

## ВЕРИФИКАЦИЯ МОДЕЛЕЙ РОТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ВИРТУАЛЬНЫХ СТАТИЧЕСКИХ И МОДАЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ

© 2024

- К. В. Шапошников** инженер-исследователь, PhD инженерно-консультационного центра по роторной динамике турбомашин; ООО «Альфа-Транзит», Москва; [kvshaposhnikov@alfatran.com](mailto:kvshaposhnikov@alfatran.com)
- С. А. Дегтярев** руководитель направления инженерно-консультационного центра по роторной динамике турбомашин; ООО «Альфа-Транзит», Москва; [degs@alfatran.com](mailto:degs@alfatran.com)
- М. К. Леонтьев** доктор технических наук, профессор кафедры 203 «Конструкция и проектирование двигателей»; Московский авиационный институт; [lemk@alfatran.com](mailto:lemk@alfatran.com)
- С. В. Анисимов** заместитель руководителя отдела силовых установок; Московский филиал ООО «Авиакомпания Волга-Днепр»; [sanisimov2013@yandex.ru](mailto:sanisimov2013@yandex.ru)

Предложена методика формирования расчётной модели ротора и методика её верификации по результатам виртуальных статических и модальных испытаний. Апробация методики была произведена на модели ротора низкого давления авиационного двигателя большой степени двухконтурности, построенной в программной системе для расчётов динамики роторов DYNAMICS R4. Уточнённая на основе результатов виртуальных статических испытаний, модель основной силовой линии ротора продемонстрировала хорошее согласование по частотам и формам с результатами конечно-элементной модели, полученными в ходе виртуального модального эксперимента.

*Авиационный двигатель; верификация модели; статические испытания; модальные испытания; виртуальные испытания; собственные частоты; динамика роторов; моделирование; программная система DYNAMICS R4*

---

**Цитирование:** Шапошников К.В., Дегтярев С.А., Леонтьев М.К., Анисимов С.В. Верификация моделей роторов авиационных двигателей по результатам виртуальных статических и модальных испытаний // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2024. Т. 23, № 1. С. 93-108. DOI: 10.18287/2541-7533-2024-23-1-93-108

### Введение

В настоящее время в отечественном авиадвигателестроении активно ведётся внедрение технологии цифровых двойников, применять которую предполагается на всех стадиях жизненного цикла изделия. Само понятие цифрового двойника впервые было предложено Майклом Гривсом [1]. Основные положения концепции распространения цифровых двойников на Российских предприятиях в настоящий момент регламентируются стандартом ГОСТ Р 57700.37-2021 [2]. Внедрение технологии цифровых двойников на стадии разработки изделия должно помочь существенно сократить количество проводимых испытаний опытного образца путём их замены на цифровые или виртуальные, проводимые на испытательных стендах и полигонах. Проведение виртуальных испытаний позволяет определить количественные и качественные характеристики свойств объекта испытаний как результата исследования свойств его цифровой модели, и в целом повысить результативность и информативность самих экспериментальных испытаний, а также лучше подготовиться к ним.

Одно из направлений в исследованиях авиационных двигателей связано с решением задач роторной динамики, для которых обычно используются специализированные программные системы, изначально созданные для таких задач. Эти программы позволяют строить модели двигателя, включая его основные подсистемы (роторы, корпуса, подвеску), на базе имеющихся в их библиотеке типовых элементов (балок, оболочек, точечных инерционных элементов, упругих связей и т.д.). Полученные таким образом расчётные модели принято обозначать как стержневые [3]. Использование стержневых моделей позволяет решать как линейные, так и нелинейные задачи, а также позволяет существенно увеличить скорость расчётов и получение результатов. Применение конечно-элементных (КЭ) моделей, построенных на базе реальной твердотельной геометрии для решения задач динамики двигателя, является более трудоёмким и требует значительного времени как на создание самих моделей, так и на их расчёт. Применение специализированных пакетов для создания стержневых моделей двигателя позволяет более эффективно строить и рассчитывать такие модели, что особенно важно на этапе проектирования двигателя, когда постоянно требуется уточнять модель. Однако отдельные трудности при создании упрощённых расчётных схем двигателя может вызывать определение жёсткостей элементов и соединений расчётной схемы. Стоит отметить, что построение стержневых моделей роторов и корпусов двигателя методически не всегда осуществимо при помощи элементов типа балка или оболочка, поэтому при формировании модели в неё также добавляют локальные податливости, которые рассчитываются аналитически по соответствующим рекомендациям или численно с использованием КЭ систем общего назначения. Податливости наиболее часто употребляемых элементов расчётных схем роторов и корпусов двигателя можно найти в [3]. Затруднения с аналитическим определением локальных податливостей могут возникать из-за сложности конструктивных форм элементов подсистем двигателя и наличия в них значительного числа соединений. Поэтому при создании любой модели возникает проблема её верификации. Начинать верификацию модели двигателя лучше всего с моделей его роторов. Уточнять жёсткость деталей и соединений сложной конструкции можно, опираясь на результаты экспериментальных статических испытаний. Однако проведение таких испытаний даже для простых конструкций занимает немало времени и требует длительной подготовки. Поскольку геометрические размеры деталей и узлов роторов авиационных двигателей сильно разнятся, то зачастую для проведения экспериментальных статических испытаний под разные изделия требуется проектировать отдельные установки со своей оснасткой под каждый испытуемый узел. Поэтому первичную верификацию жёсткостей элементов модели ротора, подготовленной для расчётов динамики, можно осуществлять, опираясь на результаты виртуальных статических испытаний, проведённых с использованием их твердотельных КЭ моделей.

Последующую верификацию модели ротора двигателя можно проводить, используя методы модального анализа [4]. Для того, чтобы отделить влияние опор от влияния геометрии роторов на собственные частоты и формы колебаний и сосредоточиться на уточнении жёсткостей деталей и узлов соединений, модель ротора обычно верифицируют без опор и без учёта вращения, имитируя свободное её опирание. Получаемые для такой модели формы колебаний в специальной литературе, посвящённой модальным испытаниям, принято обозначать как “free-free” [5]. Точность моделей в данном случае оценивается по тому, как модель воспроизводит частоты и формы колебаний в сравнении с результатами модальных испытаний. Примеры верификаций расчётных моделей роторов по результатам модальных испытаний можно найти в работах [5 – 12]. При отсутствии экспериментальных данных или при невозможности провести модальные испытания по причине отсутствия объекта испытаний, например на этапе конструкторской проработки геометрии ротора, первичную верификацию расчётной модели ротора

можно также проводить, опираясь на результаты расчётов собственных частот и форм колебаний его твердотельной КЭ модели. Данные результаты представляют собой виртуальные испытания, а программный пакет, где построена КЭ модель с заданными граничными условиями – виртуальный испытательный стенд. Примеры первичной верификации расчётных моделей по результатам расчётов КЭ модели можно найти в работах [8; 9]. При этом для КЭ модели также может требоваться верификация по результатам экспериментальных модальных испытаний в связи с необходимостью уточнения жёсткости контактных соединений в модели ротора. Отметим, что верификация КЭ моделей также регламентируется, например стандартом ГОСТ Р 57700.10-2018 [13].

Целью настоящей работы является описание и апробация методики верификации численных моделей роторов авиационных двигателей на примере верификации модели ротора низкого давления (НД) авиационного двигателя с большой степенью двухконтурности, построенной в программной системе DYNAMICS R4 по результатам виртуальных статических и модальных испытаний, проведённых для его твердотельной КЭ модели.

