

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)» (СГАУ)

А. И. Белоусов, Д. П. Давыдов

Численное моделирование динамических процессов ротора ТНА

Электронное учебное пособие

Работа выполнена по мероприятию блока 2
«Развитие и повышение эффективности
научно-инновационной деятельности»
и блока 3 «Развитие информационной научно-образовательной среды
и инфраструктуры» Программы развития СГАУ на 2009 – 2018 годы
по проекту «Разработка технологии и методического обеспечения
для создания виртуального жидкостного ракетного двигателя (ЖРД)»
Соглашение № 2/11 от 03 июня 2013 г.

САМАРА
2013

УДК 621.454.2 (075)

Б 438

Авторы: **Белоусов Анатолий Иванович,**
Давыдов Данила Петрович

Белоусов, А. И. Численное моделирование динамических процессов ротора ТНА [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие / А.И. Белоусов, Д.П. Давыдов; М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (5 Мб). - Самара, 2013. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

В пособии описана технология численного моделирования вынужденных колебаний ротора ТНА в программе конечно-элементного анализа ANSYS. Рассмотрены особенности выбора расчетной схемы, построения конечно-элементной модели, учета жесткости опор ротора и учета влияния гироскопического эффекта. Представлены методики построения резонансной диаграммы ротора ТНА и расчета его амплитудно-частотных характеристик. В пособии приведен учебный пример расчета вынужденных колебаний ротора насоса окислителя ТНА двигателя НК-33.

Учебное пособие предназначено для подготовки специалистов, обучающихся по специальности 160302 «Ракетные двигатели» (ГОС-2), изучающих дисциплины «Моделирование рабочих процессов РД» в 6 семестре и «Динамика и прочность РД» в 7 семестре, для специалистов направления подготовки 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» (ФГОС-3), изучающих дисциплину «Моделирование потоков в лопаточных машинах» в 7 семестре и «Проектирование турбонасосных агрегатов» в 8 семестре; для магистрантов по направлению 160700.68 «Двигатели летательных аппаратов», изучающих дисциплину «Исследование рабочего процесса ракетных двигателей и энергетических установок» в А-семестре.

Подготовлено на кафедре КиПДЛА СГАУ.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2013

Содержание

Введение	4
1 Технология численного моделирования динамических процессов ротора ТНА	6
1.1 Анализ конструкции исследуемого ротора и его опор.....	6
1.2 Выбор расчётной схемы	7
1.3 Построение расчётной конечно-элементной модели ротора.....	7
1.4 Методика учёта жёсткости опор ротора при исследовании его динамики	19
1.5 Методика учёта влияния гироскопического момента в программе ANSYS	21
1.6 Построение резонансной диаграммы ротора и нахождение его критических частот вращения в ANSYS	24
1.7 Методика расчёта амплитудно-частотных характеристик вращающегося ротора при вынужденных колебаниях в ANSYS.....	29
1.8 Методика расчёта динамики многороторных систем в ANSYS.....	36
2 Учебный пример расчёта вынужденных колебаний ротора насоса окислителя ТНА	39
2.1 Анализ конструкции исследуемого ротора НО и его опор	39
2.2 Схема ротора НО при исследовании динамики.....	40
2.3 Конечно-элементная модель ротора НО.....	41
2.4 Расчёт критических частот вращения ротора НО	45
2.5 Расчёт амплитудно-частотных характеристик вращающегося ротора при вынужденных колебаниях	48
3 Приближенные методы расчёта критических частот вращения многодисковых роторов ТНА.....	52
3.1 Расчет критических частот вращения роторов ТНА по энергетическому методу	52
3.2 Метод последовательных приближений.....	54
3.3 Метод Дункерлея.....	55
Заключение	57
Список использованных источников	59

Введение

Турбонасосный агрегат (ТНА) является одним из наиболее ответственных в прочностном и динамическом отношениих структурных элементов жидкостного ракетного двигателя (ЖРД). Отдельные узлы и детали ТНА подвержены широкому спектру нагрузок различной природы и характера: гидро(газо)динамическим, инерционным, вибрационным, ударным, центробежным, гироскопическим, силовым, термическим, распределённым и сосредоточенным, постоянным во времени и переменным по различным закономерностям [10, 12, 13]. Под действием этой гаммы нагрузок изменяются механические свойства конструкционных материалов деталей, условия сопряжений их и взаимовлияния. Многие роторные детали ТНА подвержены практически всем видам деформаций: растяжению, сжатию, кручению, сдвигу, изгибу. Напряжённо-деформированное состояние деталей изменяется по наработке ЖРД. Условия работы нагретых деталей турбин ТНА осложняются ещё и тем, что они работают при мощном воздействии коррозионно-активного газа.

Осевые, радиальные и окружные нагрузки наиболее опасны для роторов ТНА. Они передаются от рабочих колёс турбин, насосов, систем уплотнений через вал на опоры, далее на корпус ТНА и через узлы подвески его – на ЖРД и далее на ракету.

Мощность турбин современных ТНА огромна. Например, мощность турбины ТНА отечественного ЖРД РД0120 (2-я ступень ракетносителя «Энергия») составляет $N_T = 68 \text{ МВт}$ [9].

Крутящий момент вала турбины $M_{кр} = N_T / \omega$.

Так как в ТНА частота вращения высокая (33500 об/мин), то величины крутящего момента и соответствующих ему напряжений кручения малы.

Из этих соображений вытекает, что вал можно проектировать небольшого диаметра. Однако при этом резко уменьшается изгибная жёсткость вала, что, как правило, приводит к неприятностям при колебаниях ротора.

Всегда существующая неуравновешенность элементов ротора ТНА приводит к опасным резонансным режимам его работы. Для обеспечения надёжной работы ТНА необходимо уметь отстраиваться от опасных резонансов или уменьшать их вредное воздействие.

Инерционные нагрузки и гироскопический момент ротора в значительной степени определяются конструктивной схемой и компоновкой ТНА, а также параметрами траектории полёта [10, 14].

Комплекс действующих нагрузок студенты изучают в учебной дисциплине «Динамика и прочность РД». Хорошие перспективы открылись в связи с использованием компьютерных технологий [11].

Настоящее учебное пособие «Численное моделирование динамических процессов ротора ТНА» представляет собой третью часть комплекса пособий, предназначенных для подготовки высококвалифицированных специалистов по специальности 160302 и направлениям подготовки 160700.65 и 160700.68 на основе использования сопряжённых (гидро- и газодинамических, термодинамических, тепловых, прочностных, деформационных, динамических и технологических) моделей оценки параметров эффективности создаваемых изделий и управления ими на этапах проектирования и доводки.

На основе данных, полученных в ходе выполнения курсовых проектов по дисциплинам «Теория и расчёт лопаточных машин агрегатов ракетных двигателей», «Проектирование турбонасосных агрегатов» студенту предлагается самостоятельно, получая консультации преподавателя, рассчитывать критические частоты вращения роторов ТНА и их амплитудно-частотные характеристики.

1 Технология численного моделирования динамических процессов ротора ТНА

В общем случае численное моделирование вынужденных колебаний роторов необходимо вести в следующей последовательности:

- 1) анализ конструкции исследуемого ротора и его опор;
- 2) выбор расчётной схемы;
- 3) построение расчётной конечно-элементной модели ротора;
- 4) выполнение модального анализа с целью определения спектра собственных колебаний системы для различных частот вращения ротора;
- 5) построение резонансной диаграммы и определение критических частот вращения;
- 6) анализ расположения критических частот вращения ротора относительно рабочих режимов;
- 7) выполнение гармонического анализа для определения амплитудно-частотных характеристик ротора при вынужденных колебаниях под действием неуравновешенности;
- 8) анализ амплитуд смещений и напряжений ротора на критических режимах;
- 9) выводы и рекомендации по результатам исследований.

1.1 Анализ конструкции исследуемого ротора и его опор

Исследования необходимо начинать с детального анализа конструкции рассматриваемого ротора и его опор, с целью выявления конструктивных особенностей и параметров, способных существенно повлиять на точность получаемых результатов.

При анализе необходимо учитывать следующие факторы. На динамические характеристики существенное влияние оказывают [1, 2]: продольное распределение инерционно-жесткостных характеристик ротора, расположение и тип опор, а также стержневых устройств, их поступательные и вращательные жё-

сткости. На изгибную жёсткость ротора могут воздействовать различные конструктивные особенности такие, как осевые и радиальные натяги, жёсткости стыков и усилия затяжки групповых болтовых соединений, нелинейные контактно-фрикционные взаимодействия между деталями силовой схемы и т.п.

1.2 Выбор расчётной схемы

Под расчётной схемой понимается совокупность исходных уравнений, ограничений и допущений, а также геометрических представлений рассматриваемого структурного элемента рассматриваемой системы или изделия.

Выбор расчётной схемы осуществляется по результатам анализа конструкции ротора. При этом необходимо определить действующие нагрузки и граничные условия.

Следует отметить, что выбор расчётных схем, определение характеристик жёсткости и демпфирования её элементов – неформализуемая задача и для достоверного расчётного определения собственных частот и форм колебаний систем ротор-статор необходим опыт расчётов, подтверждённых экспериментальными данными.

1.3 Построение расчётной конечно-элементной модели ротора

Модель динамики ротора как структура его динамической надёжности включает модели материала, формы, нагружения и разрушения. Совокупность этих моделей должна обеспечить конечную цель, которая должна быть достигнута с помощью конечно-элементной модели (КЭМ) ротора, – обеспечение запасов работоспособности и (или) вероятности неразрушения ротора.

Выбор расчётной КЭМ ротора требует особого внимания, так как она должна включать различные конструктивные особенности исследуемого предмета и силовые факторы нагружения, учитываемые при составлении расчётной схемы.

1.3.1 Замечания о выборе расчётной КЭМ ротора

При построении расчётной КЭМ ротора необходимо придерживаться следующих рекомендаций. Модель должна:

- быть универсальной, чтобы использовать её при решении различного рода задач;
- иметь возможность модифицирования для исследования вариантов конструкций и нагрузок;
- должна обеспечивать приемлемую производительность вычислений для проведения работ по оптимизации.

Основным инструментом решения инженерных задач является метод конечных элементов (МКЭ). Он реализован в виде множества универсальных программных комплексов конечно-элементного анализа (ANSYS, NASTRAN, Comsol, LS-DYNA, APM WinMachine и др.). Модель формы ротора может быть выполнена из стержневых, плоских, трёхмерных и дискретных конечных элементов (КЭ) или их комбинаций.

Рассмотрим достоинства и недостатки каждого типа модели.

Стержневая (балочная) модель ротора

Достоинства:

- низкая трудоёмкость создания расчётной сетки;
- простота приложения нагрузок, приведённых к оси;
- простота задания граничных условий;
- высокая скорость вычислений и, как следствие, высокая эффективность при проведении оптимизационных работ.

Недостатки:

- упрощённое представление реальной конструкции ротора и статора;
- высокая трудоёмкость подготовки и ввода большого количества исходных данных о геометрии ротора и его инерционных характеристиках;
- невозможность учёта монтажных нагрузок, неравномерных объёмных и поверхностных нагрузок, а также температурных полей;

- ограниченное использование модели при решении задач иного рода;
- невысокая точность результатов.

Плоская модель ротора

Достоинства:

- возможность применения конструкторских 2D и 3D моделей в качестве исходных;
- подробное представление всех элементов конструкции;
- возможность моделирования монтажных, объёмных и поверхностных нагрузок, а также температурных полей;
- нормальная эффективность вычислений;
- универсальность модели и, как следствие, возможность использования при решении различных задач;
- умеренная трудоёмкость создания расчётной сетки конечных элементов.

Недостатки:

- сложность приложения нагрузок и граничных условий, приведённых к оси;
- необходимость эквивалентной замены неосесимметричных элементов ротора и статора;
- ограниченные возможности приложения неоднородных нагрузок в окружном направлении.

Трёхмерная модель ротора

Достоинства:

- возможность применения конструкторских 2D и 3D моделей в качестве исходных;
- детальное представление всех элементов и особенностей конструкции;
- возможность моделирования всех видов нагрузок с учётом неоднородностей;
- относительная универсальность модели;
- хорошая наглядность, получаемых результатов;
- высокая точность результатов.

Недостатки:

- очень высокая трудоёмкость создания расчётной сетки;
- очень низкая эффективность вычислений и, как следствие, необходимость использования высокопроизводительных ЭВМ;
- сложность обработки результатов из-за их большого объёма.

При моделировании роторных систем рекомендуется использовать элементы, рассматриваемые ниже, так как для них в программной среде ANSYS реализован учёт влияния гироскопического эффекта.

1.3.2 Стержневые и дискретные конечные элементы

Стержневая КЭМ ротора в основном строится с применением балочных двухузловых КЭ типа BEAM188(189), основанных на балочной теории Тимошенко с учетом деформаций сдвига. КЭ BEAM188 в зависимости от третьей ключевой опции может иметь линейные (KEYOPT(3) = 0), квадратичные (KEYOPT(3) = 2) или кубические (KEYOPT(3) = 3) функции формы. Каждый узел элемента по умолчанию имеет шесть степеней свободы (UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ). Характеристики поперечного сечения балочного элемента задаются с помощью диалога (рисунок 1.1) Beam Tool (Main Menu> Preprocessor> Sections> Beam> Common Sectns).

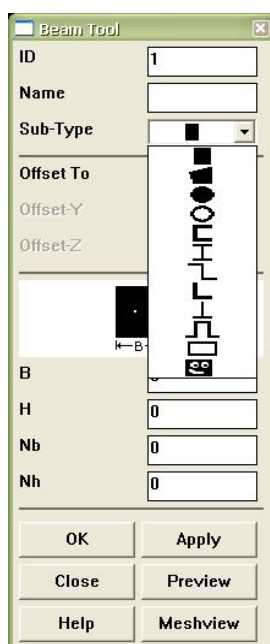


Рисунок 1.1 – Диалог Beam Tool задания характеристик сечения КЭ BEAM188

Также возможно применение стержневых КЭ типа PIPE288(289), которые полностью аналогичны рассмотренным ранее BEAM188(189). Характеристики поперечного сечения задаются в диалоге (рисунок 1.2) Add or Edit Pipe Section (Main Menu> Preprocessor> Sections> Pipe> Add).

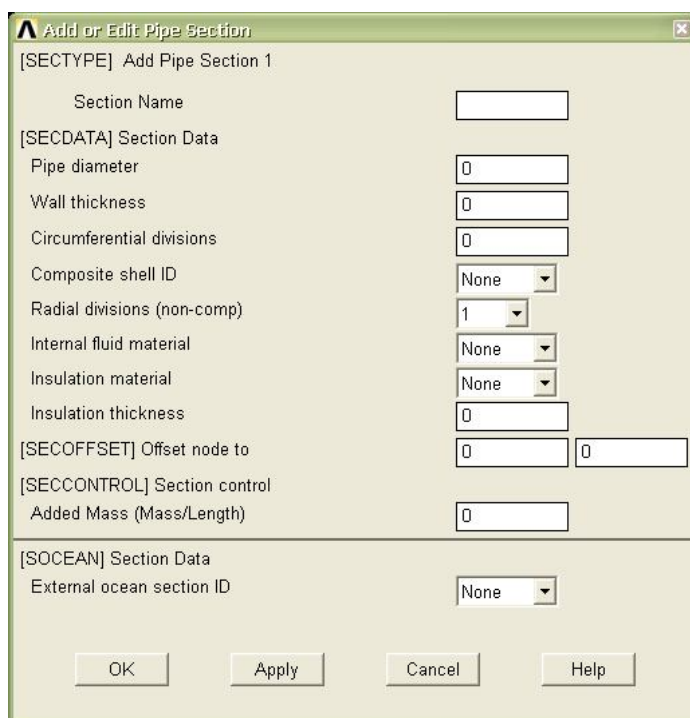


Рисунок 1.2 – Диалог задания характеристик КЭ PIPE288

С помощью балочных элементов моделируют протяжённые элементы ротора, такие как валы, проставки, диафрагмы, кольца и т.п.

Часто в стержневых моделях шнеки, крыльчатки и другие детали заменяются сосредоточенными массами с моментами инерции. В ANSYS для этого существует дискретный КЭ MASS21, имеющий до шести степеней свободы в зависимости от третьей ключевой опции (KEYOPT(3) = 0). Инерционные характеристики детали задаются в виде реальных постоянных (рисунок 1.3).

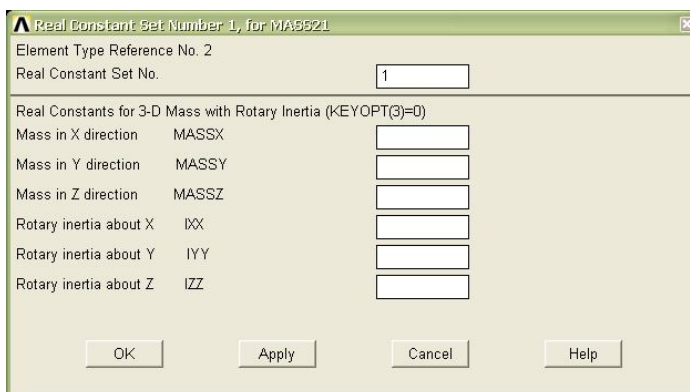


Рисунок 1.3 – Диалог задания инерционных свойств КЭ MASS21

На рисунке 1.4 представлена стержневая КЭМ простого ротора (включена опция отображения сечения элемента).

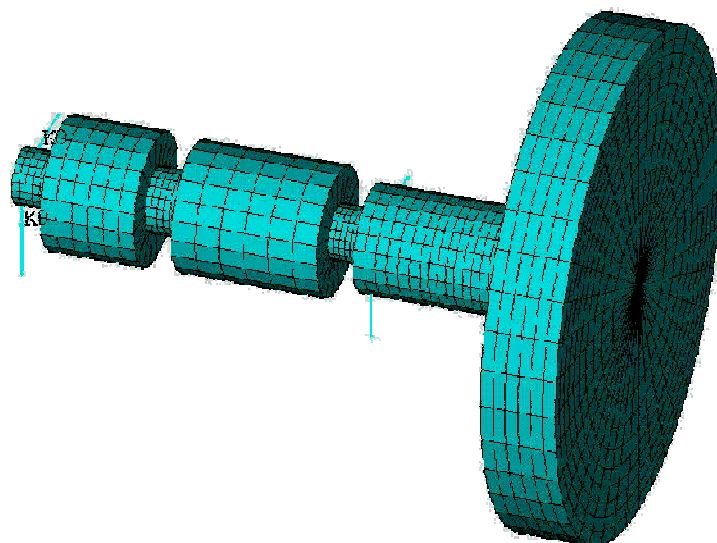


Рисунок 1.4 – Стержневая КЭМ ротора

Дискретные элементы, применяемые для моделирования опор роторов, будут рассмотрены ниже.

1.3.3 Оболочечные и объёмные КЭ

Для детального моделирования компонентов ротора и статора применяются трёхмерные оболочечные SHELL181(281) и твердотельные SOLID185(186, 187) конечные элементы.

КЭ SHELL181(281) представляет собой оболочку переменной толщины, с шестью степенями свободы в каждом узле по умолчанию. Элемент поддерживает различные схемы интегрирования – полную и упрощённую, а также может использоваться при моделировании слоистых структур композиционных материалов. Толщина оболочки (слоя) определяется в диалоге (рисунок 1.5) Create and Modify Shell Sections (Main Menu> Preprocessor> Sections> Shell> Lay-up> Add/Edit), при этом необходимо предварительно задать модель материала детали.

Оболочечные КЭ рационально использовать при моделировании тонкостенных деталей, таких как проставки, кожухи, лопатки, диски турбин и т.п. На

рисунке 1.6 показана крыльчатка ротора ТНА, выполненная с помощью оболочечных КЭ.

