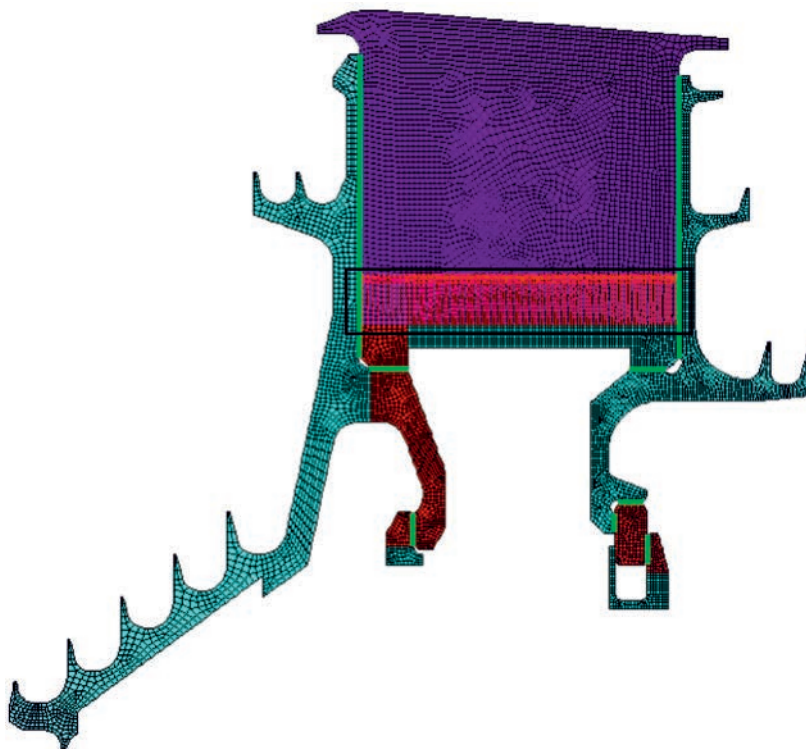


Рис. 5. КЭ модель неизменяемой части оптимизируемой конструкции

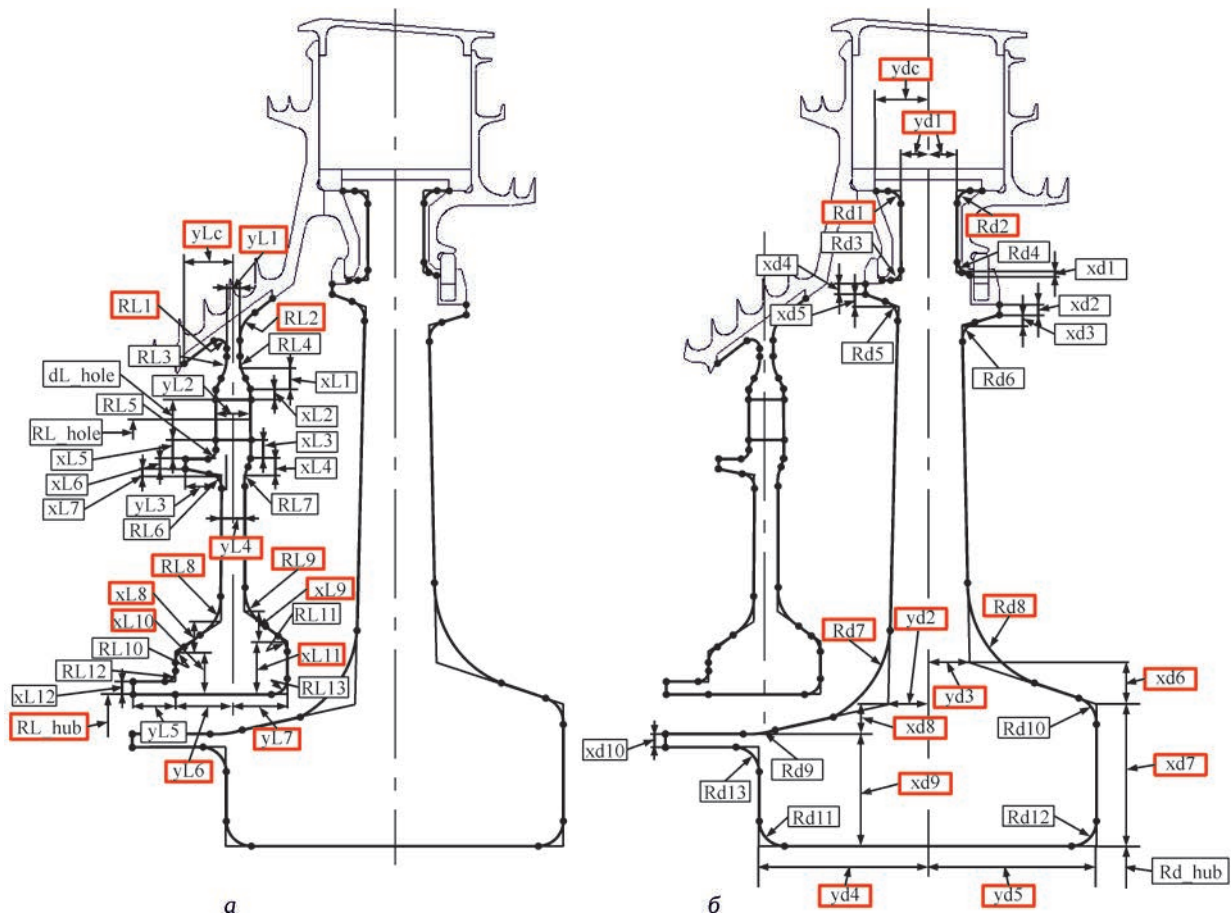


Рис. 6. Схема параметризации изменяемой части КЭ модели:
 а – лабиринтный диск; б – основной диск

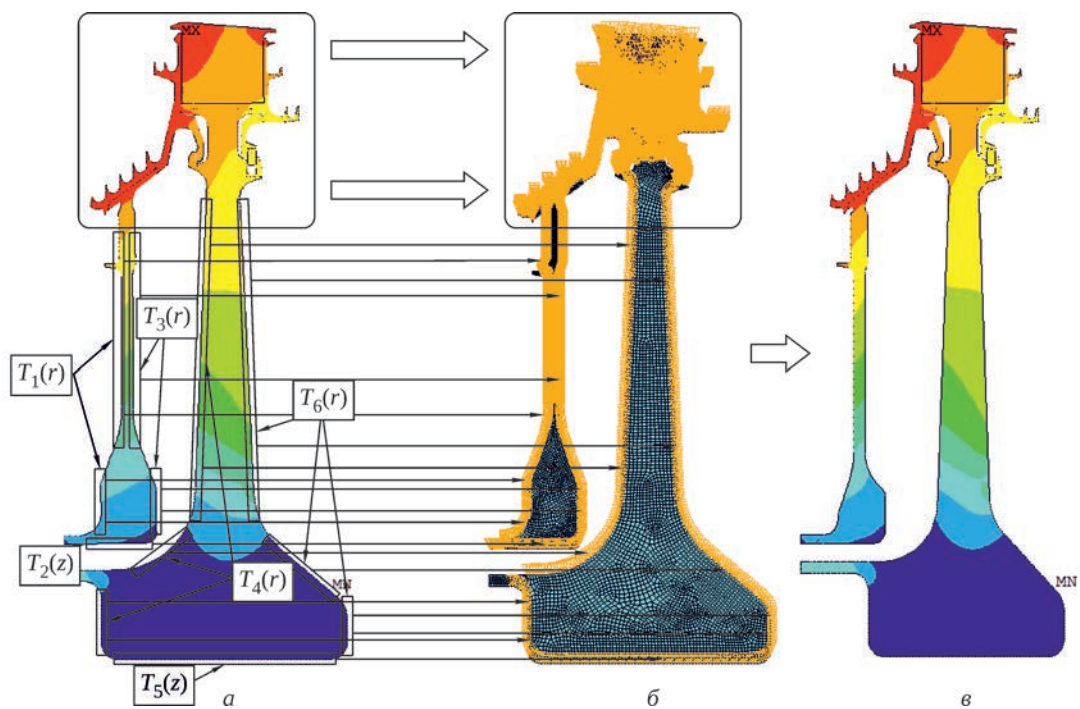


Рис. 7. Процесс определения теплового состояния дисков на каждой итерации оптимизации:
 а – тепловое состояние исходной конструкции; б – перенос граничных условий;
 в – тепловое состояние текущей конфигурации

– высота и ширина ступицы основного диска (xd6, xd7, xd8, xd9, yd4, yd5, Rd7, Rd8).

Таким образом в процессе оптимизации варьируется 28 параметров (по 14 для основного и лабиринтного дисков), выбранных на основе опыта проектирования подобных конструкций, конструктивных и технологических ограничений и предварительно проведенного анализа чувствительности.

В использованной схеме параметризации полотна и ступицы основного и лабиринтного дисков имеют несимметричную конфигурацию из-за несимметричного нагружения исходной конструкции.

