

РОТОРНАЯ ДИНАМИКА КОМПРЕССОРА С ЭЛЕКТРОМОТОРОМ НА АМП

А.А. Снитко, Н.А. Корнилков, М.К. Леонтьев, А.В. Давыдов, С.А. Дегтярев

В статье представлены результаты моделирования и анализа динамических характеристик центробежного компрессора компании ООО “Турбопневматик” с электродвигателем фирмы SKF на магнитных подшипниках в программном комплексе Dynamics R4. Решались задачи оптимизации роторной системы компрессора путем управления усилиями затяжки, натягами и зазорами. Приведены результаты анализа компрессора как нелинейной динамической системы в нестационарной постановке. Рассмотрено падение ротора компрессора на страховочные подшипники качения при отключении тока.

Объектом исследования являлся высокооборотный центробежный компрессор с приводом от электродвигателя на активных магнитных подшипниках (АМП), предназначенный для создания перспективной системы воздушного запуска стационарных турбоагрегатов. Компрессор разработан в ООО “Турбопневматик”, его общий вид на стенде представлен на рис.1.

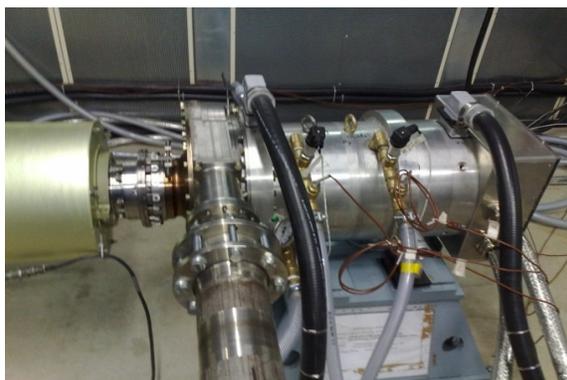


Рис. 1 Компрессор на стенде

Основные характеристики компрессора приведены ниже.

Степень сжатия $\pi_k^* = 4,81$.
 Коэффициент полезного действия $\eta_{ал.к}^* = 81 \%$.
 Расход воздуха $G_{возд.} = 1,42$ кг/сек.
 Мощность на валу компрессора $N_{к.физ.} = 270$ кВт.
 Обороты ротора $n_{к.физ.} = 39\ 000$ об/мин.

Снитко Александр Анатольевич -
 ООО “Турбопневматик”, директор, тел. (342)2370142,
 e-mail: saa@ppk.perm.ru

Корнилков Николай Аркадьевич - ООО “Турбопневматик”,
 зам. директора, тел. (342)2400675

Леонтьев Михаил Константинович - МАИ, доктор техн.
 наук, профессор, тел. (985)7687129, e-mail:
lemk@alfatran.com

Давыдов Аркадий Валентинович - МАИ, аспирант, тел.
 (499)1584472, e-mail: support@alfatran.com

Дегтярев Сергей Александрович - ООО «Альфа-Транзит»,
 руководитель направления, тел. (495)2326091, e-mail:
support@alfatran.com

В процессе испытаний компрессора появлялись повышенные вибрации ротора. Предполагаемая причина – появление вблизи рабочего диапазона резонансной частоты, соответствующей первой изгибной форме колебаний, несмотря на то, что проектные расчеты показывали достаточный запас по этой частоте. Снижение резонансной частоты было объяснено потерей натягов между деталями компрессора - крыльчаткой, валом, лабиринтным диском и другими.

Целью настоящей работы являлась проверка конструкторских решений компрессора путем динамического анализа его роторной системы, выработка рекомендаций, позволяющих снизить вибрации и улучшить его характеристики.

Общим направлением в исследовании конструкции компрессора с учетом полученных при моделировании динамических характеристик являлось также снижение массы компрессора и увеличение его ресурса при безотказной работе.

Поставленные задачи решались путем проведения вариантных динамических расчетов, по результатам которых определялись основные влияющие факторы на динамические характеристики компрессора.

Общее описание модели

Модель динамической системы ротора компрессора создавалась в программной системе для анализа динамических характеристик вращающихся машин Dynamics R4. Система разработана ООО “Альфа-Транзит” [1]. Виртуальная модель ротора показана на рис.2.