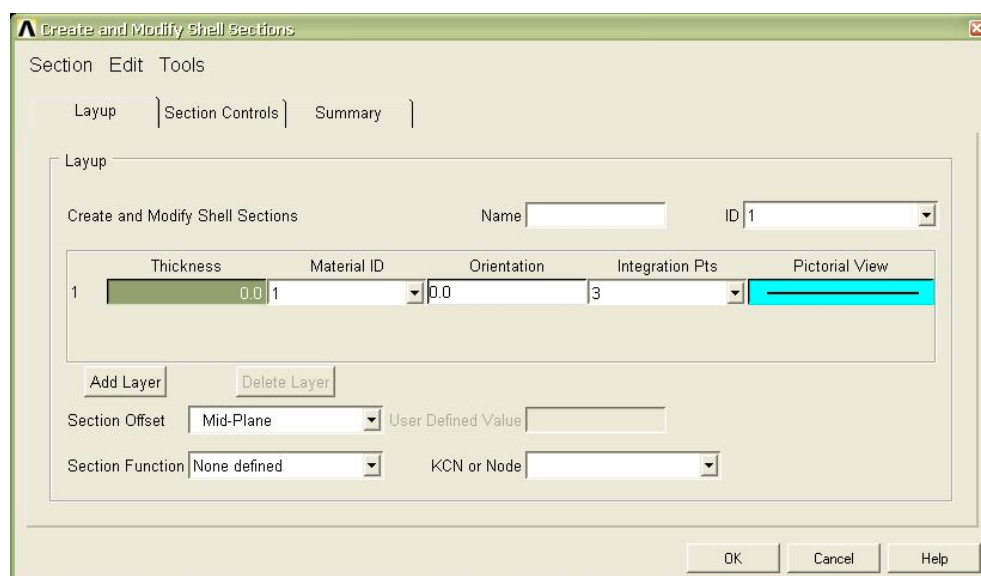


Рисунок 1.5 – Диалог задания толщины оболочечного элемента

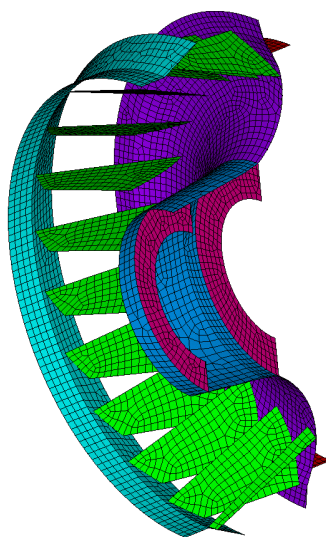


Рисунок 1.6 – Оболочечная КЭМ крыльчатки ТНА

Объёмный КЭ SOLID185 представляет собой гексаэдр и содержит восемь узлов, каждый имеет по три поступательные степени свободы. Кроме этого при моделировании нерегулярных областей КЭ SOLID185 может быть представлен в виде тетраэдра или треугольной призмы. Включение KEYOPT(3) = 1 позволяет рассчитывать слоистые структуры. С помощью второй ключевой опции KEYOPT(2) возможно управлять формулировкой элемента.

Твердотельные элементы в основном применяются, когда невозможно использование стержневых и оболочечных КЭ, т.е. при создании моделей массивных компонентов ТНА, таких как корпуса, диски, крышки, валы, зубчатые колёса и т.д. На рисунке 1.7 представлены КЭМ корпуса и вала насоса окислителя ТНА, выполненные с помощью объёмных твердотельных элементов.

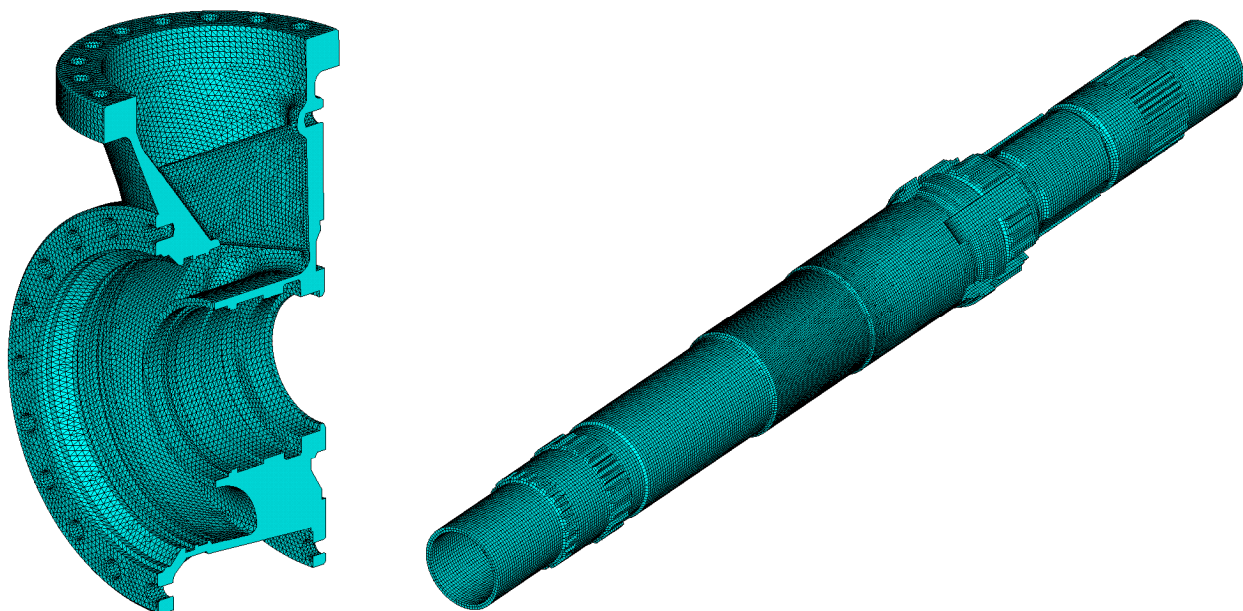


Рисунок 1.7 – Объёмные КЭМ корпуса и вала ТНА

При одновременном использовании оболочечных и твердотельных элементов в одной расчётной модели необходимо особое внимание уделять местам их соединения, так как элементы обладают разным числом узловых степеней свободы. Для их соединения необходимо применять алгоритмы, основанные на создании уравнений связи (команды CERIG, RBE3) или с применением алгоритмов контактных взаимодействий.

1.3.4 Осесимметричные «плоские» КЭ

В 12-й версии ANSYS появились осесимметричные КЭ – SOLID272(273), позволяющие существенно сокращать время вычислений. Строго говоря, эти элементы относятся к объёмным (рисунок 1.8), хотя сетка плоских КЭ создаётся только для меридионального сечения тела вращения. Основное отличие от гармонических «осесимметричных» элементов заключается в том, что внутренние усилия и смещения в окружном направлении представляются в виде рядов

Фурье. Поэтому элементы могут применяться в любом виде анализа и поддерживают практически любые виды нагрузений и деформированного состояния, что позволяет использовать в расчётах неосесимметричные нагрузки и граничные условия.

Число членов разложения Фурье определяется ключевой опцией KEYOPT(2), которая может принимать значения 1, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12. Кроме того, порядок разложения определяет число узловых плоскостей (узлов Фурье), которые строятся в окружном направлении с равным шагом (рисунок 1.8).

Если KEYOPT(2) = 1, то получается обычный осесимметричный элемент с тем отличием, что он поддерживает кручение относительно оси симметрии. Чтобы имитировать неосесимметричные деформации, необходимо устанавливать KEYOPT(2) > 1. Чем больше число узлов Фурье (узловых плоскостей), тем точнее моделирование сложных режимов деформирования.

Использование более 12 узловых плоскостей делает применение осесимметричных КЭ SOLID272(273) неэффективным по сравнению со стандартными объёмными КЭ. Поэтому максимально допустимое число узловых плоскостей ограничено 12.

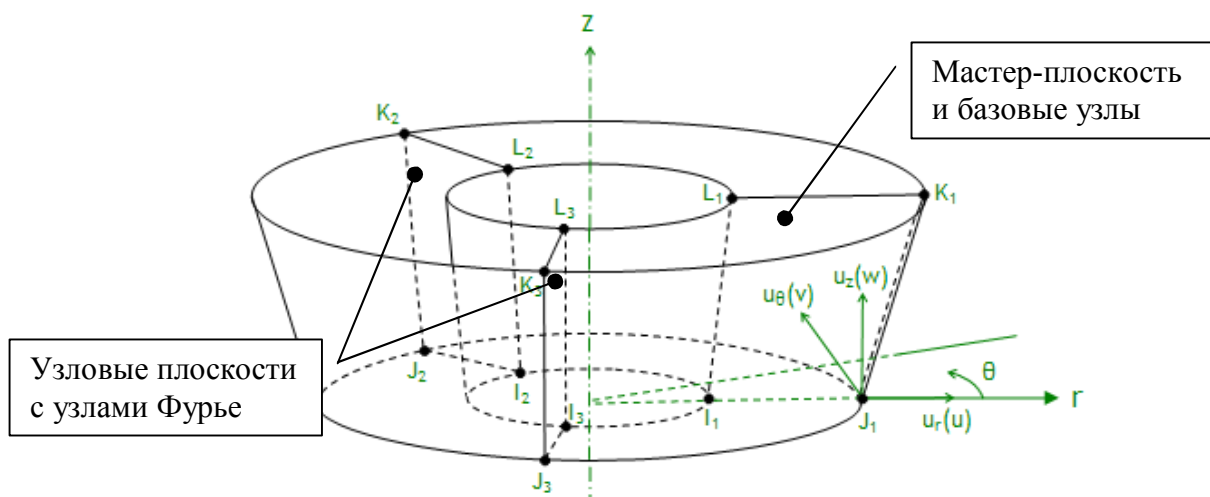


Рисунок 1.8 – Осесимметричный КЭ SOLID272

Построение модели с использованием КЭ SOLID272 начинается с создания плоской сетки элементов меридионального сечения ротора (рисунок 1.9).

Плоскость, в которой содержатся элементы сечения, называется мастер-плоскостью, а узлы – базовыми узлами.

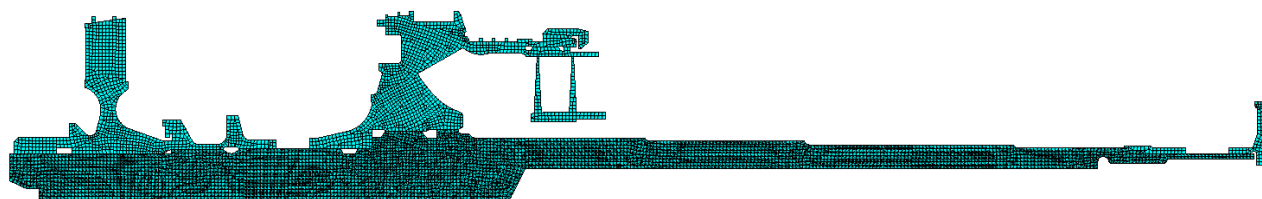


Рисунок 1.9 – Сеть КЭ SOLID272 сечения ротора ТНА

Далее необходимо указать ось осевой симметрии с помощью диалога (рисунок 1.10) Add or Edit Axis Section (Main Menu> Preprocessor> Sections> Axis> Add) или команд **SECTYPE** и **SECDATA**. При этом доступны 3 варианта задания оси:

- 1) «2 Points» – требуется ввод координат двух точек в глобальной декартовой системе координат (CSYS,0), определяющих ось;
- 2) «CSYS plus axis» – требуется ввод номера системы координат в переменную V1 и номера её оси, при этом V2 = 1 соответствует оси x, V2 = 2 – оси y и V2 = 3 – оси z;
- 3) «Origin plus dir» – задаются последовательно координаты начала осей XO, YO, ZO и три направляющих косинуса xdir, ydir, zdir.

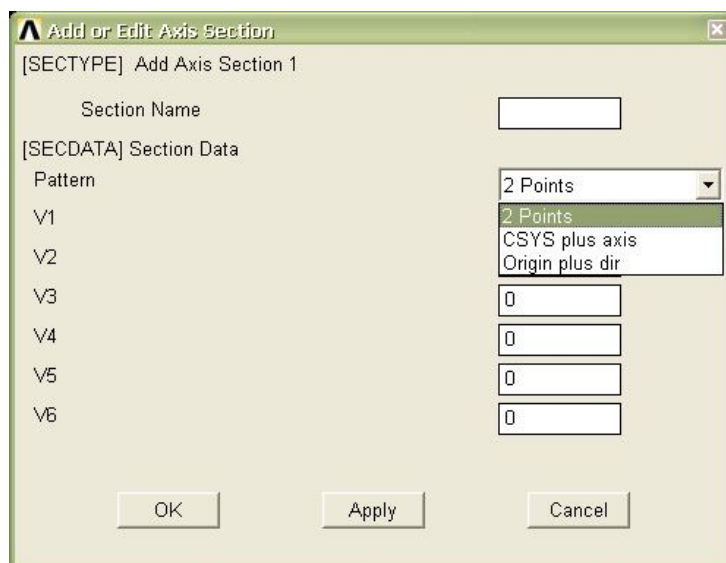


Рисунок 1.10 – Диалог задания оси элемента SOLID272

Узловые плоскости автоматически строятся и удаляются в диалоге About Axisymmetric Section (Main Menu> Preprocessor> Modeling> Create> Nodes> About AXIS Section) или с помощью команды NAXIS (рисунок 1.11).

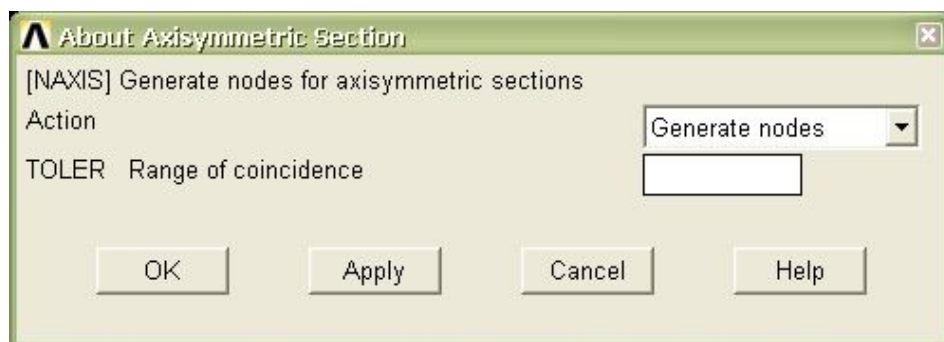


Рисунок 1.11 – Диалог создания-удаления узловых плоскостей

Кроме этого, команда NAXIS,efacet,num (num = 1, 2, 3, 4, 5, 6) позволяет управлять качеством отображения в режиме полной трёхмерной модели (рисунок 1.12).

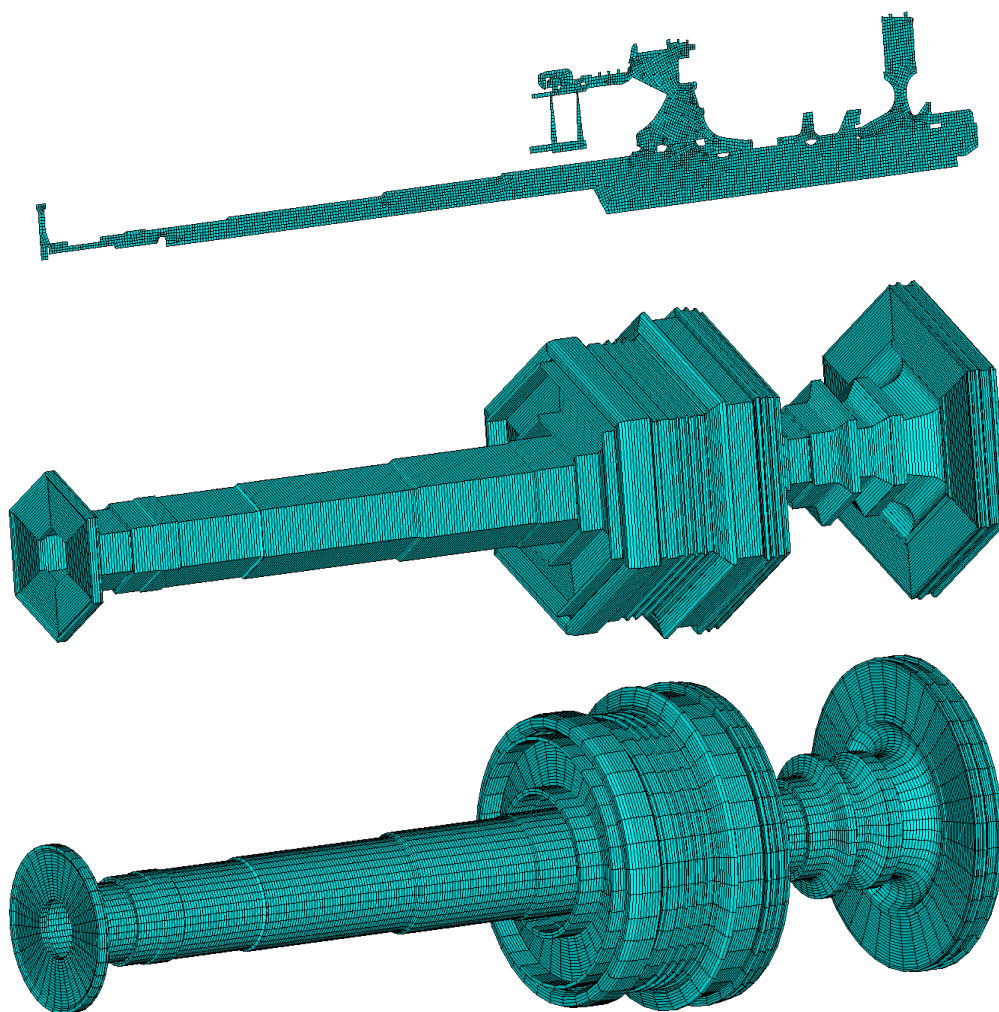


Рисунок 1.12 – Режимы отображения полной модели для КЭ SOLID272

Режим полной трёхмерной модели включается в Utility Menu> PlotCtrls> Style> Size and Shape (рисунок 1.13) или с помощью команды /ESHAPE,1 (RSYS,SOLU).

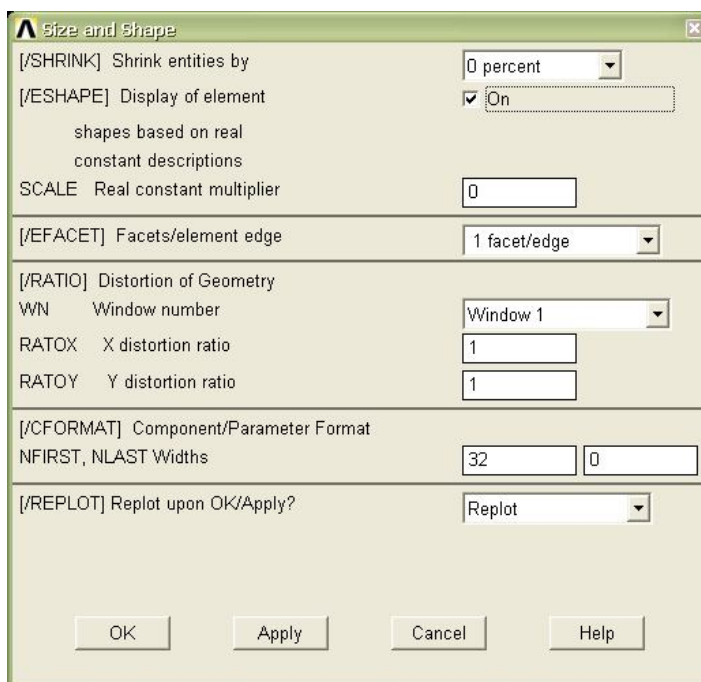


Рисунок 1.13 – Включение режима отображения полной модели

Следует отметить, что при задании осесимметричных граничных условий или уравнений связи степеней свободы узлов в мастер-плоскости их необходимо продублировать во всех узловых плоскостях (рисунок 1.14).

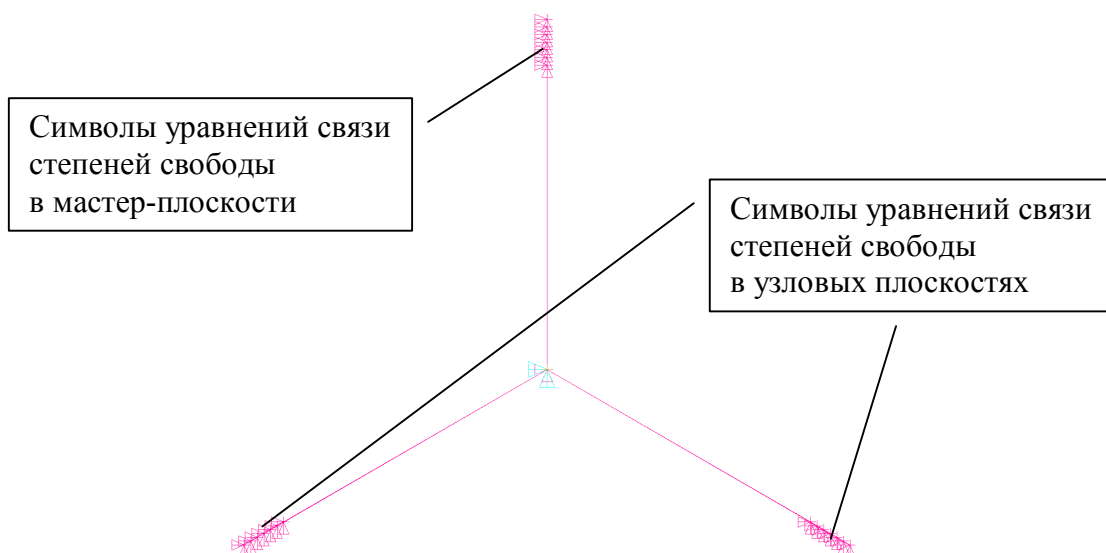


Рисунок 1.14 – Связь узлов SOLID272 в «жёсткую» область

Конечные элементы SOLID272(273) подходят для моделирования практически любых осесимметричных компонентов ротора и статора ТНА.

