

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ОПОР РОТОРОВ НА ДИНАМИКУ ГТД

© 2012 М. К. Леонтьев¹, А. Г. Терешко²

¹Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)

²Научно-технический центр имени А.М. Люльки, г. Москва

В статье рассматривается задача определения жёстких характеристик упругих элементов – «беличьих колёс» и упругих колец, устанавливаемых в опорах газотурбинных двигателей. Отмечается существенная зависимость характеристик упругих элементов от режимов работы двигателя и их нелинейный характер. Сравниваются результаты анализа динамических характеристик роторной системы реального ГТД, рассчитанных в линейной и нелинейной постановках.

Роторная динамика, DYNAMICS R4, упругие элементы, нелинейный анализ.

Общие положения

Одним из наиболее эффективных средств снижения общего уровня вибраций и динамических напряжений в узлах газотурбинных двигателей (ГТД) являются упруго-демпферные опоры. Конструкции этих опор весьма разнообразны, но независимо от этого они выполняют две основные функции:

1. Снижают жёсткость опоры ротора, что приводит к изменению свойств упругой динамической системы двигателя. При этом снижаются частоты собственных колебаний системы, устраняются резонансы на рабочих режимах.

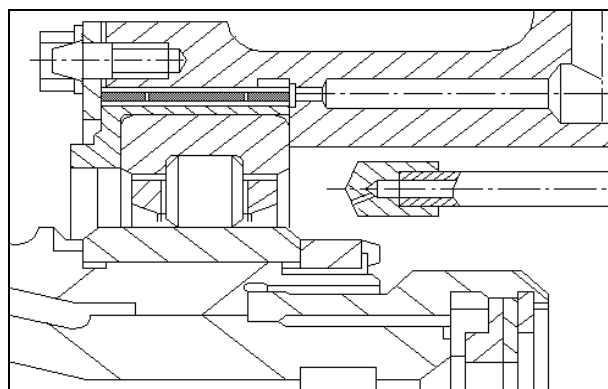
2. Поглощают энергию колебаний роторной системы двигателя, превращая её в тепло, что не позволяет развиваться большим амплитудам колебаний, динамическим нагрузкам и напряжениям в деталях двигателя.

В настоящее время в опорах роторов авиационных ГТД применяются в основном два упругих элемента – упругие втулки типа «беличье колесо» и упругие кольца (рис. 1).

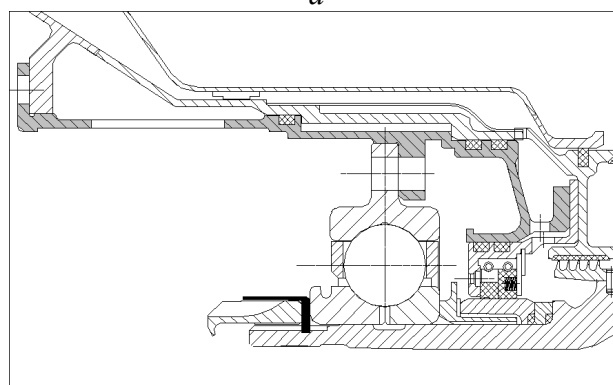
Упругие втулки обладают достаточно стабильными жёсткими характеристиками и используются для проведения частотной отстройки критических частот вращения роторов из рабочего диапазона. Могут устанавливаться в сочетании с гидродинамическими демпферами. Упругие кольца используются как с целью частотной отстройки, так и для организации демпфирующей полости.

Упругие втулки могут устанавливаться в опоры как с радиально-упорными шарикоподшипниками, так и с радиальными роли-

ковыми подшипниками. В первом случае такие втулки передают на корпус радиальные и осевые нагрузки, во втором – только радиальные. Одной из основных характеристик упругих втулок является их радиальная податливость, определяющая упругие свойства роторной системы.



а



б

Рис. 1. Примеры конструкции упругодемпферных опор с упругим кольцом (а) и с разрезной втулкой (б)

Опоры с упругими кольцами в сочетании с упругими (разрезными) втулками применяются, как правило, для двигателей, ус-

тановленных на самолётах, подвергающихся большим эволюционным перегрузкам.

Упругие втулки

При оценке упругих свойств традиционно определялась только податливость от действия радиальной силы и не учитывалось влияние других факторов: отклонения размеров упругих балочек (в работе [1] отмечается, что разброс податливости упругой втулки в двух взаимно перпендикулярных направлениях может достигать 20-30%); влияния осевого усилия, передаваемого через втулку на корпус; изменения модуля упругости материала упругих элементов от их температурного состояния; влияния дополнительных эволюционных нагрузок.

