

# Создание и расчёт параметрической модели ротора ГТД в CAD и CAE системах

К.В. Фетисов,  
асп. каф. ВМуМ, k.v.fetisov@inbox.ru,  
ПНИПУ, г. Пермь  
П.В. Максимов,  
к.т.н., доц. каф. ВМуМ, pvmperm@mail.ru,  
ПНИПУ, г. Пермь

В данной работе в CAD системе Siemens NX создана компоновка роторной части ГТД, где задана параметрическая проточная часть (ПЧ) двигателя, а также другие элементы такие как диски, рабочие и сопловые лопатки, которые привязаны к ПЧ, что обеспечивает мгновенное перестроение компоновки ротора. Помимо этого, для начального анализа статической прочности дисков ротора была написана программа на языке MAPDL, которая в дальнейшем используется в CAE системе ANSYS Workbench для вычисления запасов прочности дисков в меридиональном и радиальном сечениях. Прямая связь Siemens NX и ANSYS Workbench позволяет в кратчайшие сроки проверять новые и улучшать уже имеющиеся варианты конструкции при помощи модуля оптимизации ANSYS.

In this paper, a parametric rotor layout of gas turbine engine, as well as other parts, such as discs and blades were created in Siemens NX. This approach allows rapidly rebuild the layout. In addition, special MAPDL program was written for primary analysis of the static strength of rotor discs that used in ANSYS Workbench to calculate the safety factor of discs in the meridional and radial sections. Direct integration of Siemens NX and ANSYS Workbench allows rapidly analyzing and optimizing new rotor layouts of gas turbine engine.

## Введение

Газотурбинные двигатели (ГТД) за 60 лет своего развития стали основным типом двигателей в современной авиации [1]. Вращающиеся диски роторов компрессоров и турбин ГТД относятся к категории основных деталей, разрушение которых может иметь катастрофические последствия для двигателя и летательного аппарата [2]. Именно поэтому к ним предъявляются высокие требования по статической прочности, долговечности и трещиностойкости. В данной статье представлен подход, который позволяет в короткие сроки создавать и изменять компоновки роторной части ГТД, вычислять запасы прочности в меридиональном и радиальном сечениях, по методике, представленной в [3], оптимизировать конструкцию на начальных этапах проектирования. В начале статьи представлено поэтапное создание компоновки роторной части ГТД в CAD системе Siemens NX, после чего описывается методика вычисления запасов прочности, в заключении в CAE системе ANSYS Workbench реализован гибкий процесс проверки начальных проектных решений и оптимизации на основе критериев запасов прочности и массы конструкции.

## Создание компоновки роторной части ГТД в Siemens NX

Для начала следует отметить, что Siemens NX не единственная CAD система, которую можно использовать для реализации данного подхода. Практически все современные CAD системы основаны на параметрическом моделировании как элементов 2D эскиза, так и 3D примитивов, и их можно использовать для создания базовой управляющей структуры или компоновки будущего изделия на верхнем уровне, после чего организовывать проектирование по схеме сверху-вниз.

Пример управляющей структуры представлен на рисунках: 1а – структура «горячей» части ГТД, где схематично представлены узлы компрессора высокого давления (КВД), камеры сгорания (КС), турбины высокого давления (ТВД), 1б – проточная часть (ПЧ) КВД. Основные размеры данных эскизов параметризованные, что позволяет мгновенно изменять компоновку, а также передавать эти параметры в другие системы, например, ANSYS Workbench. Далее эти эскизы будут использоваться как основа для построения деталей роторной части ГТД такие как диски, сопловые и рабочие лопатки.

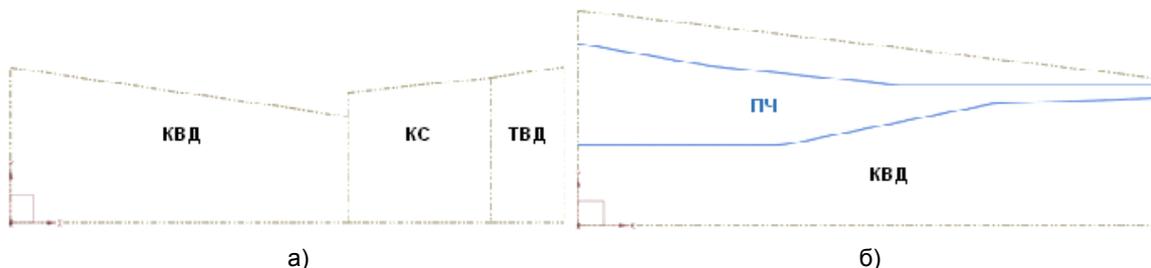


рис. 1: а – управляющая структура в виде поузлового представления «горячей» части ГТД, б – управляющая структура в виде проточной части КВД

