

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РОТОРНЫХ СИСТЕМ С ПОДШИПНИКАМИ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

Канд. техн. наук, доц. О.В. СОЛОМИН

Представлена методология динамического анализа высокоскоростных роторных систем с подшипниками жидкостного трения. Обсуждаются современные задачи экспериментальных исследований роторных систем (самовозбуждающиеся, параметрические и хаотические колебания, изучение динамических характеристик подшипников новых типов). Дано описание экспериментального стенда и информационно-измерительной системы, построенной на базе пакета LabVIEW, для изучения динамики роторных систем. Представлен подход к формированию эталонных диагностических признаков дефектов роторных систем на основе математического моделирования для их вибрационной диагностики. Рассмотрены некоторые вопросы создания программного обеспечения для расчета динамических характеристик, экспериментальных исследований и вибрационной диагностики роторных систем с подшипниками жидкостного трения.

Methodology of dynamic analysis of high-speed rotor systems with fluid-film bearings is presented in this paper. The present day problems (self-excited, chaotic, parametric vibrations, dynamic characteristics of new bearings) of experimental research of rotor systems with fluid film bearing are discussed. The information-measuring system for the experimental research that was developed on the base of LabVIEW software is described. The model-based approach to vibration diagnostics of rotor systems and forming of diagnostic characters of faults of rotor systems with fluid film bearings is discussed. Some questions of development of software for calculation of dynamic characteristics, experimental research and vibration diagnostics of rotor systems with fluid film bearings are described.

В условиях высоких частот вращения и существенных динамических нагрузок в ответственных изделиях, особенно при необходимости обеспечения высокого ресурса, становится весьма дорогостоящим (а часто и затруднительным) применение опор качения в качестве подвеса роторов. Это обстоятельство связано с ограничением предельной быстроходности $D \times n = 2 \times 10^6$ мм·об/мин для опор качения (в керамических шарикоподшипниках — до 4×10^6 мм·об/мин) [1—3].

Таким образом, представляется перспективным организация подвеса роторов высокоскоростных турбомашин, особенно длительного ресурса, на основе применения опор жидкостного трения [1—4]. Ограничение максимальной частоты вращения для таких подшипников связано только с центробежными силами, действующими на ротор. При обеспечении необходимого давления подачи и расхода смазочного материала такие опоры обладают теоретически неограниченным ресурсом. Следует отметить, что продуктивной является и идея применения комбинированных опор, сочетающих достоинства и устраняющих отдельные недостатки подшипников качения и подшипников жидкостного трения [2].

Существенное влияние на динамику роторной системы (рис. 1) имеют следующие факторы: распределение масс и жесткостей ротора; демпфирующие свойства материалов; расположение подшипников, уплотнений и демпферов; их тип, конструктивное исполнение и условия работы; массовые и инерционные характеристики корпуса агрегата; условия работы самой машины и т.п. При этом обеспечение вибрационной надежности

для высокоскоростных роторных систем — один из основных критериев работоспособности, поскольку определяет, в конечном итоге, и действующие напряжения в роторе и его элементах, и динамическую нагруженность опорных узлов, и передаваемые усилия на корпус.

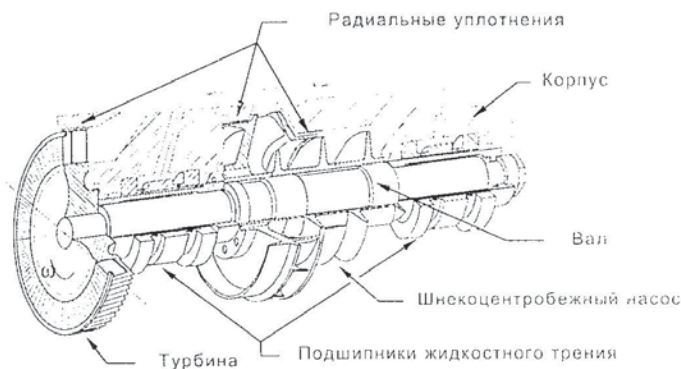


Рис. 1. Пример компоновки высокоскоростной роторной системы

Поэтому необходим комплексный подход к динамическому анализу роторной системы на основных этапах жизненного цикла: 1) на этапе проектирования — выполнение проектировочных, оптимизационных и проверочных расчетов; 2) на этапах подготовки к производству, отработки опытного образца и, собственно, производства — проведение экспериментальных исследований и балансировки ротора; 3) на этапе эксплуатации и обслуживания — реализация мероприятий по мониторингу, диагностике и прогнозированию технического состояния.