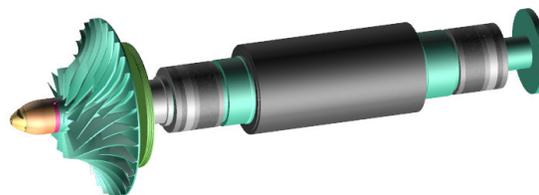


Рис. 2 Виртуальная модель ротора компрессора

Главное окно программы с моделью, включающей собственно компрессорную часть и электродвигатель на АМП, представлено на рис. 3. Влияние деталей корпуса на динамические

характеристики компрессора минимально, поэтому он исключен из модели.

В программной системе модель формируется из стержневых элементов типа “балка”, точечных инерционных элементов, упругих и абсолютно жестких связей между подсистемами полной роторной системы, рис.4.

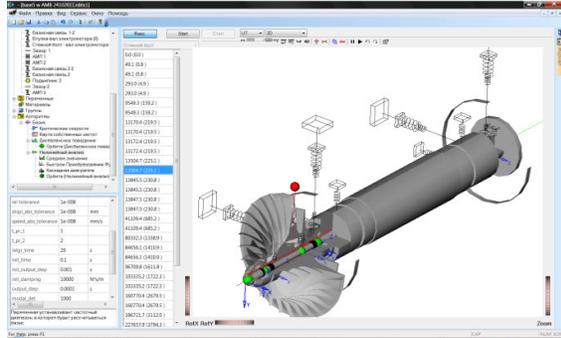


Рис.3 Главное окно Dynamics R4 с моделью ротора

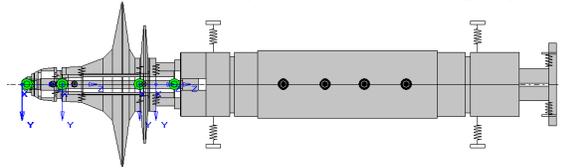


Рис. 4 Двухмерная модель ротора

Модель является многоуровневой и включает пять подсистем, рис. 5:

- крыльчатка компрессора;
- втулка крыльчатки;
- диск лабиринта;
- вал электромотора;
- стяжной болт.

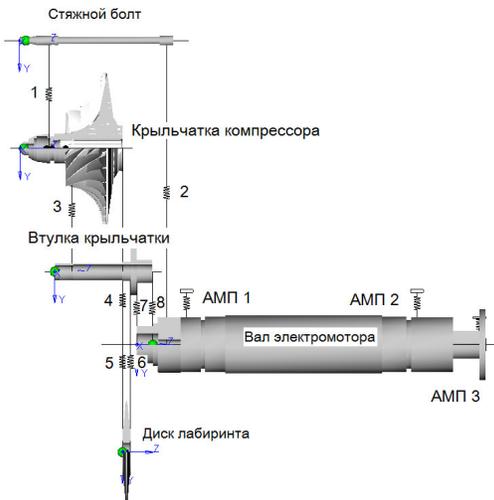


Рис. 5 Многоуровневая модель ротора

Вал электромотора опирается на два магнитных подшипника АМП 1 и АМП 2, и фиксируется в осевом направлении подшипником АМП 3. Магнитные подшипники электромотора на рисунке показаны упругими связями с основанием.

В линейном анализе упругие связи задаются радиальными коэффициентами жесткости и демпфирования. Между подсистемами модели, описывающими детали компрессорной части ротора, устанавливались упругие связи, с помощью которых моделировались зазоры и натяги между деталями. Связи на рисунке пронумерованы.

Связь 1- моделирует усилия в резьбовом соединении крыльчатки со стяжным болтом.

Связь 2 – моделирует усилие в резьбовом соединении стяжного болта с валом электромотора.

Связь 3 – моделирует натяг между крыльчаткой и втулкой колеса (центрирующий пояс).

Связь 4 – моделирует усилия в соединении крыльчатки с диском лабиринта.

Связи 5 и 6 моделируют натяг между втулкой крыльчатки и диском лабиринта.

Связи 7 и 8 – моделируют натяг между втулкой колеса и валом электромотора.

