

ДИНАМИКА РОТОРНЫХ СИСТЕМ, ОПИРАЮЩИХСЯ НА МАГНИТНЫЕ ПОДШИПНИКИ

ЛЕОНТЬЕВ М.К.

Генеральный директор инженерно-технического центра по роторной динамике турбомашин ООО "Альфа-Транзит", профессор МАИ

ДАВЫДОВ А.Л.

Инженер ООО "Альфа-Транзит", аспирант МАИ

ДЕГТЯРЕВ С.А.

Руководитель направления ООО "Альфа-Транзит"

Аннотация

В статье дается обзор проблем связанных с использованием активных магнитных подшипников в быстро вращающихся роторах турбоагрегатов. Приводятся результаты динамического анализа ротора, установленного на магнитных подшипниках. Рассматривается возможность управления динамическими свойствами роторной системы через изменение жесткости и демпфирования магнитных опор. Исследуется поведение роторных систем в процессе падения ротора на страховочные подшипники и последующего выбега.

Ключевые слова: турбоагрегаты, активные магнитные подшипники, роторная динамика, нестационарные и нелинейные роторные системы, зазор, обкатка, обратная прецессия

Общие положения

Активные магнитные подшипники (АМП) - технология, известная с 30-х годов прошлого века. Она получила широкое применение в космической промышленности [1], а в последние десятилетия, с развитием микропроцессорной техники и электроники, стало возможным ее применение и в различных турбоагрегатах.

Работа АМП основана на принципе активного магнитного подвеса ферромагнитного тела, рис. 1. Стабилизация тела в заданном положении осуществляется силами

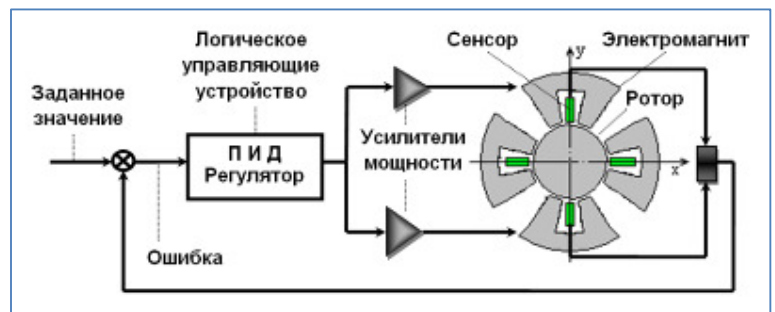


Рис. 1 Схема работы АМП

магнитного притяжения, действующими на тело со

стороны управляемых электромагнитов. Токи подаются в обмотки электромагнитов по средствам системы автоматического управления, состоящей из датчиков перемещения (сенсоров), электронного регулятора и усилителей мощности.

Широкое распространение в качестве основы системы управления получил пропорционально-интегрально-дифференциальный закон регулирования - ПИД регулятор. Порядка 90-95% регуляторов [2, 3] турбоагрегатов, находящихся в настоящее время в эксплуатации, используют ПИД алгоритмы. Причинами столь высокой популярности являются простота построения и промышленного использования, ясность функционирования, пригодность для решения большинства практических задач и низкая стоимость.

ПИД регулятор - устройство в цепи обратной связи, используемое в системах автоматического управления для формирования управляющего сигнала. Он состоит из 3х независимых звеньев: пропорционального, интегрального, дифференциального. Уравнение управления по току будет иметь вид:

$$I(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de}{dt} \quad (1)$$

где: $I(t)$ – изменение силы тока; K_p , K_i , K_d – пропорциональный, интегральный и дифференциальный коэффициенты; $e(t)$ - ошибка.

Изменяя значение коэффициентов регулятора можно получить необходимые параметры магнитной опоры. На рис. 2 показаны динамические реакции одномассовой системы с одной степенью свободы, при воздействии на нее внезапной статической нагрузки при различных значениях коэффициентов регулирования.

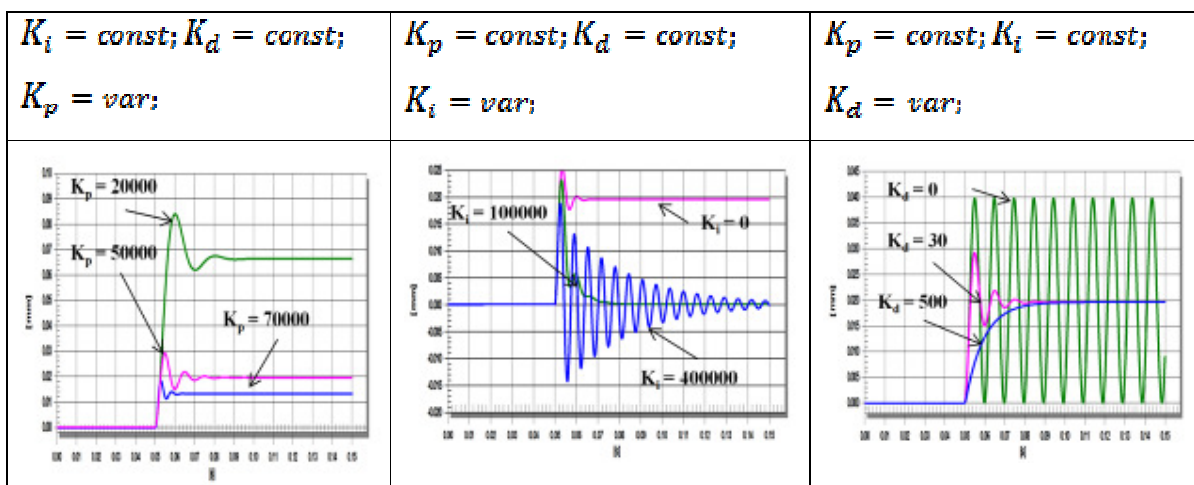


Рис. 2 Влияние коэффициентов регулирования на динамическую систему при возникновении статической силы

Большое количество работ посвящено исследованиям и разработке активных магнитных подшипников для всевозможных турбомашин от

миниатюрных турбомолекулярных насосов до больших мегаваттных турбогенераторов [4].