### **Формирование расчётной модели ротора**

В настоящий момент существует большое количество работ как отечественных [3; 14 – 18], так и зарубежных авторов [7; 19 – 23], посвящённых проблемам моделирования в области динамики роторов. Базовые этапы создания расчётных моделей и главные виды расчётов, необходимые при проектировании турбомашин, в практике зарубежных производителей представлены в практическом руководстве API RP 684 [24]. Основной принцип создания моделей роторов для расчётов динамики заключается в упрощении расчётной схемы ротора до схемы его основной силовой линии и её последующей дискретизации на конечное число элементов, используя типовые элементы. В программной системе для расчётов динамики роторов DYNAMICS R4 типовые элементы представлены различными видами балок, оболочками, точечными массами и различными видами соединений. Математическое описание типовых элементов можно найти в [15]. Ротор делится на участки, которые могут быть описаны типовыми элементами. Границами таких участков являются места внезапного изменения диаметров ротора, места расположения его дисков, полумуфт, насадных элементов и опор. Все элементы конструкции, не влияющие на жёсткость основной силовой линии ротора, например скругления, галтели, фаски, шпоночные пазы и т.д., опускаются. Для удобства проверки массовых и инерционных характеристик элементов модели на соответствие значениям по чертежам её представляют в виде сборки, состоящей из подсистем, соответствующих основным сборным модулям каждого ротора. Последовательность подготовки модели ротора в DYNAMICS R4, представленная в виде блок-схемы, показана на рис. 1.

Вследствие ограничений формы типовых элементов (цилиндрические / конические) и сложности конструкции силовых схем роторов авиационных двигателей, при создании их расчётных схем иногда приходится прибегать к многоуровневой системе моделирования такой схемы. При этом схема разделяется на отдельные силовые уровни-подсистемы (цапфы ротора, обода барабана, силовые пояса соединений дисков и др.), связи между которыми моделируют фланцевые, хиртовые, сварные, шлицевые и прочие соединения.

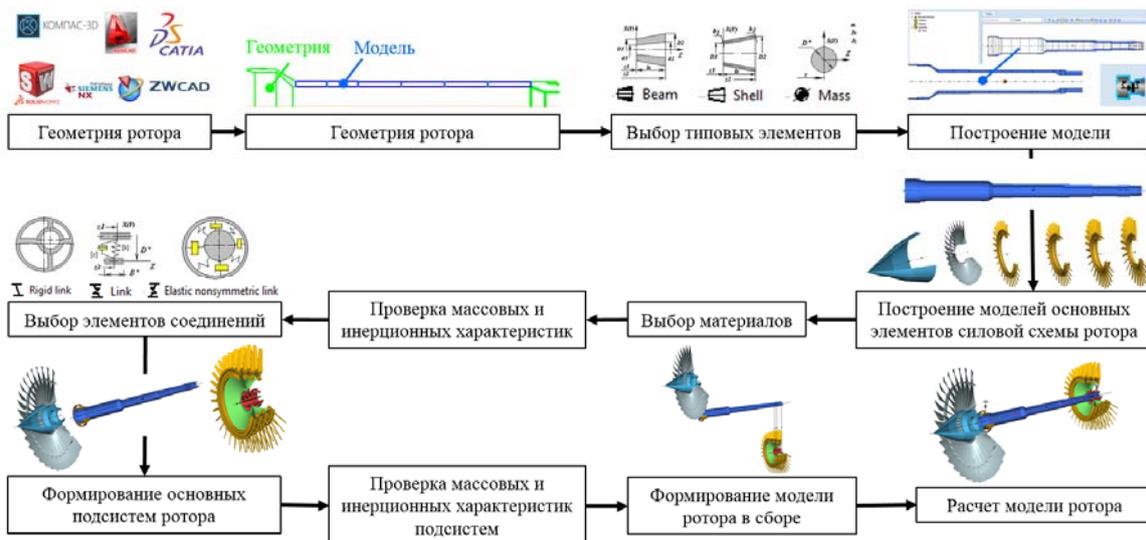


Рис. 1. Подготовка модели ротора в DYNAMICS R4

Для упрощения расчётной схемы и сокращения числа соединений несколько подсистем объединяют в одну. Для сокращения числа элементов в модели и упрощения расчётной схемы ротора для моделирования «насадных» деталей, не влияющих на жёсткость ротора, применяют биметаллические балочные элементы. При этом материалы основного уровня настраивают на материалы основной силовой линии ротора с учётом их рабочих температур, а материалы второго уровня – на материалы «насадной» детали.

### Методика расчёта

Математическое описание всех элементов и подсистем в модели ротора представлено соответствующими матрицами масс и инерции, жёсткости и демпфирования. Из них формируется уравнение движения, которое в общем виде может быть записано в виде выражения:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\}, \quad (1)$$

где  $[M]$  – матрица масс и инерции;  $[C]$  – матрица демпфирования и гироскопических эффектов;  $[K]$  – матрица жёсткости;  $\{Q\}$  – вектор внешних сил;  $\{q\}$  – вектор перемещений.

Для определения жёсткости элементов модели ротора уравнение движения преобразуют к виду:

$$[K]\{q\} = \{F\}, \quad (2)$$

где  $\{F\}$  – вектор статической нагрузки.

Для оценки собственных частот и форм колебаний модели ротора уравнение движения представляют в виде уравнения свободных колебаний:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = 0. \quad (3)$$

Для решения уравнения свободных колебаний поведение ротора при колебаниях принимается упругим, а ожидаемый отклик элементов его конструкции предполагается гармоническим:

$$\{q\} = \{\varphi_i\} \cos(\omega_i t), \quad (4)$$

где  $\{\varphi_i\}$  – собственный вектор, определяющий форму колебаний  $i$ -ой собственной частоты ротора  $\omega_i$ .

Для нахождения собственных частот и форм колебаний ротора уравнение (4) подставляют в уравнение (3), преобразуя уравнение свободных колебаний к виду:

$$([K] - \omega_i^2 [M])\{\varphi_i\} = 0. \quad (5)$$

### Описание модели

Рассмотрим конечно-элементную модель ротора НД авиационного двигателя с большой степенью двухконтурности, построенную в DYNAMICS R4 (рис. 2, а). Модель структурирована в виде сборки, состоящей из трёх основных подсистем, которые представляют собой основные модули ротора: диск вентилятора с обтекателем, вал вентилятора с опорой и ротор турбины вентилятора с опорой (рис. 2, б).

В качестве контактных элементов во всех соединениях каждой из подсистем и в соединениях между подсистемами использованы жёсткие связи. Для создания модели использованы типовые балочные элементы. Моделирование переходной втулки, установленной на валу вентилятора, выполнено с использованием биметаллической балки, материалы внутреннего слоя которой настроены на материалы вала вентилятора, а внешнего – на характеристики материалов переходной втулки. Для диска вентилятора использован титановый сплав, вал вентилятора выполнен из жаропрочной стали, а для элементов ротора турбины вентилятора использован жаропрочный сплав на никелевой основе. Для моделирования лопаток ступеней вентилятора и турбины использован типовой элемент – сосредоточенная масса с заданными инерционными параметрами (масса, полярный и диаметральный моменты инерции) для пакета лопаток каждой из ступеней.