Коэффициенты матриц жесткости для упругих связей определялись с учетом свойств реальной конструкции по всем степеням свободы. Коэффициенты, значение которых было равно значению контактной жесткости ($\sim 1e10$ Н/м), соответствуют неподвижному закреплению одной детали относительно другой. Потеря натяга или появление локальной податливости моделируется уменьшением коэффициента жесткости, появление зазора моделируется устранением связи.

Жесткости упругих связей, моделирующих радиальные магнитные подшипники АМП 1 и АМП 2, для линейного анализа выбирались из условия, что перемещение вала от собственного веса составляет $\sim 5\%$ от величины зазора страховочных подшипников (0.125 мм).

В нелинейной модели ротора магнитные подшипники описываются специальным элементом, имеющимся в библиотеке программной системы. В элементе “Магнитный подшипник” программной системы Dynamics R4 задаются коэффициенты для уравнения управляющего тока ПИД-регулятора системы управления. Варьируя их значения можно получить необходимые силы и коэффициенты жесткости магнитных подшипников [2].

На рис. 6 показан результат нестационарного анализа ротора на нелинейных АМП 1 и АМП 2, на основании которого были получены соответствующие коэффициенты жесткости опор, использованные далее в линейном анализе.

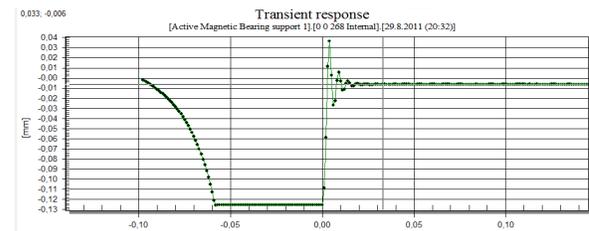


Рис. 6 Переходный процесс (падение ротора на зазор, всплытие после включения АМП)

Дадим пояснения к рис.6. В момент времени -0.1 сек был начат процесс интегрирования полученных при моделировании уравнений движения роторной системы с нулевыми начальными условиями по скорости и перемещению. Ротор под действием веса падает вниз и выбирает зазор 0.125 мм. От значения -0.04 сек до 0 сек ротор находится в покое. В момент времени 0.0 сек включается ток в обмотках магнитных опор и ротор всплывает на значение перемещения от веса 0.00625 мм. Коэффициенты жесткости магнитных подшипников для этого случая $k \sim 3e7$ Н/м.

Упорный АМП 3 промоделирован обычной упругой связью с жесткостью $1e10$ Н/м, ограничивающей только осевое перемещение. Все прочие коэффициенты были определены в результате идентификации модели ротора по экспериментальным данным SKF, рис. 7.

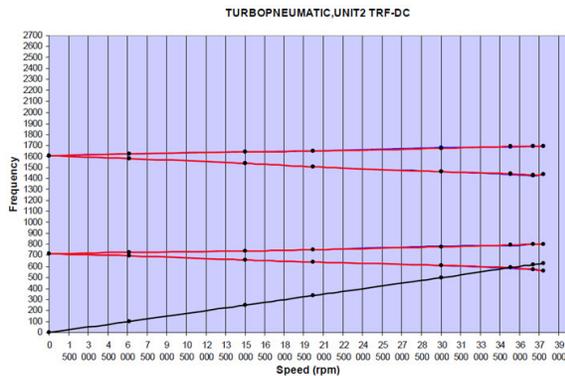


Рис.7 Экспериментально полученная Кэмпбелл диаграмма ротора на АМП (частота в Гц)

Идентификация проводилась по основным формам колебаний, выделенных в диаграмме и соответствующим частотам для невращающегося и недемпфированного ротора компрессора: ~ 700 Гц (первая изгибная форма колебаний); ~ 1600 Гц (вторая изгибная форма колебаний).

Результаты идентификации (карта собственных частот, полученная в DYNAMICS R4) представлены на рис. 8.