На рисунке 2 представлен эскиз 1-ой ступени КВД с диском, сопловой лопаткой (СЛ) и рабочей лопаткой (РЛ). Нижние и верхние торцы лопаток, а также обод диска привязан к проточной части, что определяет радиальное положение, а осевое положение определяет расстояние между линиями Л.1 и Л.2. Помимо привязок к проточной части, параметризованы основные размеры диска и лопаток, полностью определяющие их геометрию. Для удобства пере-

даци параметров в ANSYS Workbench необходимо присваивать специальные имена размерам, например, D1\_H1, D1\_V1, D1\_R1 и т.д.

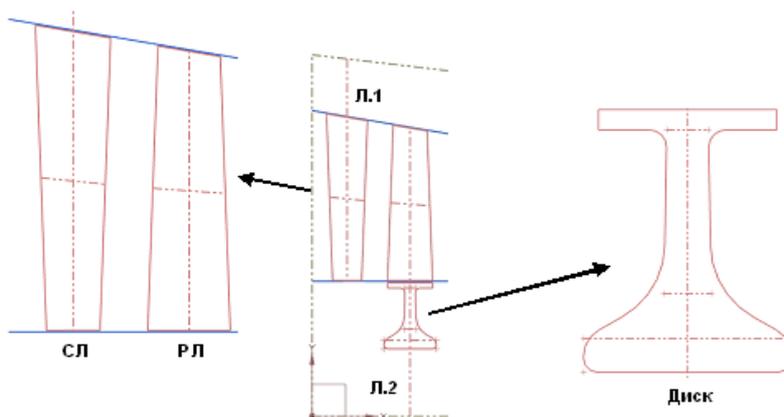


рис. 2 Эскиз 1-ой ступени КВД

Дальнейшие ступени созданы путем копирования эскиза 1-ой ступени с сохранением привязок и изменением основных размеров эскиза. Далее по созданным эскизам создаются поверхности, которые уже передаются в ANSYS Workbench для первичного расчета прочности и проверки проектных решений. На рисунке 3 представлено перестроение проточной части с ПЧ №1 до ПЧ №2, полученную геометрию можно использовать для упрощенных расчетов газодинамики проточной части, термодинамики, прочности.

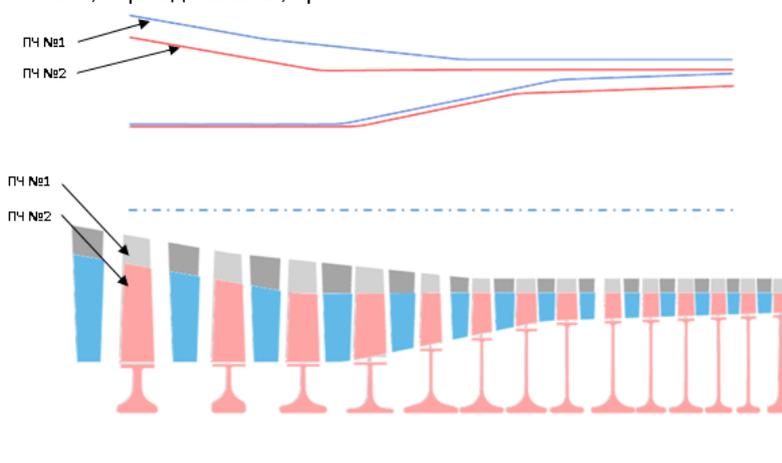


рис. 3 Перестроение компоновки ГТД на основе изменения проточной части

### Методика расчета запасов прочности вращающихся дисков

Данная методика расчета справедлива для осесимметричных дисков с симметричным меридиональным сечением, принятые упрощения, полный вывод основных дифференциальных уравнений растяжения диска, частные случаи решения и др. полностью описаны в [3]. Рассмотрим вывод соотношений запасов прочности в меридиональном и радиальном сечениях.

На рисунке 4а представлена расчетная схема диска, на рисунках 4б и 4в – разрушения дисков при недостаточном запасе прочности в меридиональном и радиальном сечениях соответственно.