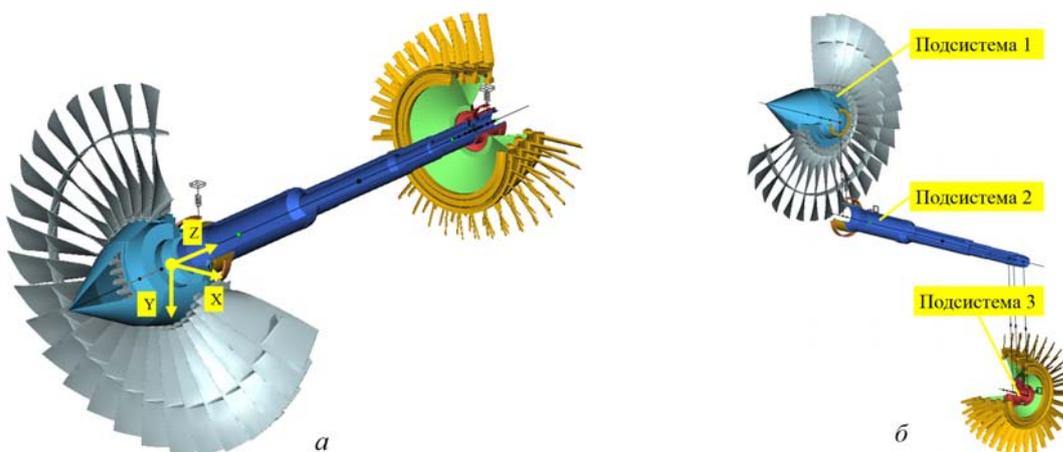


Рис. 2. Модель ротора низкого давления авиационного двигателя в DYNAMICS R4: а – трёхмерное представление; б – структура модели

Моделирование участков перехода фланцевых соединений каждого из дисков турбины в их полотно произведено с использованием известного правила «45 градусов» [22; 24]. Согласно данному правилу при переходе с меньшего диаметра на больший считается, что материал выше линии, проведённой под 45 градусов от меньшего диаметра ротора к большему, работает только как масса, не влияя на изгибную жёсткость ротора.

Перед проведением верификации балочная модель ротора НД была дополнительно проверена на наличие тонкостенных и податливых элементов конструкции, влияющих на изгибную жёсткость ротора, для моделирования которых в соответствии с [3] рекомендуется использовать элементы типа оболочка. После проведённого анализа элементы цапфы диска вентилятора, а также элементы ротора турбины НД (элементы конуса вала турбины, проставки дисков первой и четвертой ступеней, тонкостенные участки фланцев дисков всех ступеней) были переведены с балочных элементов на элементы типа оболочка (рис. 3).

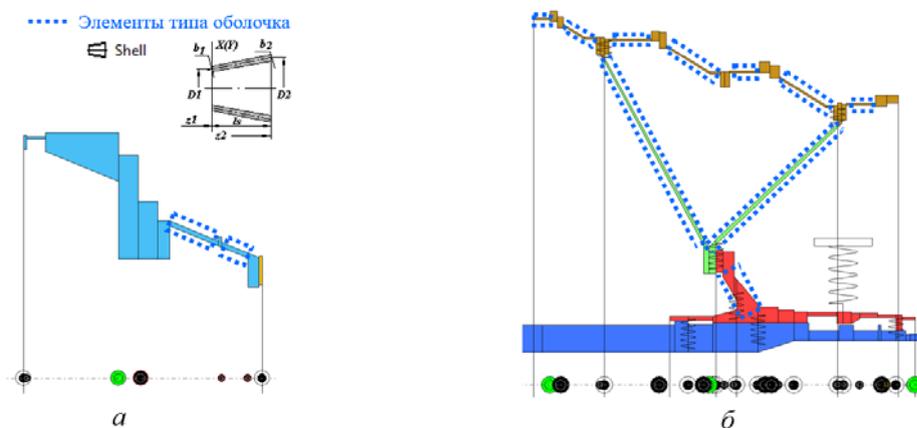


Рис. 3. Элементы модели ротора низкого давления, переведённые на элементы типа оболочка:  
а – элементы диска вентилятора; б – элементы ротора турбины низкого давления

Для проведения верификации расчётной модели ротора НД авиационного двигателя по результатам виртуальных модальных испытаний из полной модели ротора в DYNAMICS R4 выделена модель его основной силовой линии без лопаток. В то же время подготовлена твердотельная КЭ модель основной силовой линии ротора. КЭ модель построена в лицензионной версии программного пакета общего назначения ANSYS, используемого в Московском авиационном институте. В КЭ модели приняты следующие допущения: для всех фланцевых соединений использован линейный контакт типа Bonded, подразумевающий полную склейку двух контактирующих объектов и работу их как единого целого без разделения; количество болтов и степень их затяжки в каждом фланцевом соединении не учитывается. Для увеличения скорости расчётов КЭ модель строилась с использованием методов циклической симметрии, для чего из ротора был выделен сектор в 10 градусов (1/36 ротора). Общий вид моделей показан на рис. 4.

При проведении расчётов модели рассматривались в том температурном состоянии, которое соответствовало температуре во время проведения натуральных модальных испытаний ( $T = 20^\circ\text{C}$ ). В качестве граничных условий при проведении виртуальных модальных испытаний рассматривалось свободное опирание каждого ротора. Расчётная КЭ модель строилась с использованием структурированной гексаэдрической сетки конечных элементов (рис. 5).

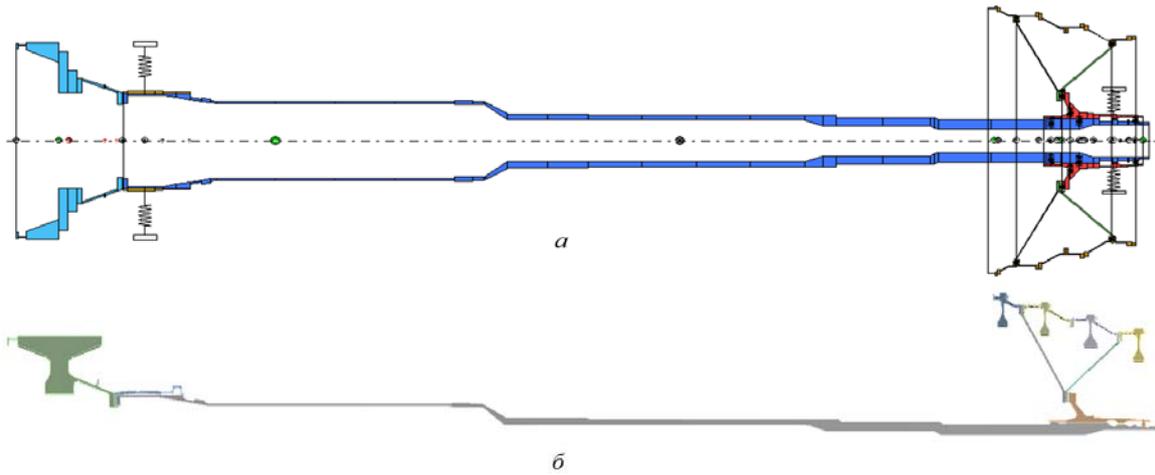


Рис. 4. Модель основной силовой линии ротора низкого давления:  
а – стержневая модель в DYNAMICS R4; б – твердотельная конечно-элементная модель в ANSYS