В изменяемой части конструкции использован осесимметричный КЭ первого порядка. В зависимости от вектора варьируемых параметров параметризованная модель состоит из 16 000...19 000 элементов. Для решения тепловой и прочностной задач используется одна и та же КЭ модель.

На каждой итерации оптимизации разработанная параметризованная КЭ модель работает согласно следующей последовательности:

- 1) импорт КЭ модели неизменяемой части;
- 2) дотраивание КЭ модели изменяемой части согласно заданным значениям варьируемых и неварьируемых параметров;
- 3) определение теплового состояния рабочего колеса;
- 4) расчет НДС рабочего колеса в условиях приложения нагрузок (шаг нагружения);
- 5) расчет НДС рабочего колеса на шаге разгрузки (с учетом предыдущего шага нагружения);
- 6) расчет циклической долговечности дисков с учетом результатов двух предыдущих шагов нагружения.

Граничные условия задачи теплопроводности на каждой итерации оптимизации определяются путем интерполяции значений температуры металла с характерных поверхностей исходной конструкции на соответствующие им поверхности изменяемой части конструкции; для неизменяемой части проводится аппроксимация температуры на все узлы ее КЭ модели (рис. 7).

Интерполяция температур на узлы поверхностей изменяемой части проводится следующим образом.

1. В исходной модели выделяются характерные поверхности. На этих поверхностях создается табличная зависимость температуры в узле от его характерной координаты: $T_1(r)$, $T_2(z)$ и т.д.

2. В модели, создаваемой на каждой итерации оптимизации, выделяются соответствующие поверхности, на узлы которых проводится интерполяция температур с исходной модели.

Так как в процессе оптимизации размеры полотна и ступицы варьируются, то при интерполяции для каждой характерной поверхности используются относительные координаты узлов, нормированные согласно

максимальному и минимальному значениям координат на текущей поверхности.

После интерполяции граничных условий решается задача теплопроводности с целью определения теплового состояния текущей конфигурации рабочего колеса.

Предложенный подход позволяет качественно моделировать неравномерность теплового поля, характерного для оптимизируемой конструкции (см. рис. 7). Однако может возникнуть определенная погрешность вследствие неучета влияния изменения размеров дисков на скорость их прогрева. Но на установившемся режиме это различие будет не столь существенным, а постановка и решение задачи нестационарного прогрева дисков с учетом теплообмена с воздухом в каналах и междисковых полостях потребует неоправданного увеличения как вычислительных ресурсов, так и требований к исходным данным.

Задача двухкритериальной оптимизации для минимизации массы рабочего колеса и максимизации циклической долговечности решена с учетом тех же требований (ограничений), что и при оптимизации исходной конструкции (см. раздел «Объект оптимизации»).

Результаты оптимизации

Решение задачи многокритериальной оптимизации проведено с использованием программного пакета IOSO NM, который включает в себя набор эвристических алгоритмов для определения множества Парето. Данные алгоритмы основаны на накоплении и максимально эффективном использовании информации о целевых функциях.

Использование многокритериальной (в данном случае двухкритериальной) постановки задачи оптимизации позволило определить область компромисса между критериями, получить общее представление о совокупности оптимальных решений и наглядно проследить размен улучшения одного критерия на ухудшение другого [18].

Процесс сходимости полученного в результате оптимизации множества Парето показан на рис. 8. Время одного обращения к расчетной модели составило 60...90 с. Оптимизация была остановлена после 1750 итераций. Таким образом, время решения задачи оптимизации составило чуть больше суток. На полученном множестве Парето можно выделить две характерные точки:

- конструкция Opt №1 с минимальной массой;
- конструкция Opt №2 с максимальным значением циклической долговечности.

Сравнение исходной и оптимизированных конструкций Opt №1 и Opt №2 приведено на рис. 9. Тепловое состояние, распределение эквивалентных