Наличие опор жидкостного трения заметно осложняет выполнение динамического анализа, поскольку такие опоры: 1) не являются стандартными элементами и требуют, для каждого конструктивного исполнения и конкретных условий работы, построения адекватных математических моделей, а часто и предварительного экспериментального исследования [2, 4]; 2) могут, при определенном сочетании рабочих и геометрических параметров, инициировать возникновение самовозбуждающихся [3–5], параметрических [5, 6] и хаотических [5, 7] колебаний; 3) способны варьировать в широком диапазоне свои динамические характеристики в зависимости от сочетания рабочих и геометрических параметров [3, 5, 8]. Аналогичные сложности возникают, если необходимо учитывать влияние гидродинамических демпферов [9] и уплотнений жидкостного трения [10]. Заметим, что в подавляющем большинстве практически важных задач динамики роторов наибольший интерес представляют изгибные колебания [1–7].

Качественное проведение динамического анализа с учетом всех действующих факторов на основных этапах жизненного цикла невозможно без привлечения специализированного программного обеспечения, позволяющего сопровождать все процедуры анализа, что делает актуальными усилия по его разработке.

Проведение модельных экспериментальных исследований динамики роторных систем связано с необходимостью решения следующих основных задач: 1) получение новой информации о закономерностях работы роторных систем с новыми конструктивными элементами и/или рабочими телами; 2) уточнение сведений о работе существующих конструкций, в том числе разрешение имеющихся противоречий между теоретическими результатами и данными предыдущих опытных исследований; 3) изучение особенностей применения известных конструктивных решений в новом каче-

стве; 4) проверка адекватности принятых гипотез, предложенных математических моделей и разработанных методов расчета; 5) проверка выполненных теоретических предсказаний о новых явлениях и эффектах; 6) идентификация параметров элементов роторных систем.

При решении перечисленных задач отдельный интерес представляет выявление следующей информации: 1) амплитудно-частотные характеристики ротора; 2) собственные частоты и формы колебаний ротора; 3) динамические коэффициенты смазочного слоя подшипников; 4) силы, передаваемые на корпус машины; 5) траектории движения ротора в радиальных зазорах подшипников. Отметим, что траектории движения ротора в подшипниках жидкостного трения являются наиболее надежным и доступным носителем диагностической информации о техническом состоянии машины [11]. Помимо измерения динамических характеристик в рассматриваемых системах интерес часто представляют данные о статических характеристиках подшипников.

При проведении экспериментальных исследований важную роль играют математические модели, особенно при проведении поисковых экспериментов. В этом случае адекватные модели могут существенно сократить время и затраты на поиск явлений и эффектов, например, областей хаотических или параметрических колебаний роторной системы. Кроме того, приемлемое согласование теоретических (при адекватной математической модели) и опытных данных может служить косвенным подтверждением хорошо поставленного эксперимента. Следует учитывать и роль критериев подобия при планировании, проведении и обработке результатов модельных экспериментов по изучению динамики системы «ротор—подшипники жидкостного трения» [12]. В ряде случаев необходимо соблюдать или, по крайней мере, стремиться к соблюдению полного подобия, включающего в себя геометрическое, кинематическое, динамическое, гидродинамическое и теплофизическое подобие элементов роторной системы.

При постановке опытных задач варьируемыми параметрами являются: частота вращения ротора и закон ее изменения; давление и температура подачи смазочного материала; статические и динамические нагрузки, а также закон их изменения; геометрия элементов роторной системы. Контролируемыми параметрами в общем случае являются: перемещения центра цапфы ротора в вертикальном и горизонтальном направлениях, на основании которых строятся развертки колебаний и траектории движения; виброускорения на корпусе, позволяющие оценить передаваемые на корпус и фундамент машины нагрузки и судить о динамических качествах элементов роторной системы; частота вращения ротора и закон ее изменения; давления и температура в гидравлических трактах подшипников; расход смазочного материала. Дополнительно может потребоваться измерение других параметров, например, крутящего момента или пространственной формы ротора в условиях динамического прогиба.

