

В диссертационный совет Д 212.125.05
при ФГБОУ ВО «Московский авиационный
институт (национальный исследовательский
университет)»

125993, г. Москва, Волоколамское шоссе, д. 4

О Т З Ы В

официального оппонента д.т.н., проф. Темиса Ю.М. на диссертационную работу Насонова Дмитрия Александровича «Методология расчета и динамический анализ турбозубчатых агрегатов главного привода судовых гребных винтов», представленную на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 01.02.06 – «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры».

1. Актуальность темы.

Турбозубчатые агрегаты (турбина, редуктор и валопроводы) являются важной частью силовых установок на судах различного назначения. Создание этих агрегатов требует выполнения большого объема как проектных, так и экспериментальных работ. Сокращение сроков и стоимости создания силовых установок возможно за счет сокращения объемов экспериментальных исследований, что требует более широкого использования методов математического моделирования. В связи с этим тему диссертационной работы Д.А. Насонова, посвященной разработке методов, моделей и алгоритмов для исследования динамических процессов в судовых турбозубчатых агрегатах, следует считать актуальной.

2. Научные положения, выводы и рекомендации диссертационной работы.

Результаты исследований автора изложены в работе объемом 278 стр., включающей пять разделов, заключение, список литературных источников из 298 наименований, трех приложений.

В первом разделе определяются основные источники вибрации главных турбозубчатых агрегатов (ГТЗА), сам ГТЗА делится на три основных компонента – турбину, валопровод и редуктор. Указаны проблемы, с которыми сталкиваются конструкторы планетарных редукторов большой мощности в том числе приведен подробный обзор причин возникновения вибраций и методов снижения их уровня (планетарный редуктор – основной источник вибраций ГТЗА). Отмечено, что на общие вибрации ГТЗА также влияют вибрации роторов и валопроводов. Вибронадежность конструкции, зависит от вибрации лопаточных венцов и облопаченных рабочих колес турбоагрегатов. Альтернативой экспериментальным исследованиям для оценки вибраций и определению особенностей конструкции их вызывающих, является технология математического моделирования, основанная на применении современных численных методов. Автор привел обзор программных комплексов МКЭ, на основе которых можно разработать методику динамического анализа конструктивных элементов ГТЗА и отметил, что определенный интерес представляет разработка предметно-ориентированного программного комплекса, предназначенного для исследования узкого класса важных задач. Учитывая актуальность вышеперечисленных проблем и необходимость создания современной методики динамического анализа ГТЗА и его узлов, сформулированы цель и основные задачи исследования: разработка и тестирование эффективных расчетных схем моделирования колебаний узлов ГТЗА, создание специализированного программного комплекса расчета колебаний лопаток и рабочих колес турбомашин.

Второй раздел посвящен методике моделирования и анализа динамических характеристик планетарных редукторов, входящих в состав турбозубчатого агрегата. Научное и практическое значение имеет расчетная схема всей конструкции, включающая трехмерную модель корпуса и трехмерную модель кинематической схемы. При этом использованы трехмерные объемные элементы, оболочечные элементы, контактные элементы. Ценность разработанной модели заключается в том, что результаты расчета НДС сопоставлены с экспериментальными результатами. Определенное внимание уделено разработке

эффективных расчетных моделей, приводящих к снижению времени счета. На основе анализа результатов расчетов, выполненных по полной модели редуктора, создана упрощенная модель, в которой исключены контактные элементы. Эта модель применена для исследования вынужденных колебаний редуктора, вызванных процессом пересопряжения зубьев, с учетом взаимовлияния вращающихся и невращающихся элементов, жесткостей опор амортизаторов.

Отметим, что параметры зубчатых зацеплений упрощенной модели для исследования динамики системы определяются из предварительных статических расчетов полной модели.

Верификация модели проводилась путем сравнения результатов расчетов с уже имеющимися с экспериментальными данными, полученными на испытательном стенде. Для этого была разработана модель всего стенда, состоящего из приводной турбины и двух идентичных редукторов.

Созданная и верифицированная модель применена в исследованиях вынужденных колебаний редуктора, результаты которых приведены в четвертом разделе.

Третий раздел посвящен методологии моделирования входящих в состав ГТЗА турбины и валопроводов. Основное внимание уделяется построению максимально упрощенных моделей ротора турбины с опорами. Здесь также используется принцип оценки корректности принимаемых допущений путем сравнения с расчетами по более точной модели.