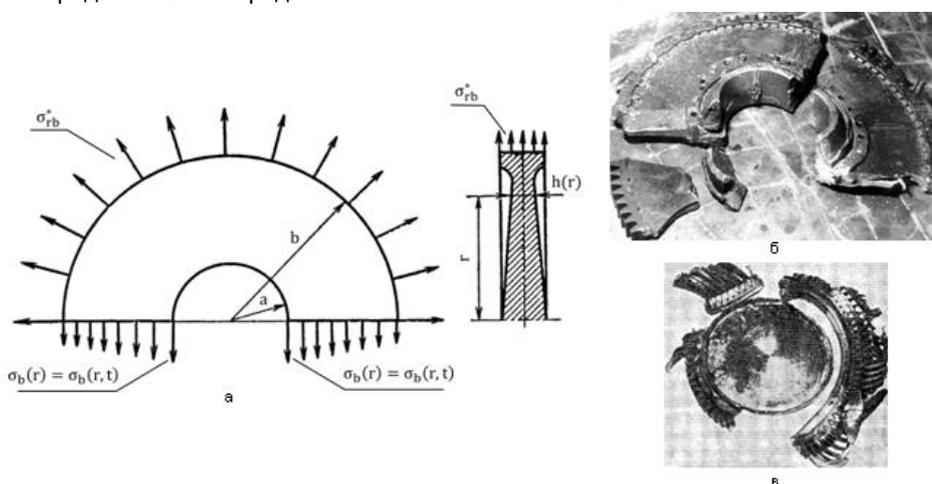


рис. 4: а – к выводу основных соотношений; б – разрушение диска при недостаточном запасе прочности в меридиональном сечении [4], в – разрушение диска при недостаточном запасе прочности в радиальном сечении

Проецируя все силы (рисунок 4а) на вертикальное направление получим

$$\sigma_{rb} \frac{n_1^2}{n^2} b h_b + \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \rho n^{*2} J = \int_a^b \sigma_B(r) h dr, \quad (1)$$

где  $\sigma_{rb}$  – ободная нагрузка от рабочих лопаток,  $n_1^*$ ,  $n$  – предельная и рабочая частота вращения,  $\rho$  – плотность,  $\sigma_B(r)$  – предел прочности сечения, момент инерции меридионального сечения относительно оси вращения  $J$  определяется следующим образом:

$$J = \int_a^b r^2 h dr. \quad (2)$$

Запас прочности в меридиональном сечении:

$$KB_1 = \frac{n_1^*}{n} = \sqrt{\frac{\int_a^b \sigma_B(r) h dr}{\rho w^2 J + \sigma_{rb} b h_b}}. \quad (3)$$

Запас прочности в радиальном сечении определяется для каждого расчетного радиуса  $r_c$ :

$$KB_2 = \frac{n_2^*}{n} = \sqrt{\frac{\int_{r_c}^b \sigma_B(r) h dr + \sigma_{вс} h r_c}{\rho w^2 J_c + \sigma_{rb} b h_b}}, \quad (4)$$

где  $J_c = \int_{r_c}^b r^2 h dr$  – момент инерции меридионального сечения диска до  $r = r_c$ .

### Вычисление запасов прочности в ANSYS Workbench

Для вычисления запасов прочности  $KB_1$  и  $KB_2$  на языке Mechanical APDL (ANSYS Parametric Design Language) была написана специальная программа. Для удобства работы и вычисления запасов прочности дисков программа разделена на несколько блоков: в 1-ом блоке задаются основные параметры всего ротора, такие как номер области дисков, номер материала диска, нагрузки и тепловое состояние, база материалов (плотность, свойства кратковременной и длительной прочности), во 2-ом блоке выбирается номер расчетного диска (в соответствии с номером ступени, который используется как входной параметр ANSYS Workbench) и создаются временные массивы с параметрами выбранного диска (нагрузки, тепловое состояние, свойства материала), в 3-ем блоке выполняется основная процедура вычисления запасов прочности и массы, в 4-ом блоке создаются выходные параметры ANSYS Workbench, которые можно использовать при оптимизации прочности диска, и листинг с результатами, в 5-ом блоке создается изображение диска и основных параметров для визуализации решения.

На рисунке 5а представлен проект ANSYS Workbench, где можно выделить модуль создания геометрии, куда был импортирован параметризованный ротор ГТД, 5 модулей со вставками блоков программы для вычисления запасов прочности и массы дисков (каждый модуль соответствует рассчитываемому диску, в данном случае для примера рассматривается 5 дисков), модуль с входными и выходными параметрами. В качестве входных параметров использовались геометрические параметры дисков, в качестве выходных параметров – запасы прочности и масса дисков (рисунок 5в). На рисунке 5б представлено изображение диска и основных параметров, выводимых при работе программы (слева на двух графиках выводится тепловое состояние и предел прочности сечений диска, справа – сечение диска и положение сечения с минимальным запасом  $KB_2$ ).