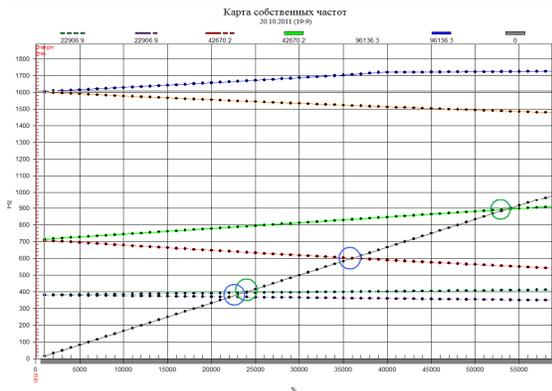
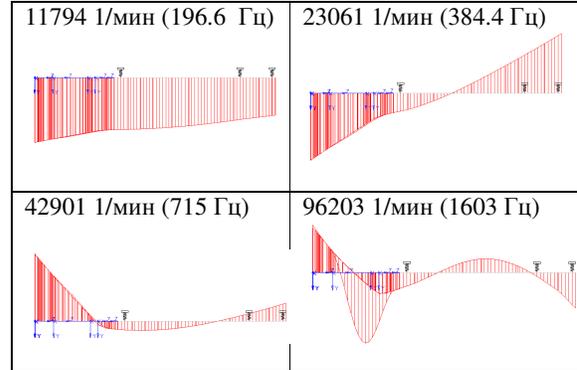


Рис. 8 Кэмпбелл диаграмма из Dynamics R4

В табл. 1 показаны частоты и формы колебаний ротора компрессора, полученные после идентификации модели. Можно отметить достаточно хорошее совпадение полученных частот с экспериментальными. Погрешность не превышает 1...2 %.

Таблица 1



Для идентификации частот и форм колебаний использовалось распределение потенциальной энергии деформации по элементам модели – подсистемам и связям. Знание распределения позволяет выделить элементы, изменением жесткости которых, можно управлять положением собственных частот колебаний, табл. 2.

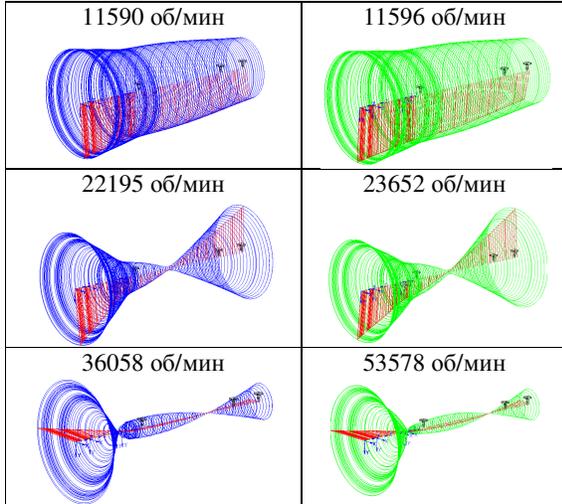
Таблица 2

Подсистемы и связи	Частоты собственных колебаний, об/мин			
	11794	23061	42901	96203
Стяжной болт	0.010	0.068	0.405	3.861
Крыльчатка + Гайка	0.032	0.277	2.704	1.803
Втулка крыльчатки	0.168	1.504	14.16	5.720
Вал электромотора	2.680	31.20	46.13	68.736
Диск лабиринта	0.011	0.091	0.735	0.326
АМП 1	58.74	34.99	4.183	12.740
АМП 2	37.89	28.09	1.623	0.064
Крыльчатка-втулка (3)	0.000	0.000	0.000	0.000
Втулка-вал электромотора (7)	0.434	3.560	28.59	6.243
Стяжной болт-вал электромотора (2)	0.000	0.000	0.000	0.002
Втулка-диск лабиринта (6)	0.010	0.058	0.209	0.064
Втулка-вал электромотора (8)	0.011	0.100	0.986	0.420
АМП 3	0.009	0.056	0.246	0.020
Крыльчатка-диск лабиринта (4)	0.000	0.001	0.003	0.001
Втулка - диск лабиринта (5)	0.000	0.000	0.000	0.000
Гайка - стяжной болт (1)	0.000	0.000	0.000	0.000
Все подсистемы	2.90	33.14	64.15	80.45
Все связи	97.1	66.86	35.85	19.55
Всего	100.0	100.0	100.0	100.00

Критические частоты вращения

На рис. 8 кружками выделены критические частоты вращения ротора, соответствующие как прямой, так и обратной прецессии. Значения частот и соответствующие им формы колебаний показаны в табл. 3.