Созданный стенд (рис. 2) позволяет проводить все необходимые опытные исследования динамики роторных систем с подшипниками жидкостного трения, опорами качения и их комбинациями [13]. В качестве смазочного материала опор жидкостного трения применяется дистиллированная вода. Привод испытуемого ротора реализован в виде электродвигателя АД-80, управляемого частотным преобразователем *SV040IG5-4-RUS*, что позволяет бесступенчато варьировать частоту вращения ротора в диапазоне 0...12000 об/мин, а также ограничивать мощность электродвигателя, использовать его в качестве электромагнитного тормоза и задавать параметры разгона и торможения. Передача крутящего момента от электродвигателя осуществляется через электромагнитную муфту, что позволяет осуществлять свободный выбег ротора. Для измерения перемещений ротора в зазорах под-

шпинников применяются бесконтактные датчики перемещений IA5-18GM-13 (Pepperl+Fuchs) и ДБ2-04 (НПО «Измерительная техника»), устанавливаемые в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Частота вращения вала производится фотоэлектрическим тахометром MM0024 (Bruel&Kjer). Давления подачи смазочного материала в коллекторах подшипников регистрируются датчиками давления КРТ-С (ОАО «ОРЛЭКС»). Усилия, передаваемые на опоры, измеряются косвенно путем пересчета ускорений в перемещения, а затем перемещений — в силы. Отдельной задачей в этом случае является определение жесткости корпуса. Ускорения регистрируются акселерометрами DeltaTron 4394 (Bruel&Kjer) и измерительным комплексом PULSE 3560С или ABC 05-1 (НПО «Измерительная техника»). Для создания статической и динамической нагрузки предусмотрена специальная нагрузочная втулка, устанавливаемая на вал и позволяющая изменять вес ротора и вносить контролируемый дисбаланс. Заметим, что перспективным является применение активного магнитного подшипника в качестве устройства для статического и динамического нагружения вала, что открывает многочисленные возможности для анализа влияния различных видов возбуждения на динамическое поведение ротора и для решения задач идентификации параметров роторной системы.

Для решения экспериментальных задач динамики роторных систем разработан [1-4], на основе комплектующих фирмы National Instruments и программного обеспечения LabVIEW, информационно-измерительный комплекс, позволяющий осуществлять ручное или автоматизированное управление, сбор и обработку полученных данных как в режиме реального времени, так и в режиме off-line, а также визуализацию результатов в необходимом виде.



Рис. 2. Общий вид экспериментального стенда

Использование инженерного пакета LabVIEW обусловлено несколькими причинами. Во-первых, разработка специализированного программного обеспечения (виртуальных приборов) с помощью LabVIEW занимает значительно меньше времени, чем в других средах программирования, а созданное программное обеспечение легко модернизируется в зависимости от поставленных задач. Во-вторых, превосходная интеграция устройств сбора информации и программного обеспечения National Instruments позволяет избежать различного рода проблем, связанных с согласованием сигналов, их обработкой на компьютере и интерпретацией. В-третьих, LabVIEW позволяет наиболее просто осуществить управление частотным преобразователем по необходимому закону. И, наконец, посредством LabVIEW мы получаем возможность удаленного доступа через Интернет к

экспериментальному комплексу, а следовательно, можно управлять экспериментом с любого компьютера, подключенного к глобальной сети и в любое время.

Самостоятельной задачей обработки сигналов на предварительном этапе является их фильтрация, которая, в общем случае, проводится в два этапа: удаление случайного шума и выделение сигнала, которое может выполняться с использованием фильтра Калмана; выделение отдельных частотных компонент, в том числе фильтрация неинформативных высокочастотных компонент, выполняемая с применением фильтров Баттерворта, Чебышева [15].

Анализ собственно временной реализации сигналов, получаемой с датчиков, затруднителен. Для результатов анализа вибрации еще совсем недавно широко применялось только преобразование Фурье (спектральный анализ), когда результаты представляются в виде спектра, по оси абсцисс которого отложены частоты, а по оси ординат — амплитуды колебаний. Для роторных машин удобно откладывать по оси абсцисс частоты, кратные основной частоте (частоте вращения), так называемые порядки, т.е. проведение порядкового анализа [7]. В случае необходимости анализа нестационарных сигналов применяются трехмерные графики, где по оси абсцисс отложено время, по оси ординат — частота, а по оси аппликат — амплитуда [7]. Такие графики иллюстрируют динамические характеристики в частотно-временной области.