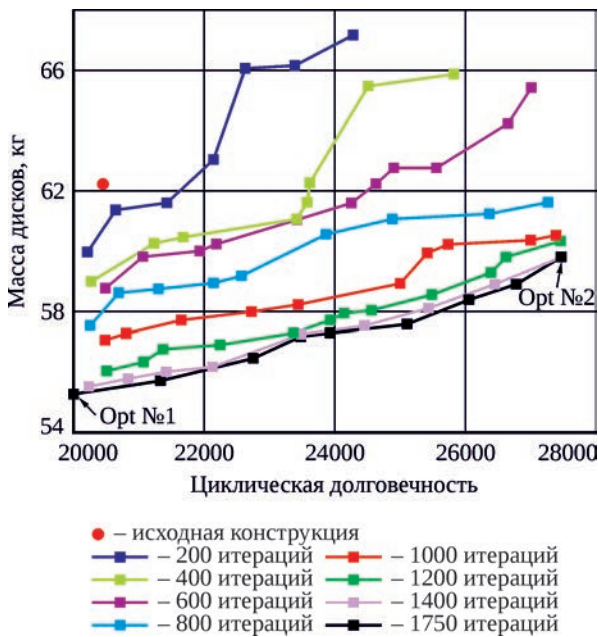


Рис. 8. Улучшения множества Парето в процессе оптимизации

по Мизесу напряжений и циклической долговечности в исходной и оптимизированных конструкциях показаны на рис. 3, рис. 10 и рис. 11. Сравнительные результаты оптимизации приведены в таблице. В обоих случаях масса рабочего колеса ниже, чем в исходной конструкции, что подтверждает неэффективность «ручной» доводки с точки зрения минимизации массы.

Конструкция Opt №1 (минимальная масса) удовлетворяет поставленным ограничениям по величинам

$N_{мцд}$, $K_{в1}$, $K_{в2}$. При этом в результате проведенной оптимизации масса лабиринтного диска уменьшена на 1,78 кг (16,6%), масса основного диска — на 5,2 кг (12,2%), суммарная масса рабочего колеса — на 6,98 кг (12,6%).

Столь существенное снижение массы при отсутствии ухудшения характеристик прочности реализовано за счет определения оптимального расположения в осевом направлении полотен и ступиц основного и лабиринтного дисков. В исходной конструкции диски нагружены неравномерно из-за сложного теплового состояния и взаимного нагружения друг друга: лабиринтный диск упирается в обод основного диска, а основной диск изгибается за счет подгрузки от покрывного диска и тем самым влияет на изгиб лабиринтного диска. Используемая параметризованная модель включает в себя все конструктивные элементы оптимизируемого рабочего колеса, благодаря чему в результате оптимизации определены расположение и конфигурации полотен и ступиц дисков, при которых неравномерность нагружения компенсируется. При этом значения напряжений, появляющихся в результате изгиба, уменьшаются, что позволило уменьшить толщину полотна и габаритные размеры ступицы основного диска. Уменьшение толщины полотна привело к снижению уровня нагруженности ступицы, что позволило дополнительно снизить массу. Сдвиг лабиринтного диска в сторону входа компенсирует его изгиб, что дает возможность значительно уменьшить размеры ступицы и снизить его массу.