Автор исследовал возможности комплекса программ ANSYS для моделирования колебаний вращающихся элементов судовых установок. В результате разработаны методические указания по созданию моделей различной степени точности для роторов с лопатками, валопроводов и дисковых муфт. Получена методика построения модели ГТЗА с максимальной детализацией основного источника вибрации – редуктора, и максимальным упрощением остальных компонентов.

Для построения модели ГТЗА написана программа на языке параметрического моделирования в комплексе ANSYS. Применение этой программы позво-

ляет, рассматривать узлы агрегата как блоки в динамической модели и, по мере необходимости, менять степень точности их описания.

В четвертом разделе приведены результаты исследований динамики ГТЗА. Проведен анализ влияния на амплитудно- частотные характеристики (АЧХ) системы неравномерности нагрузки по сателлитам, что имеет место на практике в связи с погрешностями изготовления и сборки. Проведен анализ влияния на АЧХ перекосов в зубчатых зацеплениях и соединениях. Проанализировано влияние фазовых отклонений возмущающих сателлит сил от строгой противофазности (силы со стороны солнечной шестерни и со стороны эпицикла). В результате проведенных исследований даны конкретные рекомендации по совершенствованию конструкции с целью снижения уровня вибрации. Следует отметить тщательность проведенного исследования и учет взаимовлияния различных отклонений параметров конструкции от номинальных на уровень вибраций.

Пятый раздел посвящен разработке импортозамещающего программного обеспечения для оценки собственных колебаний рабочих колес турбоагрегатов, что связано с вибрационной надежностью лопаточного аппарата.

Автор детально рассмотрел математическую постановку и схему решения задачи расчета собственных колебаний методом конечных элементов, сделав акцент на особенностях конструкций, узлов и деталей турбозубчатых агрегатов.

Приводится описание комплекса программ, созданного автором для решения задач статики и динамики лопаток и дисков турбин. Определенный интерес вызывают результаты тестирования различных конечных элементов, в том числе и разработанных автором специально для расчета лопаток и дисков турбин. Следует отметить, что эти весьма эффективные конечные элементы отсутствуют в известных коммерческих программных комплексах МКЭ. Определенную ценность также представляют результаты тестирования конечных элементов различного типа и рекомендации по их применению при создании расчетных схем для деталей и узлов турбомашин.

Приведены результаты исследования собственных форм и частот колебаний рабочих колес турбомашин. Несмотря на то, что эта проблема исследовалась ранее многими авторами, автор получил ряд результатов, которые следует считать новыми. К ним следует отнести детальное исследование моделей с поворотной (циклической) симметрией. Важным является вывод о свойствах широко применяемой частотной диаграммы и границах ее применения. Отметим также вывод автора, что при некоторых соотношениях жесткостей лопаток и диска применение алгоритмов основанных на схеме с циклической симметрией неправомерно. Ярким результатом является рис. 5.19 приведенный на стр. 220, демонстрирующий, что при колебаниях рабочего колеса по 5 форме с 14 диаметрами на чередующихся лопатках могут реализоваться одновременно как изгибные, так и крутильные, либо смешанные формы колебаний. Это возможно при определенном соотношении между жесткостями диска, лопаток и замкового соединения. Причем, если отказаться от требования циклической симметрии, форма колебаний системы может быть еще сложнее. На ряде примеров автор продемонстрировал чувствительность результатов расчетов податливостей диска и замковых соединений к граничным условиям. Отметим, что созданные автором конечные элементы для трехмерного анализа продемонстрировали высокую эффективность.

3. Новыми научными результатами, полученными автором диссертации следует считать разработку обоснованной методики динамического анализа турбозубчатых агрегатов и валопроводов; выводы и рекомендации по применению специализированных конечных элементов для создания расчетных схем различной степени точности для деталей и узлов турбозубчатого агрегата; критерии корректности применения схем с поворотной (циклической) симметрией.

4. Практическая значимость результатов диссертационной работы заключается в глубоком анализе динамики и статики турбозубчатых агрегатов. Автор продемонстрировал, что разработанная им методика может эффективно применяться к анализу таких сложных узлов как планетарный редуктор, муфты, валопроводы и облопаченные рабочие колеса турбин. Особое значение имеет

методика оценки влияния несовершенств элементов конструкции редуктора на общую динамику и вибронпряженность турбозубчатых агрегатов. Специализированный программный комплекс для расчета собственных частот и форм колебаний лопаток и дисков турбин может быть использован в проектных организациях как импортозамещающий. Ряд материалов и положений диссертационной работы необходимо включить в учебные курсы деталей машин, теории машин и механизмов, по судовым двигателям и энергоустановкам.