Наиболее информативна визуализация траекторий движения центра цапфы, получаемая путем геометрического сложения данных с двух взаимно перпендикулярных датчиков перемещений. На этих траекториях наносятся метки оборотов вала (сигналы тахометра) для обеспечения возможности их анализа с точки зрения определения характера движения [7, 11]. Продуктивным, особенно для задач диагностики, является применение диаграмм Боде и полярных графиков, иллюстрирующих изменение амплитуды и фазы в зависимости от частоты вращения или времени, а также каскадных графиков, представляющих собой контурные графики, на которых амплитуда изображена как функция частоты и скорости вращения [7, 11]. Для анализа нестационарных процессов (хаотических колебаний, переходных режимов), представляется перспективным применение дискретного и непрерывного вейвлет-преобразования [7].

Функционирование реальной машины не обходится без возможного возникновения дефектов, так или иначе влияющих на ее динамическое поведение. К основным дефектам роторных систем с опорами жидкостного трения относят [16]: неуравновешенность ротора; перекосы подшипников; удары и сухое трение в подшипниках; износ опорных поверхностей подшипников; технологические отклонения формы опорных поверхностей; дефекты смазочного материала; неустойчивые самовозбуждающиеся, хаотические и параметрические колебания ротора. Наиболее перспективным методом идентификации дефектов такого типа является вибрационная диагностика. Это обусловлено тем, что: 1) силы, вызывающие вибрацию, возникают непосредственно в месте дефекта, а съем информации можно проводить в различных точках машины; 2) вибрация представляет собой максимальный объем диагностической информации; 3) способ не требует перемещения, демонтажа и даже остановки машины. Наиболее достоверную информацию можно получить, анализируя данные, полученные с бесконтактных датчиков перемещений, что позволяет представить динамическое поведение ротора в виде траекторий движения центра цапфы в зазорах подшипников и контролировать положение осевой линии ротора [11].

При разработке системы диагностирования необходимо решить следующие задачи: 1) синтез измерительной системы для обеспечения диагностирования; 2) формирование

базы данных диагностических признаков и разработка алгоритмов диагностирования;
3) оценка достоверности процедуры диагностирования.

Любая процедура диагностирования основана на сравнении значений текущих диагностических признаков с их эталонными величинами [16, 17]. Набор эталонных признаков формируется на этапе «обучения» диагностического комплекса. Традиционный подход к формированию эталонных признаков основан на сравнительном анализе характеристик роторной системы в нормальном (бездефектном) состоянии и при наличии дефектов (иногда искусственно введенных). На основе такого анализа формируются диагностические признаки исправного и дефектного состояний. Это позволяет также сформировать области, соответствующие особым состояниям (коническая и цилиндрическая прецессии, изменение состояния смазки), выявлять предельно допустимые вибрации и предаварийные ситуации (растущие амплитуды вибраций), а также прекращение нормальной работы (задевание ротора о корпус подшипника).

Однако такой способ формирования эталонных диагностических признаков часто не предоставляет достаточной информации (а иногда и не дает ее вовсе) о реальных процессах, соответствующих конкретному дефекту из-за невозможности внесения такого дефекта в действующую роторную систему. Кроме этого, например, в единичном производстве дорогостоящих изделий внесение дефектов в нормально работающую конструкцию экономически нецелесообразно. Нечеткое определение диагностических признаков приводит к размытости границы между областями нормального функционирования и дефектного состояния роторной системы и, следовательно, усложняет диагностирование агрегата, равно как и прогнозирование его технического состояния во времени.

Решение этой проблемы путем организации непрерывного мониторинга за вибрационными параметрами роторной системы в процессе ее эксплуатации с целью определения диагностических параметров, соответствующих различным техническим состояниям, также не всегда позволяет сформировать полный комплекс информативных признаков всех возможных дефектов, подлежащих диагностированию. Кроме этого, как правило, такой подход позволяет лишь выявить превышение величины контролируемого параметра некоторого допустимого значения, без диагностирования причин этого превышения.

Перспективной альтернативой представляется предварительное построение адекватных математических моделей роторной системы, описывающих ее работу на установившихся и переходных режимах. Существенной особенностью этих моделей, отличающихся от используемых при проектировании, является их диагностический характер, что позволяет моделировать возможные дефекты и имитировать соответствующие им вибрационные процессы в точках съема необходимой информации. Это позволяет рассчитывать параметры роторной системы не только в исправном, но и в различных неисправных состояниях.