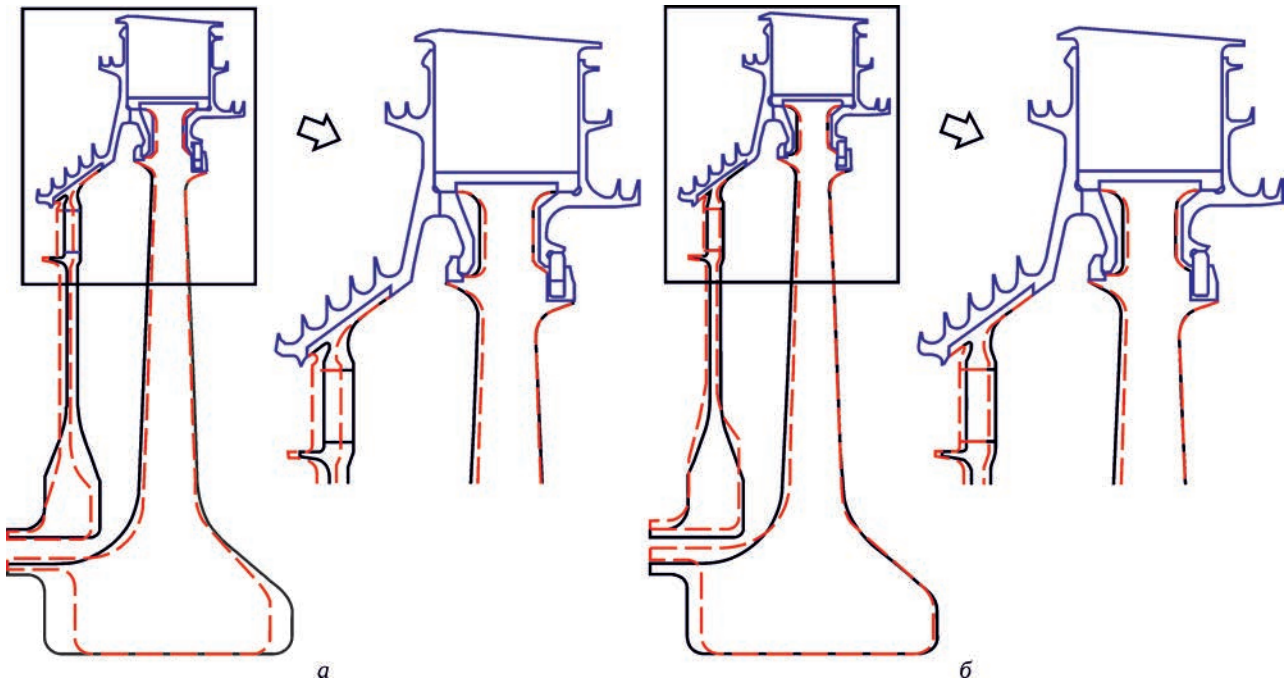


Рис. 9. Сравнение формы исходной и оптимизированных конструкций:
а — Opt №1; б — Opt №2

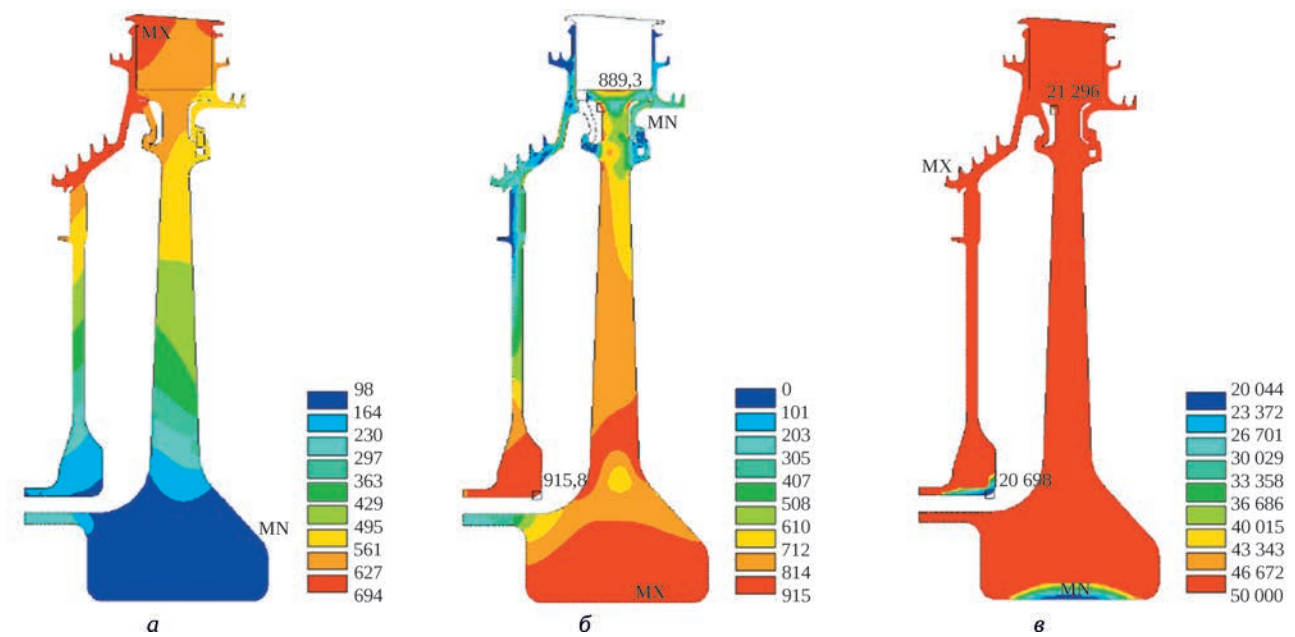


Рис. 10. Результаты анализа оптимизированной конструкции Opt №1:

a – тепловое состояние, °C; *б* – эквивалентные по Мизесу напряжения, МПа; *в* – циклическая долговечность