Таблица 3



Критическая частота вращения $n=53578$ об/мин, наиболее опасная с точки зрения работоспособности ротора компрессора, находится далеко от рабочего режима (39000...40000 об/мин). При условии сохранения усилий затяжки и натягов форма колебаний, соответствующая этой частоте, не может привести к повышенным вибрациям ротора.

Вынужденные колебания ротора

Важной частью анализа ротора являлась оценка его вынужденных колебаний от действия неуравновешенных сил. Для него был проведен расчет виброскорости от дисбаланса крыльчатки компрессора, равного 10 гсм. На рис. 9 показана амплитудно-частотная характеристика ротора в сечении АМП 1.

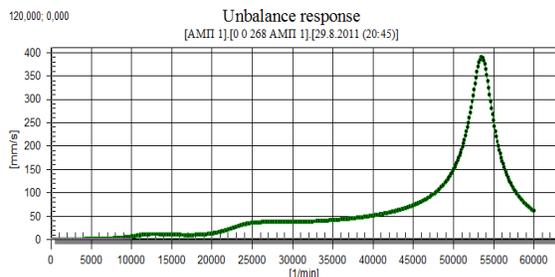


Рис. 9 Амплитудно-частотная характеристика ротора в сечении АМП 1. Стабильные натяги.

Можно отметить, что в рабочих диапазонах до 40000 об/мин значения полученных виброскоростей для заданного уровня дисбаланса и демпфирования не превышают 50 мм/сек, что является вполне приемлемой величиной для быстроходных роторов.

Влияние усилия затяжки и натягов

Ослабление осевой затяжки моделируется снижением моментной жесткости связей 3,4,5,6 до $1e5$ Нм. В этом случае критическая частота вращения $n = 53578$ об/мин снижается к рабочему режиму компрессора до $n = 442843$ об/мин. В вынужденных колебаниях такое снижение будет сопровождаться повышенными амплитудами виброскорости для АМП 1 (рис. 10) и АМП 2 (рис. 11) на рабочем режиме 39000...40000 об/мин до 125 и 90 мм/сек соответственно.

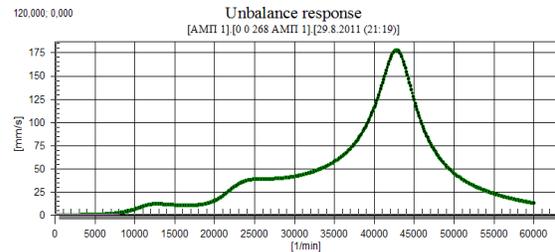


Рис. 10 Амплитудно-частотная характеристика ротора в сечении АМП 1. Ослабление осевой затяжки

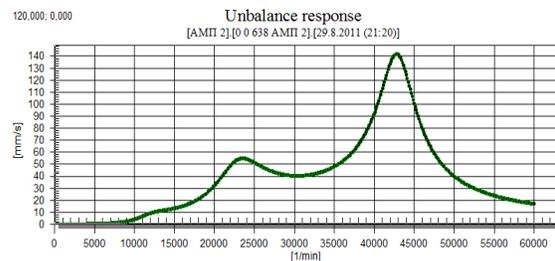


Рис. 11 Амплитудно-частотная характеристика ротора в сечении АМП 2. Ослабление осевой затяжки

Ослабление натяга является более влияющим фактором с точки зрения вибраций ротора на рабочем режиме. Моделируется снижением радиальных жесткостей связей 7 и 8, либо снижением моментной жесткости связи 7. Одновременное снижение радиальной жесткости связей 7 и 8 до значения $1e8$ Н/м приводит к снижению критической частоты вращения $n=53578$ об/мин до $n=40872$ об/мин и росту вибраций. Амплитудно-частотные характеристики ротора для этого случая приведены на рис. 12 и 13.