При проектировании роторной системы, установленной на АМП необходимо решать ряд проблем связанных с динамикой ротора. Среди них:

- центрирование ротора в зазоре АМП;
- переход через резонансные режимы;
- ограничение амплитуд колебаний роторной системы;
- выход роторной системы на обкатку или обратную прецессию.

К особенностям конструкции на АМП относится необходимость установки страховочных подшипников в связи с возможным падением ротора из-за отказа магнитных опор. Это могут быть как подшипники скольжения, так и обычные подшипники качения. Отказ может произойти из-за перебоев в электроэнергии, обрыва питающего кабеля и т.д. В связи с этим надо ответить на два вопроса: выдержат ли подшипники нагрузки, и как будет вести себя ротор на вспомогательных опорах при ударе и последующем выбеге.

Страховочные подшипники выдерживают крайне мало аварийных остановов, после чего их необходимо менять. Другая проблема связана с конструктивными решениями страховочных подшипников. Например, в случае использования подшипников скольжения в качестве страховочных возможен выход ротора на обкат и в худшем случае на обратное прецессионное движение. Это связано с возникновением высокого трения в момент контакта ротора и страховочного подшипника. Выбег ротора может сопровождаться также и высокими резонансными нагрузками и перемещениями.

Все эти задачи можно решить, используя специально созданные для этого пакеты программ, и на стадии проектирования смоделировать возможные аварийные ситуации. Одним из таких программных комплексов является Dynamics R4 [5] (рис. 3), пользователями которой являются большое количество российских и зарубежных компаний, производящих турбомашин различного назначения. Разработчиком программы является российская компания ООО "Альфа-Транзит" (www.alfatran.com).

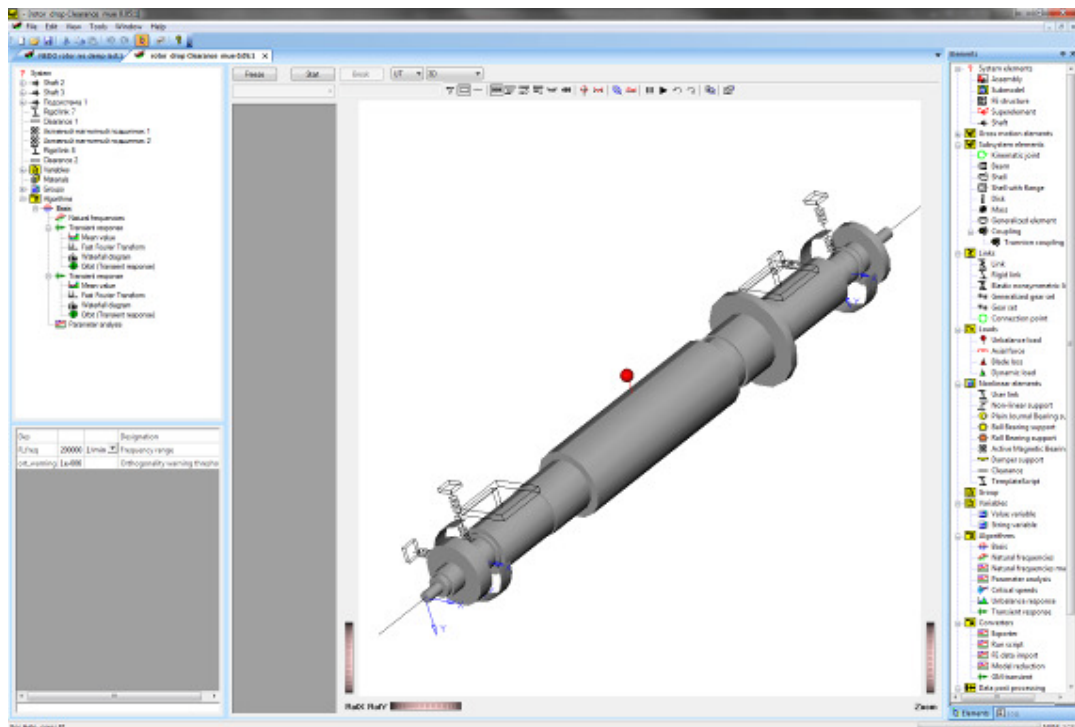


Рис. 3 Главное окно программного комплекса Dynamics R4 с исследуемым ротором на АМП

Программа применяется для решения широкого спектра практических задач многовальной нестационарной линейной и нелинейной роторной динамики. Объекты исследования - силовые и энергетические установки, газотурбинные двигатели, турбонасосные агрегаты, коробки агрегатов с различными типами шестеренчатых зацеплений, и многие другие. Эта программа используется на различных этапах проектирования, доводки и эксплуатации конструкций. Помимо этого ее создатели ведут работы в направлении “вибрационная диагностика через моделирование”.

Метод анализа нелинейных роторных систем

Любой ротор на магнитных опорах является существенно нелинейной динамической системой, включающей много конструктивных элементов с нелинейными свойствами – собственно магнитные подшипники, подшипники скольжения или подшипники качения, зазоры между ними. Помимо этого ротор может находиться под действием нестационарных нагрузок, возникающих в процессе его работы.