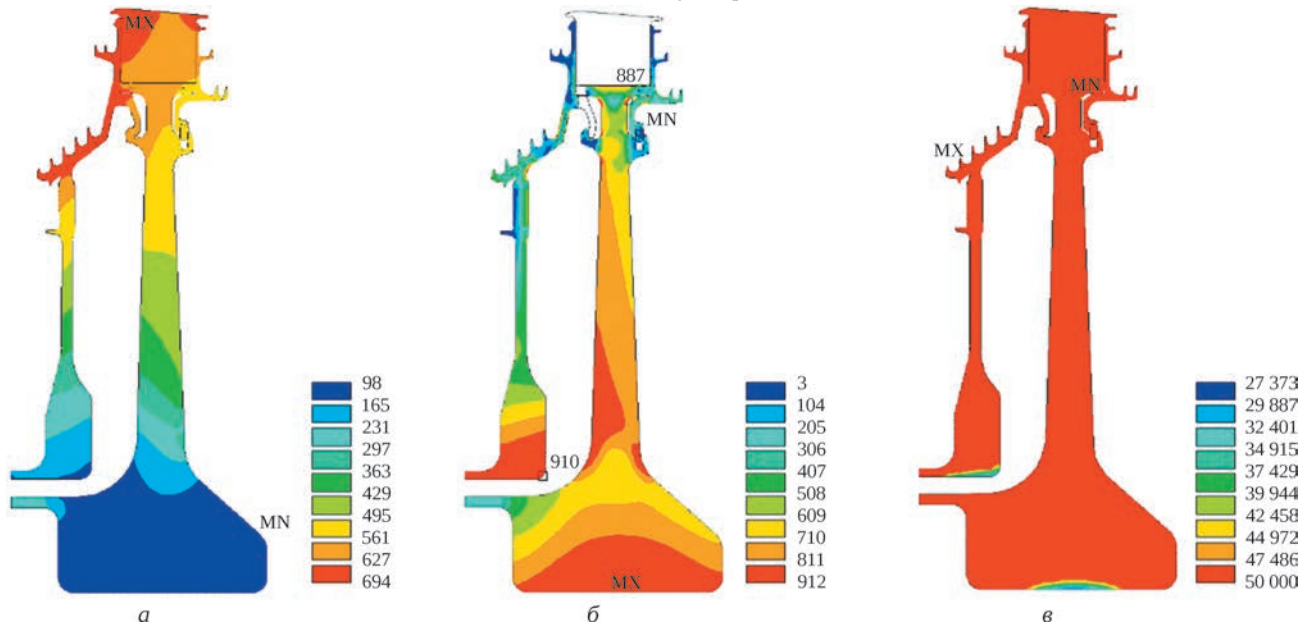


Рис. 11. Результаты анализа оптимизированной конструкции Opt №2:

a – тепловое состояние, °C; *б* – эквивалентные по Мизесу напряжения, МПа; *в* – циклическая долговечность

Таблица. Сравнительные результаты оптимизации

Выходные параметры	Исходная конструкция	Конструкция Opt №1	Конструкция Opt №2
<i>Характеристики прочности</i>			
$N_{\text{мцц}}$ в ступице основного диска, циклы	21 100	20 000 (–5,5%)	28 370 (+25,6%)
$N_{\text{мцц}}$ в полотне основного диска, циклы	20 450	21 290 (+3,9%)	27 470 (+25,5%)
$N_{\text{мцц}}$ в ступице лабиринтного диска, циклы	20 250	20 690 (+2,1%)	31 460 (+35,6%)
<i>Массовые характеристики</i>			
Масса основного диска, кг	47,75	42,55 (–12,2%)	45,16 (–5,4%)
Масса лабиринтного диска, кг	12,54	10,7 (–16,6%)	12,73 (+1,5%)
Масса покрывного диска, кг	1,93	1,93	1,93
Суммарная масса, кг	62,22	55,24 (–12,6%)	59,82 (–3,86%)

Конструкция Opt №2 (максимальное значение циклической долговечности) удовлетворяет ограничениям по K_{B1} и K_{B2} , имеет циклическую долговечность на 7200 циклов (25%) выше, чем в исходной, и при этом обладает меньшей на 2,4 кг (3,86%) суммарной массой. Масса лабиринтного диска увеличивается всего на 0,19 кг (1,5%), а масса основного диска снижается на 2,59 кг (5,4%).

Исходная конструкция получена в результате долгой и кропотливой «ручной» модификации проектируемой конструкции (около трех недель), которая основывалась на базе личного опыта проектировщика. Оптимизация двух дисков (лабиринтного и основного) в рамках параметризованной модели и единой задачи оптимизации дает синергетический эффект и позволяет снизить массу и повысить циклическую долговечность конструкции, спроектированной при помощи стандартных подходов. При этом время оптимизации заняло не более 24 ч автоматизированных расчетов.