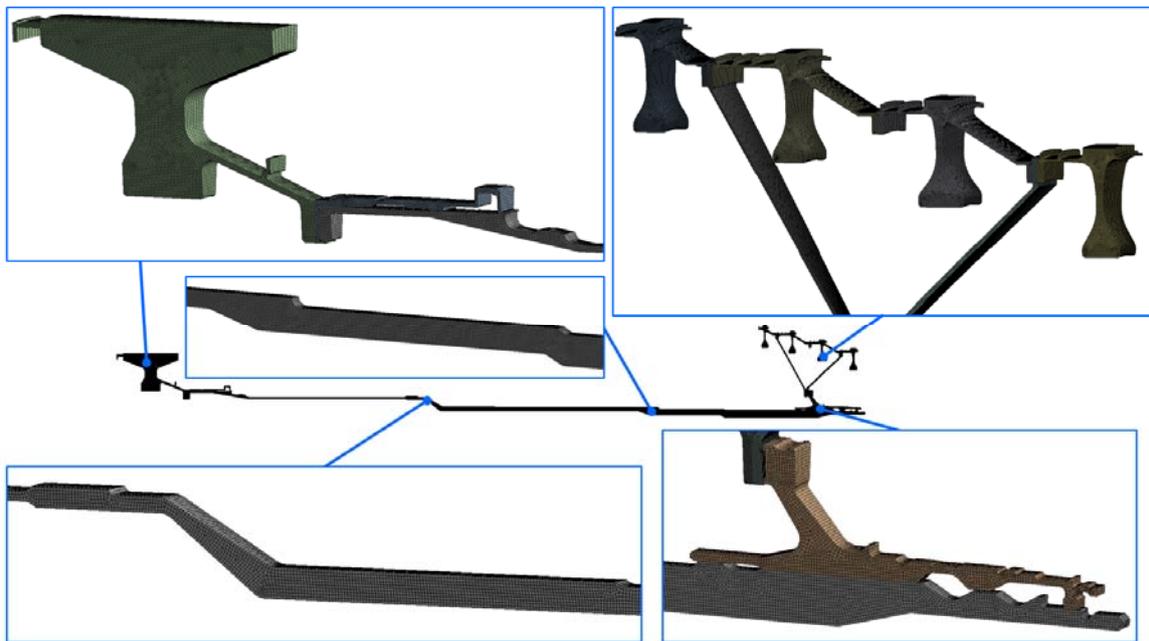


Рис. 5. Расчётная сетка твердотельной конечно-элементной модели  
основной силовой линии ротора низкого давления

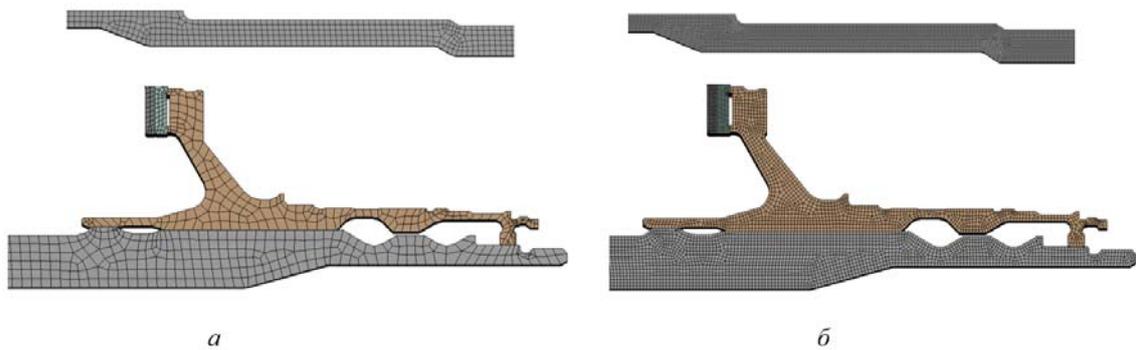


Рис. 6. Сравнение расчётных сеток на деталях твердотельной конечно-элементной модели основной силовой линии ротора низкого давления: а – сетка 1, 35 896 эл.; б – сетка 5, 461 208 эл.

Для исследования сеточной независимости результатов расчётов КЭ модели в соответствии с [13] проведена серия расчётов с разным количеством элементов в сетке. Исследовано семь вариантов расчётных сеток. Сравнение общего вида расчётных сеток с малым (сетка 1) и более подробным разбиением (сетка 5) на основных деталях КЭ модели представлено на рис. 6. Деление модели на части с более грубой сеткой, например на ступицах дисков, не проводилось. Увеличение числа элементов в модели приводит к снижению её собственных частот (рис. 7, а). Результаты представлены в виде зависимости частотного отношения (собственная частота  $\omega_n$   $n$ -ой порядковой формы к частоте вращения ротора  $\Omega$  на максимальном режиме) от количества элементов в расчётной сетке. Расчёты показали, что модель с относительно малым числом элементов демонстрирует значимое отличие по собственным частотам первых двух форм ( $\Delta_1 = 6,8\%$ ;  $\Delta_2 4,1\%$ ) в сравнении с результатами, полученными для модели с наибольшим рассмотренным числом элементов, а модель с числом элементов в сетке 461 208 демонстрирует отличие по всем формам менее 1%. Увеличение элементов в сетке в количестве более 500 тыс. не приводит к существенному влиянию на первые четыре порядковые (free-free) формы изгибных колебаний (увеличение числа элементов в два раза приводит к снижению частот в среднем не более чем на 0,2%), поэтому последующие расчёты проводились на модели с сеткой 5 с числом элементов в сетке 461 208 (соответствует 16 603 488 элементам на модели без циклической симметрии). Данная модель рассматривалась как с линейными (Hex8), так и с квадратичными (Hex20) гексаэдрическими элементами.

Оценка качества расчётной сетки КЭ модели проводилась с использованием доступного в программном пакете ANSYS инструментария и такого метрического показателя сетки, как качество элементов (element quality), который характеризует отношение объёма элемента к сумме длин его сторон (рис. 7, б). Значение данного показателя равно единице свидетельствует о наилучшем качестве сетки. Большая часть элементов в модели имеет показатель качества сетки более 0,8, что свидетельствует о её приемлемом качестве для проведения последующих расчётов.

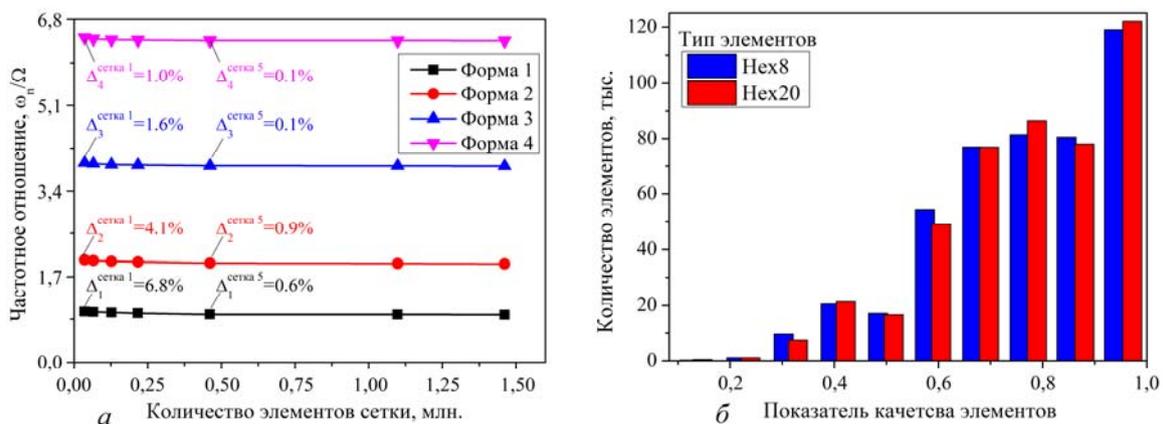


Рис. 7. Результаты расчётов твердотельной конечно-элементной модели основной силовой линии ротора низкого давления:  
 а – зависимость собственных частот от количества элементов сетки;  
 б – показатели качества элементов выбранной расчётной сетки (сетка 5)

## Результаты расчётов

Элементы конуса вала турбины НД и проставки дисков первой и четвертой ступеней турбины имеют большие углы наклона (рис. 3), поэтому даже их перевод на элементы типа оболочка может быть недостаточным для правильного воспроизведения их жёсткостей в модели. Уточнить значения жёсткостей элементов ротора со сложной геометрией можно используя результаты виртуальных статических испытаний, проведённых с использованием их КЭ моделей.