Наиболее общим методом динамического анализа сложных нелинейных нестационарных роторных систем является интегрирование связанных уравнений

движения [6,7]. При этом динамическое поведение системы вычисляется для ряда последовательных интервалов времени как для линейной стационарной динамической системы с динамическими характеристиками, определенными в начале рассматриваемого интервала. В конце каждого интервала характеристики меняются в соответствии с текущим деформированным состоянием. Может также меняться и нагружение системы. Таким образом, нелинейный нестационарный анализ рассматривается как последовательность расчета непрерывно меняющихся линейных стационарных систем.

Новые динамические характеристики определяются в начале каждого шага интегрирования с помощью моделей нелинейных элементов. На вход в эти модели подается перемещение и скорость точек, через которые нелинейные элементы связаны с остальной динамической системой, на выходе динамическая реакции. Т.е. нелинейные эффекты учитываются в правой части уравнений движения.

Общая схема взаимодействия линейной модели роторной системы и моделей, описывающих ее нелинейные элементы, например, такие как подшипники скольжения, гидродинамические демпферы, магнитные опоры, и др., показаны на рис. 4.

Очевидно, что данный процесс может выполняться и для линейной системы, если принять характеристики жесткости и демпфирования постоянными.

Моделирование и линейный анализ поведения ротора с АМП

В качестве примера для исследования динамического поведения ротора на магнитных опорах был использован ротор из международного стандарта по магнитным подшипникам ISO 14839-3:2006(E) [8]. Ротор опирается на два радиальных АМП.

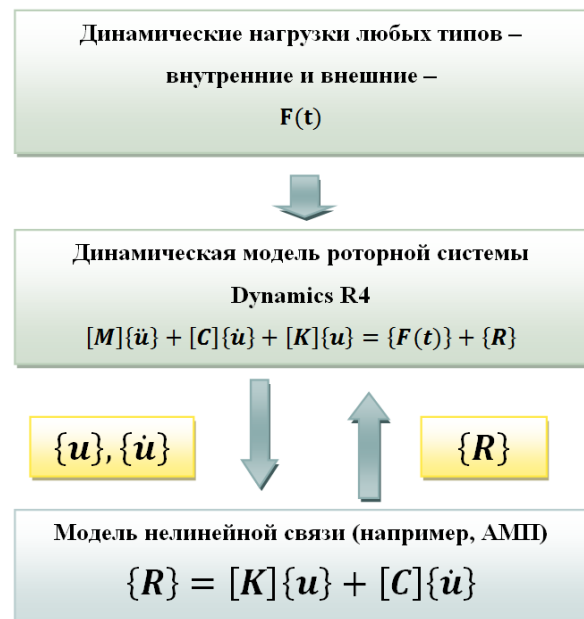


Рис. 4 Схема взаимодействия динамической модели роторной системы с нелинейными элементами

Программная система Dynamics R4 имеет большое количество специальных элементов, с помощью которых можно провести моделирование самых различных роторных систем в нестационарной и нелинейной постановке. В рассматриваемом примере используются следующие нелинейные элементы:

- Упругая связь, задаваемая коэффициентами жесткости и демпфирования;
- Ограничитель прогиба (зазор), имеющий два упруго-демпферных пакета, задаваемых коэффициентами жесткости и демпфирования, коэффициентами трения в контакте, скоростью проскальзывания тел качения и некоторыми другими;
- Активная магнитная опора с ее геометрией и системой управления;
- Подшипники качения, задаваемые их геометрией, количеством тел качения, зазорами в подшипнике, контактной жесткостью;
- Подшипники скольжения различных типов и т.д.

Схема исследуемого ротора и его параметры представлены на рис. 5.