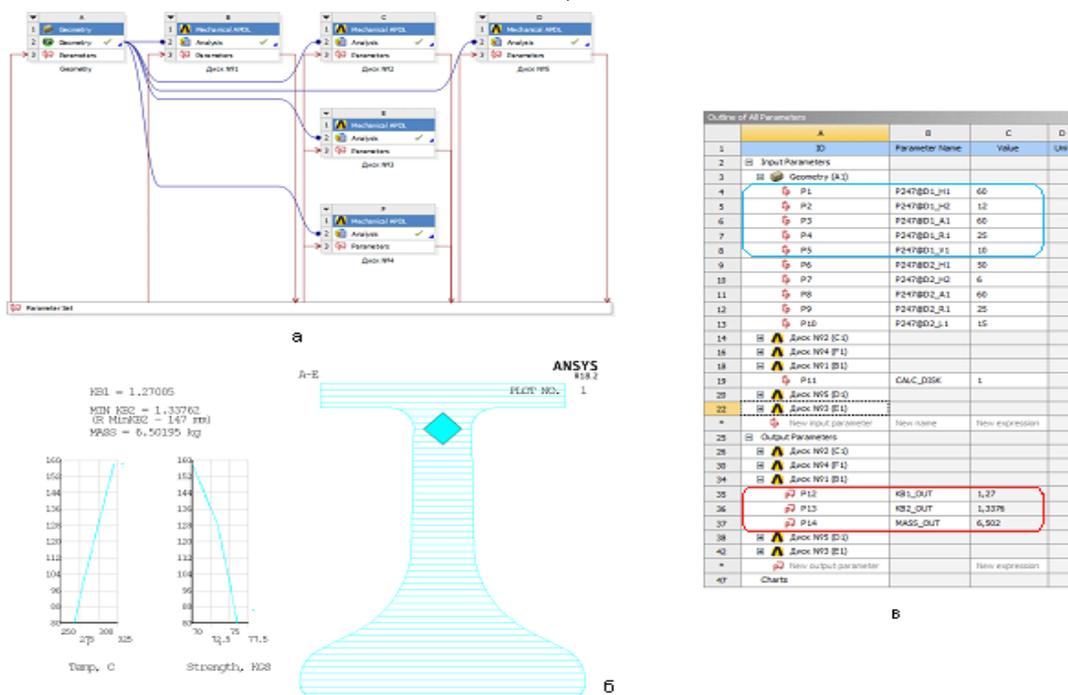


рис. 5: а – структура проекта ANSYS Workbench, б – изображение результатов расчета диска, создаваемое в процессе работы программы, в – таблица входных и выходных параметров

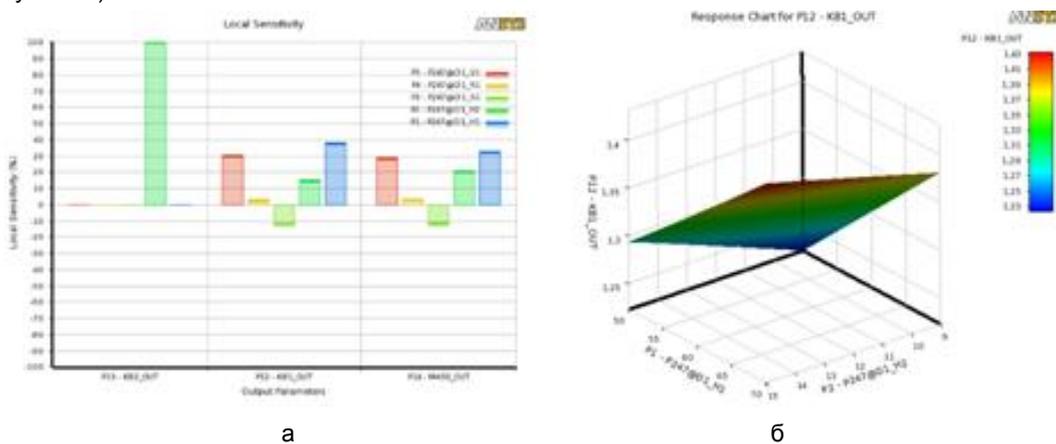
Данная структура проекта позволяет в короткие сроки оценить прочность дисков и при необходимости вносить изменения, проводить оптимизацию конструкции. В данном случае диск 1-ой ступени КВД согласно авиационным

правилам норм летной годности имеет недостаточные запасы прочности  $KB_1=1.27$  и  $KB_2=1.33$  (при нормальном значении  $KB_1=1.4$  и  $KB_2=1.4$ ). В следующем разделе будет представлена оптимизация диска 1-ой ступени КВД для увеличения запасов прочности.