Значение осевого усилия, которое существенно больше радиальных нагрузок, может достигать на отдельных режимах работы ГТД нескольких тонн и, очевидно, может существенно изменить податливость упругой втулки. Нелинейный характер изменения осевой нагрузки по режимам приводит к тому, что и податливость упругой втулки будет иметь нелинейный характер.

Рассмотрим упругий элемент в опоре ротора компрессора высокого давления (КВД) двигателя АЛ-31Ф, выполненный в виде «беличьего колеса» (рис. 2).



Рис. 2. Упругий элемент типа «беличьего колеса» в опоре КВД

Геометрия и характеристики материала упругой втулки представлены в табл. 1.

Таблица 1. Геометрия и характеристики материала упругой втулки

Параметр	Значение
Ширина балочки a , мм	5,2
Толщина балочки b , мм	2,6
Длина балочки l , мм	34
Число балочек n , шт	64
Материал разрезной втулки	Титановый сплав
Модуль упругости E , Н/м ²	$1,1 \cdot 10^{11}$
Коэффициент Пуассона, μ	0,3
Плотность материала ρ , кг/м ³	4500

Аналитическая модель для определения податливости упругого элемента имеет вид

$$[2]: \delta = \frac{nEab(a^2 + kb^2)^3}{2l^3},$$

где $k = \frac{1}{(1 + \frac{2\sqrt{ab}}{l})^3}$ – поправочный коэффициент, зависящий от геометрии упругой опоры.

Следует отметить, что податливость «беличьего колеса» по данной формуле определяется только податливостью упругих балочек и не учитывается податливость других частей. Рассчитанная по этой формуле податливость «беличьего колеса» δ составляет $2,68 \cdot 10^{-5}$ мм/Н.

Совместное влияние радиальной нагрузки (силы веса) и осевой силы на податливость упругой втулки исследовалось на модели, построенной в программном комплексе ANSYS. Конечно-элементная модель «беличьего колеса» показана на рис. 3.

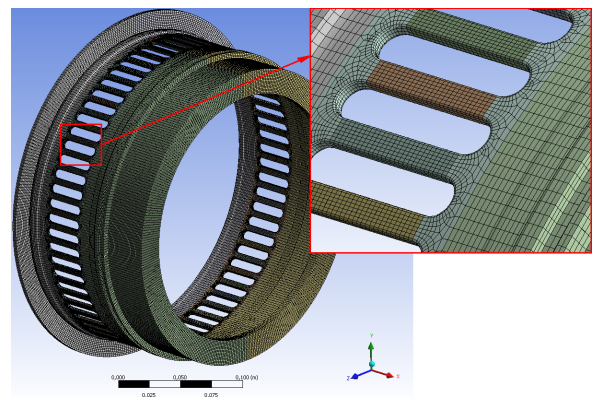


Рис. 3. Конечно-элементная модель «беличьего колеса»

Для оценки влияния осевой силы на жесткостные характеристики «беличьего колеса» КЭ-модель нагружалась, помимо фик-

сированной радиальной нагрузки 1000 Н, имитирующей силу веса, осевой силой, величина которой меняется в работе от 0 до

60000 Н. Результаты расчёта приведены на рис. 4.

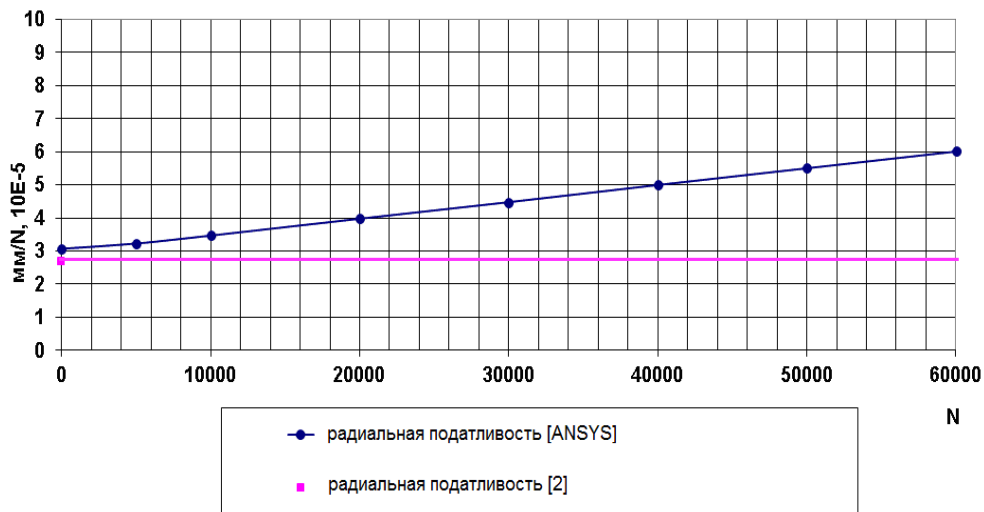


Рис. 4. Влияние осевой силы на податливость «белчьего колеса»