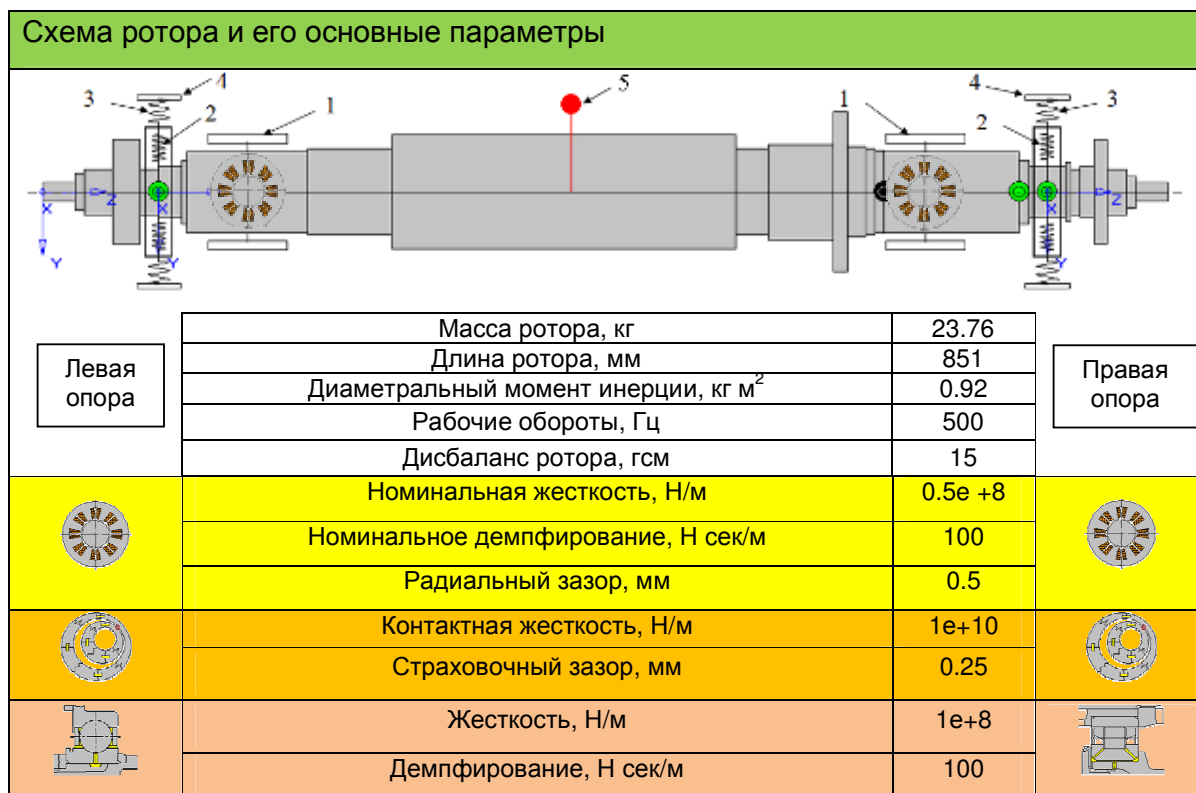


Рис. 5 Схема ротора и его основные параметры

Упруго-инерционная модель ротора включает два АМП (1). В двух страховочных опорных узлах для моделирования используются два элемента –

зазор (2), шариковый подшипник (3), соединенный с основанием (4) . В случае, когда страховочным подшипником является подшипник скольжения, в модели ротора подшипник качения исключается.

Линейные расчеты ротора на опорах с номинальными коэффициентами жесткости и демпфирования АМП показали, что в исследуемом диапазоне частот вращения ротора до 50000 об/мин находится три критических частоты вращения, рис. 6. На карте собственных частот выделены точки критических скоростей и показаны соответствующие им формы колебаний. Это значит, что при выходе ротора в рабочий диапазон частот вращения (от 25000 до 30000 об/мин), ротор встретит два резонанса, которые желательно пройти без высоких вибрационных нагрузок и перемещений.

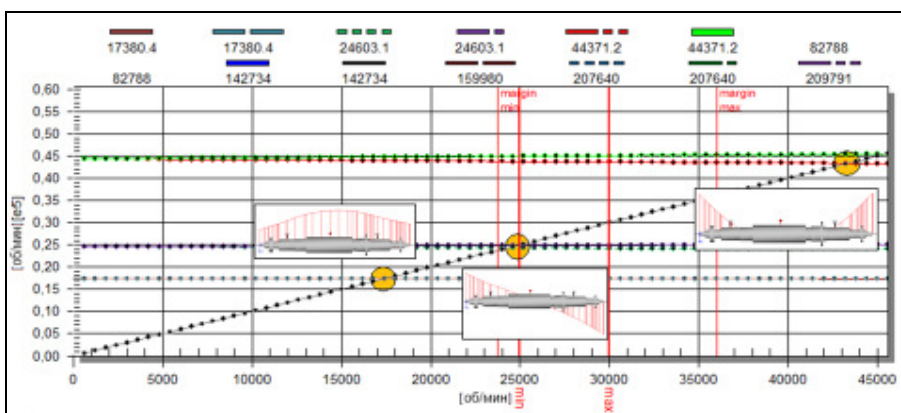


Рис. 6 Карта частот собственных колебаний

Возможность влиять на амплитуду колебаний демпфирующими свойствами опоры можно оценить по распределению потенциальной энергии на валу и опорах ротора, таблица 1. Как видно из таблицы, энергия первых двух форм колебаний сосредоточена в опорах. Это значит, что меняя их жесткость и демпфирование, мы можем влиять на динамические свойства ротора. Ротор на третьей форме практически не перемещается в опорах, и эффективно воздействовать на эту форму не представляется возможным.

Таблица 1

Узел	Критические частоты вращения, об/мин		
	17373	24637	45303
	Потенциальная энергия, %		
Вал ротора	15.506	3.843	87.558
АМП ₁	48.745	43.710	3.602

$АМГ_2$	35.749	52.447	8.839
---------	--------	--------	-------

На рис. 7 приведены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) по длине ротора. Как видно из трехмерной диаграммы, основной резонансный режим связан с первой формой колебаний, которая может проявиться большими перемещениями ротора с касаниями статора. Вторая форма колебаний практически не возбуждается радиальной неуравновешенной силой. Это связано с тем, что ее местоположение находится вблизи точки пересечения линии прецессии с центральной осью.

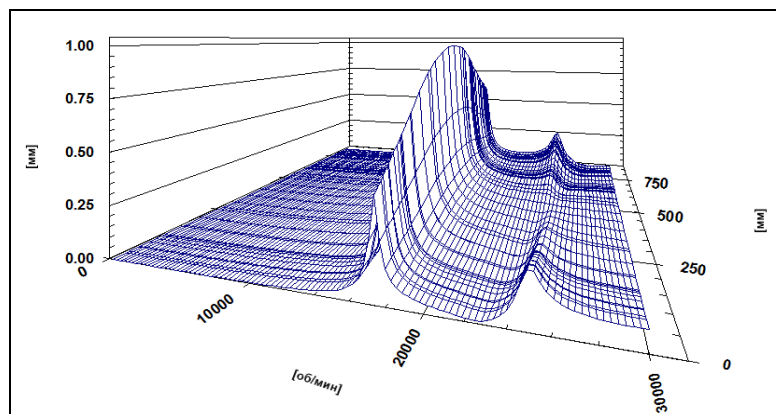


Рис. 7 Амплитудно - частотные характеристики ротора

Из диаграммы следует, что для исследуемого ротора принятые значения жесткости и демпфирования не обеспечат нормальной работы ротора.