1.4 Методика учёта жёсткости опор ротора при исследовании его динамики

Для учёта жёсткости опор ротора в среде ANSYS применяются дискретные конечные элементы (рисунок 1.15) типа: пружина – демпфер (COMBIN14), нелинейная пружина (COMBIN39), пружина – демпфер – элемент сухого трения – зазор (COMBIN40), матрица жёсткости/масс/демпфирования (MATRIX27), двухмерная упругодемпферная опора (COMBIN214).

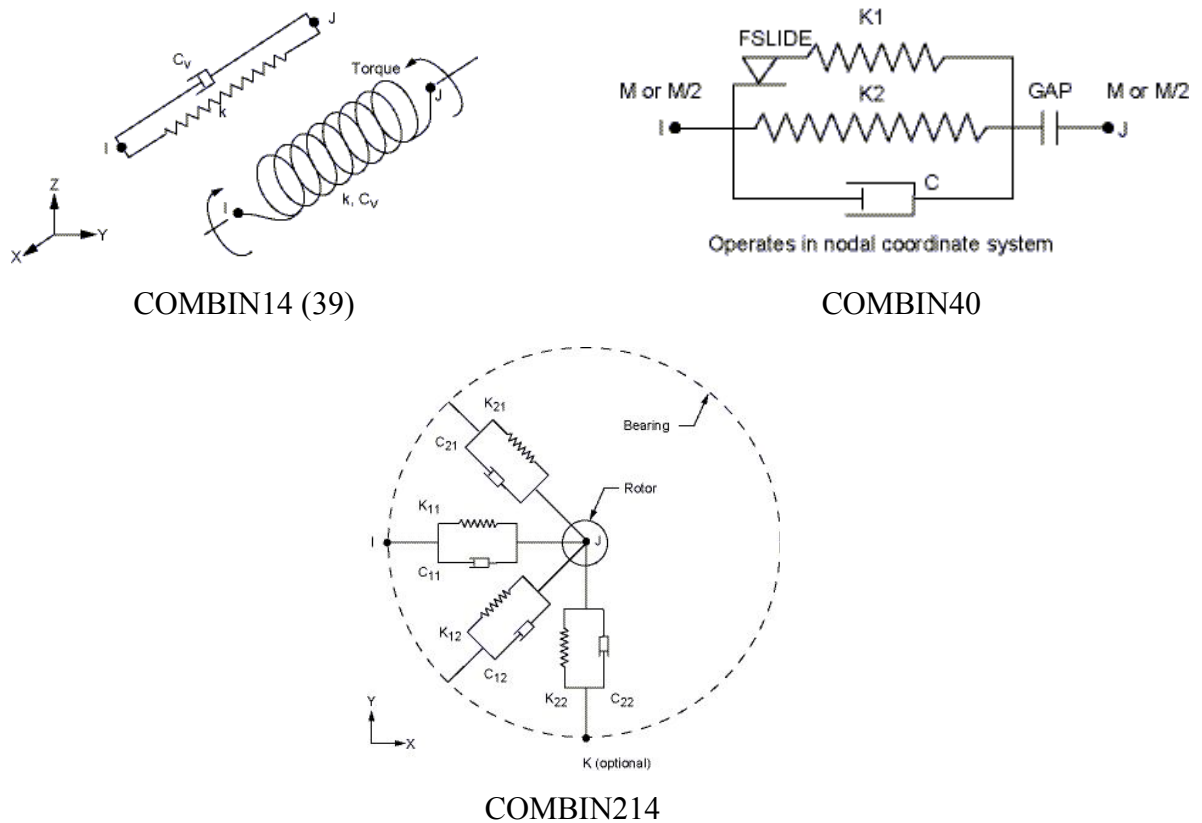


Рисунок 1.15 – Схемы конечных элементов типа «пружина-демпфер»

В исследованиях вынужденных колебаний ротора удобно использовать последний тип КЭ. COMBIN214 представляет собой элемент растяжения-сжатия с двумя степенями свободы в каждом узле. Элемент имеет три узла, один из которых опциональный используется для ориентирования плоскости элемента в нелинейном анализе. Ключевая опция KEYOPT(2) в настройках КЭ определяет плоскость опоры ротора (рисунок 1.16). При построении узлы элемента должны лежать в плоскости, параллельной заданной в KEYOPT(2).

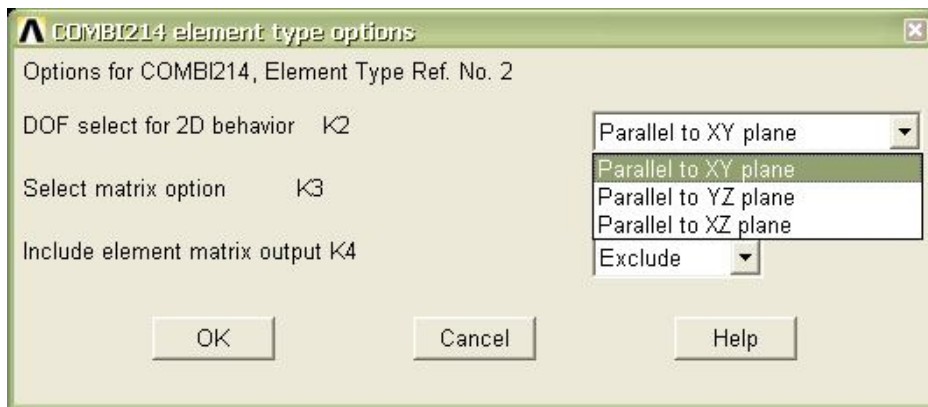


Рисунок 1.16 – Настройки COMBIN214

С помощью реальных постоянных задаются значения жёсткости и демпфирования в двух взаимно перпендикулярных направлениях (рисунок 1.17). Это позволяет моделировать анизотропию опор ротора. Также COMBIN214 имеет возможность задания параметров опоры в табличном виде, как функции частоты возбуждения.

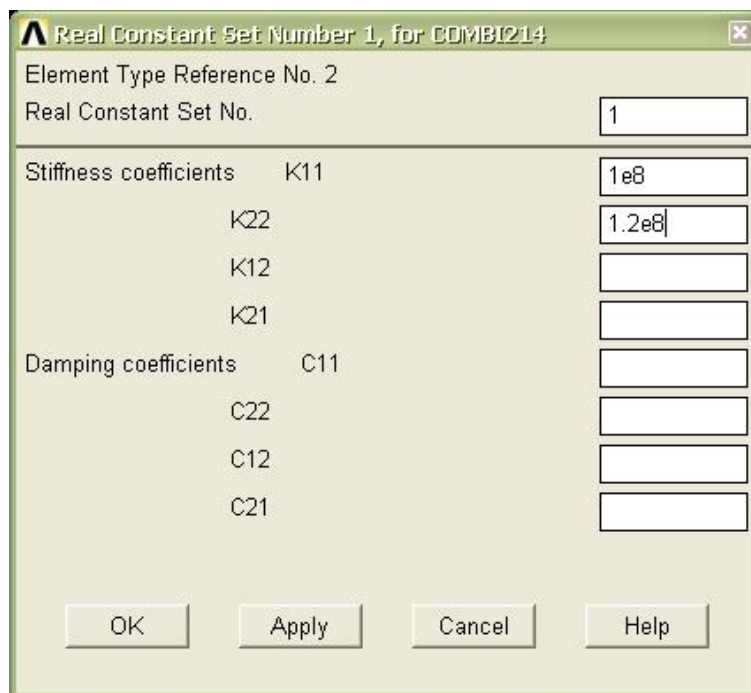


Рисунок 1.17 – Задание реальных постоянных КЭ COMBIN214

Для моделирования опоры ротора, состоящего из трёхмерных КЭ, создаётся «жёсткая» область узлов посадочного места подшипника с помощью команды CERIG (Main Menu>Preprocessor>Coupling / Seqn>Rigid Region). Смещения области управляются мастер-узлом, лежащим на оси. В этом узле можно задавать граничные условия, соответствующие типу опоры. Также он может

быть одним из узлов КЭ COMBIN214, когда необходимо учесть жёсткость опоры (рисунок 1.18). При этом второй узел COMBIN214 должен быть связан со статорной частью или быть закреплён по всем степеням свободы, если корпуса не рассматриваются. Следует отметить, что в мастер-узле необходимо поместить вспомогательную точечную массу MASS21, для которой нужно задать такие реальные постоянные, чтобы они не оказывали влияния на физику рассматриваемого явления.

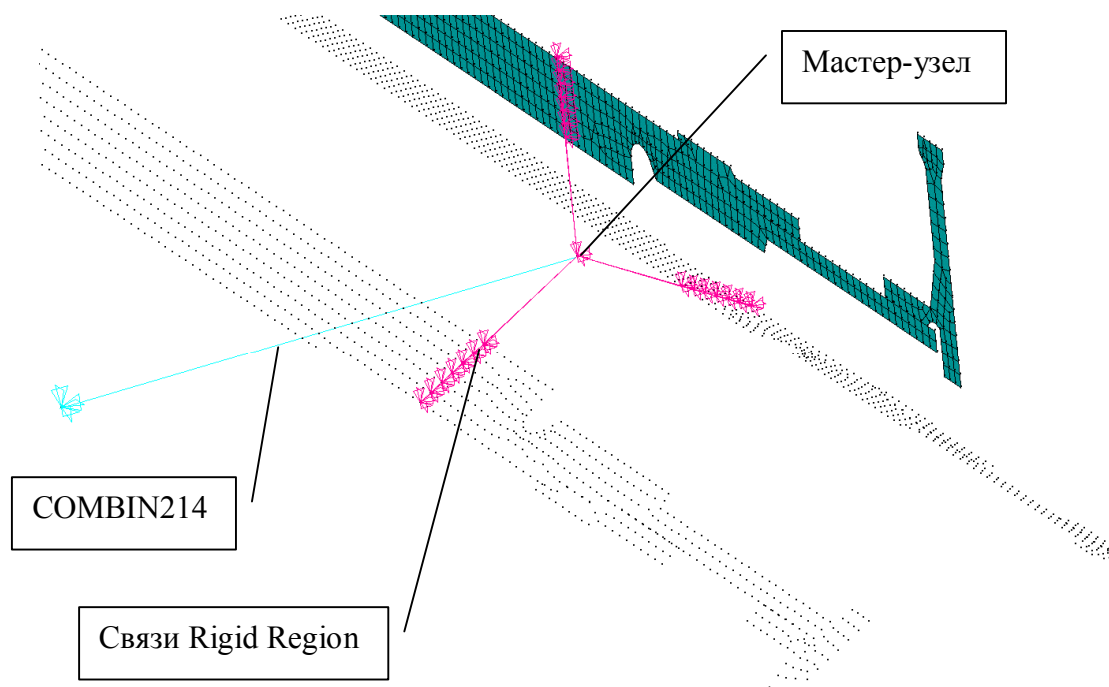


Рисунок 1.18 – Создание опоры трёхмерного ротора

1.5 Методика учёта влияния гироскопического момента в программе ANSYS

Наличие в конструкции роторов ТНА массивных крыльчаток и рабочих колёс турбин требует обязательного учёта влияния гироскопического эффекта на динамические характеристики при проведении расчётных исследований.

Учёт влияния этого эффекта в программной среде ANSYS осуществляется с помощью диалога Applies the Coriolis effect to a rotating structure (Main Menu> Solution> Define Loads> Apply> Structural> Inertia> Angular Veloc> Coriolis) или с помощью команды CORIOLIS, ON, , , ON.

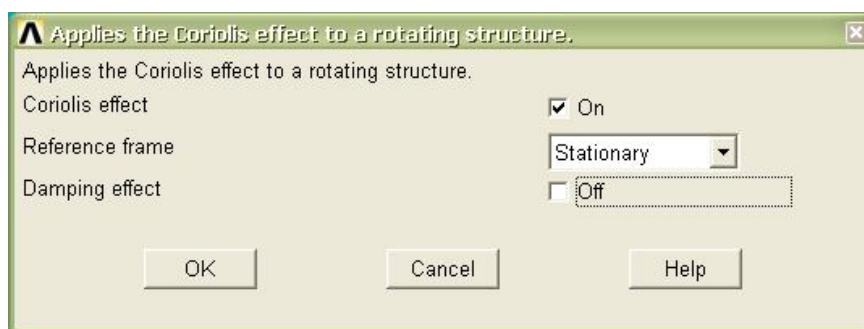


Рисунок 1.19 – Диалог управления гироскопическим эффектом

Для активации необходимо отметить галочкой переменную Coriolis effect и указать, в какой системе координат проводить расчёт (рисунок 1.19). Моделирование роторной динамики может быть выполнено в двух различных системах отсчёта.

1. Неподвижная система отсчёта применяется там, где:

- рассчитываемая конструкция (КЭМ) содержит как роторную, так и поддерживающую статорную части;
- моделируемая вращающаяся часть конструкции должна обладать осевой симметрией.

2. Вращающаяся система отсчёта применяется там, где:

- рассчитываемая конструкция (КЭМ) содержит только роторную часть;
- в расчётах присутствует только сила Кориолиса, гироскопический эффект не учитывается в уравнениях динамики.

Большинство исследований колебаний роторных систем проводятся в неподвижной системе координат.

Уравнение роторной динамики в общем виде можно записать как

$$[M]\{\ddot{U}\} + [G + C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{F\},$$

где $[M]$, $[C]$, $[K]$ – матрицы масс, демпфирования и жёсткости конструкции соответственно, $[G]$ – гироскопическая матрица.

Из-за того, что гироскопический эффект в ANSYS учитывается в виде матрицы «демпфирования», то это приводит к необходимости использования

специальных решателей DAMP и QRDAMP для расчёта спектров собственных колебаний. QRDAMP обладает большей вычислительной эффективностью.

Выбор решателя осуществляется при настройке параметров модального анализа в диалоге Modal Analysis (рисунок 1.20).

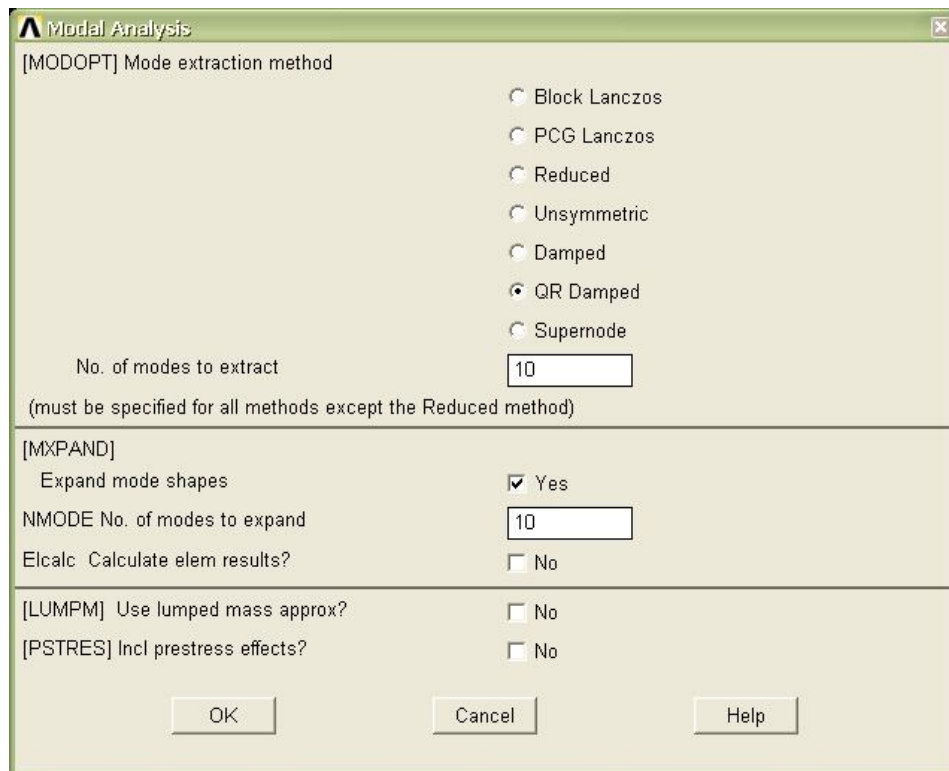


Рисунок 1.20 – Настройка параметров модального анализа

Для расчёта комплексных значений собственных векторов устанавливается галочка напротив переменной Calculate Complex Eigenvectors в диалоге Block Lanczos Method (рисунок 1.21). Это необходимо для отображения анимации прецессионного движения ротора.

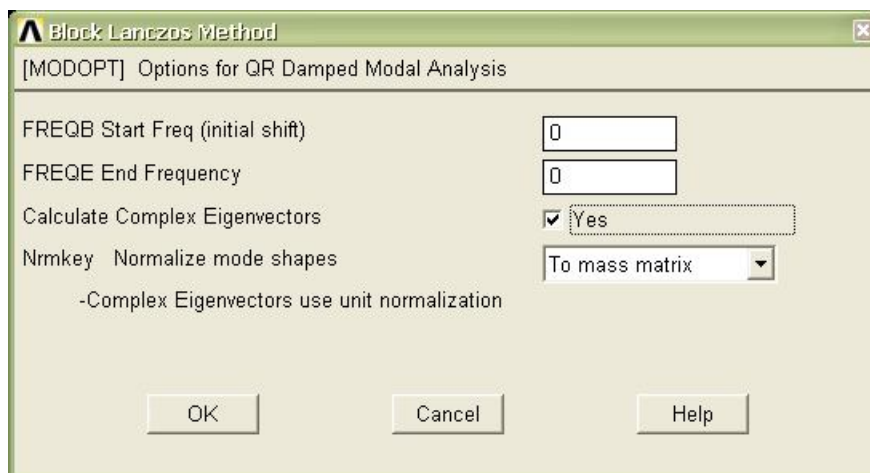


Рисунок 1.21 – Настройки решения

Собственные частоты, полученные с помощью решателя QRDAMP, представляются в комплексной форме, как показано на рисунке 1.22.

```
***** DAMPED FREQUENCIES FROM REDUCED DAMPED EIGENSOLVER *****
```

MODE	COMPLEX FREQUENCY (HERTZ)			MODAL DAMPING RATIO
1	-0.78052954E-01	49.844724	j	0.15659202E-02
	-0.78052954E-01	-49.844724	j	0.15659202E-02
	(a)	(b)		(c)

Рисунок 1.22 – Пример отображения комплексных частот

Действительная часть комплексной частоты характеризует демпфирование на этой частоте. При этом её отрицательное значение соответствует стабильной форме колебаний, а положительное – нестабильной. Мнимая часть представляет значение собственной частоты с учётом демпфирования. В окне вывода присутствуют две строки комплексных частот на одну форму колебаний, вторая строка является комплексно-сопряжённым значением.

Несмотря на то, что гироскопический эффект учитывается в виде матрицы «демпфирования», диссипация энергии не происходит. Поэтому если в модели не задаётся демпфирование, то все действительные части комплексных частот будут нулевыми.

Следует отметить, что в процессе выполнения модального анализа роторной системы рассчитываются формы и частоты колебаний, соответствующие движениям с прямыми и обратными прецессиями.

1.6 Построение резонансной диаграммы ротора и нахождение его критических частот вращения в ANSYS

Критические частоты вращения ротора определяются с помощью резонансной диаграммы, которая строится по результатам нескольких расчётов спектров собственных колебаний для различных частот вращения ТНА. Серию расчётов удобно выполнять с помощью следующего макроса.

!Настройки модального анализа

/solu !Вход в модуль решения *Solution*
antype,modal !Выбор модального анализа
modopt,qr damp,30,,,on !Настройка решателя *QRDAMP*, расчёт 30 форм
mxrand,30 !Число сохраняемых форм
coriolis,on,,,on !Включение учёта гироскопического эффекта
!в неподвижной СК

!Выполнение серии расчётов для трёх частот вращения ротора

omega,,,0.1 !Задание нулевой частоты вращения ротора вокруг Z
solve !Выполнение расчёта

omega,,,500 !Задание частоты вращения ротора 500 рад/с вокруг Z
solve !Выполнение расчёта

omega,,,1000 !Задание частоты вращения ротора 1000 рад/с вокруг Z
solve !Выполнение расчёта
finish !Выход из модуля *Solution*

В макросе частота вращения ротора задаётся с помощью команды OMEGA. Также её можно задать в графическом интерфейсе при помощи диалога (рисунок 1.23) Apply Angular Velocity (Main Menu> Solution> Define Loads> Apply> Structural> Inertia> Angular Veloc> Global).