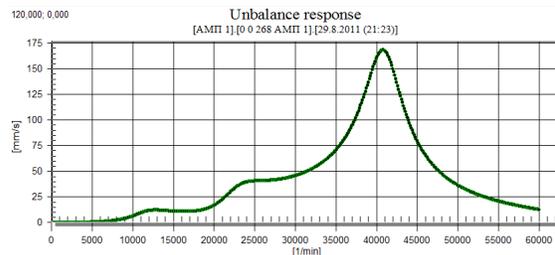


Рис. 12 Амплитудно-частотная характеристика ротора в сечении АМП 1. Ослабление натягов

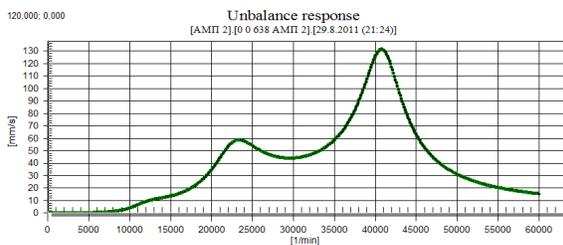


Рис. 13 Амплитудно-частотная характеристика ротора в сечении АМП 2. Ослабление натягов

Одновременное снижение радиальной жесткости до $1e9$ Н/м и моментной жесткости с 450000 Нм до нуля связи 7 приводит к снижению критической частоты вращения $n=53578$ об/мин до $n=36687$ об/мин. Амплитудно-частотные характеристики ротора для этого случая приведены на рис. 14 и 15.

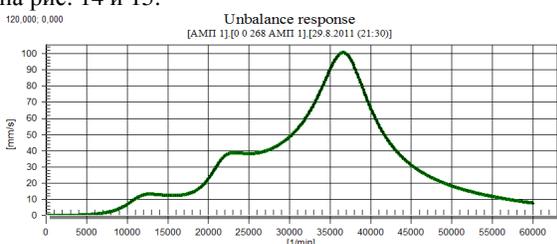


Рис. 14 АЧХ в сечении АМП 1. Неравномерность натяга по длине посадки втулки компрессора на вал электромотора

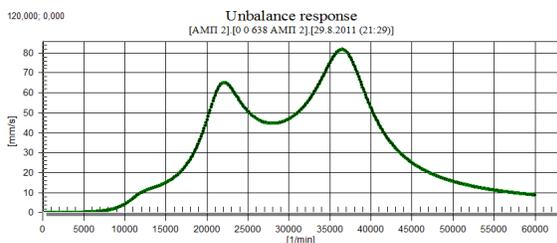


Рис. 15 АЧХ в сечении АМП 2. Неравномерность натяга по длине посадки втулки компрессора на вал электромотора

Амплитуды колебаний несколько ниже, чем в предыдущем случае, но их значения превышают допустимые величины.

Влияние зазоров

Зазоры моделируют полную потерю натяга между деталями конструкции компрессора. То есть можно определить наиболее чувствительные к потере натягов связи, которые их моделируют. Исследовалось несколько вариантов полной потери натягов.

Вариант 1. Удалена связь 5 между диском лабиринта и втулкой крыльчатки. В этом случае крыльчатка опирается только на диск лабиринта. Исходный вариант закреплений и натягов.

Вариант 2. Связь 4 соединяет крыльчатку компрессора и втулку крыльчатки. Связь 5 соединяет втулку крыльчатки и диск лабиринта.

Моделируется дополнительная посадка крыльчатки на втулку.

Вариант 3. Крыльчатка соединена связью 4 с втулкой крыльчатки, удалена связь 5. Моделируется ослабление радиального натяга между диском лабиринта и втулкой крыльчатки.

Вариант 4. Удалена связь 4. Крыльчатка закреплена консольно. Моделируется ослабление осевого натяга между крыльчаткой и диском лабиринта

В табл. 4 показаны спектры критических частот вращения ротора при различных вариантах связи. Красным цветом выделена частота первой изгибной формы колебаний.