Время разработки и тестирования параметризованной КЭ модели составило не более двух недель, что сравнимо с затратами времени на проектирование исходной «оптимальной» конструкции методом «ручной» модификации. При этом выделение в разработанной параметризованной модели оптимизируемой и неоптимизируемой частей позволяет ее унифици-

ровать. Поэтому в случае необходимости оптимизации конструкции дисков подобной турбины время постановки задачи оптимизации и подготовки модели снижается до двух–трех дней.

Заключение

На примере оптимизации рабочего колеса ТВД показана эффективность совместного анализа основного и лабиринтного дисков в рамках единой задачи оптимизации. Для реализации такого подхода разработана параметризованная КЭ модель, в которой выделены оптимизируемая и неизменяемая части конструкции. Уровень детализации модели соответствует уровню моделей, применяемых для стандартного анализа прочности роторов ТВД.

В результате оптимизации при варьировании размеров и положения полотен и ступиц основного и лабиринтного дисков получено множество Парето, каждая точка которого лучше, чем исходная конструкция, в отношении массы и циклической долговечности. Наилучшая с точки зрения массы конструкция имеет массу на 6,98 кг (12,6%) меньше исходной. Наилучшая в отношении циклической долговечности конструкция имеет число циклов на 7200 (25%) больше, чем исходная, а ее масса ниже на 2,4 кг (3,86%).

Литература

1. Биргер И.А. Основы автоматизированного проектирования // Изв. Вузов. М.: Машиностроение, 1977. № 8. С. 32–35.
2. Керимов З.Г., Багиров С.А. Автоматизированное проектирование конструкций. М.: Машиностроение, 1985. 218 с.
3. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. 4-е изд. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
4. Демьянушко И.В., Биргер И.А. Расчет на прочность вращающихся дисков. М.: Машиностроение, 1978. 247 с.
5. Демьянушко И.В., Королева Е.Ф. Математическое программирование при проектировании дисков минимального веса // Расчеты на прочность: сб. М.: Машиностроение, 1976.
6. Братчик В.Я. Численное проектирование дисков ГТД методом динамического программирования // Труды ЦИАМ №996. Проблемы прочности и динамики в авиадвигателестроении: сб. статей. 1982. Вып. 2. С. 57–69.
7. Братчик В.Я. Проектирование дисков ГТД при заданной частоте собственных колебаний и разрушающей частоте вращения // Труды ЦИАМ № 1109. Проблемы прочности и динамики в авиадвигателестроении: сб. статей, 1985. Вып. 3. С. 157–164.
8. Скибин В.А., Темис Ю.М. Математическое моделирование и автоматизация процесса проектирования турбомашин // Информационные технологии в наукоемком машиностроении / под ред. А.Г. Братухина. Киев: Техника, 2001. С. 273–288.
9. Темис Ю.М. Проблемы автоматизированного конструирования в машиностроении // Конверсия в машиностроении, 1994. № 3. С. 23–24.
10. Каримбаев К.Д., Сальников А.В. Оптимизация осесимметричных элементов ротора ГТД средствами ANSYS // Двигатель, 2010. № 4. С. 20–22.
11. Темис Ю.М., Троицкий А.В. Проектирование оптимального диска турбины // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Естественные науки, 2004. Т. 2. С. 23–37.

-
12. Темис Ю.М., Якушев Д.А. Оптимизация конструкции деталей и узлов ГТД // Вестник СГАУ, 2011. № 3(27). С. 183–188.
 13. Темис Ю.М., Якушев Д.А. Оптимальное проектирование конструктивных элементов // Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV-21. Авиационные двигатели. М.: Машиностроение, 2010. С. 570–579.
 14. Egorov I.N., Kretinin G.V., Leshchenko I.A., Kuptzov S.V. IOSO NM Optimization Toolkit – Novel Software for Multidisciplinary Optimization // Rio de Janeiro, May 30 – June 3, 2005.
 15. Wang Y., Yu Z. Optimization design for the turbine disk of a gas engine // Machinery Design & Manufacture, 2010. No. 48(5). P. 4–6.
 16. Yang X., Luo G. The stress calculation and the optimizing designing of a turbine disc // Modern Machinery, 2008. No. 36(4). P. 12–14.
 17. Yannick Ouellet, François Garnier, François Roy, Hany Moustapha. A Preliminary Design System For Turbine Discs // ASME Paper No. GT2014-26167, Düsseldorf, Germany, 2014.
 18. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Дрофа, 2006. 175 с.