Управление жесткостью и демпфированием АМП

Исходя из величины страховочного зазора необходимо, чтобы максимальные амплитуды при выходе ротора на рабочие обороты не превышали 0.25 мм. Решить задачу можно путем изменения жесткости или демпфирования магнитных опор, применив соответствующий закон управления жесткостью или демпфированием для прохождения резонансов.

Жесткости и демпфирование магнитной опоры определяют коэффициенты регулятора K_p и K_d соответственно. Оценить их влияние можно по формулам для центрального положения ротора в направлении одной из осей управления (магнитного полюса):

$$K = \frac{\mu_0 N^2 A_g I_b}{\delta_0^2} \left(\frac{I_b}{\delta_0} + K_p \right); \quad (2)$$

$$C = \frac{\mu_0 N^2 A_g I_b}{\delta_0^3} K_d, \quad (3)$$

где: μ_0 - магнитная постоянная; N - число витков; A_g - площадь полюсов электромагнитов; I_b - ток смещения; δ_0 - зазор между статором электромагнита и ротором.

Зная характеристики резонанса можно задать закон изменения жесткости или демпфирования с целью изменения динамической системы для уменьшения амплитуд. На рис. 8 показан временной сигнал, полученный для ротора в процессе выхода на рабочий режим для левого подшипника. На рис. 9 представлен выбранный закон управления демпфированием. При этом было учтено, что расчетное критическое демпфирование роторной системы составляет ~87000 Нсек/м. Если демпфирование в опорах превысит критическое, то роторная система перестает быть колебательной. Номинальное демпфирование в АМП при прохождении резонансных режимов было увеличено до 12000 Нсек/м.

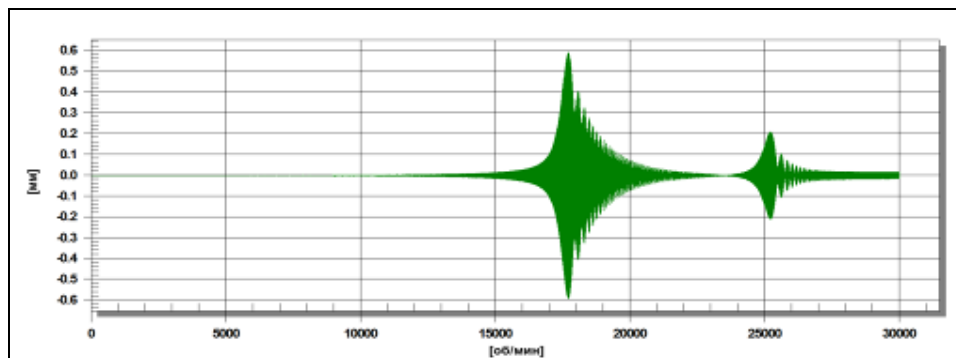


Рис. 8 Амплитудно-временная характеристика в нестационарном анализе, сечение левого АМП

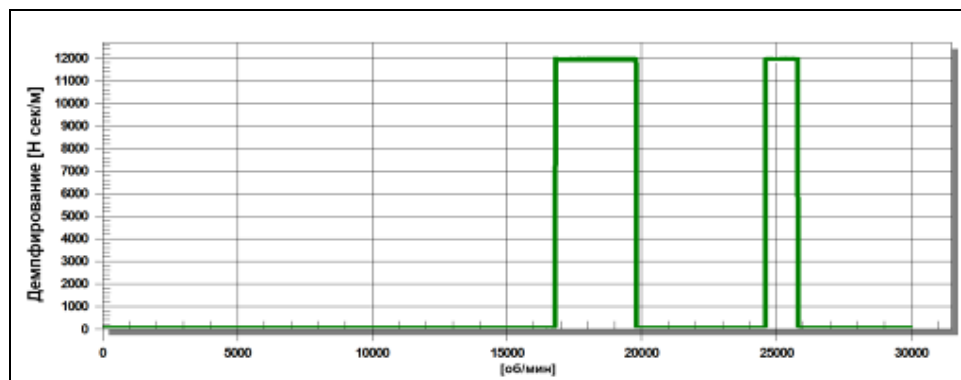


Рис. 9 Закон изменения демпфирования

Рис. 10 показывает результаты выхода на режим с выбранной программой управления демпфированием. При выбранном демпфировании основной уровень вибрационного сигнала (синий цвет) не превышает 0.1 мм. Однако в момент изменения силы тока в АМП (частота вращения ротора 16800 об/мин) происходит некоторый заброс амплитуд колебаний до 0.12 мм.

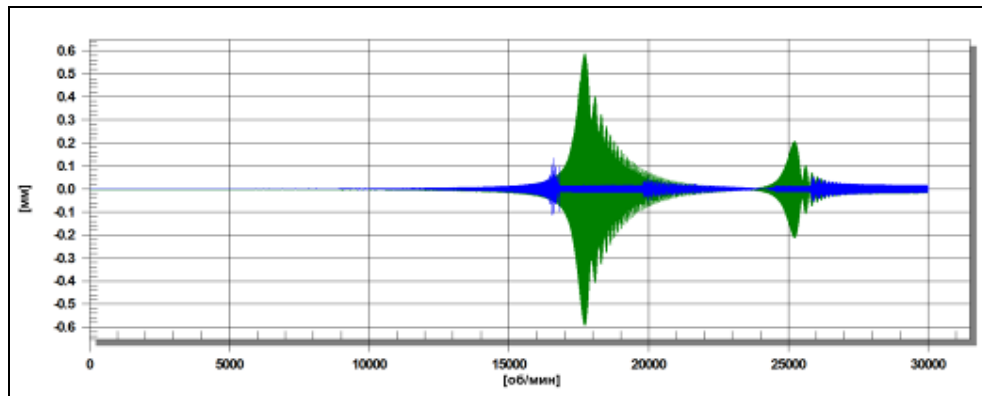


Рис. 10 Результаты выхода на режим с выбранной программой управления демпфированием