Таблица 4

Исходный вариант	Вар.1	Вар.2	Вар.3	Вар.4
11590.0	11590.0	11589.8	11565.7	11509.1
11595.9	11595.8	11595.6	11575.9	11524.2
22195.6	22194.8	22192.3	21162.0	12062.8
23652.0	23650.9	23647.8	23309.8	16515.1
36058.0	36055.9	36045.9	28575.7	21123.3
53578.8	53547.3	53455.2	46722.8	32693.1
80332.3	80286.4	80300.8	49994.2	34142.5
-	-	-	-	75819.1

В исходном варианте крыльчатка имеет натяг по левому центрирующему пояску. Анализ вариантов показывает, что введение в конструкцию дополнительной посадки крыльчатки в правой части делает систему более стабильной при нарушении других условий сборки и может быть рекомендовано в конструкцию компрессора.

Нестационарный анализ ротора

Задачей данного исследования явилось моделирование процесса падения ротора на страховочные подшипники и выбега ротора компрессора до момента его останова.

В предыдущих исследованиях авторами показано, что наилучшим вариантом страховочных подшипников являются подшипники качения [2]. Они предохраняют компрессор от возможного выхода ротора на обратное прецессионное движение. Именно поэтому они используются в исследуемой конструкции компрессора. Вместе с тем возникает другая проблема, связанная с выбегом ротора. Зазоры в подшипниках качения могут снизить резонансный режим соответствующий первой изгибной форме колебаний, и переход через него может сопровождаться высокими вибрациями.

Для решения задачи в модель ротора компрессора для каждого опорного узла добавлены три новых нелинейных элемента – активный магнитный подшипник [2], зазор и подшипник качения [3], а также упругая связь для расчета базисного набора частот и форм собственных колебаний ротора [4], рис. 16.

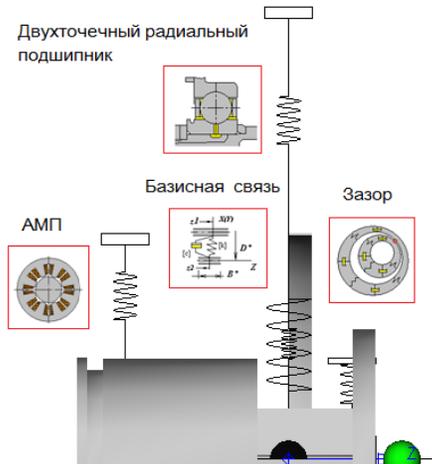


Рис. 16 Моделирование опорного узла

Рассматривалось три варианта роторной системы компрессора на АМП. Параметры АМП (пропорциональный и дифференциальные коэффициенты ПИД-регулятора) для всех вариантов постоянные. Дисбаланс крыльчатки компрессора – 1 гсм. Падение ротора в момент времени $t=0$. Результаты приводятся в сечении страховочного подшипника качения АМП 1.

Вариант 1. Ротор на линейных подшипниках качения. Внутреннее кольцо подшипника не вращается. Трение скольжения $\mu=0$. Результаты расчета показаны на рис. 17 (амплитудно-временная характеристика (АВХ)) и рис.18 (орбиты движения ротора).

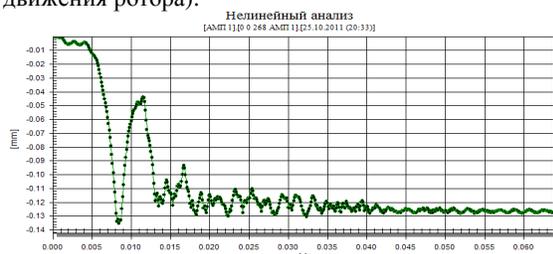


Рис.17 АВХ. Вариант 1

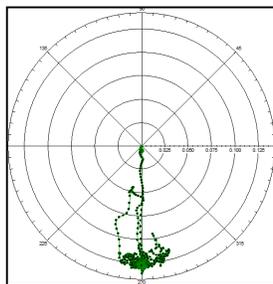


Рис.18. Орбиты движения. Вариант 1

Ротор падает на внутреннее кольцо подшипника и далее происходит выбег до полного останова. Ротор имеет стабильные характеристики.

Вариант 2. Ротор на линейных подшипниках качения. Внутреннее кольцо подшипника не

вращается. Трение скольжения $\mu=0.16$. Результаты расчета показаны на рис. 19 и рис.20.