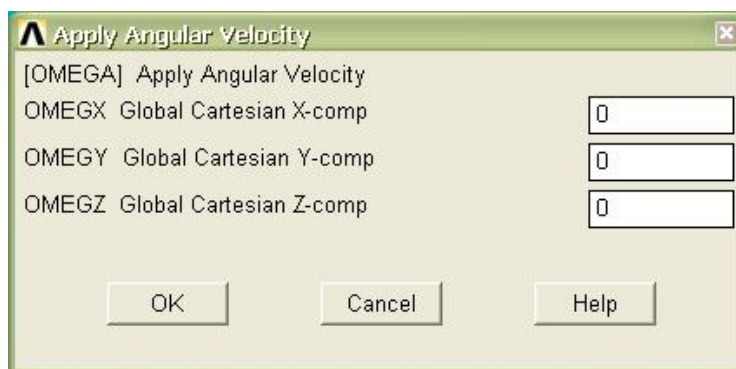


Рисунок 1.23 – Диалог задания частоты вращения ротора

В процессе выполнения решения частота вращения используется только для расчёта гироскопического эффекта и определения пространственного положения оси ротора.

Визуализация результатов исследований, в том числе построение резонансной диаграммы ротора, осуществляется в модуле General Postprocessor.

Резонансная диаграмма выводится с помощью диалога (рисунок 1.24) Plot Campbell Diagram (Main Menu> General Postproc> Rotor Dynamics> Plot Campbell) или команды PLCAMP. В диалоге необходимо включить сортировку форм по прямым и обратным прецессиям, указать номер (угловой коэффициент) возбуждающей гармоники, выбрать единицы частоты вращения – рад/с или об/мин.

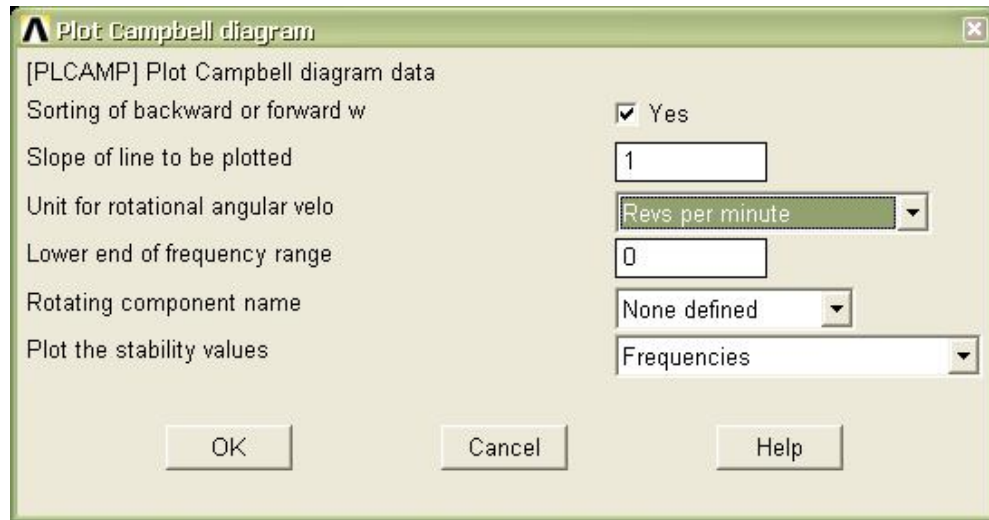


Рисунок 1.24 – Диалог построения резонансной диаграммы ротора

Пример построенной в ANSYS резонансной диаграммы показан на рисунке 1.25.

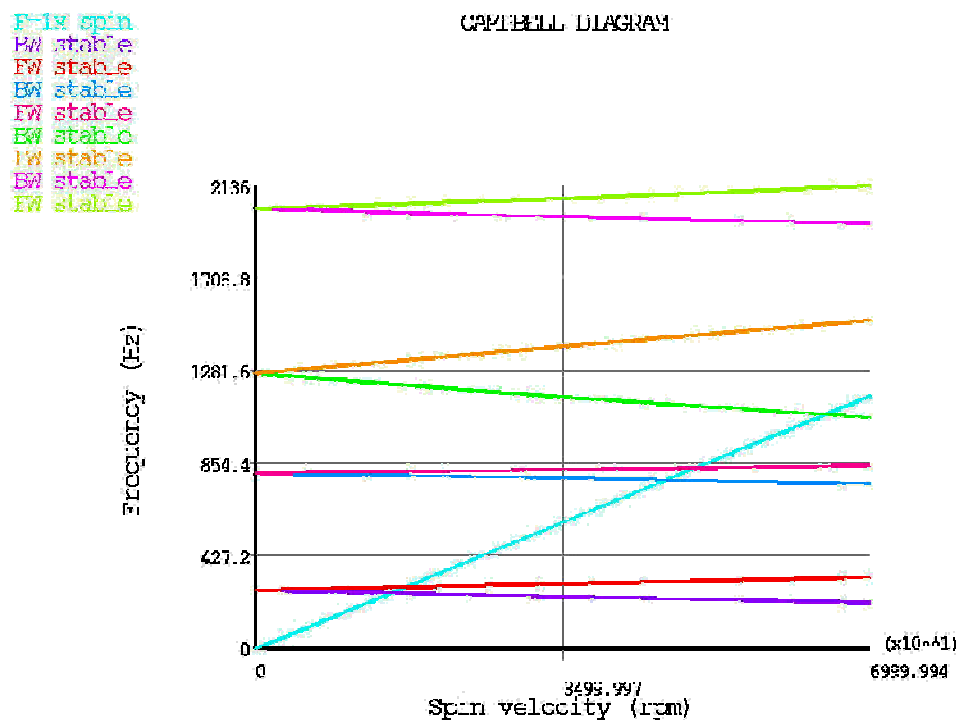


Рисунок 1.25 – Пример резонансной диаграммы ротора в ANSYS

Критические частоты вращения ротора определяются по пересечениям возбуждающей гармоники с кривыми изменения собственных частот с помощью диалога Print Campbell Diagram (Main Menu> General Postproc> Rotor Dynamics> Print Campbell). Его настройки аналогичны описанным выше. Числовые значения критических частот выводятся в окно Output Window (рисунок 1.26).

```

ANSYS 13.0 Output Window
PRINT CAMPBELL DIAGRAM
Sorting : ON
Slope of line : 0.500
X axis unit : rpm

***** FREQUENCIES <Hz> FROM CAMPBELL <sorting on> *****

Spin<rpm>          0.000      286478.898

0.50xSpin          0.000      2387.324
 1 BW              6.207      4.639
 2 FW              6.207      8.305
 3 BW             24.750     18.547
 4 FW             24.750     33.027
 5 BW             55.461     41.735
 6 FW             55.461     73.701
 7 BW             98.248     74.337
 8 FW             98.248     129.852

***** CRITICAL SPEEDS <rpm> FROM CAMPBELL <sorting on> *****
Slope of line : 0.500
 1              744.334
 2              745.478
 3             2962.286
 4             2980.317
 5             6617.229
 6             6706.517
 7            11672.885
 8            11947.968

```

Рисунок 1.26 – Значения критических частот вращения ротора

Для стержневой модели с помощью команды PLORB отображаются орбиты прецессионного движения ротора (рисунок 1.27).

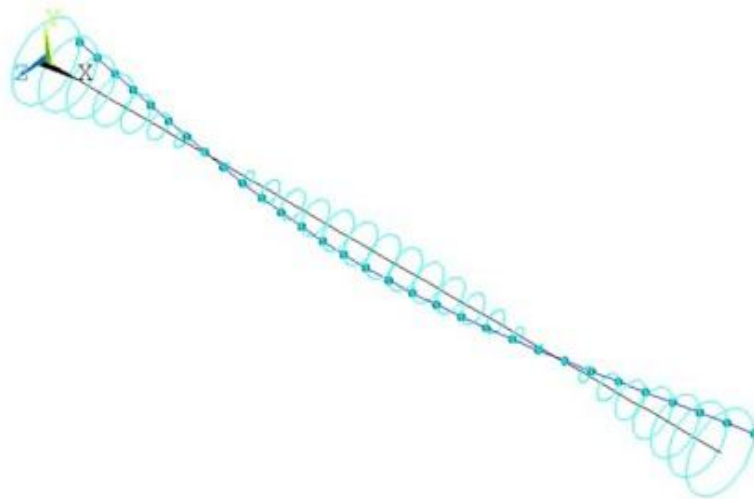


Рисунок 1.27 – Орбиты прецессионного движения ротора

Для анимации прецессионного движения ротора используется команда ANHARM. Настройка анимации осуществляется в диалоге (рисунок 1.28) Animate Over Time (Utility Menu> PlotCtrls> Animate> Time-harmonic).

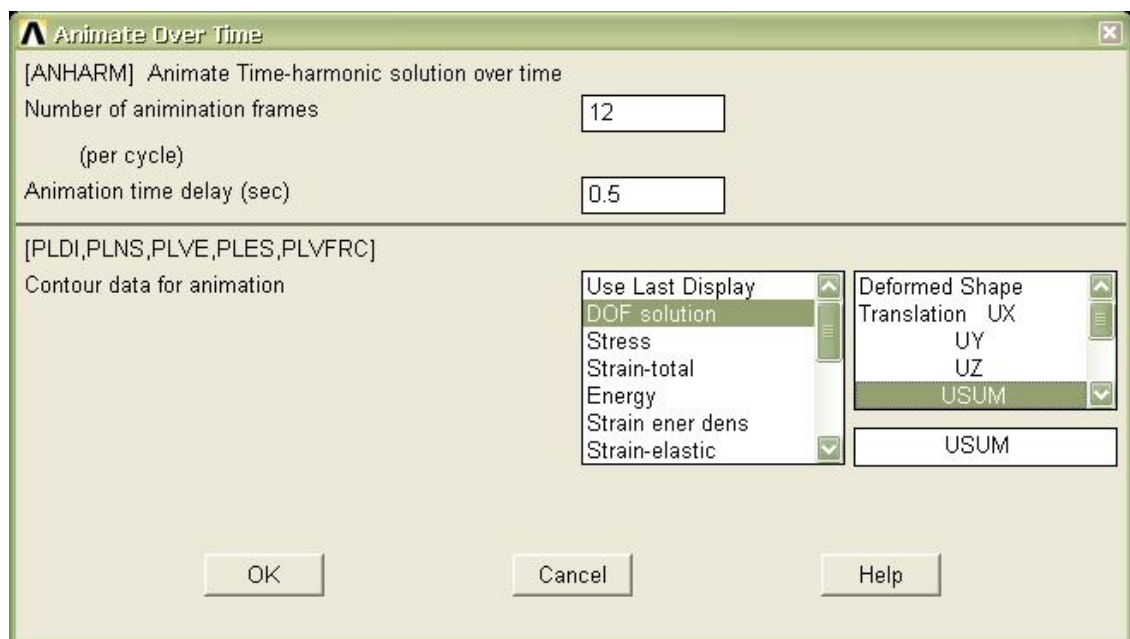


Рисунок 1.28 – Диалог настройки анимации прецессионного движения ротора

1.7 Методика расчёта амплитудно-частотных характеристик вращающегося ротора при вынужденных колебаниях в ANSYS

Определение амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) ротора ТНА при вынужденных колебаниях под действием неуравновешенности основано на рациональном выборе динамической модели системы ТНА.

Эквивалентность модели и реальной конструкции должна подтверждаться данными экспериментальных исследований. Существенным является не только правильное определение массовых и жёсткостных параметров всех элементов, оценка характера связей системы, что в совокупности определяет частотный спектр, но и задание уровня периодического возбуждения и распределения демпфирования в системе [3].

Расчёт АЧХ ротора связан с проблемой прогнозирования уровня вибрации во всём рабочем диапазоне частот вращения. Эта проблема может решаться при проектировании на основе статистических распределений дисбаланса и демпфирования для ТНА данного типа [4].

Кроме того, представляет интерес задача прогнозирования уровней вибрации, вызываемых какими-либо нарушениями нормальной работы ТНА и, как следствие этого, резким возрастанием дисбаланса в каком-либо сечении роторов. Определение АЧХ ротора ТНА при нарушенной балансировке помогает установить, какие сечения на корпусе являются наиболее информативными, т.е. лучше реагируют на наиболее сильные формы вибрации каждого из роторов для одно-, двух- и трёхроторных ТНА. Благодаря этому можно оценить эффективность выбора мест установки вибродатчиков на корпусе ТНА.

Расчётные исследования вынужденных колебаний ротора в ANSYS осуществляются на тех же конечно-элементных моделях, которые участвовали в модальном анализе.

Настройка решения начинается с выбора типа анализа Harmonic в Main Menu> Solution> Analysis Type> New Analysis (рисунок 1.29).

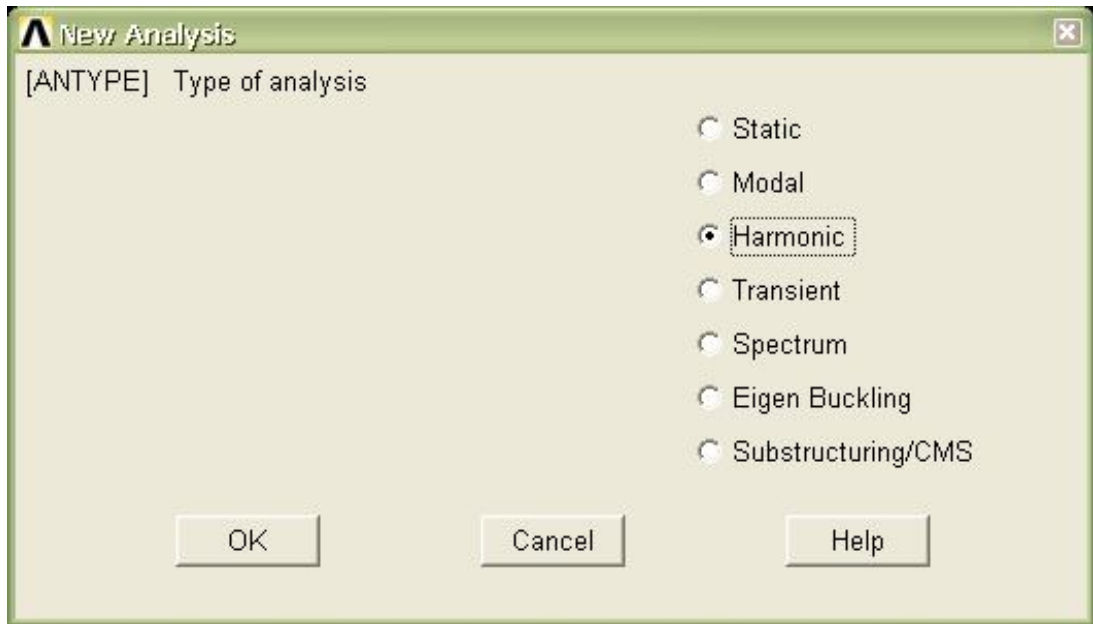


Рисунок 1.29 – Выбор типа анализа

Моделирование граничных условий закрепления ротора выполняется аналогично модальному анализу.

Рассмотрим методику приложения вращающейся возбуждающей силы F_d от неуравновешенности ротора (рисунок 1.30).

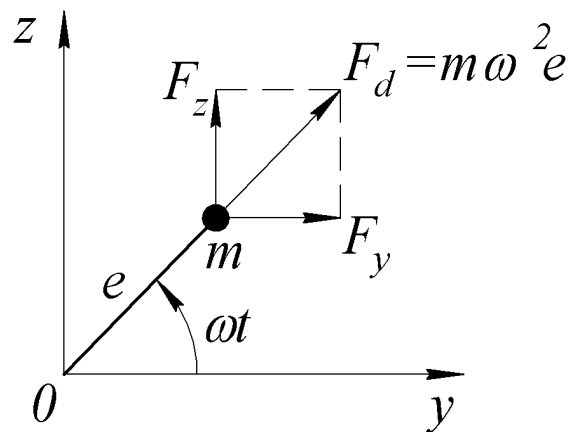


Рисунок 1.30 – К определению силы от дисбаланса

Найдём проекции силы F_d на оси координат:

$$F_y = F_d \cos(\omega t); F_z = F_d \sin(\omega t).$$

Используя комплексное представление гармонических колебаний, получаем

$$F_y = F_d e^{i\omega t};$$

$$F_z = F_d \cos(\omega t - \pi/2) = F_d e^{i(\omega t - \pi/2)} = F_d \frac{e^{i\omega t}}{\cos(\pi/2) + i \sin(\pi/2)} = -i F_d e^{i\omega t}.$$

Таким образом, в гармоническом анализе вращающаяся возбуждающая сила от дисбаланса вводится в комплексной форме в виде двух проекций. Следует отметить, что задаётся непосредственно величина дисбаланса $m \cdot e$, как показано ниже в примере.

$Disbal = m \cdot e$!Величина дисбаланса
 $F, \text{ № узла}, FY, Disbal$!Действительная часть вынуждающей
 !силы вдоль оси Y
 $F, \text{ № узла}, FZ, , - Disbal$!Отрицательная мнимая часть вынуждающей
 !силы вдоль оси Z

Силы следует прикладывать на оси вращения. Для моделей, состоящих из трёхмерных КЭ, требуется создавать на оси мастер-узел, связанный с узлами в плоскости приложения дисбаланса. При этом всегда необходимо отслеживать направления задаваемых векторов скорости вращения и проекций сил от дисбаланса. Они должны быть согласованы, как показано на рисунке 1.30.

Амплитуды и частоты вынуждающей силы рассчитываются в зависимости от частоты вращения ротора с помощью команды SYNCHRO (Main Menu> Solution>Define Loads> Apply> Structural> Inertia> Angular Veloc> Synchronous).

Программа ANSYS рассчитывает угловую скорость вращения ротора $\Omega = 2\pi f$, исходя из частоты возбуждения f [Гц], которая задаётся с помощью команды HARFRQ. Направление вектора угловой скорости вращения ротора задаётся с помощью команды OMEGA.

Кроме того, Ω участвует в вычислении гироскопической матрицы. Учёт гироскопического эффекта включается так же, как при модальном анализе.

При расчёте вынужденных колебаний от дисбаланса окно переменной Excitation Freq/Freq of rot.vel необходимо оставить пустым (рисунок 1.31).

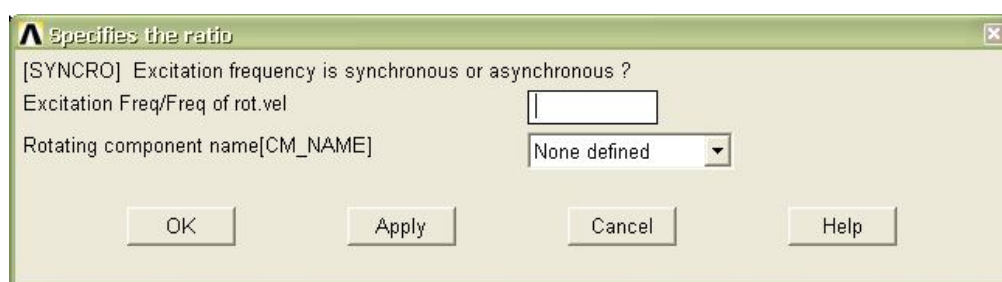


Рисунок 1.31 – Диалог команды SYNCHRO

Интересующий диапазон частот вынужденных колебаний и число шагов задаётся в диалоге (рисунок 1.32) Harmonic Frequency and Substep Options (Main Menu>Preprocessor>Loads>Load Step Opts>Time/Frequenc>Freq and Substps). Параметр КВС необходимо выставить в положение Stepped.