### Результаты оптимизации диска 1-ой ступени КВД

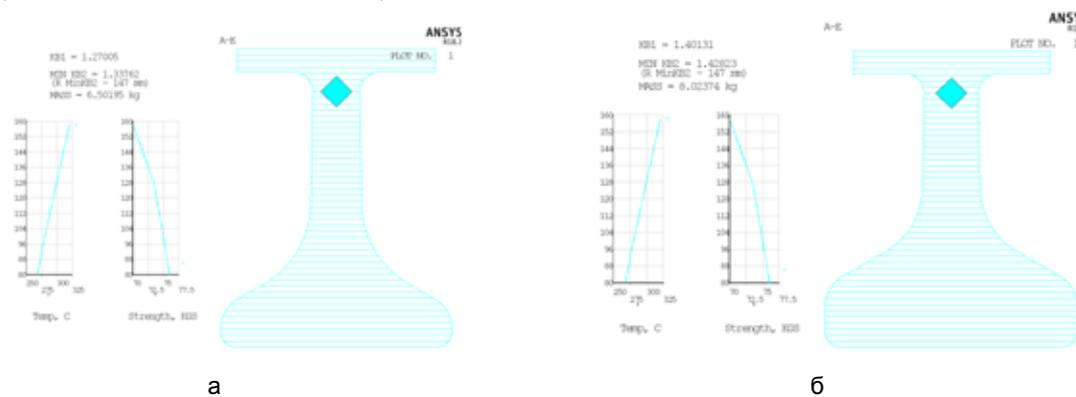
В модуле оптимизации ANSYS Workbench есть алгоритмы как прямого поиска оптимального решения, так и алгоритмы, основанные на поиске по поверхности отклика (в терминологии ANSYS Workbench "Response Surface"), так как поверхность отклика позволяет оценивать влияние входных параметров на выходные, что можно дополнительно использовать при проектировании, будем использовать второй способ оптимизации.

Для диска 1-ой ступени КВД оценивалось влияние основных геометрических параметров, такие как ширина и толщина ступицы, радиус скругления, толщина полотна, угол наклона. Для выбранных 5-ти параметров в заданном диапазоне изменения величины было создано и вычислено 60 различных вариантов конструкции диска. По этим результатам была создана поверхность отклика (рисунок 6б) и диаграмма чувствительности выходных параметров к входным (рисунок 6а).



а  
б  
рис. 6: а – диаграмма чувствительности, б – поверхность отклика

Далее на основе полученной поверхности отклика был запущен поиск оптимального решения с заданными ограничениями ( $KB_1 > 1.4$ ,  $KB_2 > 1.4$ ), в качестве целевой функции выступала масса диска. В результате был получен диск с удовлетворительными запасами прочности, минимально возможной массы. Сравнение начальной и оптимизированной конструкции диска представлено на рисунке 7а и 7б, соответственно.



а  
б  
рис. 7: а – начальная конструкция диска, б – оптимизированная

### Выводы

В данной статье представлен подход, позволяющий проводить упрощенные расчеты прочности и оптимизацию дисков роторов ГТД. Поэтапно представлено создание расчетной параметризованной модели ротора КВД ГТД с управляющей структурой в виде поузлового представления «горячей части» ГТД и проточной части, кратко описаны соотношения запасов прочности вращающихся дисков в меридиональном и радиальном сечениях, разобрана структура проекта ANSYS Workbench для расчета и оптимизации прочности дисков, для примера проведена оптимизация диска 1-ой ступени ротора КВД. Данный подход можно использовать на начальных этапах проектирования роторов ГТД.

### Литература

1. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели. Том 1. Общие сведения. Основные параметры и требования. Конструктивные и силовые схемы. // Москва "Машиностроение", 2007.
2. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок. // Москва "Машиностроение", 2007.
3. Демьянушко И.В., И.А. Биргер. Расчет на прочность вращающихся дисков. // Москва "Машиностроение", 1978.
4. Федорченко Д.Г. Моделирование реальных условий нагружения при проектировании высокоресурсных турбомашин с использованием моделей высокого уровня. // ВЕСТНИК ИрГТУ №6 (89), 2014.