Для определения жёсткости элементов модели ротора НД из модели его основной силовой линии были выделены модели вала турбины НД и проставок ступеней дисков, для которых подготовлены отдельные модели в DYNAMICS R4 и аналогичные полные твердотельные КЭ модели в ANSYS для проведения виртуальных статических испытаний (рис. 8). В каждом случае слева представлена твердотельная КЭ модель, а справа – её аналог в DYNAMICS R4. Размеры элементов расчётной сетки каждой из КЭ моделей соответствуют полной КЭ модели основной силовой линии ротора. Все КЭ модели для проведения виртуальных статических испытаний построены без использования циклической симметрии, а ориентация системы координат соответствует принятой в DYNAMICS R4. Общая схема закрепления и нагружения модели представлена на рис. 8, з.

Для определения податливости конструкции и уточнения стержневой модели плоскости нагружения и закрепления КЭ модели при расчётах выбирают по фланцам и задают недеформируемыми (податливости, связанные с овализацией фланцев, принимаются незначительными по сравнению с податливостью участков между ними). Для получения матрицы податливости в твердотельной модели и её аналоге в DYNAMICS R4 модели поочередно нагружают единичными силами и моментами, измеряя перемещения и повороты по всем осям. Для получения матриц жёсткости моделей полученные матрицы податливости инвертируются.

Виртуальные статические испытания, проведённые на специально подготовленных моделях, показали, что радиальные коэффициенты жёсткости КЭ модели вала турбины НД и её аналога в DYNAMICS R4 практически идентичны, а моментные коэффициенты жёсткости модели в DYNAMICS R4 превосходят результаты КЭ модели в 2 раза (рис. 9, а). Размерность радиальных коэффициентов жёсткости в таблицах представлена в Н/м, а моментных – в Н·м/рад.

Поскольку модель вала турбины, подготовленная для виртуальных статических испытаний в DYNAMICS R4, состоит из нескольких подсистем и их связей соединений, её эквивалентная жёсткость может быть оценена выражением вида:

$$\frac{1}{K_{\text{эКВ}}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \frac{1}{K_4 + K_5 + K_6} + \frac{1}{K_7}, \quad (6)$$

где  $K_1, K_3, K_7$  – жёсткости подсистем;  $K_2, K_4, K_5, K_6$  – жёсткие связи соединений.

Полученная по результатам виртуальных статических испытаний матрица жёсткости КЭ модели также является эквивалентной и включает жёсткости всех входящих в неё подсистем и соединений. Однако, приняв во внимание, что наиболее податливым элементом в рассмотренной конструкции является конус вала турбины, полученные для КЭ модели коэффициенты матрицы жёсткости по угловым степеням свободы могут быть использованы в соединении  $K_2$ , что позволяет преобразовать исходное жёсткое соединение в упругую связь. Другим способом уточнения модели вала турбины в НД является использование в сечении модели  $K_2$  элемента шарнир с моментной жёстко-

стью, эквивалентной КЭ модели. Преимуществом данного способа является простота использования, а недостатком – невозможность учесть перекрёстные коэффициенты моментных жёсткостей в матрицах.

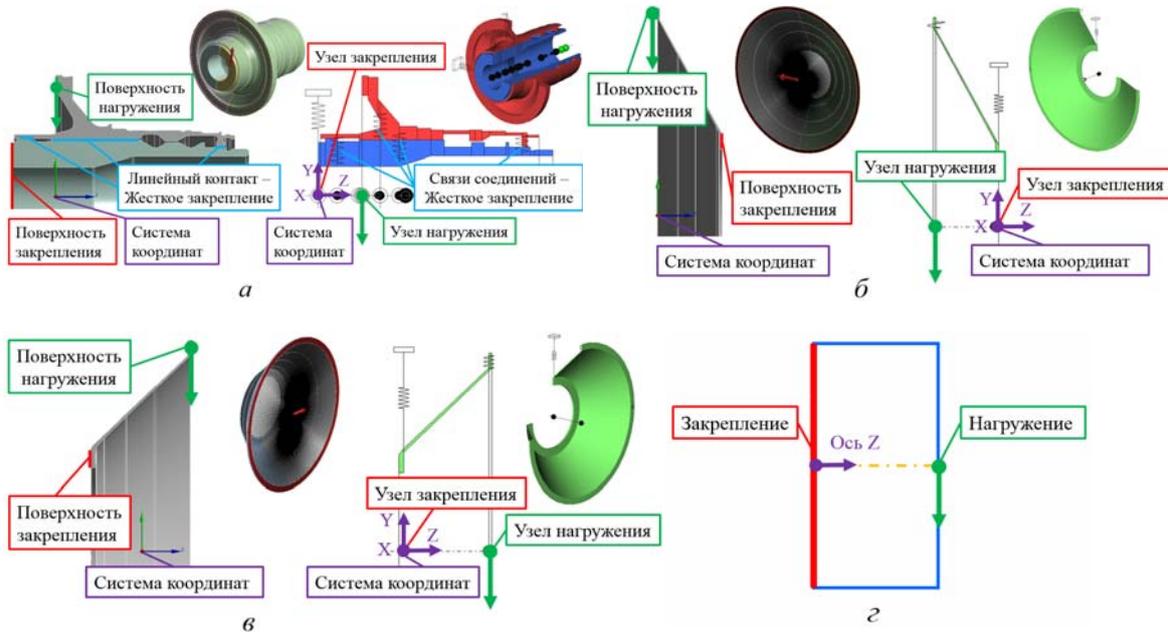


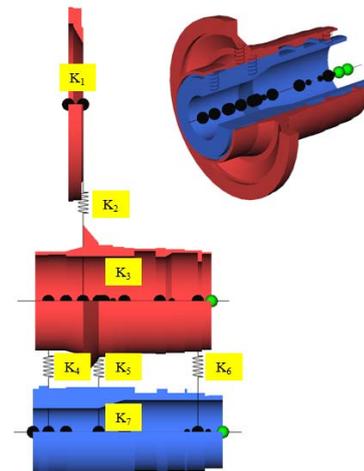
Рис. 8. Модели элементов ротора низкого давления для проведения виртуальных статических испытаний:

а – модели вала турбины низкого давления; б – модели проставки диска первой ступени турбины низкого давления; в – модели проставки диска четвёртой ступени турбины низкого давления; г – общая схема нагружения и закрепления модели

Коэф.	КЭ модель					
	ut_x [м]	ut_y [м]	ut_z [м]	ur_x [рад]	ur_y [рад]	ur_z [рад]
K <sub>xx</sub> [Н]	3,67E+09	0	0	0	8,17E+07	0
K <sub>yy</sub> [Н]	0	3,67E+09	0	-8,17E+07	0	0
K <sub>zz</sub> [Н]	0	0	6,06E+09	0	0	0
M <sub>xx</sub> [Н м]	0	-8,17E+07	0	2,26E+07	0	0
M <sub>yy</sub> [Н м]	8,17E+07	0	0	0	2,26E+07	0
M <sub>zz</sub> [Н м]	0	0	0	0	0	3,46E+07

Коэф.	Модель DYNAMICS R4					
	ut_x [м]	ut_y [м]	ut_z [м]	ur_x [рад]	ur_y [рад]	ur_z [рад]
K <sub>xx</sub> [Н]	3,82E+09	0	0	0	2,77E+07	0
K <sub>yy</sub> [Н]	0	3,82E+09	0	-2,77E+07	0	0
K <sub>zz</sub> [Н]	0	0	1,66E+10	0	0	0
M <sub>xx</sub> [Н м]	0	-2,77E+07	0	4,52E+07	0	0
M <sub>yy</sub> [Н м]	2,77E+07	0	0	0	4,52E+07	0
M <sub>zz</sub> [Н м]	0	0	0	0	0	4,13E+07

а



б

Рис. 9. Модель вала турбины низкого давления:

а – сравнение матриц жёсткости моделей; б – структура модели в DYNAMICS R4

По итогам виртуальных статических испытаний в DYNAMICS R4 матрицы жёсткости, полученные для проставок дисков первой и четвертой ступеней турбины НД, показали хорошее согласование с результатами аналогичных КЭ моделей, подтвердив правильность выбранного для них способа моделирования. Уточнённая балочно-оболочечная модель вала турбины НД была интегрирована в модель основной силовой линии ротора в DYNAMICS R4.