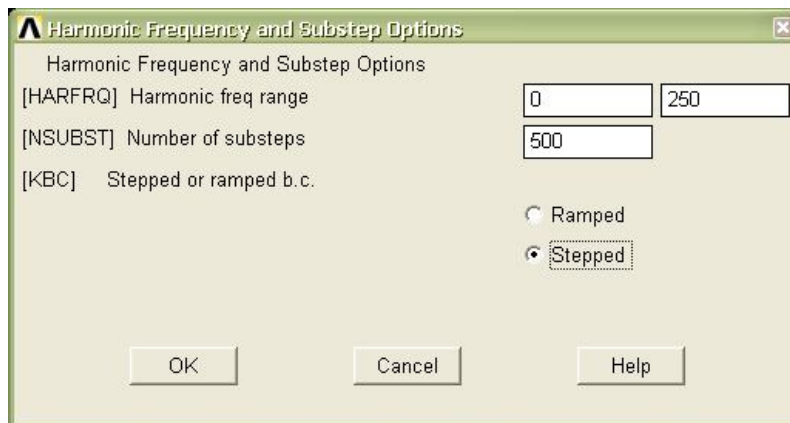


Рисунок 1.32 – Настройка диапазона частот исследований

При вынужденных колебаниях амплитуду на резонансных режимах определяет уровень демпфирования в системе. Рассеяние энергии в системе происходит путём конструкционного демпфирования в деталях, осуществляющих взаимную связь элементов (фланцевые, шлицевые и др. соединения), в опорах роторов благодаря трению в подшипниковых узлах и демпферах. Демпфирование связано также с рассеиванием энергии в материале вращающихся роторов и неподвижных элементов статора. Кроме того, в ТНА имеется демпфирование, связанное с трением среды, в которой вращается ротор.

Характеристики упругодемпферных опор определяются расчётом этих элементов отдельно от всей системы. Методы расчёта нелинейных упругодемпфирующих характеристик демпферов различных конструкций изложены в [5-8] и др.

В среде конечно-элементного анализа ANSYS существуют различные способы задания демпфирования:

- α и β демпфирование системы (модель вязкого трения Релея);
- постоянное относительное демпфирование DMPRAT;
- вязкое демпфирование в одномерных конечных элементах;

- конструкционное демпфирование в материале (коэффициент рассеивания).

Коэффициенты α и β модели Релея зависят от частоты колебаний ω и связаны с относительным демпфированием ξ следующим соотношением:

$$\xi = \frac{\alpha}{2\omega} + \frac{\beta\omega}{2}.$$

В свою очередь, относительное демпфирование может быть получено из результатов экспериментальных исследований. Оно связано с логарифмическим декрементом колебаний δ соотношением

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}}.$$

При гармоническом анализе коэффициенты демпфирования в системе задаются в диалоге (рисунок 1.33) Damping Specifications (Main Menu> Solution> Load Step Opts> Time/Frequenc> Damping). Коэффициенты могут использоваться как вместе, так и раздельно.

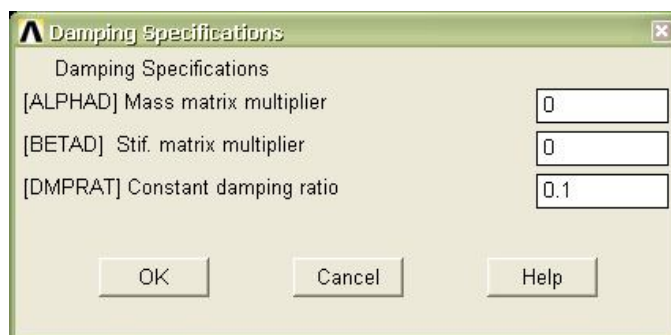


Рисунок 1.33 – Диалог задания демпфирования в системе

Для конечных элементов COMBIN14, MATRIX27, COMBIN214 и др., с помощью которых моделируются опоры ротора, демпфирование задаётся в реальных постоянных в виде коэффициента(ов) вязкого трения C [Н*с/м]. Пример реальных постоянных опоры ротора, выполненной из КЭ COMBIN214 показан на рисунке 1.34.

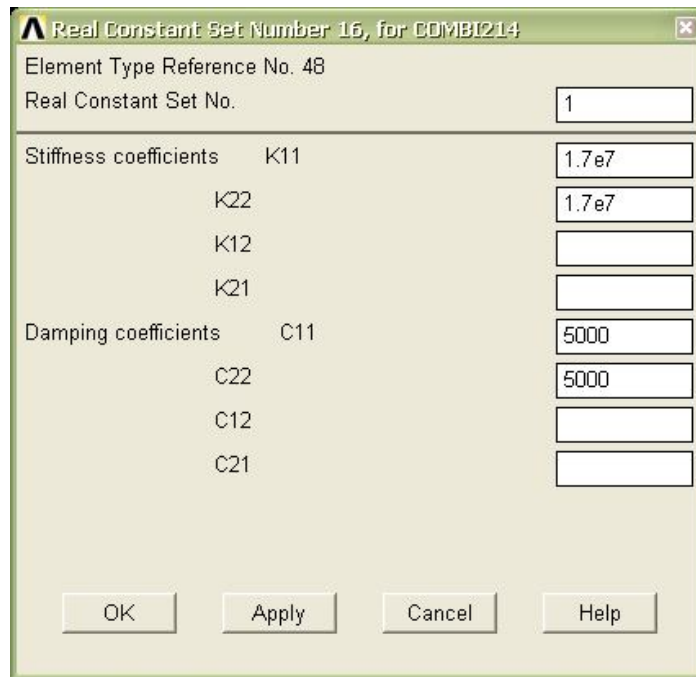


Рисунок 1.34 – Пример реальных постоянных опоры ротора из COMBIN214

Пример макроса настроек решения вынужденных колебаний ротора от действия дисбаланса приведён ниже.

```

/SOLU                !Вход в модуль решения Solution
antype,harmic        !Выбор гармонического анализа
synchro              !Выполнение синхронизации частоты вынуждающей силы
                     !и частоты вращения ротора

nsubst,500           !Задание числа шагов расчёта
harfrq,0, 250        !Задание диапазона частот исследования
kbc,1                !Ступенчатое изменение нагрузки от шага к шагу
dmprat,0.01         !Задание относительно демпфирования в системе
omega,100            !Задание частоты вращения ротора 100 рад/с вокруг X
coriolis,on,,,on    !Включение учёта гироскопического эффекта
                     !в неподвижной СК

Disbal=m*e           !Задание величины дисбаланса
F, № узла, FY, Disbal !Действительная часть вынуждающей
                     !силы вдоль оси Y
F, № узла, FZ, , - Disbal !Отрицательная мнимая часть вынуждающей
                     !силы вдоль оси Z
solve                !Выполнение расчёта

```

Построение АЧХ ротора выполняется в модуле Time History Postprocessor (ANSYS Main Menu> TimeHist Postpro). При входе в модуль автоматически запускается диалог Variable Viewer управления переменными, изменяющимися во времени/по частоте.

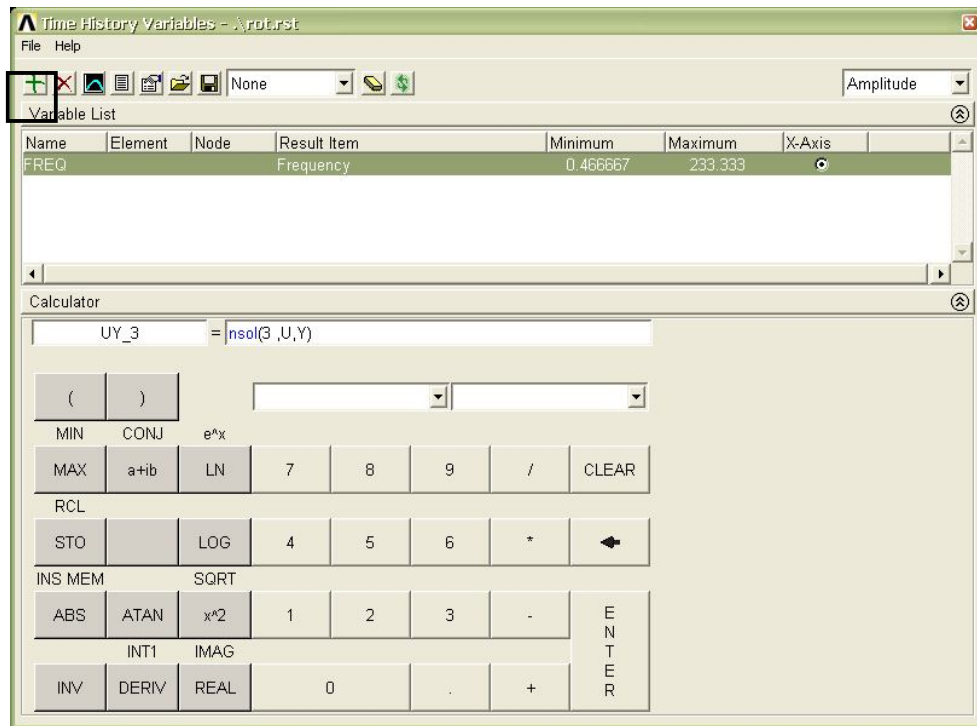


Рисунок 1.35 – Диалог Variable Viewer

Для построения АЧХ интересующего параметра (перемещения, напряжения, реакции и др.) в диалоге необходимо нажать кнопку добавления переменной (рисунок 1.35). Затем выбрать требуемый параметр в диалоге Add Time-History Variable (рисунок 1.36) и указать в графическом окне исследуемый узел.

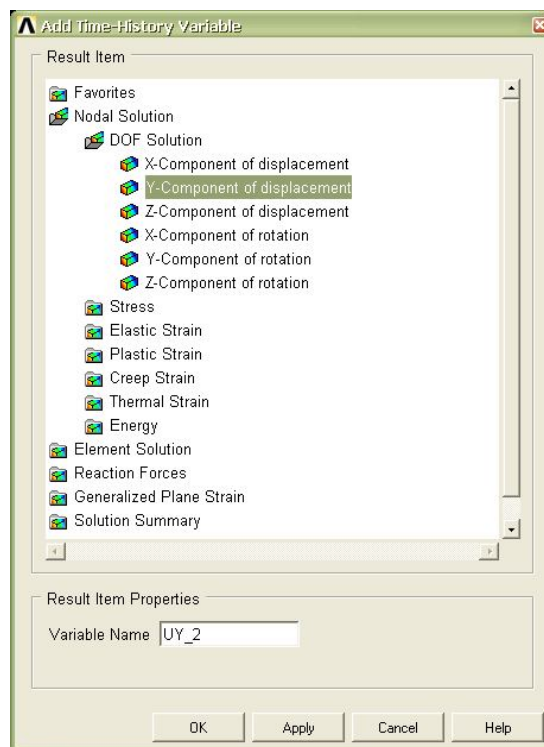


Рисунок 1.36 – Диалог выбора параметра для построения АЧХ

Для построения АЧХ в графическом окне (рисунок 1.37) выбирается необходимая переменная в Variable Viewer. Убедившись, что в качестве оси X (X-Axis) стоит переменная FREQ, нажать на кнопку Graph Data.

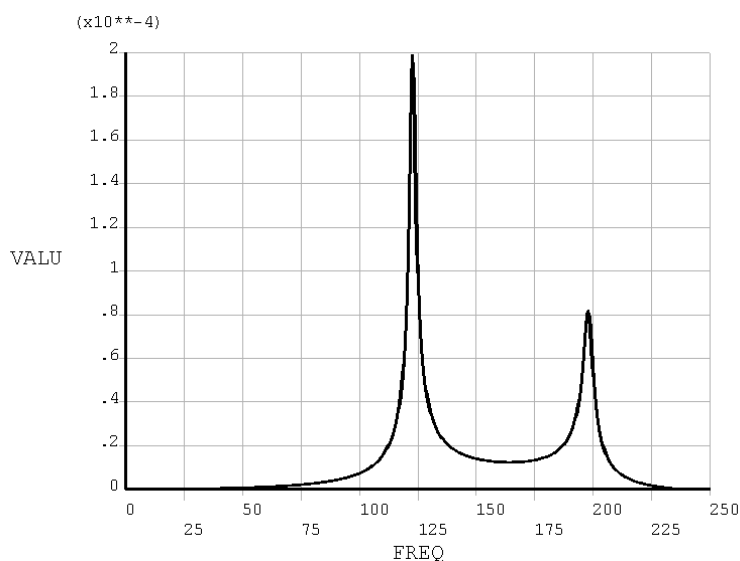


Рисунок 1.37 – Пример АЧХ в графическом окне ANSYS

Следует отметить, что в некоторых случаях для получения амплитуды колебаний какого-либо параметра необходимо выполнять суммирование его проекций. Для этого в диалоге Variable Viewer присутствует раздел Calculator.

1.8 Методика расчёта динамики многороторных систем в ANSYS

При моделировании многороторных систем необходимо учитывать особенности, связанные с разностью частот вращения и, как следствие, различное влияние гироскопического эффекта на каждый ротор.

Первая особенность – в программе ANSYS нужно создать именованные компоненты конечных элементов вращающихся роторов. Для этого предварительно выбираются только конечные элементы, участвующие во вращательном движении одного ротора. Затем с помощью диалога (рисунок 1.38) Component Manager (Utility Menu> Select> Component Manager...) создаётся именованный компонент этих элементов, например, Rotor_1. Аналогичные компоненты формируются для остальных роторов системы.

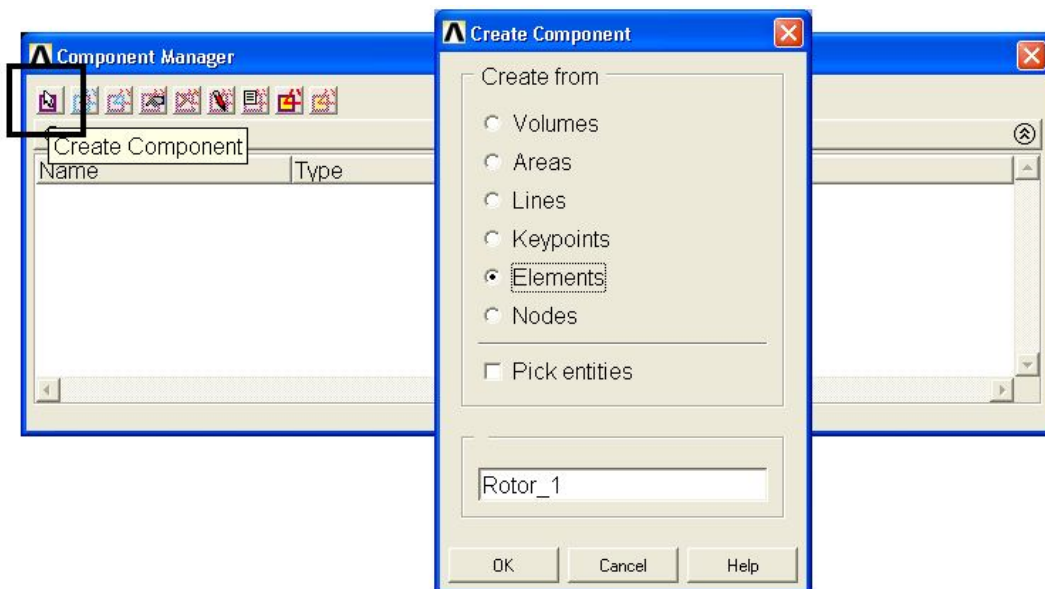


Рисунок 1.38 – Диалог создания именованного компонента КЭ ротора

Вторая особенность заключается в назначении различных скоростей вращения роторов. Для этого в среде ANSYS угловые скорости задаются для каждого именованного компонента ротора в отдельности, с помощью диалога (рисунок 1.39) Apply Angular Velocity On Components (Main Menu>Solution>Define Loads> Apply> Structural> Inertia>Angular Veloc> On Components> By origin) или команды CMOMEGA. При этом в выпадающем списке переменной Component Name выбирается ротор, для которого задаётся вращение.

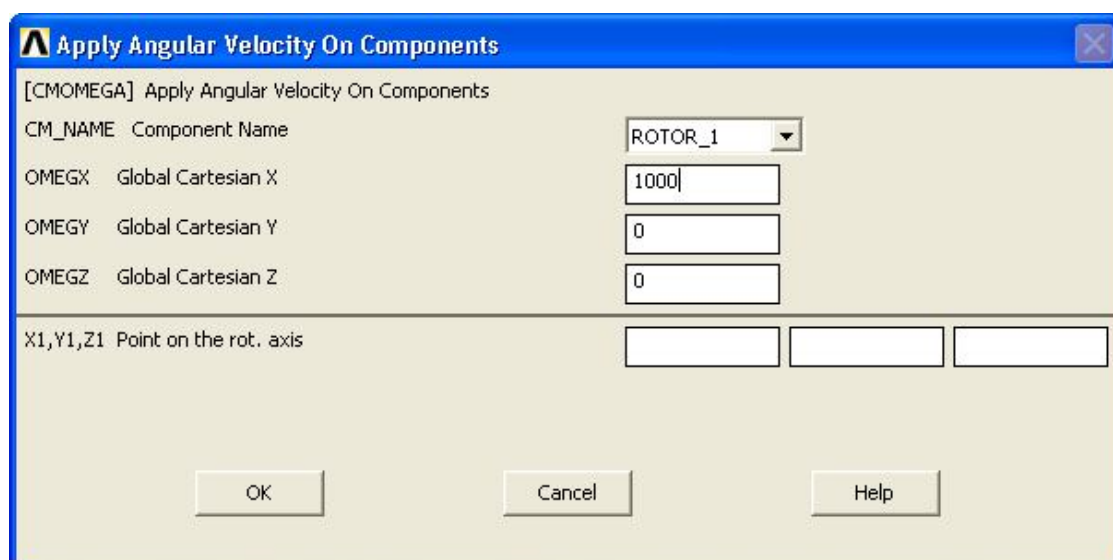


Рисунок 1.39 – Диалог задания угловой скорости компонента элементов

При построении резонансной диаграммы в диалоге Plot Campbell diagram в выпадающем меню переменной Rotating component name указывается, для какого ротора следует её построить (рисунок 1.40).

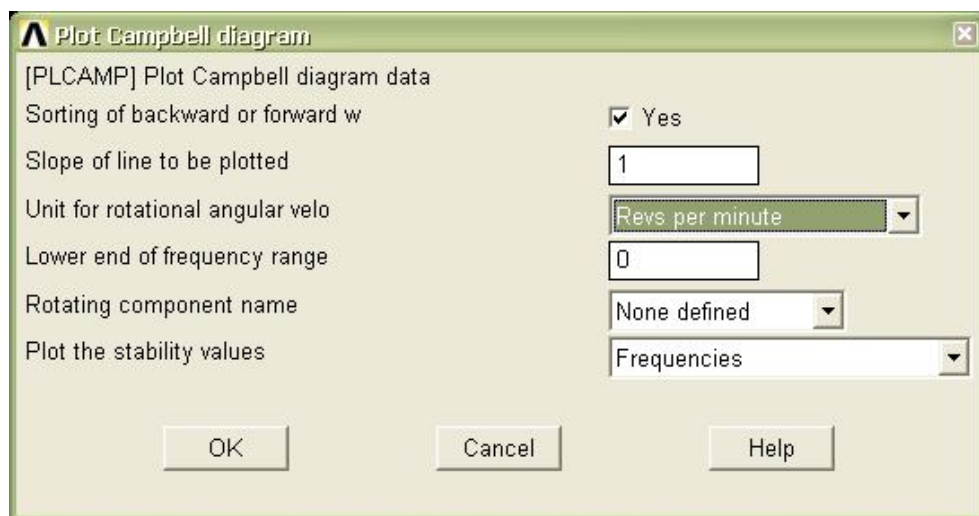


Рисунок 1.40 – Диалог построения резонансной диаграммы ротора

При гармоническом анализе многороторных систем команда SYNCRO определяет, какой ротор вызывает возбуждение (рисунок 1.41). При этом задаются угловые скорости вращения компонентов роторов, соответствующие режиму работы двигателя. С их помощью определяются направления вращения валов, а также скольжение частот вращения.

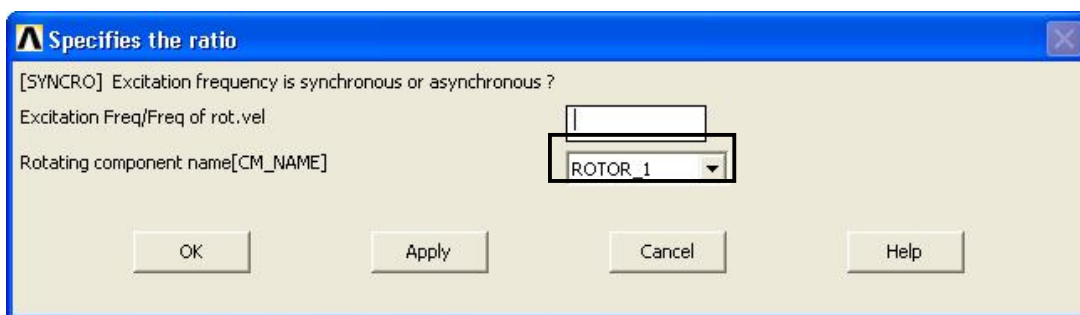


Рисунок 1.41 – Диалог команды SYNCRO при гармоническом анализе многороторного ТНА

Межвальную опору в первом приближении можно моделировать связыванием поступательных степеней свободы мастер-узлов роторов в плоскости нормальной оси вращения.