Аналогичного результата можно добиться изменением жесткости магнитных опор, рис. 11 и рис. 12

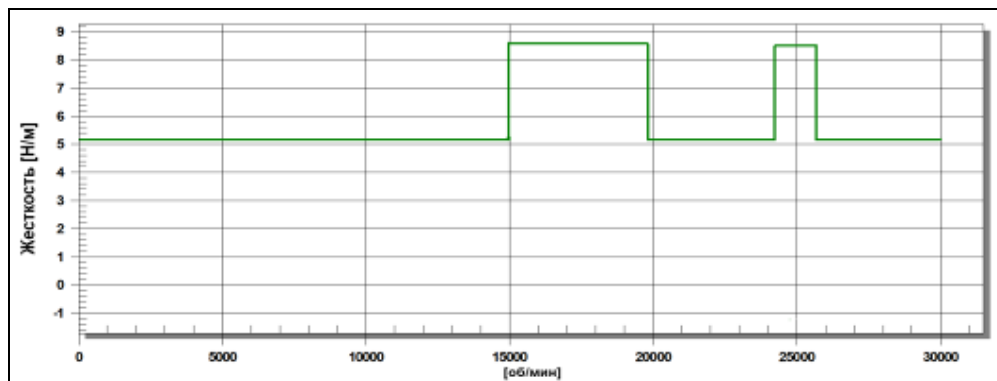


Рис. 11 Закон изменения жесткости

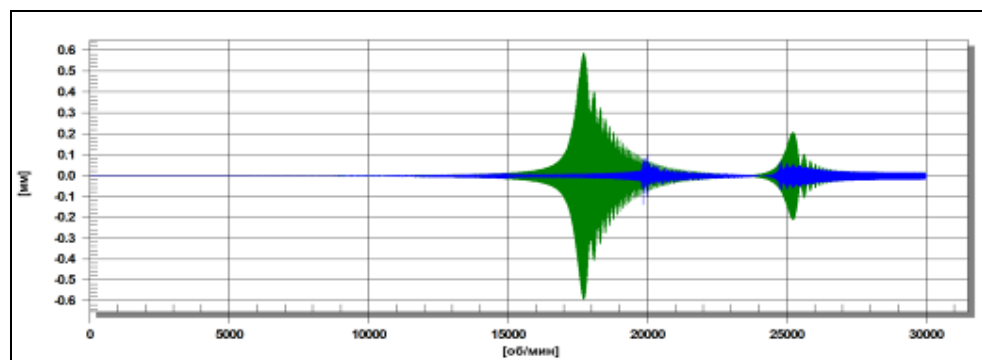


Рис. 12 Результаты выхода на режим с выбранной программой управления жесткостью

Падение ротора на подшипники скольжения

Использование подшипников скольжения в качестве страховочных возможно, только если они обладают достаточно малым коэффициентом трения. Относительно большой коэффициент трения может привести к возникновению обратного прецессионного движения. Это движение характерно быстрым разрушением ротора,

рис. 13.