Последующая верификация расчётной модели ротора проводилась по результатам виртуальных модальных испытаний, проведённых для КЭ модели его основной силовой линии. При моделировании испытаний обе модели рассматривались без вращения и без опор. Изгибные формы колебаний (free-free) КЭ модели (Hex8) и уточнённой модели основной силовой линии ротора в DYNAMICS R4 для первых четырёх порядковых форм представлены в виде картин перемещений на рис. 10. Формы колебаний для КЭ модели с квадратичными гексаэдрическими элементами идентичны результатам модели с линейными элементами, однако ввиду ограничений объёма в настоящей статье они не приводятся.

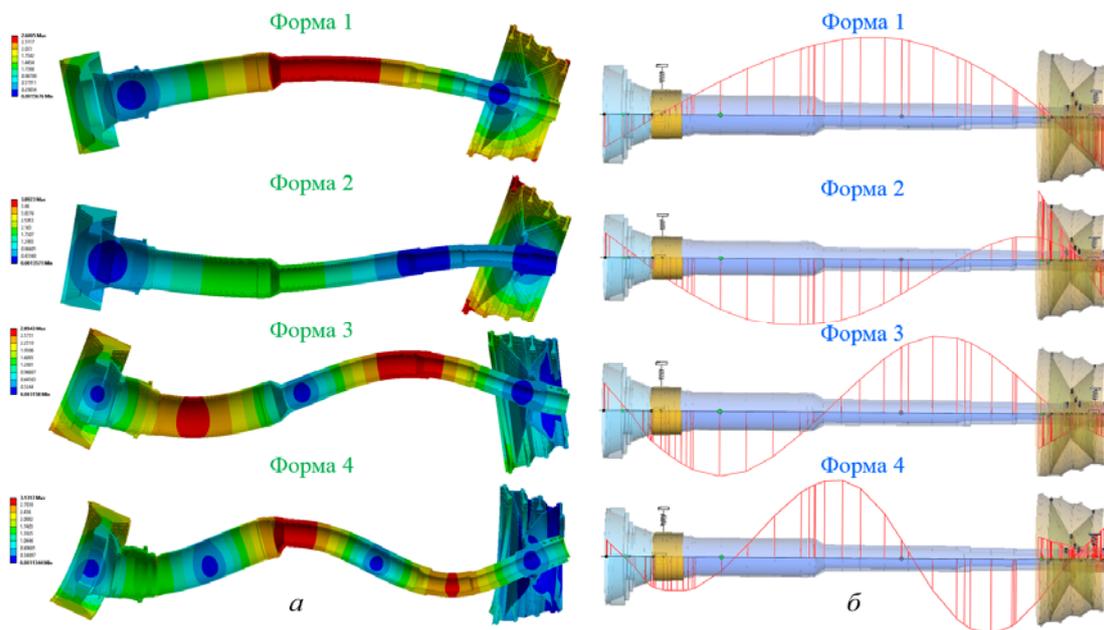


Рис. 10. Формы изгибных колебаний основной силовой линии ротора низкого давления по результатам виртуальных модальных испытаний: а – КЭ модель (Hex8); б – уточнённая модель в DYNAMICS R4

Анализ результатов показывает, что формы изгибных колебаний (free-free) уточнённой модели основной силовой линии ротора в DYNAMICS R4 достаточно хорошо согласуются с результатами расчётов КЭ модели, полученными в ходе виртуальных модальных испытаний. Балочно-оболочечная модель воспроизводит по положению и количеству узловых точек и точек пучности каждую из рассмотренных форм твердотельной КЭ модели.

Сравнение собственных частот КЭ моделей и модели в DYNAMICS R4 представлено на рис. 11. Из полученных результатов видно, что наблюдается достаточно высокая сходимость собственных частот уточнённой балочно-оболочечной модели с результатами твердотельных моделей по первым двум формам, а уровень рассогласования результатов по третьей и четвертой порядковым формам не превышает 7%, что, по мнению известных зарубежных отраслевых экспертов, является приемлемым результатом с точки зрения качества подготовки расчётных моделей для последующего решения задач в области динамики роторов [6].

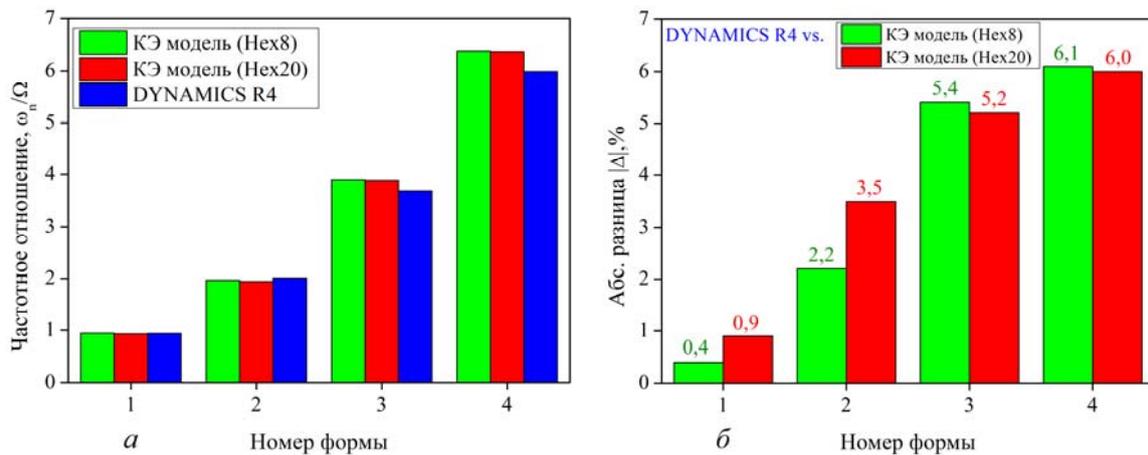


Рис. 11. Результаты расчётов:  
 а – сравнение собственных частот моделей; б – согласование результатов

Стоит отметить, что, помимо хорошего согласования результатов расчётов по собственным частотам и формам изгибных колебаний с твердотельными моделями, уточнённая балочно-оболочечная модель в DYNAMICS R4 также демонстрирует высокую скорость расчёта, многократно опережая аналогичные КЭ модели (рис. 12). Быстрота и высокая точность расчёта модели являются значительным преимуществом, особенно на этапе проектирования двигателя, когда приходится постоянно уточнять и пересчитывать модели его роторов и корпусов.