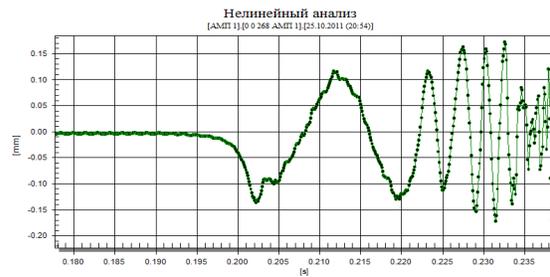


Рис. 19 АВХ. Вариант 2

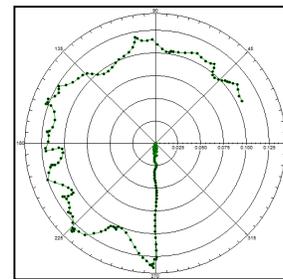


Рис. 20 Орбиты движения. Вариант 2

Внутреннее кольцо работает как подшипник сухого трения. После падения ротор выходит на обратное прецессионное движение (движение по часовой стрелке). Такой режим работы недопустим.

Вариант 3. Ротор на линейных подшипниках качения. Внутреннее кольцо подшипника во всем диапазоне выбега ротора вращается со скоростью ротора. Трение скольжения $\mu=0.1$. Результаты расчета показаны на рис. 21 и рис.22.

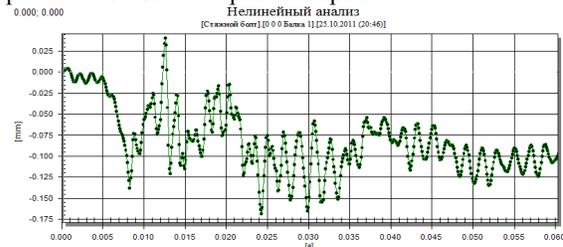


Рис. 21 АВХ. Вариант 3

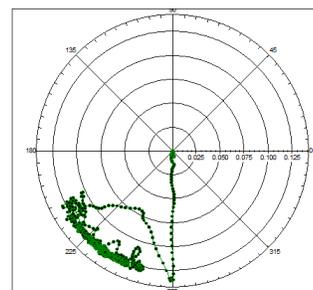


Рис. 22 Орбиты движения. Вариант 3

Ротор падает кольцо подшипника без потери устойчивости во всем диапазоне выбега.

Выводы

Показано влияние натягов и затяжек на характеристики компрессора. Показана обоснованность дополнительного пояса для центрирования ротора с натягом по нему.

Показана недопустимость заклинивания внутренних колец страховочных подшипников, приводящего к обратному прецессионному движению ротора.

Литература

1. Дегтярев С.А., Иванов А.В., Леонтьев М.К., Дегтярев А.А. Программная система расчета динамики роторов Dynamics R4. Свидетельство об отраслевой разработке №6691. Отраслевой фонд алгоритмов и программ. Государственный информационный центр

информационных технологий. Министерство образования Российской Федерации. 2006 г.

2. Леонтьев М.К., Давыдов А.В., Дегтярев С.А. Динамика роторных систем, опирающихся на магнитные подшипники. Газотурбинные технологии, №3/2011 (94).- С.16-22.

3. Леонтьев М.К., Карасев В.А., Потапова О.Ю., Дегтярев С.А. "Динамика ротора в подшипниках качения". Научно-технический и производственный журнал "Вибрация машин: измерение, снижение, защита", ISSN 1816-1219. 2006, №4(7).- С. 40-45

4. Иванов А.В., Леонтьев М.К. Модальный анализ динамических систем роторов. "Известия высших учебных заведений. Авиационная техника". 2005, №3. С.31-35

ООО "Турбопневматик"

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)

ООО "Альфа-Транзит"

ROTORDYNAMICS OF COMPRESSOR SUSPENDED ON AMP

A.A.Snitko, N.A.Kornilkov, M.K.Leontiev, A.V.Davidov, S.A.Degtiarev

Results of modeling and simulation dynamical characteristics of centrifugal compressor suspended on AMP are presented. Compressor is produced by Turbopneumatic Co., Ltd. Electric motor with AMP is produced by SKF. The aim of research was optimization of dynamic structure by means of tightness and tensions control between structural elements. Results of steady state response and transient analysis of compressor in nonlinear statement when drop on auxiliary bearings are shown.