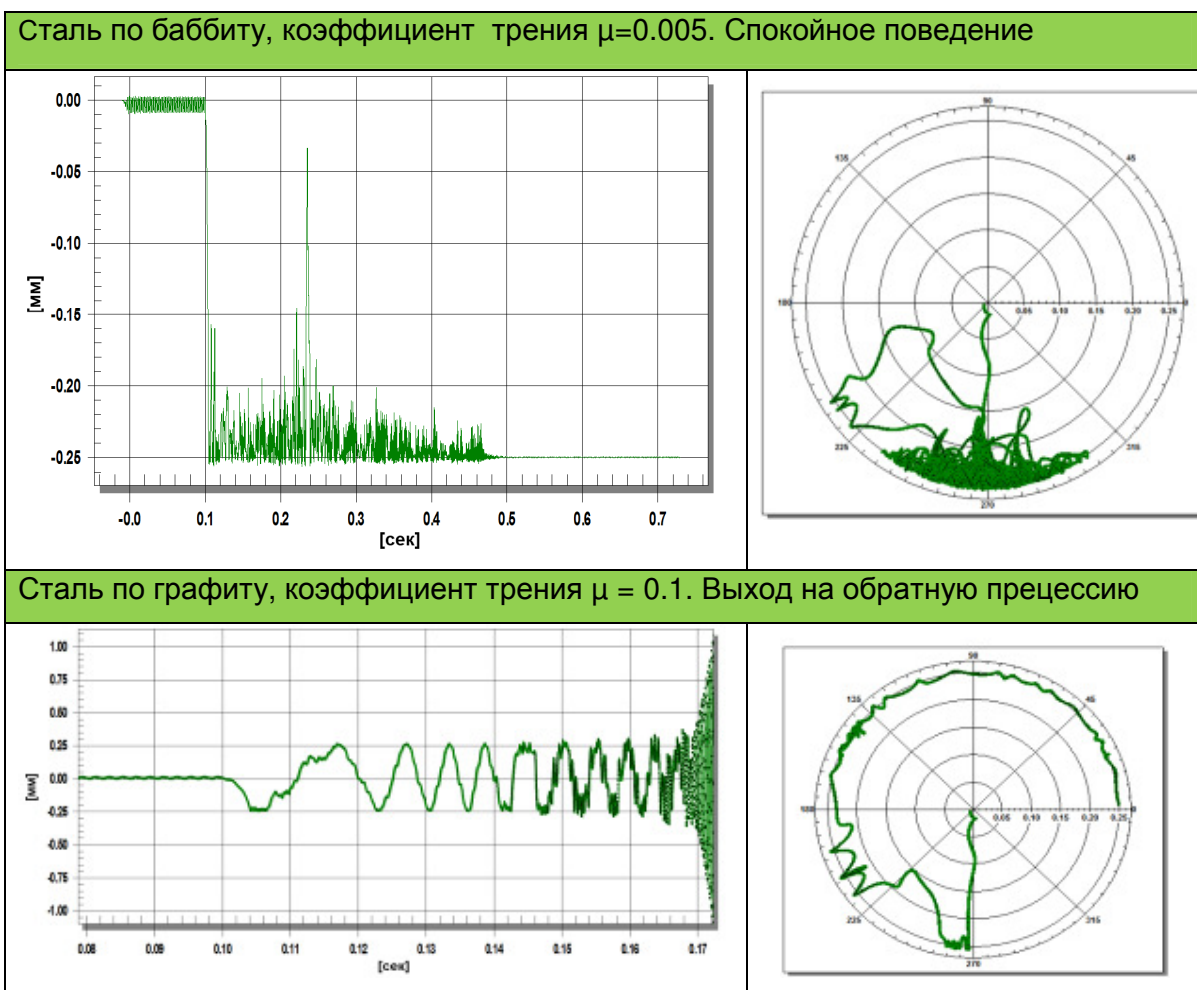


Рис. 13 Падение ротора на подшипники скольжения. Левый подшипник

Исследуемый ротор центрирован магнитными опорами во временном промежутке от 0 до 0.1 сек. Частота вращений 30000 об/мин. Зазор в магнитных опорах 0.25

мм. Момент отключения магнитных опор $t = 0.1$ сек. На графиках орбит направление вращения ротора против часовой стрелки

Падение ротора на подшипники качения

Чаще в качестве страховочных опор используют подшипники качения. Падая на такую опору, ротор за счет силы трения начинает раскручивать внутреннее кольцо подшипника. Опасным в этом случае является момент касания ротора и неподвижного внутреннего кольца. В этот момент возникает очень большая сила трения, которая может привести к выходу ротора на обратную прецессию. Поэтому между шарикоподшипником и статором иногда устанавливают упругий элемент, который позволяет раскрутиться внутреннему кольцу подшипника без возникновения большого трения [4].

На

рис. 14 показан нестационарный процесс падения ротора из центрированного положения в момент времени $t = 0.5$ сек на подшипники качения.

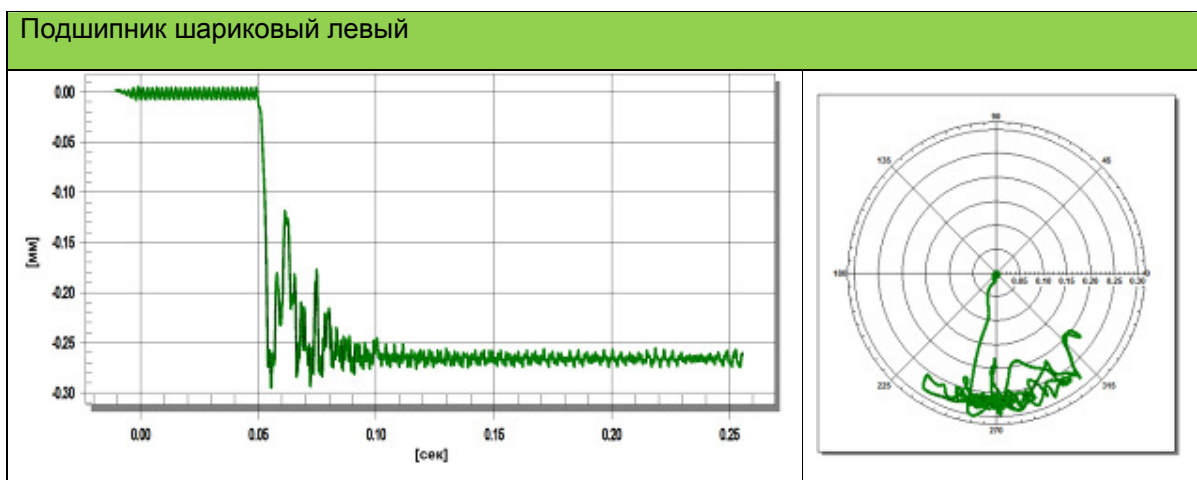


Рис. 14 Падение ротора на подшипники качения

Выбег ротора после падения на подшипники качения

После падения ротора на страховочные подшипники, в случае если быстро возобновить работу не представляется возможным, то его необходимо остановить. При этом может возникнуть явление обкатки ротором страховочных опор,

рис. 15. Обкатка сопровождается выбором зазора, повреждением подшипников качения, а также возможным повреждением деталей цапф вала ротора.