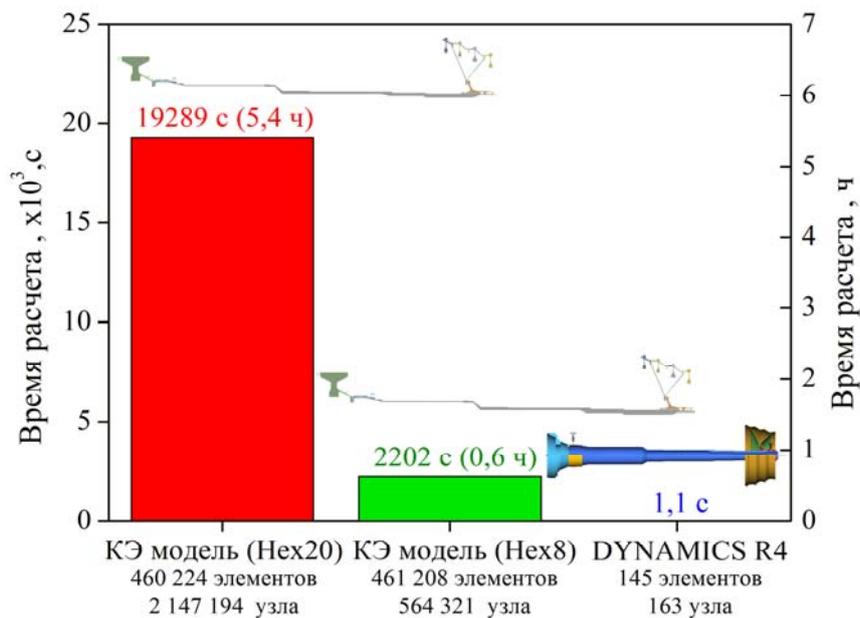


Рис. 1. Статистика времени расчёта собственных частот моделей

Рассмотренные КЭ модели могут быть рассчитаны значительно быстрее, если построение КЭ моделей было бы произведено с использованием суперэлементов. Вместе с тем использование данного подхода при виртуальных модальных испытаниях может быть нерациональным, поскольку подготовка суперэлементов потребует провести предварительные расчёты по оценке их форм и частот, которые необходимо учесть для

каждого суперэлемента с целью сохранения необходимой точности всей модели в сравнении с исходной полной моделью в заданном частотном диапазоне.

Если после проведения верификации по результатам виртуальных модальных испытаний потребовалось уточнение стержневой модели основной силовой линии ротора, в полную модель ротора вносят скорректированные податливости в виде упругих шарниров. Верифицированную полную модель ротора устанавливают на опоры, предварительно проверив, что свойства всех материалов элементов модели настроены на температурное состояние на рабочем режиме. Сформированную таким образом модель ротора на опорах интегрируют уже в полную модель двигателя, на которой проводят последующие расчёты, связанные с решением задач роторной динамики.

### Заключение

В работе предложена методика формирования расчётной модели ротора для решения задач роторной динамики. Рассмотрен пример создания конечно-элементной модели ротора НД авиационного двигателя большой степени двухконтурности. Продемонстрирован метод уточнения жёсткости сложных элементов конструкции ротора, используя виртуальные статические испытания на специально подготовленных твердотельных КЭ моделях. Показан принцип верификации расчётной модели по результатам виртуальных модальных испытаний. Апробация методики на модели основной силовой линии ротора НД показала, что уточнённая конечно-элементная расчётная модель ротора в DYNAMICS R4 демонстрирует хорошее согласование по частотам и формам колебаний с результатами КЭ модели, полученными в ходе виртуального модального эксперимента.

### Библиографический список

1. Grieves M.W. Product lifecycle management: the new paradigm for enterprises // International Journal of Product Development. 2005. V. 2, Iss. 1-2. P. 71-84. DOI: 10.1504/IJPD.2005.006669
2. ГОСТ Р 57700.37-2021. Компьютерные модели и моделирование. Цифровые двойники изделий. Общие положения. М.: Российский институт стандартизации, 2021. 11 с.
3. Вибрации в технике. Справочник: в 6 т. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова. М.: Машиностроение, 1980. 544 с.
4. Шапошников К.В., Леонтьев М.К. Верификация численных моделей роторов авиационных двигателей для решения задач роторной динамики // Тезисы 21-ой Международной конференции «Авиация и космонавтика» (21-25 ноября 2022 г., Москва, Россия). М.: Издательство «Перо», 2022. С. 178-179.
5. Vance J.M., Murphy B.T., Tripp H.A. Critical speeds of turbomachinery: computer predictions vs. experimental measurements – Part I: The rotor mass—elastic model // Journal of Vibration and Acoustics. 1987. V. 109, Iss. 1. P. 1-7. DOI: 10.1115/1.3269389
6. Vance J.M., Murphy B.T., Tripp H.A. Critical speeds of turbomachinery: computer predictions vs. experimental measurements – Part II: Effect of tilt-pad bearings and foundation dynamics // Journal of Vibration and Acoustics. 1987. V. 109, Iss. 1. P. 8-14. DOI: 10.1115/1.3269401
7. Vance J.M. Rotordynamics of turbomachinery. John Wiley & Sons, 1991. 400 p.
8. Пирогова Н.С., Тараненко П.А. Расчётно-экспериментальный анализ собственных и критических частот и форм высокооборотного ротора

микрогазотурбинной установки // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. 2015. Т. 15, № 3. С. 37-47.

9. Shaposhnikov K., Gao C. Problems of rotordynamic modeling for built-up gas turbine rotors with central tie rod shaft // Mechanisms and Machine Science. 2019. V. 62. P. 250-264. DOI: 10.1007/978-3-319-99270-9\_18

10. Kim Y.C., Lee A.-S., Lee D.H., Ha J.W., Han S.S. Design of the scale reduced rotors to simulate the full-size large gas turbines and their rotordynamic characteristics // Proceedings of International Gas Turbine Congress, IGTC-2019 (November, 17-22, 2019, Tokyo, Japan)

11. Kim Y.C., Han S.S., Kim Y.C. Verification of rotordynamic design using 1/5 scaled model rotor of 270 MW-class gas turbine center-tied rotor // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. 2021. V. 22. P. 271-285. DOI:10.1007/s12541-020-00405-w

12. Liu J., Fei Q., Wu S., Tang Z., Liao S., Zhang D. An efficient dynamic modeling technique for a central tie rod rotor // International Journal of Aerospace Engineering. 2021. V. 2021. DOI: 10.1155/2021/6618828

13. ГОСТ Р 57700.10-2018. Численное моделирование физических процессов. Определение напряжённо-деформированного состояния. Верификация и валидация численных моделей сложных элементов конструкций в упругой области. М.: Стандартинформ, 2018. 12 с.

14. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. М.: Издательство Академии Наук СССР, 1959. 248 с.

15. Хронин Д.В. Теория и расчёт колебаний в двигателях летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1970. 412 с.

16. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / под ред. И.А. Биргера, Б.Ф. Шорра. М.: Машиностроение, 1981. 232 с.

17. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. 476 с.

18. Нихамкин М.А. Вибрационные процессы в газотурбинных двигателях. Пермь: Изд-во Пермского национального исследовательского политехнического университета, 2011. 117 с.

19. Childs D. Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling and analysis. New York: John Wiley & Sons, 1993. 476 p.

20. Lalanne M., Ferraris G. Rotordynamics prediction in engineering. Hoboken: Wiley, 1998. 272 p.

21. Adams M.L. Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting. CRC Press, 2010. 476 p.

22. Vance J., Zeidan F., Murphy B. Machinery vibration and rotordynamics. New York: John Wiley & Sons, 2010. 416 p.

23. Friswell M.I., Penny J.E., Garvey S.D., Lees A.W. Dynamics of rotating machines. Cambridge: Cambridge university press, 2010. 526 p.