С использованием данной методики аналогичным образом моделируется система ротор-корпус. Отличие в том, что угловая скорость вращения прикладывается только к компоненту элементов ротора.

2 Учебный пример расчёта вынужденных колебаний ротора насоса окислителя ТНА

В качестве примера рассмотрим две задачи, связанные с динамикой неуравновешенного ротора насоса окислителя (НО) ТНА двигателя НК-33 (рисунок 2.1). Первая – построение резонансной диаграммы и определение критических частот вращения. Вторая – определение АЧХ ротора при вынужденных колебаниях под действием неуравновешенности.

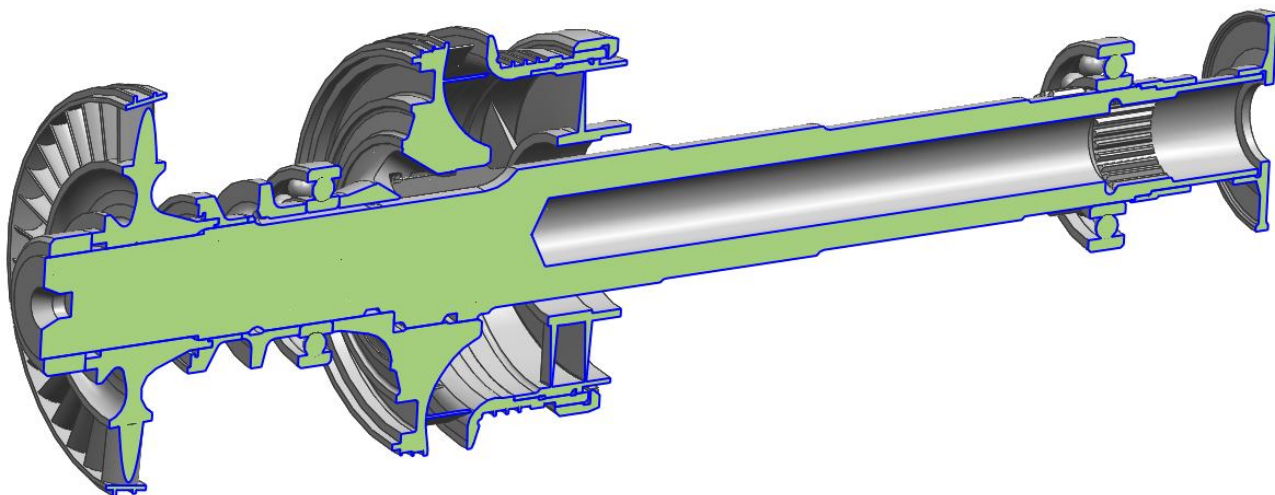


Рисунок 2.1 – Ротор насоса окислителя ТНА НК-33

2.1 Анализ конструкции исследуемого ротора НО и его опор

Проведя анализ конструкции ротора насоса окислителя, можно отметить следующие особенности. Основными элементами ротора являются протяжённый вал с глухим центральным отверстием, рабочее колесо турбины и колесо массивной крыльчатки со шнеком. Ротор является двухопорным. Один подшипник установлен между колесом турбины и крыльчаткой, второй – на конце вала над шлицами для рессоры.

2.2 Схема ротора НО при исследовании динамики

Схема ротора – модель формы рассматриваемых задач динамики неуравновешенного ротора НО ТНА представлена на рисунке 2.2.

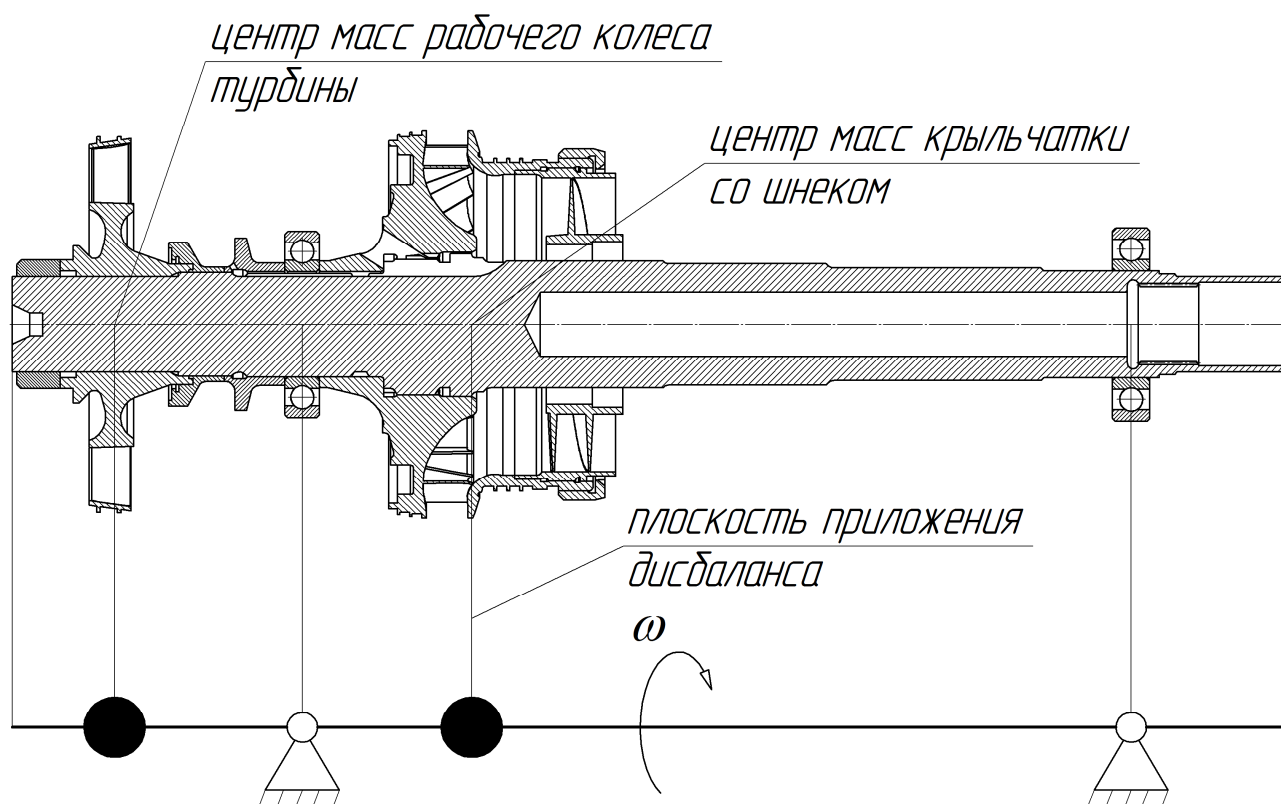


Рисунок 2.2 – Схема ротора насоса окислителя НК-33

При составлении расчётной схемы примем следующие допущения:

- ротор представляет собой стержень;
- рабочее колесо турбины и крыльчатка моделируются точечными массами с моментами инерции;
- опоры ротора – абсолютно жёсткие;
- ротор находится в «холодном» состоянии, влияние температуры и осевых сил не учитывается;
- силы от дисбаланса действуют в плоскости, нормальной оси вращения, проходящей через центр масс крыльчатки.

Положение центров масс деталей, масса и моменты инерции относительно осей, проходящих через центр масс, определяются по трёхмерным моделям в CAD программах (SolidWorks, Unigraphics NX, Компас 3D и т.п.). Следует

отметить, что необходимо задавать плотность материала, из которого выполнена деталь. Инерционные характеристики колеса турбины и крыльчатки приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Инерционные характеристики элементов ротора НО

Узел	Масса, кг	Момент инерции относительно оси вращения, $кг \cdot м^2$	Диаметральный момент инерции, $кг \cdot м^2$
Колесо турбины	5.95	0.035	0.019
Крыльчатка со шнеком	9.64	0.087	0.074

2.3 Конечно-элементная модель ротора НО

КЭМ вала ротора НО в программном комплексе ANSYS строится с помощью балочных конечных элементов BEAM189. При использовании балочных элементов моделируется только ось ротора. Геометрические характеристики поперечных сечений вводятся в диалоге Beam Tool (Preprocessor > Sectoins > Beam > Common Sections).

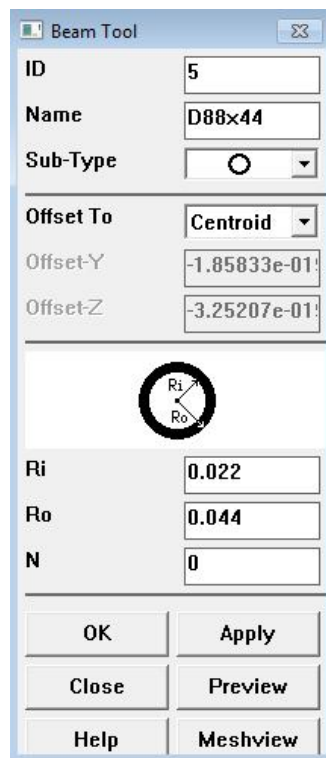


Рисунок 2.3 – Диалог задания характеристик сечений ротора

Для каждого сечения задаются номер, имя, форма и размеры. Характеристики поперечных сечений участков исследуемого ротора показаны на рисунке 2.4 и сведены в таблицу 2.2.

Кроме геометрических характеристик вала ротора задается модель линейно-упругого материала со следующими свойствами: модуль упругости $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, коэффициент Пуассона $\mu = 0.3$ и плотность $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$.

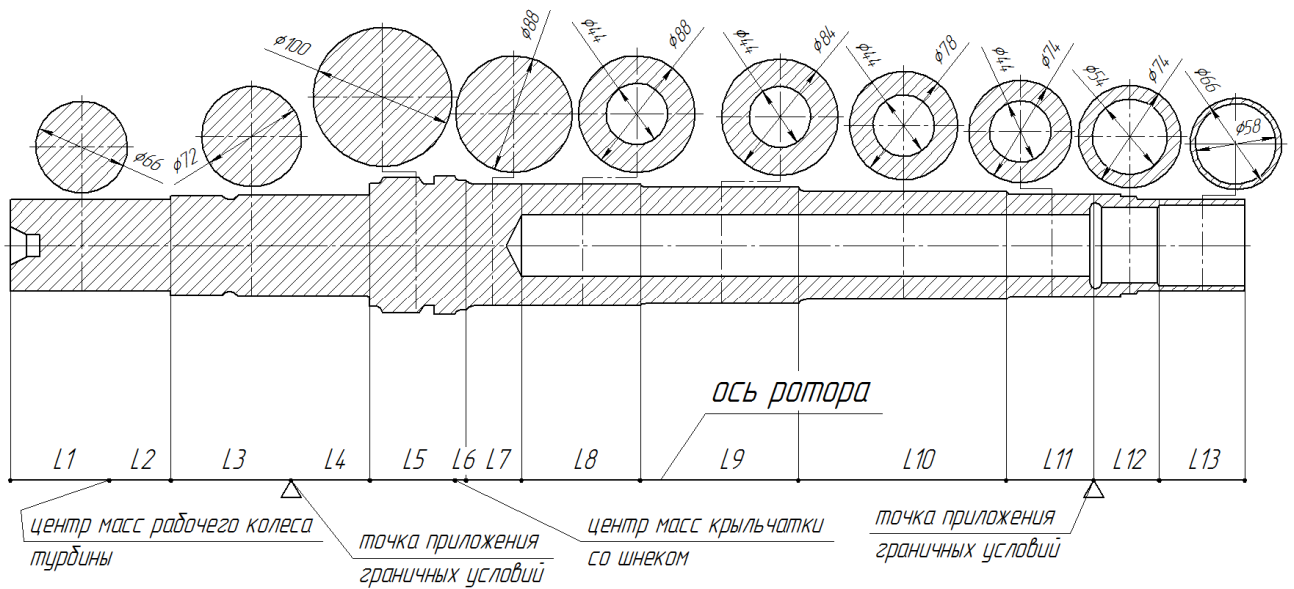


Рисунок 2.4 – Поперечные сечения участков ротора

Таблица 2.2 – Характеристики поперечных сечений ротора

Номер	Имя	Форма	Размеры	Участок
1	D66	●	$R = 0.033 \text{ м}$	L1, L2
2	D72	●	$R = 0.036 \text{ м}$	L3, L4
3	D100	●	$R = 0.050 \text{ м}$	L5, L6
4	D88	●	$R = 0.044 \text{ м}$	L7
5	D88x44	○	$R_i = 0.022 \text{ м}, R_o = 0.044 \text{ м}$	L8
6	D84x44	○	$R_i = 0.022 \text{ м}, R_o = 0.042 \text{ м}$	L9
7	D78x44	○	$R_i = 0.022 \text{ м}, R_o = 0.039 \text{ м}$	L10
8	D74x44	○	$R_i = 0.022 \text{ м}, R_o = 0.037 \text{ м}$	L11
9	D74x54	○	$R_i = 0.027 \text{ м}, R_o = 0.037 \text{ м}$	L12
10	D66x58	○	$R_i = 0.029 \text{ м}, R_o = 0.033 \text{ м}$	L13

Для удобства моделирования осевую линию ротора разделяют на несколько участков (L1...L13, см. рисунок 2.4), на каждый из которых назначают

ся соответствующие атрибуты с помощью диалога Line Attributes (Preprocessor> Meshing> Mesh Attributes> Picked Lines).

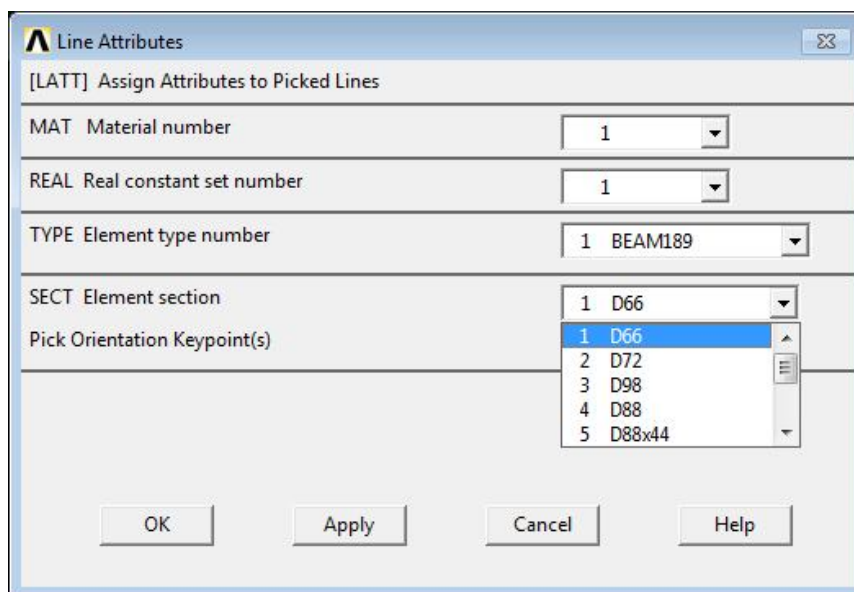


Рисунок 2.5 – Назначение атрибутов линий

После задания приемлемого размера элементов (Preprocessor> Meshing> Size Cntrl> ManualSize> Global> Size) на линиях оси ротора генерируется сетка балочных конечных элементов (Preprocessor> Meshing> Mesh> Lines> Pick All).

Рабочее колесо турбины и крыльчатка со шнеком моделируются с помощью дискретных элементов MASS21. Для учёта инерционных свойств задаются наборы реальных постоянных (Preprocessor> Real Constants> Add/Edit/Delete> Add> выбрать MASS21> ОК> ввести параметры). На рисунке 2.6 показан пример ввода инерционных характеристик рабочего колеса турбины.

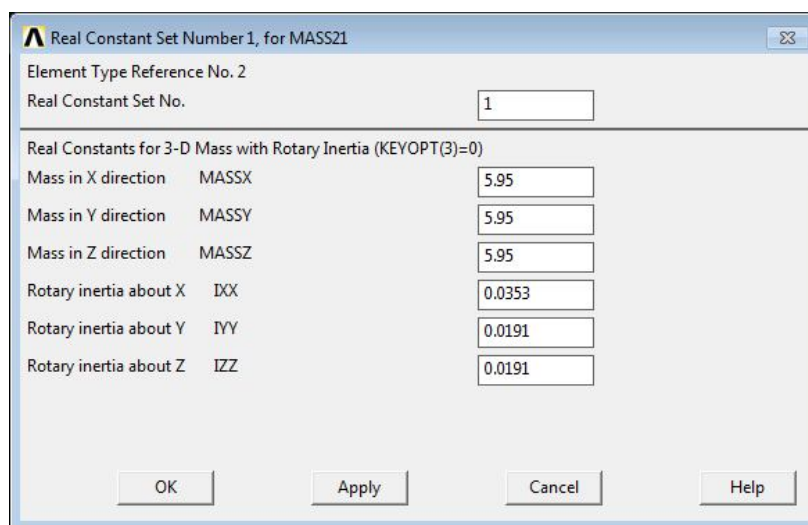


Рисунок 2.6 – Инерционные характеристики колеса турбины

Создание точечной массы рабочего колеса турбины начинается с диалога (рисунок 2.7) назначения атрибутов Element Attributes (Preprocessor> Modeling> Create> Elements> Elem Attributes), где выбирается тип создаваемого элемента – MASS21 и соответствующая реальная постоянная. Остальные параметры значения не имеют.

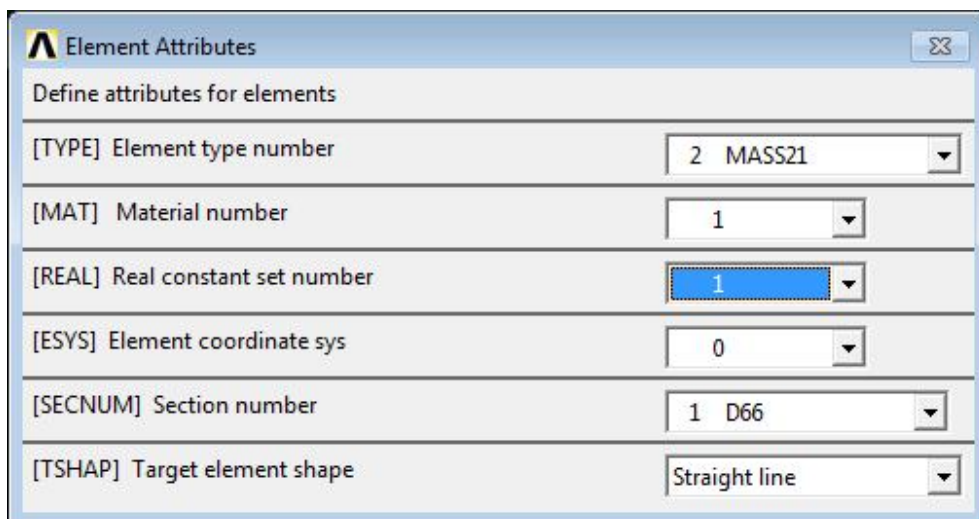


Рисунок 2.7 – Диалог назначения атрибутов создаваемых конечных элементов

Затем в узле, который совпадает с центром масс колеса турбины, формируется дискретный конечный элемент (Preprocessor> Modeling> Create> Elements> Auto Numbered> Thru Nodes> выбрать в графическом окне один узел> ОК). Точечная масса крыльчатки со шнеком создаётся аналогичным образом (рисунок 2.8).



Рисунок 2.8 – Конечно-элементная модель

Конечно-элементная модель ротора НО ТНА с включённой опцией отображения сечений балочных элементов (Utility Menu> PlotCtrls> Style> Size and Shape> Display of element ON) показана на рисунке 2.9.

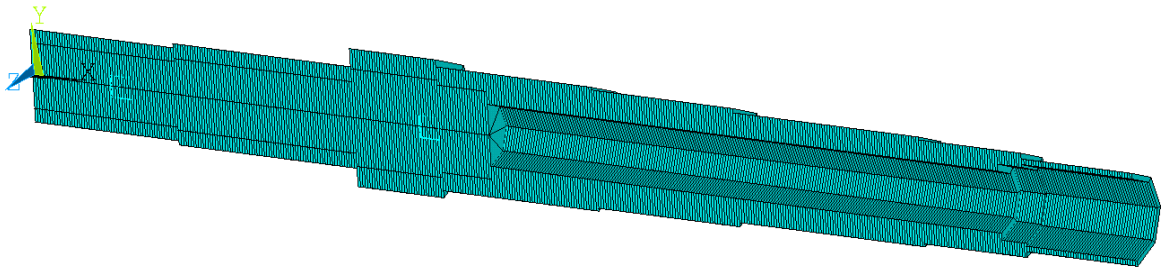


Рисунок 2.9 – Конечно-элементная модель ротора НО ТНА НК-33

После формирования КЭМ задаются граничные условия. Для моделирования радиально-упорного подшипника запрещаются все поступательные степени свободы в узле на оси ротора (Solution> Define Loads> Apply> Structural> Displacement> On Nodes> выбрать узел подшипника> ОК> выделить UX, UY, UZ> ОК). Модель ротора с граничными условиями показана на рисунке 2.10.