References

1. Birger I.A. Osnovy avtomatizirovannogo proektirovaniia [Basics of automated design]. Izvestiia vuzov. Moscow: Mashinostroenie, 1977. No. 8. P. 32–35.
2. Kerimov Z.G., Bagirov S.A. Avtomatizirovannoe proektirovanie konstruksii [Automated structural design]. Moscow: Mashinostroenie, 1985. 218 p.
3. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. Raschet na prochnost' detalei mashin [Strength analysis of machine parts]. Fourth edition. Moscow: Mashinostroenie, 1993. 640 p.
4. Dem'ianushko I.V., Birger I.A. Raschet na prochnost' vrashchaisushchikhsia diskov [Strength analysis of rotating disks]. Moscow: Mashinostroenie, 1978. 247 p.
5. Dem'ianushko I.V., Koroleva E.F. Matematicheskoe programmirovaniie pri proektirovanii diskov minimal'nogo vesa [Mathematical programming at design of disks with minimal weight]. Raschety na prochnost' [Strength analysis], Moscow: Mashinostroenie, 1976.
6. Bratchik V.Ia. Chislennoe proektirovanie diskov GTD metodom dinamicheskogo programmirovaniia [Numerical design of gas turbine engine disks by dynamic programming method]. Problemy prochnosti i dinamiki v aviadvigatelestroenii [Problems of strength and dynamics in aircraft engine industry]. Trudy TsIAM, 1982. No. 996. Issue 2. P. 57–69.
7. Bratchik V.Ia. Proektirovanie diskov GTD pri zadannoi chastote sobstvennykh kolebani i razrushaiushchei chastote vrashcheniia [Design of gas turbine engine disks at specified natural frequency and breaking rotational speed]. Problemy prochnosti i dinamiki v aviadvigatelestroenii [Problems of strength and dynamics in aircraft engine industry]. Trudy TsIAM, 1985. No.1109. Issue 3. P. 157–164.
8. Skibin V.A., Temis Iu.M. Matematicheskoe modelirovanie i avtomatizatsiia protsessa proektirovaniia turbomashin [Mathematical modeling and automated design of turbomachine]. Informatsionnye tekhnologii v naukoemkom mashinostroenii [Informational technology in science-consuming machine industry]. Edited by A.G. Bratukhin. Kiev: Tekhnika, 2001. P. 273–288.
9. Temis Iu.M. Problemy avtomatizirovannogo konstruirovaniia v mashinostroenii [Problems of automated design in machine industry]. Konversiia v mashinostroenii [Conversion in machine industry], 1994. No. 3. P. 23–24.
10. Karimbaev K.D., Sal'nikov A.V. Optimizatsiia osesimmetrichnykh elementov rotora GTD sredstvami ANSYS [Optimization of axisymmetrical component of gas turbine engine rotor by ANSYS tools]. Dvigatel', 2010. No. 4. P. 20–22.
11. Temis Iu.M., Troitskii A.V. Proektirovanie optimal'nogo diska turbiny [Optimal turbine disk design]. Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Estestvennye nauki [Herald of the Bauman Moscow State Technical University]. Ser. Natural sciences, 2004. No. 2. P. 23–37.
12. Temis Iu.M., Iakushev D.A. Optimizatsiia konstruksii detalei i uzlov GTD [GTE parts optimal design]. Vestnik SGAU, 2011. No. 3 (27). P. 183–188.
13. Temis Iu.M., Iakushev D.A. Optimal'noe proektirovanie konstruktivnykh elementov [Optimal design of structure components]. Mashinostroenie. Entsiklopediia. Vol. IV-21. Aviatsionnye dvigateli. Moscow: Mashinostroenie, 2010. P. 570–579.

-
14. Egorov I.N., Kretinin G.V., Leshchenko I.A., Kuptzov S.V. IOSO NM Optimization Toolkit – Novel Software for Multidisciplinary Optimization // 6th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization. Rio de Janeiro, May 30 – June 3, 2005.
 15. Wang Y., Yu Z. Optimization design for the turbine disk of a gas engine // Machinery Design & Manufacture, 2010. No. 48(5). P. 4–6.
 16. Yang X., Luo G. The stress calculation and the optimizing designing of a turbine disc // Modern Machinery, 2008. No. 36(4). P. 12–14.
 17. Yannick Ouellet, François Garnier, François Roy, Hany Moustapha. A Preliminary Design System For Turbine Discs // ASME Paper No. GT2014-26167, Düsseldorf, Germany, 2014.
 18. Sobol' I.M., Statnikov R.B. Vybór optimal'nykh parametrov v zadachakh so mnogimi kriteriiami [Optimal parameters selection in problems with many criterions]. Moscow: Drofa publ., 2006. 175 p.