Таким образом, база данных информативных диагностических признаков неисправностей формируется путем их моделирования на этапе «обучения» диагностического комплекса и уточняется в процессе его работы. Степень достоверности полученных значений эталонных признаков полностью определяется адекватностью использованных моделей. Сложность применения такого подхода связана с необходимостью построения модели роторной системы, адекватной реальному объекту не только в контексте специфической задачи (что обычно для задач динамики роторов), но и всей системы в целом. Кроме того, подход является весьма наукоемким из-за значительных трудозатрат на начальное тестирование и обучение экспертной системы. Однако при реализации такого подхода появляется возможность многократно-

го воспроизведения результатов вычислительных экспериментов и моделирования практически любых дефектов, на основе чего целесообразно создать базу данных дефектов. Другим достоинством является быстрая адаптация экспертной системы к диагностированию новых технических объектов аналогичного (или близкого) конструктивного исполнения.

Создание качественной системы диагностирования роторной системы с опорами жидкостного трения предполагает реализацию следующих этапов.

1. Определение состава возможных неисправных состояний и соответствующих им дефектов, а также состава характерных параметров, которые могут быть измерены при диагностировании по вибрации.

2. Разработка диагностической модели роторной системы и ее элементов. Важной частью здесь является параметрическое описание дефектов, что позволяет описывать дефекты в различной стадии развития. Параметрами дефектов подшипника могут быть характерная толщина смазочного слоя, коэффициенты жесткости и демпфирования и др. В качестве параметров роторной системы могут выступать амплитудно-частотные характеристики и траектории движения цапфы. Важным требованием к моделям является необходимость моделирования вибрационных сигналов в тех точках, где установлены датчики вибрации, чтобы отразить в спектрах сигналов этих датчиков характерные дефекты.

3. Разработка методов параметрической идентификации моделей по результатам измерения параметров установившихся и переходных режимов. Оцениваемые величины — параметры диагностируемых дефектов.

4. Формирование критериев оценки эффективности системы диагностики, среди которых основным является достоверность определения технического состояния. Оценка достоверности основана на анализе доверительных областей оценок параметров дефектов, получаемых при идентификации. Это позволяет оценить влияние на результат диагностирования состава измеряемых вибрационных параметров и погрешности их измерения, выбора режимов функционирования, на которых производится диагностирование, а также периодичность регистрации диагностических параметров.

5. Структурно-параметрический синтез системы диагностирования, в результате которого решается задача выбора оптимального состава измеряемых параметров при заданной достоверности диагностирования. В случае, если на стационарных режимах не достигается необходимая достоверность, то решается задача определения оптимальных воздействий на динамическое поведение ротора с целью возбуждения переходных режимов, позволяющих достичь максимальной информативности параметров. В случае анализа нестационарных сигналов эффективным подходом является применение вейвлет-преобразований.

6. Формирование алгоритмов распознавания технического состояния роторной системы, основанных на применении описанных выше процедур идентификации параметров с последующей обработкой полученных оценок параметров диагностируемых дефектов в процедурах распознавания образов. Применение методологии нечетких множеств и нейронных сетей для обучения позволяет создать базу данных диагностируемых дефектов, которая будет основой автоматизированной экспертной диагностической системы.

7. Создание программного обеспечения для диагностирования роторных систем, включающего: математическую модель, воспроизводящую значения параметров в исправном и возможных неисправных состояниях; базу данных эталонных диагностических признаков; базу данных зарегистрированных параметров диагностируемой системы; алгоритмы циф-

ровой обработки сигналов, выполнения процедур диагностирования и прогнозирования технического состояния; средства визуализации и документирования.