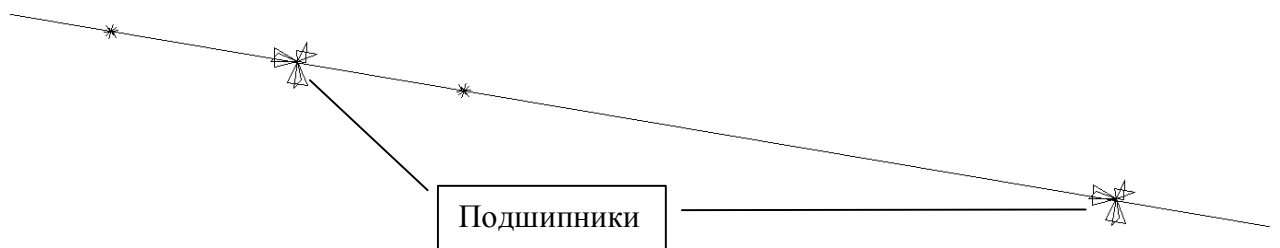


Рисунок 2.10 – Стержневая модель ротора с граничными условиями

2.4 Расчёт критических частот вращения ротора НО

Критические частоты вращения ротора находятся из резонансной диаграммы, для построения которой проводится серия расчётов спектров собственных колебаний для следующих частот вращения: 0; 9000; 18000; 27000 об/мин. Учёт влияния гироскопического эффекта осуществляется в неподвижной системе координат с помощью команды CORIOLIS.

Макрос настроек решения представлен ниже.

```

!Настройки модального анализа
/solu                               !Вход в модуль решения Solution
antype,modal                         !Выбор модального анализа
modopt,qrdamp,10,,on                !Настройка решателя QRDAMP, расчёт 10 форм
mxrand,10,,1                         !Число сохраняемых форм
coriolis,on,,on                      !Включение учёта гироскопического эффекта
!в неподвижной СК

```

```

!Выполнение серии расчётов для четырёх частот вращения ротора
omega,0.1           !Задание нулевой частоты вращения ротора вокруг X
solve              !Выполнение расчёта

omega,9000*6.28/60 !Задание вращения ротора 9000 об/мин вокруг X
solve              !Выполнение расчёта

omega,18000*6.28/60!Задание вращения ротора 18000 об/мин вокруг X
solve              !Выполнение расчёта

omega,27000*6.28/60!Задание вращения ротора 27000 об/мин вокруг X
solve              !Выполнение расчёта

finish            !Выход из модуля Solution

```

С помощью команды `PLCAMP,1,1,RPM,0` выводится графическое изображение резонансной диаграммы (рисунок 2.11).

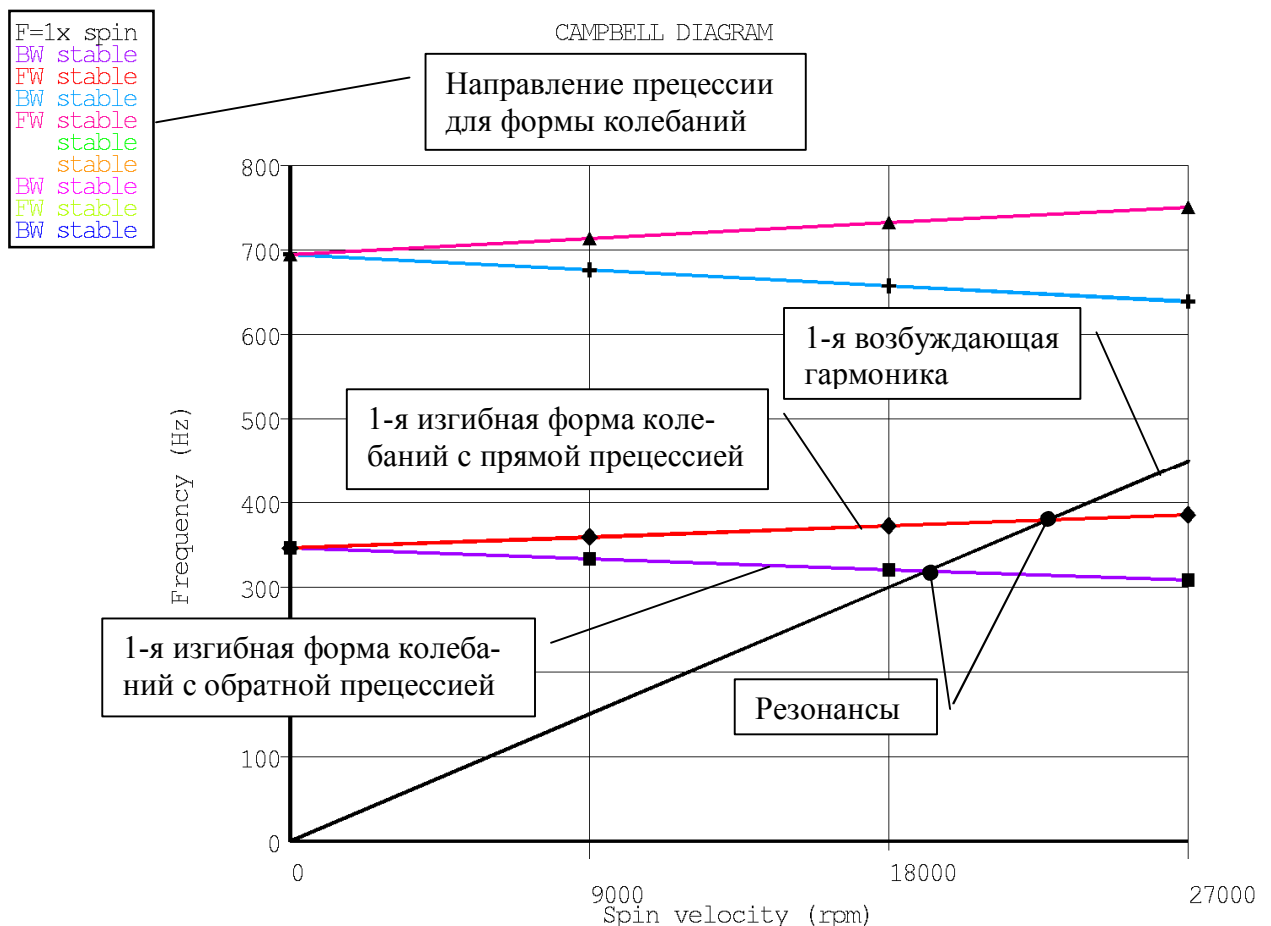


Рисунок 2.11 – Резонансная диаграмма ротора СД

При помощи команды `PRCAMP,1,1,RPM,0` в окно Output выводятся числовые значения критических частот вращения (рисунок 2.12). В окне вывода и

на резонансной диаграмме BW означает Back Whirl – обратная прецессия, соответственно FW – Forward Whirl, или прямая прецессия.

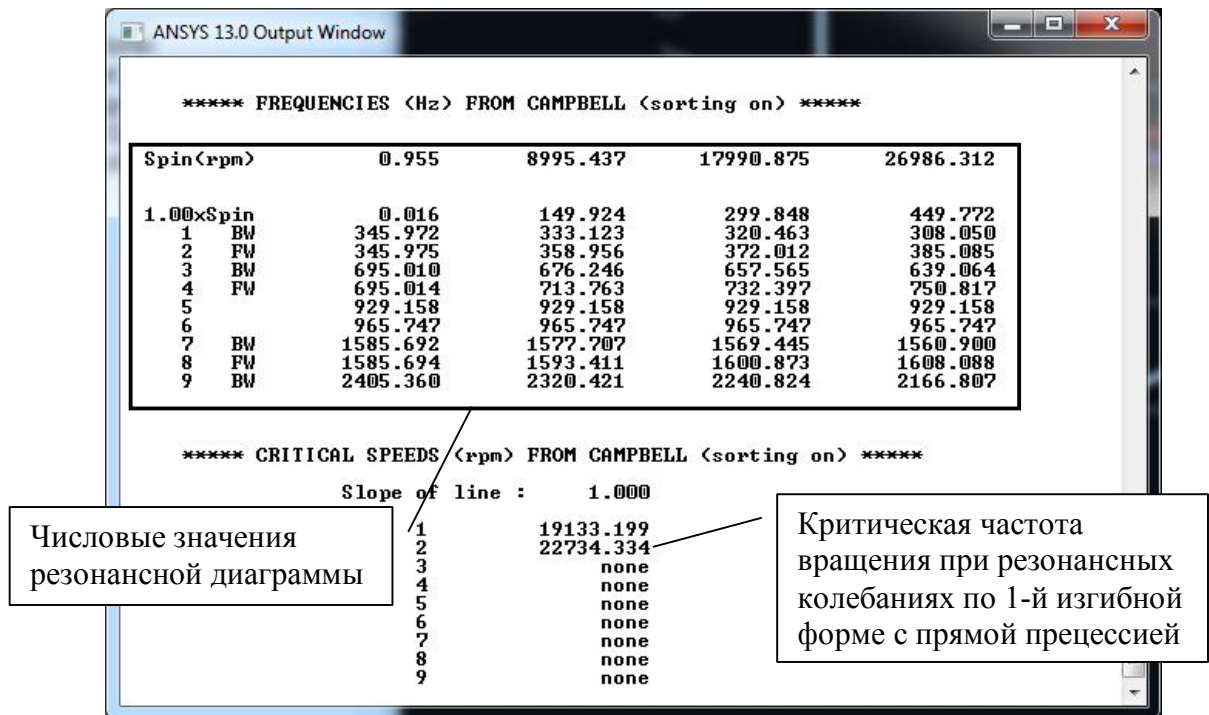


Рисунок 2.12 – Значения критических частот ротора НО

Низшие изгибные формы колебаний ротора для нулевой частоты вращения представлены на рисунках 2.13 и 2.14 (используется команда режима отображения полной модели /ESHAPE,1).

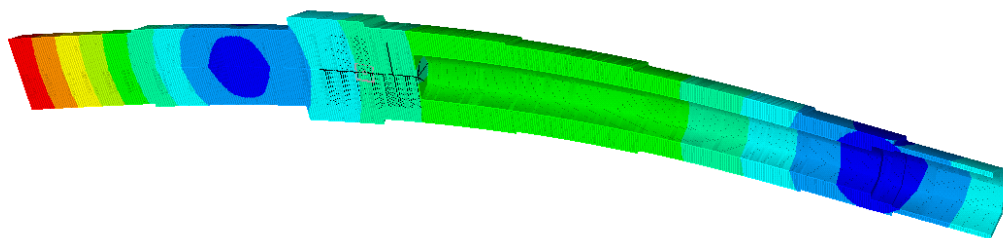


Рисунок 2.13 – Первая изгибная форма колебаний ротора

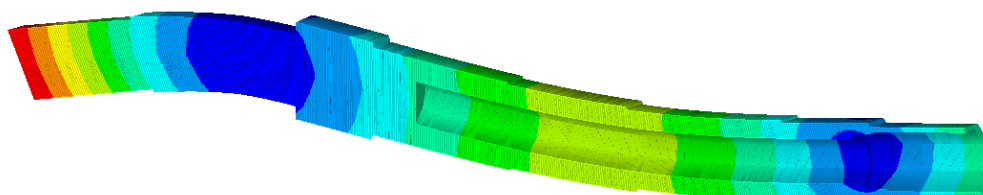


Рисунок 2.14 – Вторая изгибная форма колебаний ротора

С помощью команды PLORB (General Postproc> Rotor Dynamics> Plot orbit) отображаются орбиты прецессионного движения ротора (рисунок 2.15).

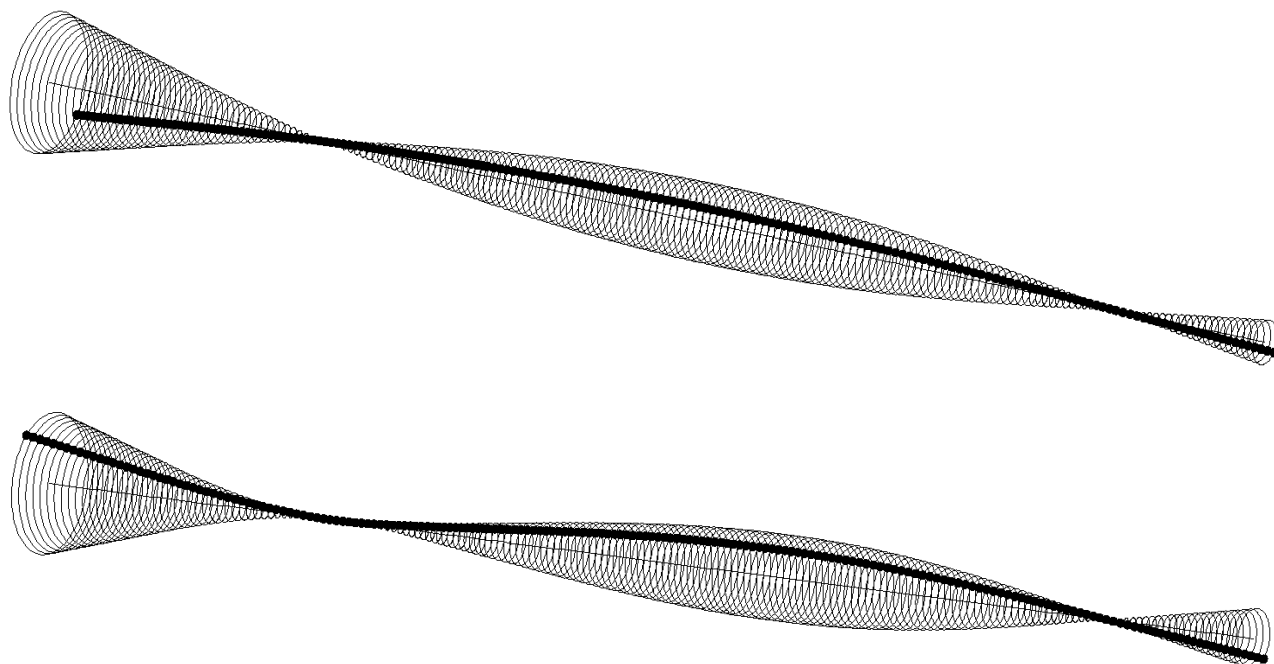


Рисунок 2.15 – Орбиты прецессионного движения ротора

Команда ANHARM (Utility Menu> PlotCtrls> Animate> Time-harmonic) выполняет анимацию прецессионного движения ротора.

По результатам исследований критическая частота вращения ротора насоса окислителя, соответствующая резонансным колебаниям по первой изгибной форме с прямой прецессией, составляет 22734 об/мин.

2.5 Расчёт амплитудно-частотных характеристик вращающегося ротора при вынужденных колебаниях

Определим АЧХ ротора НО ТНА НК-33 при действии неуравновешенности 5 г·см.

В гармоническом анализе воздействие вынуждающей нагрузки от дисбаланса задаётся путём приложения проекций сил на оси неподвижной системы координат в узле, лежащем на оси вращения ротора (рисунок 2.16). При этом проекции возбуждающей нагрузки для случая прямой синхронной прецессии

$$F_y = 5 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}; \quad F_z = -i 5 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

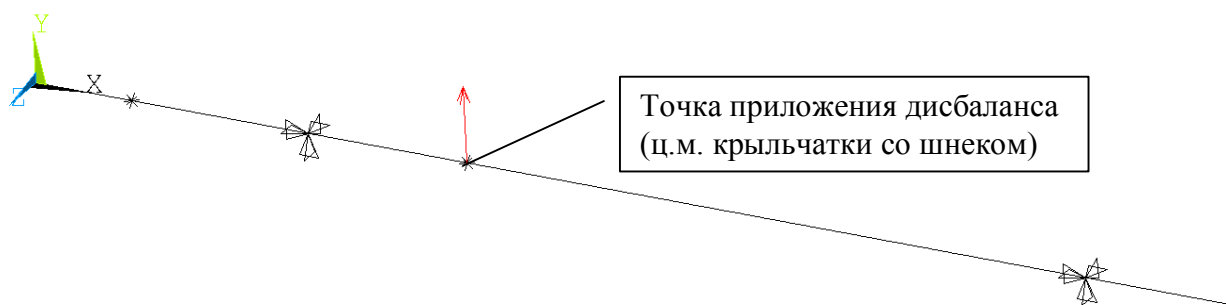


Рисунок 2.16 – Приложение нагрузок от дисбаланса

Демпфирование в системе задаётся как постоянное, не зависящее от скорости. Коэффициент относительного демпфирования $DMPRAT = 0.016$, что соответствует логарифмическому декременту колебаний 0.1.

Макрос с настройками решения гармонического анализа представлен ниже.

```

!Расчёт вынужденных колебаний ротора НО НК-33 от дисбаланса 5 г*см
/SOLU                               !Вход в модуль решения Solution
ANTYPE,3                             !Выбор гармонического анализа
HROPT, FULL                          !Выбор опции полного анализа
HARFRQ, 300, 460,                    !Задание диапазона частот возбуждения [300,460Гц]
NSUBST, 320,                          !Число расчётных точек
KBC, 1                                !Ступенчатое изменение нагрузки от шага к шагу
DMPRAT, 0.016                        !Задание демпфирования в системе
F, №узла, FZ, 5e-5                    !Приложение дисбаланса
F, №узла, FX, , -5e-5                 !Приложение дисбаланса
OMEGA, 10                             !Задание вектора вращения ротора вокруг оси X
CORIOLIS, ON, ,, ON                  !Включение учёта гироскопического эффекта
                                     !в неподвижной системе отсчёта
SYNCHRO                              !Выполнение синхронизации частоты вынуждающей
                                     !силы и частоты вращения ротора
SOLVE                                 !Выполнение расчёта

```

С помощью временного постпроцессора построим АЧХ поперечных смещений ротора в центре масс рабочего колеса турбины (рисунок 2.17).

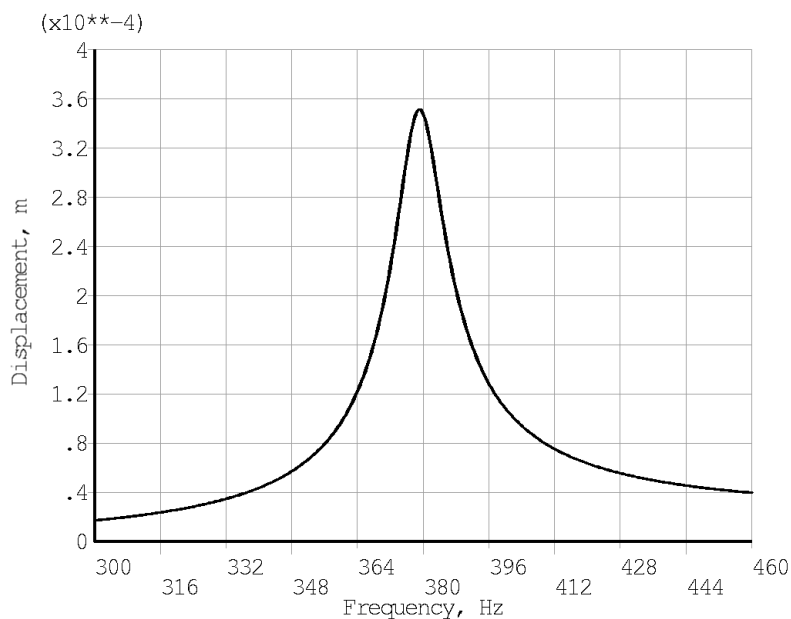


Рисунок 2.17 – АЧХ смещений центра масс колеса турбины

Из рисунка видно, что резонанс по первой изгибной форме колебаний ротора происходит при частоте возбуждающей нагрузки ~ 378 Гц, что соответствует частоте вращения ротора ~ 22700 об/мин. Этот факт хорошо согласуется с результатами, полученными из резонансной диаграммы. При этом амплитудные смещения ротора в месте центра масс колеса турбины на резонансе составляют 0.35 мм.

В качестве примера приведём на рисунке 2.18 АЧХ реакции, возникающей в опоре ротора.