24. API RP 684. Paragraphs rotodynamic tutorial: Lateral critical speeds, unbalance response, stability, train torsionals and rotor balancing. Washington: American Petroleum Institute, 2005. 320 p.

## VERIFICATION OF AERO-ENGINE NUMERICAL ROTOR MODELS BASED ON VIRTUAL STATIC STRUCTURAL AND MODAL TESTS

© 2024

- K. V. Shaposhnikov** Research-Engineer, PhD, Engineering and Consulting Center on Rotordynamics; Alfa-Tranzit Co., Ltd., Moscow, Russian Federation; [kvshaposhnikov@alfatran.com](mailto:kvshaposhnikov@alfatran.com)
- S. A. Degtyarev** Development Team Leader, Engineering and Consulting Center on Rotordynamics; Alfa-Tranzit Co., Ltd., Moscow, Russian Federation; [degs@alfatran.com](mailto:degs@alfatran.com)
- M. K. Leontiev** Doctor of Science (Engineering), Professor of Department 203 of Construction and Design of Engines; Moscow Aviation Institute, Moscow, Russian Federation; [lemk@alfatran.com](mailto:lemk@alfatran.com)
- S. V. Anisimov** Deputy Head of the Power Plant Department; Volga-Dnepr Airlines, Moscow branch, LLC, Moscow, Russian Federation; [sanisimov2013@yandex.ru](mailto:sanisimov2013@yandex.ru)

A method for developing a numerical rotor model and its further verification based on the results of virtual static structural and modal tests was proposed. Approbation of the method was performed on a model of a low pressure rotor of a high-bypass turbofan engine constructed in a software system for rotor dynamics simulation DYNAMICS R4. Refined on the basis of the results of virtual static structural tests, the model of the rotor main force action line showed good agreement in frequencies and mode shapes with the results of a finite element model, obtained during a virtual modal test.

*Aero engine; model verification; static structural tests; modal tests; virtual experiment; natural frequencies; rotor dynamics; modeling; DYNAMICS R4 software system*

---

**Citation:** Shaposhnikov K.V., Degtyarev S.A., Leontiev M.K., Anisimov S.V. Verification of aero-engine numerical rotor models based on virtual static structural and modal tests. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2024. V. 23, no. 1. P. 93-108. DOI: 10.18287/2541-7533-2024-23-1-93-108

---

### References

1. Grieves M.W. Product lifecycle management: the new paradigm for enterprises. *International Journal of Product Development*. 2005. V. 2, Iss. 1-2. P. 71-84. DOI: 10.1504/IJPD.2005.006669
2. GOST R 57700.37-2021. Computer models and simulation. Digital twins of products. General provisions. Moscow: Rossiyskiy Institut Standartizatsii Publ., 2021. 11 p. (In Russ.)
3. *Vibratsii v tekhnike. Spravochnik: v 6 t. T. 3. Kolebaniya mashin, konstruksiy i ikh elementov / pod red. F.M. Dimentberga, K.S. Kolesnikova* [Vibrations in engineering. Reference book in 6 volumes. V. 3 Oscillations of machines, structures and their elements]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 544 p.
4. Shaposhnikov K.V., Leontyev M.K. Verification of aero engine numerical rotor models for solving rotordynamics problems. *Abstracts of 21st International Conference «Aviation and Cosmonautics» (AviaSpace2022) (November, 21-25, 2022, Moscow, Russia)*. Moscow: Pero Publ., 2022. P. 178-179. (In Russ.)
5. Vance J.M., Murphy B.T., Tripp H.A. Critical speeds of turbomachinery: computer predictions vs. experimental measurements – Part I: The rotor mass-elastic model. *Journal of Vibration and Acoustics*. 1987. V. 109, Iss. 1. P. 1-7. DOI: 10.1115/1.3269389
6. Vance J.M., Murphy B.T., Tripp H.A. Critical speeds of turbomachinery: computer predictions vs. experimental measurements – Part II: Effect of tilt-pad bearings and foundation dynamics. *Journal of Vibration and Acoustics*. 1987. V. 109, Iss. 1. P. 8-14. DOI: 10.1115/1.3269401

7. Vance J.M. Rotordynamics of turbomachinery. John Wiley & Sons, 1991. 400 p.
8. Pirogova N.S., Taranenko P.A. Calculated-experimental analysis of the natural and critical frequencies and mode shapes high-speed of rotors micro gas turbine unit. *Bulletin of the South Ural State University. Series: Mechanical Engineering Industry*. 2015. V. 15, no. 3. P. 37-47. (In Russ.)
9. Shaposhnikov K., Gao C. Problems of rotordynamic modeling for built-up gas turbine rotors with central tie rod shaft. *Mechanisms and Machine Science*. 2019. V. 62. P. 250-264. DOI: 10.1007/978-3-319-99270-9\_18
10. Kim Y.C., Lee A.-S., Lee D.H., Ha J.W., Han S.S. Design of the scale reduced rotors to simulate the full-size large gas turbines and their rotordynamic characteristics. *Proceedings of International Gas Turbine Congress, IGTC-2019 (November, 17-22, 2019, Tokyo, Japan)*
11. Kim Y.C., Han S.S., Kim Y.C. Verification of rotordynamic design using 1/5 scaled model rotor of 270 MW-class gas turbine center-tied rotor. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2021. V. 22. P. 271-285. DOI:10.1007/s12541-020-00405-w
12. Liu J., Fei Q., Wu S., Tang Z., Liao S., Zhang D. An efficient dynamic modeling technique for a central tie rod rotor. *International Journal of Aerospace Engineering*. 2021. V. 2021. DOI: 10.1155/2021/6618828
13. GOST R 57700.10-2018. Numerical modeling of physical processes. Determination of stress-strain state. Verification and validation of numerical models of complex structural elements in the elastic region. Moscow: Standartinform Publ., 2018. 12 p. (In Russ.)
14. Dimentberg F.M. *Izhibnye kolebaniya vrashchayushchikhsya valov* [Flexural vibrations of rotary shafts]. Moscow: Akademiya Nauk SSSR Publ., 1959. 248 p.
15. Khronin D.V. *Teoriya i raschet kolebaniy v dvigatelyakh letatel'nykh apparatov* [Theory and computation of vibrations in aircraft engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1970. 412 p.
16. *Dinamika aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley / pod red. I.A. Birgera, B.F. Shorra* [Dynamics of aviation gas turbine engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1981. 232 p.
17. Kostyuk A.G. *Dinamika i prochnost' turbomashin* [Dynamics and strength of turbomachines]. Moscow: Izdatel'skiy Dom MEI Publ., 2007. 476 p.
18. Nikhamkin M.A. *Vibratsionnye protsessy v gazoturbinnnykh dvigatelyakh* [Vibratory processes in gas turbine engines]. Perm: Perm National Research Polytechnic University Publ., 2011. 117 p.
19. Childs D. Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling and analysis. New York: John Wiley & Sons, 1993. 476 p.
20. Lalanne M., Ferraris G. Rotordynamics prediction in engineering. Hoboken: Wiley, 1998. 272 p.
21. Adams M.L. Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting. CRC Press, 2010. 476 p.
22. Vance J., Zeidan F., Murphy B. Machinery vibration and rotordynamics. New York: John Wiley & Sons, 2010. 416 p.
23. Friswell M.I., Penny J.E., Garvey S.D., Lees A.W. Dynamics of rotating machines. Cambridge: Cambridge University Press, 2010. 526 p.
24. API RP 684. Paragraphs rotodynamic tutorial: Lateral critical speeds, unbalance response, stability, train torsionals and rotor balancing. Washington: American Petroleum Institute, 2005. 320 p.