Проведение динамического анализа на стадии проектирования связано с необходимостью выполнения проектных расчетов. В настоящее время основным методом решения задач расчета роторных систем является метод конечных элементов (МКЭ) [5, 7], который практически вытеснил популярный до недавнего времени метод переходных матриц [5]. Достоинствами МКЭ применительно к решению рассматриваемого класса задач являются: возможность моделирования реальных роторов с распределенными упругими и инерционными свойствами; возможность учета различных эффектов (инерции вращения, крутящего момента, гироскопических моментов, деформации сдвига, осевых нагрузок, внутреннего трения); высокая точность расчетов при приемлемом, для современных условий, времени расчета и относительная простота численной реализации. Традиционно динамические расчеты строятся на основе линейного представления гидродинамических реакций смазочного слоя подшипников. Однако МКЭ позволяет решить задачу моделирования динамического поведения ротора с учетом всех действующих факторов, в том числе и нелинейных реакций опор, и получить реалистичную картину движения любой точки упругой линии ротора в пространстве, а затем на основе ее анализа уже можно делать выводы о динамических характеристиках системы. При этом заметим, что для решения большинства практических задач используются базисные элементы различных типов.

Определение гидродинамических реакций подшипников жидкостного трения наиболее трудоемкая, с точки зрения моделирования и затрат времени численного расчета, процедура. Дело в том, что в современных задачах часто бывает недостаточно просто решения уравнения Рейнольдса для определения поля давлений, а требуется решение связанной термоупругогидродинамической задачи. В этом случае для учета тепловых явлений необходимо решать уравнение энергий. Для расчета давлений в камерах подшипников используется уравнение баланса расходов смазочного материала [18]. В ряде случаев, связанных с использованием, например, криогенных жидкостей, может потребоваться учет турбулентности течения и возможных фазовых переходов [18], что приводит к дополнительному усложнению задачи. При необходимости учета упругих деформаций опорных поверхностей подшипника привлекаются соотношения линейной теории упругости. Решение задач определения реакций смазочного слоя также целесообразно решать на основе МКЭ, что особенно эффективно при сложной геометрии опорных поверхностей и для решения связанных гидродинамических, тепловых и упругих задач. Для конструкций подшипников простой геометрии и при отсутствии необходимости решения связанных задач, а также в целях тестовой отладки разрабатываемых алгоритмов может эффективно применяться метод конечных разностей в различных вариантах. Необходимо учесть, что моделирование динамики ротора в области высоких эксцентриситетов (весьма малых зазоров) требует, как правило, сгущения сетки дискретизации опорной поверхности, чтобы не потерять устойчивость численного счета и избежать резких скачков функции давлений. В таких случаях, для повышения гладкости решения удобно ввести функции вида $\Psi = \rho h$ или $\Psi = \rho h^3$ (ρ — давление, h — зазор) при решении уравнения Рейнольдса. Особенно актуальной эта задача может стать при моделировании контактного взаимодействия цапфы ротора и втулки подшипника.

Следует отметить, что «тяжелые» универсальные пакеты конечно-элементного анализа (ANSYS, NASTRAN, COSMOS) позволяют решать ряд задач динамического анализа роторных систем. Однако они требуют значительных усилий при создании собственно конечно-элементной модели системы при серьезной начальной подготовке пользователя. Кроме того, требуются определенные усилия при создании элементов подшипников и

уплотнений, не все важные эффекты могут быть реализованы, затруднен (а часто и невозможен) вывод данных в нужном формате. Такие пакеты принципиально позволяют моделировать течение смазочного материала в гидравлических трактах подшипника с учетом турбулентности, неизотермичности потока, фазовых превращений, но такая постановка делает задачу практически неприемлемой в инженерной практике из-за существенных затрат времени. Поэтому, несмотря на имеющуюся в пакетах возможность повышения реалистичности моделирования, подшипники и уплотнения моделируются, как правило, линейными упругими и демпфирующими элементами. Несмотря на наличие в таких системах встроеного языка программирования, адаптация их для быстрого решения конкретных задач требует существенных временных затрат. Затруднительным представляется и полное моделирование динамического поведения роторной системы в пакетах такого типа, а следовательно, и их применение для анализа некоторых экспериментальных данных и в процедурах вибрационной диагностики. К весьма существенным недостаткам таких программ для относительно небольших организаций следует отнести их очень высокую стоимость. Вместе с тем универсальные пакеты конечно-элементного анализа могут с успехом применяться в проверочных расчетах роторных систем и особенно в тех случаях, когда требуется совместное решение задач динамического, прочностного, газодинамического и термодинамического расчетов. Другой областью применения «тяжелых» пакетов могут быть задачи исследовательского характера, применение их в качестве тестов для отладки более простых методик расчета и программного обеспечения на их основе, особенно в тех случаях, когда затруднена или невозможна экспериментальная проверка.