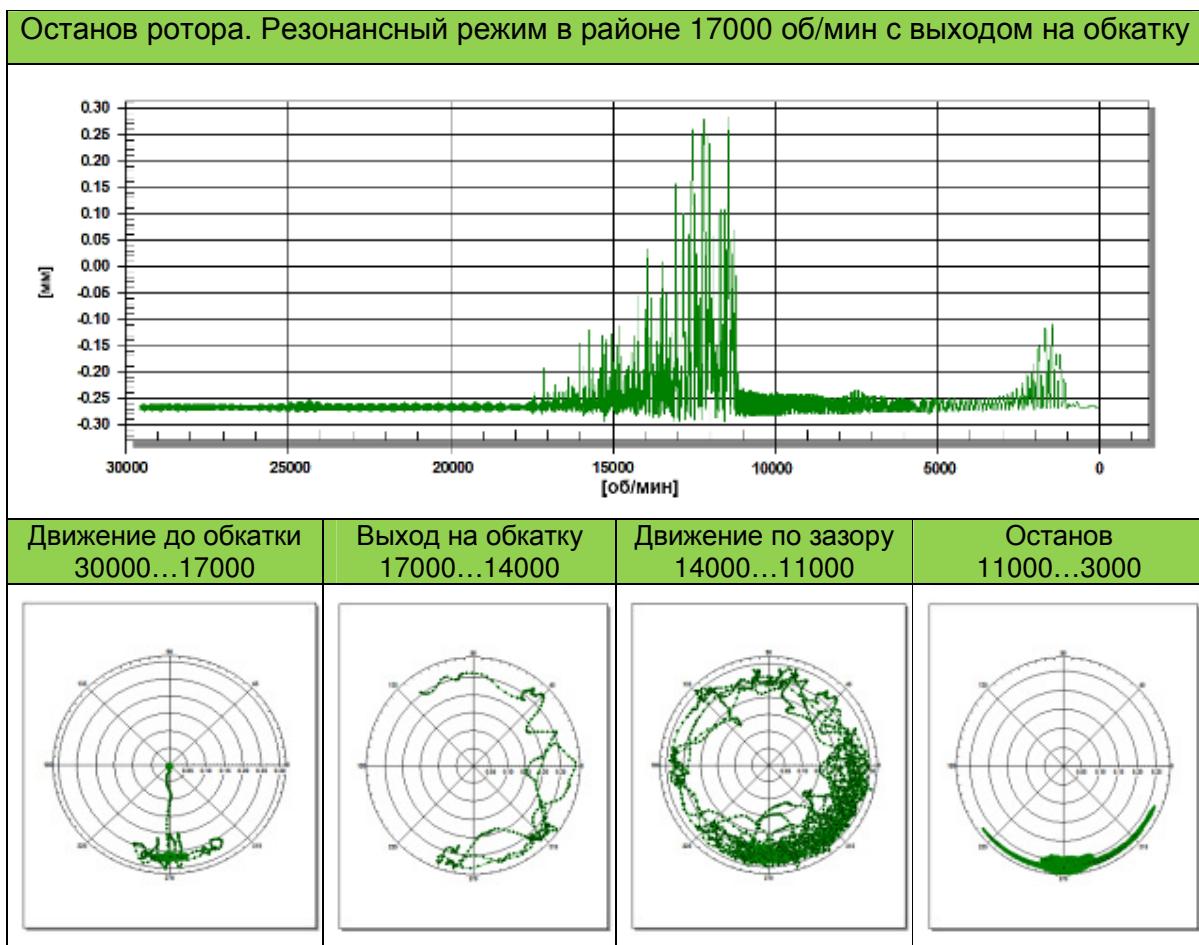


Рис. 15. Выбег ротора и явление обкатки

Заключение

В результате проведенных работ, была подготовлена методика моделирования и анализа роторных систем, установленных на АМП, и которой могут воспользоваться организации, проектирующие турбоагрегаты, или организации, производящие АМП для конкретных объектов, таблица 2.

Таблица 2

Определение необходимых значений жесткости и демпфирования для АМП
Определение коэффициентов регулирования в АМП и настройка системы управления
Определение демпфированных критических частот вращения ротора и форм колебаний – мест потенциальных резонансов
Расчет вынужденных колебаний и амплитудных значений вибропараметров – перемещений, виброскорости, реакций в опорных узлах ...
Подготовка программы управления силой тока – жесткостью и демпфированием АМП для перехода через резонансы системы и выхода в зону рабочих оборотов
Нестационарный анализ ротора на АМП с целью уточнения характеристик ротора на переходных режимах
Моделирование ротора со страховочными подшипниками. Нелинейный нестационарный анализ ротора. Цель - определение возможности выхода ротора обкатку или обратное прецессионное движение
Нестационарный анализ ротора после выключения АМП на нелинейных подшипниках качения в процессе торможения ротора

При ее использовании разработчикам роторов с АМП следует обратить внимание как на возможность перехода через резонансные режимы с целью уменьшения амплитуд колебаний, так и на конструкцию опорных узлов, для полного исключения возможности выхода ротора на обкат или обратное прецессионное движение.

Возможность точного моделирования и анализа предложенных конструкций роторов может быть получена с помощью специальных программных комплексов, предназначенных для нелинейного и нестационарного анализа роторной динамики.

Список использованных источников

1. Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники. Теория, расчет, применение. – СПб.: Политехника, 2003. – 206 с.
2. Ang K.H., Chong G., Li Y. PID control system analysis, design, and technology, IEEE Transactions on Control Systems Technology. 2005. Vol. 13. No. 4. pp. 559-576
3. Astrom K.J., Hagglund T. Advanced PID control , ISA (The Instrumentation, System, and Automation Society), 2006. -460 p.

4. G. Schewitzer. Eric H. Malsen, Magnetic Bearings, Theory, Design, and Application to Rotating Machinery. Springer. 2009.
5. Леонтьев М.К., Дегтярев С.А. и др. Программная система расчета динамики роторов Dynamics 4. Свидетельство об отраслевой разработке №6691. Отраслевой фонд алгоритмов и программ. Государственный информационный центр информационных технологий. Министерство образования Российской Федерации. 2006 г.
6. Д.В. Хронин. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов, М.: Машиностроение, 1980 г. -411 с.
7. William T. Tomson. Theory of Vibration with Applications. Prentice - Hall, 1981. -467 p.
8. International standart ISO 14839-3:2006(E). Mechanical vibration – Vibration of rotating machinery equipped with active magnetic bearings Part 3: Evaluation of stability margin. First edition 2006-09-15.