5. Достоверность положений и результатов диссертационной работы подтверждена сопоставлением результатов численного моделирования с результатами экспериментальных исследований.

6. Замечания.

1. Модель зацепления, созданная автором, позволяет оценить области колебаний ГТЗА. Однако уровень динамического отклика системы и параметры шума существенно зависят от ряда факторов, которые автор в работе не рассмотрел. Так, замена жесткости зацепления в модели редуктора на упругие элементы (пружины с постоянной жесткостью) не позволяет учесть параметрический характер колебаний в зацеплениях колес. Кроме того, не рассматривается условие возможной потери контакта зубьев, которое определяет нелинейность всей системы и возможность существования различных режимов колебаний. В модели планетарного редуктора также не учитывается влияние некоторых факторов, определяющих его динамическое состояние, а именно: характер сил трения в зацеплении, податливость венцовых шестерен и их вынужденные изгибные колебания, влияние плавающих опор солнечных шестерен на снижение динамических нагрузок.

2. Вывод о том, что в касательной матрице $[K_T]$ можно пренебречь ее составляющей – матрицей $[K_L]$, зависящей от больших деформаций, неоднозначен. В ряде случаев учет «больших перемещений» необходим, особенно для лопаток компрессоров и последних ступеней турбины.

3. В касательной матрице отсутствует ее составляющая – матрица $[K_R]$, отвечающая за снижение жесткости при вращении.

4. В тонкостенных вращающихся деталях (лопатках и дисках) за счет растягивающих усилий жесткость на изгиб резко возрастает. Это приводит к тому, что итерационные процессы: простой итерации и варианты метода Ньютона плохо сходятся. Альтернативой является применение шаговых алгоритмов с коррекцией погрешности, превосходящих по эффективности предложенный автором «модифицированный алгоритм учета геометрической нелинейности».

5. Применение в качестве критерия динамического состояния диска с лопатками традиционной и модифицированной частотных диаграмм, зависящих от числа узловых диаметров, на наш взгляд, не является единственно возможным. Многие интересные результаты, полученные автором в работе, можно было бы оценить с точки зрения собственных частот и форм колебаний лопаток. При этом можно было бы рассмотреть группы частот и форм системы, соответствующие одной частоте и форме колебаний изолированной лопатки. Это позволило бы более четко продемонстрировать границы применения расчетных схем, основанных на учете циклической симметрии.

6. В работе рассмотрены линеаризованные модели для исследования вибраций узлов ГТЗА. Отмечается, что демпфирование в узлах конструкции, перераспределение напряжений в зонах контакта, геометрическая нелинейность тонкостенных вращающихся деталей влияют на вибрации. Однако, эти вопросы детально в работе не исследованы. Также особенности нелинейности в опорах скольжения ротора и валопроводов, вызванной масляной пленкой, не учитываются.

7. Заключение.

Замечания не снижают положительного впечатления о работе Д.А. Насонова.

Оценивая диссертационную работу, считаю, что автор разработал эффективные алгоритмы для решения задач статики, динамики, обеспечения ресурса и надежности конструкций турбозубчатых агрегатов судовых установок, что является решением важной народно-хозяйственной проблемы.

Автореферат диссертации полностью соответствует ее содержанию.

Диссертация Д.А. Насонова является законченной научной работой, полностью соответствующей требованиям Положения ВАК РФ, предъявляемым к диссертациям на соискание ученой степени доктора технических наук. Автор диссертационной работы Д.А. Насонов заслуживает присуждения ученой степени доктора технических наук по специальности 01.02.06 – Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры.

Официальный оппонент

доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры
«Прикладная математика»
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Темис
Юрий Моисеевич

Подпись д.т.н., профессора Ю.М. Темиса удостоверяю.

Руководитель Научно-учебного комплекса
«Фундаментальные науки»
МГТУ им. Н.Э. Баумана,
д.ф.-м.н., профессор



Гладышев
Владимир Олегович

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Почтовый адрес: 105005, г. Москва, ул. 2-ая Бауманская, д. 5, стр. 1
Адрес электронной почты: fn2@bmstu.ru
Телефон: (499)263-6326