Указанные недостатки универсальных программ приводят к тому, что многие исследовательские и проектные группы предпочитают развивать свое программное обеспечение для решения задач исключительно динамики роторов. В частности, и это далеко не полный список, можно указать комплексы: ARMD (www.rbts.com), Dynamics (www.alfatran.com), DyRoBes (www.rodyn.com), NISA/ROTOR (www.emrc.com) и другие. Однако эти пакеты обладают выраженной направленностью в решении специализированных задач для конкретных роторных систем и ограничиваются, в основном, традиционными задачами модального, гармонического анализа и анализа переходных процессов. Подшипники, уплотнения и демпферы жидкостного трения моделируются линейными упругими и демпфирующими элементами. Задача полного моделирования динамики системы и рассмотрение движения упругой линии ротора в пространстве под действием приложенных сил и моментов в таких пакетах не ставится. Такого типа программные продукты, как правило, не имеют встроеного языка программирования, что существенно снижает их возможности. Кроме того, весьма ограниченным, как правило, является и набор элементов, подлежащих расчету (подшипников, демпферов, уплотнений), без предоставления возможности пользователю их создавать и использовать в расчете. Комплексы этого типа не ориентированы на связь с задачами экспериментальных исследований и, тем более, для формирования эталонных признаков дефектов для задач вибрационной диагностики. В то же время такие программные продукты позволяют достаточно быстро и относительно точно предсказывать динамическое поведение роторной системы, играя роль «инженерного калькулятора» в решении задач динамики роторов.

Анализ сказанного выше позволяет сформулировать основные требования к разработке специализированного программного обеспечения для решения задач динамического анализа роторных систем с опорами жидкостного трения.

1. Комплекс должен решать задачи определения статических (грузоподъемность и ее составляющие, расход смазки, потери мощности на трение и прокачку) и динамич-

ческих характеристик (коэффициенты жесткости и демпфирования, кривые подвижного равновесия) опор жидкостного трения.

2. При расчете статических и динамических характеристик должны приниматься во внимание все значимые действующие факторы (турбулентность течения, неизотермичность, фазовые переходы в смазочном материале).

3. Комплекс должен рассчитывать роторные системы любой компоновочной схемы, с произвольным количеством опор и условиями нагружения.

4. Должны решаться основные задачи динамики роторов: модальный анализ; гармонический анализ; анализ переходных процессов; расчет устойчивости движения; моделирование самовозбуждающихся, хаотических и параметрических колебаний.

5. Необходимо обеспечить возможность моделирования динамики и получения реалистичной картины движения многоопорной роторной системы, находящейся в условиях произвольно заданного нагружения.

6. Необходимо обеспечить решение основных задач оптимального проектирования элементов роторной системы (ротора, подшипников, уплотнений, демпферов) с точки зрения выбранных целевых функций и ограничений.

7. Комплекс должен предоставлять возможность применения процедур обработки сигналов (спектральный анализ, диаграммы Боде, каскадные графики, вейвлет-анализ, построение траекторий движений).

8. Необходимо предусмотреть возможность моделирования всевозможных дефектов роторных систем с опорами жидкостного трения и формирование базы данных эталонных вибрационных диагностических признаков.

9. Программное обеспечение должно обеспечивать решение задачи статического анализа (определение упругой линии ротора при максимальных нагрузках) и выполнение прочностного расчета, поскольку МКЭ позволяет это сделать без существенного усложнения программного комплекса.

10. Комплекс должен удовлетворять общим требованиям, предъявляемым к современным CAD/CAE-системам [19].

Кроме перечисленных требований, программный продукт должен обладать интуитивно понятным специалисту, работающему в области роторных систем, пользовательским интерфейсом. Именно с учетом перечисленных выше требований разрабатывается программный комплекс AnRoS [20], который для сокращения времени расчета, при необходимости моделирования многоопорной роторной системы и наличии свободных рабочих станций в локальной сети, использует концепцию распределенных вычислений [21].

В заключение отметим, что существующие знания междисциплинарного характера в сочетании с разработанными численными методами и информационными технологиями предоставляют принципиальную возможность создания реалистичных моделей элементов и процессов роторных систем и программного обеспечения на их основе. Концентрация усилий по реализации этих задач позволит существенно сократить время и повысить качество выполнения расчетов роторных систем и их элементов, выбора их оптимальных параметров, а также снизить затраты и сроки на проведение экспериментальных исследований.