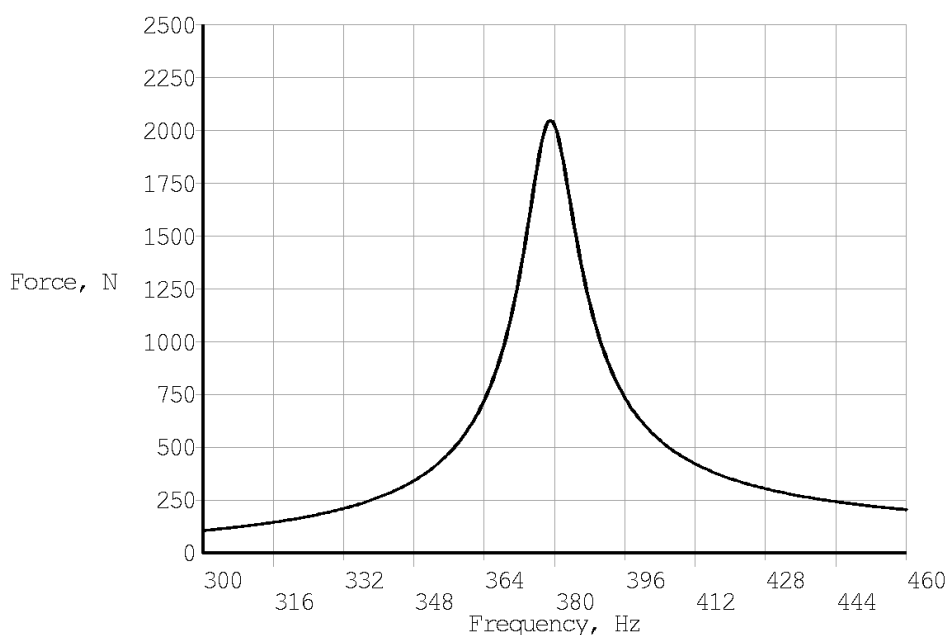


Рисунок 2.18 – АЧХ реакции в опоре ротора

Построим распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в роторе при резонансных колебаниях (рисунок 2.19).

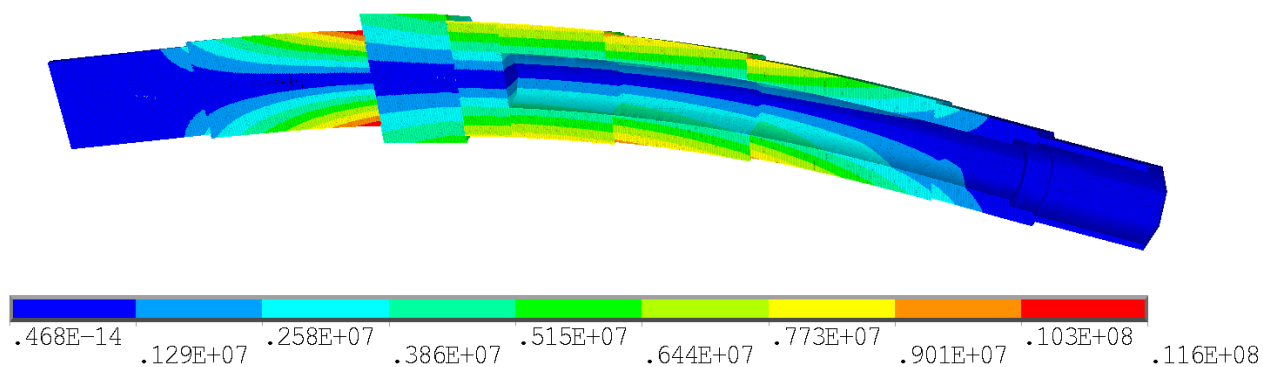


Рисунок 2.19 – Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в роторе НО ТНА при резонансных колебаниях, (Па)

3 Приближённые методы расчёта критических частот вращения многодисковых роторов ТНА

В некоторых случаях необходимо быстро определить ориентировочные значения критических частот роторов ТНА или оценить правильность расчёта их численными методами.

Для этого целесообразно иметь аналитические зависимости, которые позволяют оценивать завышенные и заниженные значения критических частот, т.е. брать истинное значение «в клещи».

Такую возможность представляют два метода – энергетический Релея и приближённый Дункерлея.

3.1 Расчёт критических частот вращения роторов ТНА по энергетическому методу

Суть энергетического метода состоит в том, что Релей предложил учитывать при колебаниях только два вида энергии: кинетическую K и потенциальную Π . Другие виды энергии, которые появляются при вибрации (демпфирования, тепловая, электромагнитная и т.д.), не рассматриваются.

Тогда можно записать, что

$$K_{MAX} = \Pi_{MAX} \cdot \quad (3.1)$$

Уравнение (3.1) представляет собой уравнение сохранения энергии.

Схема рассматриваемого многодискового ротора ТНА изображена на рисунке 3.1.

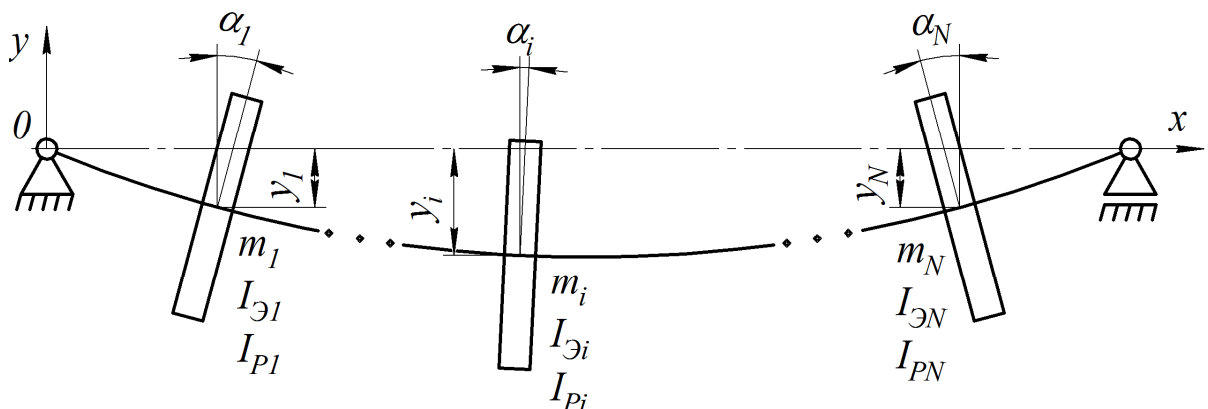


Рисунок 3.1 – Схема многодискового ротора ТНА

Рабочие колёса насосов и турбин представим в виде уравновешенных дисков, имеющих (для i -го диска) массу m_i , экваториальный (диаметральный) момент инерции $I_{\text{Э}i}$ и полярный момент инерции $I_{\text{P}i}$, углы поворота плоскости диска α_i и прогибы y_i .

Тогда анализируемая система ротора (если вал рассматривать как упругий, но невесомый) будет в произвольный момент времени обладать кинетической энергией

$$K = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N m_i \left(\frac{dy_i}{dt} \right)^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N I_{\text{Э}i} \left(\frac{d\alpha_i}{dt} \right)^2 \quad (3.2)$$

и потенциальной энергией

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N Q_i y_i + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N M_i \alpha_i. \quad (3.3)$$

В линейной постановке ротор совершает гармонические колебания

$$\begin{cases} y_i = y_{0i} \cos \omega_0 t \\ \alpha_i = \alpha_{0i} \cos \omega_0 t \end{cases} \quad (3.4)$$

Здесь Q_i – инерционная перерезывающая сила, действующая на вал в сечении i -го диска;

M_i – изгибающий момент, действующий на вал в месте расположения i -го диска;

ω_0 – собственная частота (равная критической скорости вращения) рассматриваемой системы.

Для нахождения K_{MAX} и Π_{MAX} согласно выражениям (3.1) и (3.2) найдём из системы уравнений (3.4)

$$\left(\frac{dy_i}{dt} \right)_{\text{MAX}}^2 = (\omega_0 y_{0i})^2 (\sin^2 \omega_0 t = 1) = \omega_0^2 y_{0i}^2; \quad (3.5)$$

$$\left(\frac{d\alpha_i}{dt} \right)_{\text{MAX}}^2 = (\omega_0 \alpha_{0i})^2 (\sin^2 \omega_0 t = 1) = \omega_0^2 \alpha_{0i}^2. \quad (3.6)$$

Тогда согласно уравнениям (3.1) – (3.3), (3.5) и (3.6) получаем

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N Q_i y_{0i} + \sum_{i=1}^N M_i \alpha_{0i}}{\sum_{i=1}^N m_i y_{0i}^2 + \sum_{i=1}^N I_{\varepsilon_i} \alpha_{0i}^2}}. \quad (3.7)$$

Для расчёта собственной частоты по выражению (3.7) необходимо задаться формой колебаний y_{0i} и α_{0i} . Это равносильно «ужесточению» системы, что должно привести к росту полученного значения критической скорости по сравнению с истинным её значением.

Таким образом, энергетический метод даёт завышенные значения собственных частот и критических скоростей вращения.

3.2 Метод последовательных приближений

Этот метод основан на многократном использовании выражения (3.7).

В качестве первого приближения вместо инерционной сосредоточенной силы Q_{iI} примем силу тяжести i -го диска: $Q_{iI} = m_i g$, а момент $M_{iI} = 0$, т.е. будем считать момент отсутствующим.

Определяем y_{0iI} и α_{0iI} первого приближения по правилам «Сопротивления материалов» под действием сил $Q_i = m_i g$.

Тогда

$$\omega_{0I} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N m_i \cdot g \cdot y_{0iI}}{\sum_{i=1}^N m_i y_{0iI}^2}}. \quad (3.8)$$

Далее определяются нагрузки второго приближения:

$$\begin{cases} Q_{iII} = m_i y_{0iI} \omega_{0I}^2 \\ M_{iII} = I_{\varepsilon_i} \alpha_{0iI} \omega_{0I}^2 \end{cases}. \quad (3.9)$$

С использованием нагрузок (3.9) рассчитываются y_{0iII} и α_{0iII} второго приближения, а на основании их и выражений (3.9) – собственная частота второго приближения по уравнению (3.7).

Расчёт продолжается до тех пор, пока не будет соблюдено условие

$$\frac{\omega_{0j} - \omega_{0j-1}}{\omega_{0j-1}} \leq \delta,$$

где δ – допустимое отклонение последовательных приближений (например, $\delta \leq 0.01$, т.е. 1%).

Так как метод последовательных приближений базируется на многократном использовании уравнения (3.7), полученного в энергетическом методе, то он также даёт завышенное значение собственной частоты по сравнению с истинным.

3.3 Метод Дункерлея

Согласно подходу к оценке собственных частот, предложенному Дункерлеем, принимаются следующие допущения:

- 1) система из N дисков (рисунок 3.1) представляется в виде N отдельных (парциальных) динамических систем, каждая из которых вместо диска имеет только сосредоточенную массу m_i (рисунок 3.2);

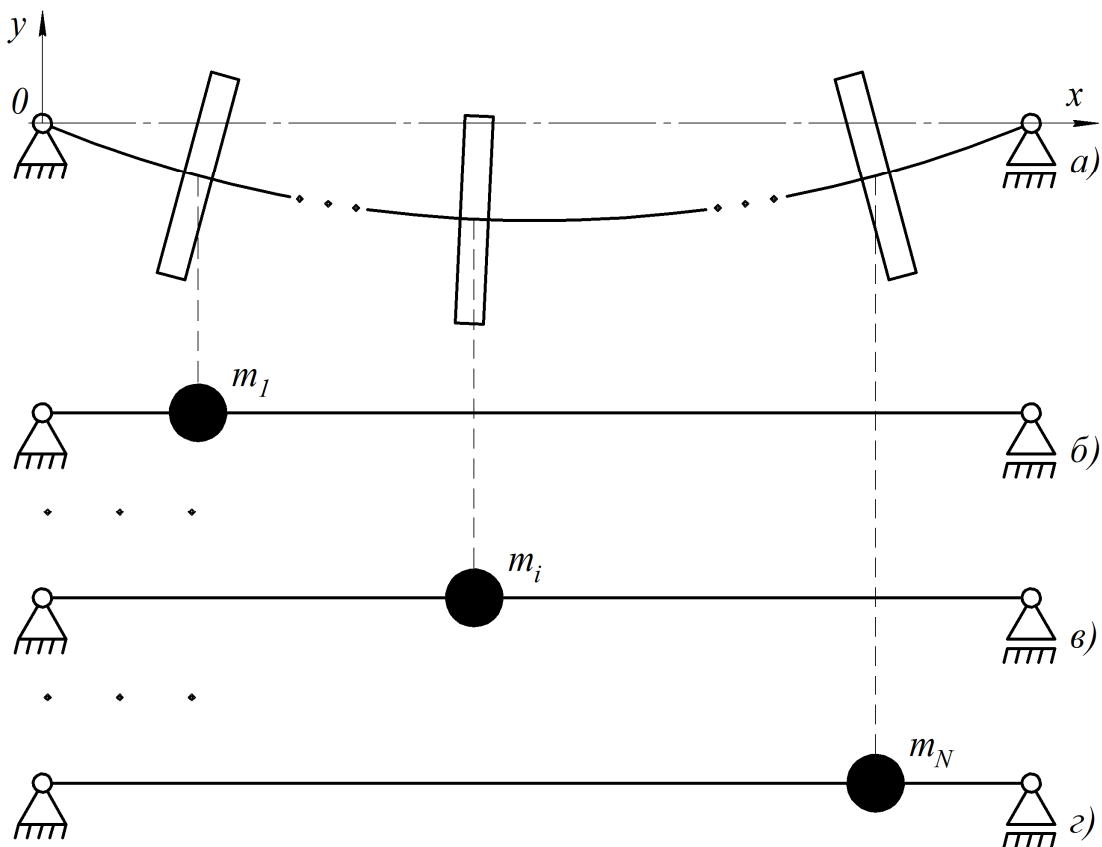


Рисунок 3.2 – Исходная (а) и парциальные (б, в, з) динамические системы ротора ТНА

- 2) формы колебаний исходной и парциальных систем одни и те же;
- 3) максимальные значения потенциальной энергии исходной и каждой отдельной систем равны между собой.

Согласно уравнениям (3.2) и (3.5) с учётом допущений

$$K_{MAX} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N m_i y_{0i}^2 \omega_0^2 . \quad (3.10)$$

Тогда на основании уравнения сохранения энергии (3.1) и формулы (3.10) запишем

$$\frac{1}{\omega_0^2} = \frac{1}{2} \frac{\sum_{i=1}^N m_i y_{0i}^2}{\Pi_{MAX}} = \frac{1}{2} \frac{m_1 y_{01}^2}{\Pi_{MAX}} \cdot \frac{\omega_{01}^2}{\omega_0^2} + \dots + \frac{1}{2} \frac{m_i y_{0i}^2}{\Pi_{MAX}} \cdot \frac{\omega_{0i}^2}{\omega_0^2} + \dots + \frac{1}{2} \frac{m_N y_{0N}^2}{\Pi_{MAX}} \cdot \frac{\omega_{0N}^2}{\omega_0^2} = \sum_{i=1}^N \frac{1}{\omega_{0i}^2} . \quad (3.11)$$

Для каждой парциальной системы

$$\omega_{0i} = \sqrt{\frac{C_i}{m_i}} , \quad (3.12)$$

где C_i – жесткость вала в точке посадки диска на вал.

Так как при подходе Дункерлея к определению собственных частот максимальное значение потенциальной энергии каждой парциальной системы завышено, то завышены и прогибы вала в месте закрепления масс. Это эквивалентно снижению жёсткости ротора, а согласно формуле (3.12) – и критической скорости вращения.

Следовательно, метод Дункерлея даёт заниженное значение критической скорости по сравнению с истинной её величиной.

Таким образом, использование энергетического метода Релея и приближённого подхода Дункерлея обеспечивает расчёт максимального и минимального значений критических скоростей ротора ТНА по сравнению с истинным значением. Следовательно, истинная величина критической скорости взята «в клещи».

Заключение

В настоящем пособии изложены основные положения численного моделирования динамических процессов одного из наиболее нагруженных и ответственных структурных элементов турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей – ротора как подсистемы ТНА, включающей несомый упругий вал, рабочие колёса турбин и насосов. Динамика ротора ТНА в значительной степени определяет экономическую эффективность и надёжность всего ЖРД. Эта связь динамических характеристик ротора ТНА с параметрами ЖРД обусловлена необходимостью обеспечения безопасных величин зазоров между статорными и роторными деталями. Зазоры выбираются из решения динамики ротора при условии предотвращения касания деталей, ведущего при наличии взрывоопасных агрессивных сред в ТНА, как правило, к возгоранию и даже взрыву всего изделия.

Как следует из уже имеющегося опыта [11], использование компьютерных технологий в курсовом проекте по ТНА, выполняемом на кафедре КиПДЛА, способствует более качественной подготовке специалистов. Применение многофункционального программного комплекса конечно-элементного анализа ANSYS для моделирования динамических процессов ротора ТНА ЖРД, будет способствовать модернизации образования на факультете ДЛА СГАУ. Этому содействуют подробно разобранные в настоящем пособии особенности выбора расчетной схемы ротора, построения его конечно-элементной модели, настроек решения и анализа результатов.

Получены следующие результаты:

- показана важность и актуальность разработки методов компьютерного моделирования динамики ротора ТНА ЖРД в образовательной системе подготовки высококвалифицированных специалистов СГАУ;
- выявлены особенности моделирования динамических процессов при проектировании роторных систем ТНА ЖРД;

- разработана методика численного моделирования динамики сложной роторной системы, включающей податливые опоры, а также двухроторную схему, с использованием программы ANSYS;
- разработан учебный пример расчёта вынужденных колебаний ротора насоса окислителя ТНА двигателя НК-33, демонстрирующий возможности технологии.

Список использованных источников

1. Биргер, И.А. Динамика авиационных газотурбинных двигателей: монография [Текст] / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
2. Хронин, Д.В. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: учебник [Текст] / С.А. Вьюнов, Ю.И. Гусев и др.; под ред. Д.В. Хронины. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.
3. Лозицкий, Л.П. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей: учебник [Текст] / Л.П. Лозицкий, А.Н. Ветров и др. – М.: Воздушный транспорт, 1992. – 536 с.
4. Иноземцев, А.А. Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок: учебное пособие [Текст] / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин и др. – М.: Машиностроение, 2008. – 204 с.
5. Пономарёв, Ю.К. Многослойные демпферы двигателей летательных аппаратов: монография [Текст] / Ю.К. Пономарев, Д.Е. Чегодаев. – Самара: Изд-во СГАУ, 1998. – 234 с.
6. Антипов, В.А. Расчёт и конструирование средств виброзащиты сухого трения: монография [Текст] / В.А. Антипов, Ю.К. Пономарёв, А.И. Белоусов; под ред. проф. Ю.К. Пономарёва. – Самара: Изд-во СамГАПС, 2005. – 208 с.
7. Белоусов, А.И. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин: учебное пособие [Текст] / А.И. Белоусов, Д.К. Новиков, В.Б. Балякин. – Самара: Изд-во КуАИ, 1991. – 95 с.
8. Белоусов, А.И. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов: монография [Текст] / А.И. Белоусов, В.Б. Балякин, Д.К. Новиков; под ред. проф. А.И. Белоусова. – Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2002. – 335 с.

9. Иванов, А.В. Турбонасосные агрегаты кислородно-водородных ЖРД: монография [Текст] / А.В. Иванов, А.И. Белоусов, А.И. Дмитренко. – Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2011. – 289 с.
10. Белоусов, А.И. Конструктивные и силовые схемы турбомашин двигателей летательных аппаратов: учебное пособие [Текст] / А.И. Белоусов. – Куйбышев: КуАИ, 1988. – 92 с.
11. Белоусов, А.И. Конструирование ТНА и элементов камеры ЖРД с использованием 3D-моделей: учебное пособие [Текст] / А.И. Белоусов и др. – Самара: Изд-во СГАУ, 2007. – 132 с.
12. Гахун, Г.Г. Конструкция и проектирование ЖРД: учебное пособие [Текст] / Г.Г. Гахун, В.И. Баулин, В.А. Володин и др.; под ред. Г.Г. Гахуна. – М.: Машиностроение, 1989. – 424 с.
13. Белоусов, А.И. Расчёт осевых сил, действующих в турбомашинах: учеб. пособие [Текст] / А.И. Белоусов, А.И. Иванов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 95 с.
14. Белоусов, А.И. Гидрогазодинамическое проектирование турбонасосных агрегатов двигателей летательных аппаратов: учебное пособие [Текст] / А.И. Белоусов, И.П. Косицын, С.Н. Рождественский. – Куйбышев: КуАИ, 1974. – 136 с.