Актуальные задачи опытных исследований связаны с необходимостью изучения влияния особенностей новых конструктивных исполнений подшипников различных типов на динамическое поведение роторов, исследование параметрических и хаотических колебаний роторов на опорах жидкостного трения, а также с выполнением всестороннего динамического анализа системы «привод—ротор—подшипники—уплотнения—демпферы—корпус». Определенные успехи, особенно при анализе нестационарных процессов,

могут быть связаны с методикой обработки сигналов, основанной на применении вейвлет-преобразований.

Кроме этого, представляется перспективным решение задачи формирования эталонных вибрационных диагностических признаков на основе математического моделирования, что, при наличии автоматизированной системы распознавания дефектов, позволит существенно сократить сроки и повысить точность процедур вибрационной диагностики и прогнозирования технического состояния агрегата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Герашенко Б. И. Динамика закритических роторов лопаточных машин. М.: Спутник, 2000. 250 с.
2. Понькин В. Н., Горюнов Л. В., Такмовцев В. В. Совмещенные опоры быстроходных турбомашин. Казань: Изд-во КГТУ, 2003. 62 с.
3. Равикович Ю. А. Конструкции и проектирование подшипников скольжения агрегатов ДЛА. М.: Изд-во МАИ, 1995. 58 с.
4. Артеменко Н. П. и др. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин. Харьков: «Основа», 1992. 198 с.
5. Yamamoto T., Ishida Y. Linear and nonlinear rotordynamics. A modern treatment with applications. New York, John Wiley & Sons, 2001. --- 326 p.
6. Луканенко В. Г. Колебания высокоскоростных роторов на гидростатических подшипниках и методы снижения виброактивности машин. Самара: Изд-во Самарского ИЦ РАН, 2001. 122 с.
7. Adams M. L. Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting. NY: Marcel Dekker, Inc., 2001. 354 p.
8. Соломин О. В. Динамические характеристики гидростатодинамических опор в условиях двухфазного состояния смазочного материала // Известия вузов. Машиностроение, 2006, № 1. С. 14-23.
9. Белоусов А. И., Балякин В. Б., Новиков Д. К. Теория проектирования гидродинамических демпферов опор роторов. Самара: Изд-во Самарского ИЦ РАН, 2002. 335 с.
10. Макеев В. А., Баткин Г. С. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных машин. Казань: ФЭН, 1998. 430 с.
11. Bentley D. E., Hatch C. T., Grissom B. Fundamentals of rotating machinery diagnostics. Minden, NV: Bentley Pressurized Bearing Press, 2002. --- 726 p.
12. Кальменс В. Я. Обеспечение вибронадежности роторных машин на основе методов подобия и моделирования. СПб.: СЗПИ, 1992. --- 374 с.
13. Соломин О. В., Поляков Р. И., Комаров М. В. Экспериментальный стенд для исследования динамики и вибрационной диагностики роторных систем с комбинированными опорами // Известия вузов. Машиностроение. 2005, № 6. С. 9-19.
14. Соломин О. В., Комаров М. В., Широков С. В. Разработка виртуальных приборов для экспериментальных исследований и вибрационной диагностики роторных систем // Вестник компьютерных и информационных технологий. 2005, № 12. С. 46-51.
15. Добрынин С. А., Фельдман М. С., Фрезов Г. И. Методы автоматизированного исследования вибрации машин. М.: Машиностроение, 1987. 224 с.
16. Лукьянов А. В. Классификатор вибродиагностических признаков дефектов роторных машин. Иркутск: ИрГТУ, 1999. 228 с.
17. Natke H., Seirel S. Model-aided diagnostics of mechanical systems. Springer, 1997. 250 p.
18. Савин Л. А., Соломин О. В. Расчет подшипников скольжения, работающих в условиях двухфазного состояния смазочного материала // Известия вузов. Машиностроение, 2004. № 2. С. 36-42.
19. Ли К. Основы САПР: CAD/CAM/CAE. СПб.: Питер, 2004. 560 с.
20. Анализ роторных систем. AnProC / Соломин О. В. и др. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2006610287.
21. Соломин О. В., Иванов Д. А. Концепция построения вычислительного кластера для решения задач динамики роторных систем // Вестник компьютерных и информационных технологий. 2005, № 10. С. 34-40.