Как видно из результатов расчёта, существует зависимость радиальных перемещений в опоре ротора, где конструктивно присутствует упругий элемент типа «белчье колесо», от величины осевой силы, воспринимаемой опорой. При этом, если при нулевой осевой нагрузке радиальная податливость практически соответствует рассчитанной аналитическим методом (отличие ~12%), то при величине осевой силы порядка 60 кН

радиальная податливость возрастает практически в 2 раза: с $3,07 \cdot 10^{-5}$ до $6,01 \cdot 10^{-5}$ мм/Н.

Очевидно также, что «белчье колесо» передаёт не только радиальные и осевые силы, но и моменты. Это значит, что при расчёте полных роторных систем, включающих корпуса и подвеску, необходимо строить полные матрицы податливости (жёсткости). На рис. 5 показана полная матрица жёсткости упругой втулки в формате программной системы DYNAMICS R4.

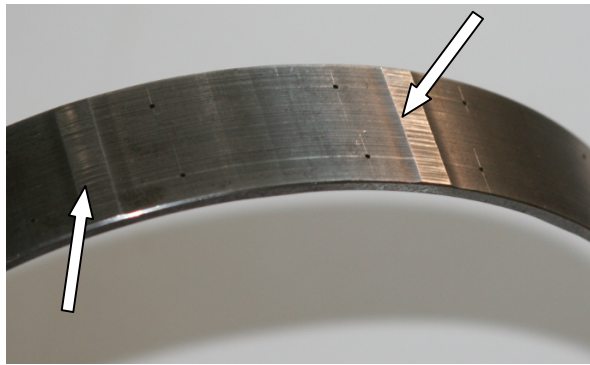
		Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz
		N	N	N	N m	N m	N m
ut_x	m	3.07e+007	126000	119000	8010	1.31e+006	-25700
ut_y	m		3.07e+007	38800	-1.31e+006	39100	-5550
ut_z	m			1.52e+009	73600	133000	-41500
ur_x	rad				1.25e+007	-9470	-573
ur_y	rad					1.25e+007	-566
ur_z	rad	symm					592000

Рис. 5. Полная матрица жёсткости упругой втулки на 0-м режиме

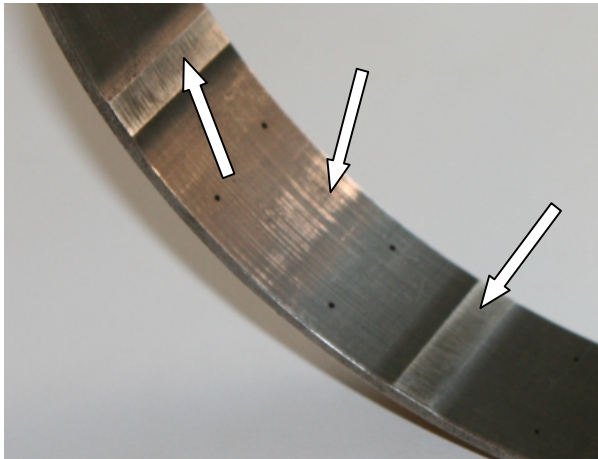
Упругое кольцо

Аналитические решения определяют податливость кольца путём решения задачи о криволинейной балке, опирающейся по краям [2]. Вместе с тем, практика показывает наличие следов проскальзывания на различных поверхностях кольца, что говорит о более сложной картине нагружения кольца в

условиях прецессионного движения ротора. Например, в работе [3] отмечается, что кольцо работает с отрывом внутренних и наружных выступов от контактных поверхностей. На рис. 6 показаны поверхности упругого кольца со следами касаний (показаны стрелками).



а



б

Рис. 6. Упругое кольцо со следами проскальзывания по наружным выступам (а), по внутренним выступам и внутренней поверхности кольца между выступами (б)

В работе [4] показано, что жёсткостные характеристики упругих колец, установленных в упругодемпферных опорах, нелинейные и зависят от посадок упругого кольца, допусков на размеры, а также от величины радиальных сил, действующих в опорах и передаваемых через упругие кольца. Величина податливости кольца может меняться в 2-3 раза. В процессе работы возможны проскальзывания выступов кольца относительно корпусов. Пример жёсткостной характеристики упругого кольца в зависимости от изменяющейся радиальной нагрузки представлен на рис. 7.

Как видно из результатов исследования, жёсткостная характеристика упругого кольца является относительно линейной лишь в ограниченном диапазоне радиальных нагрузок и начинает существенно меняться при увеличении этих нагрузок.

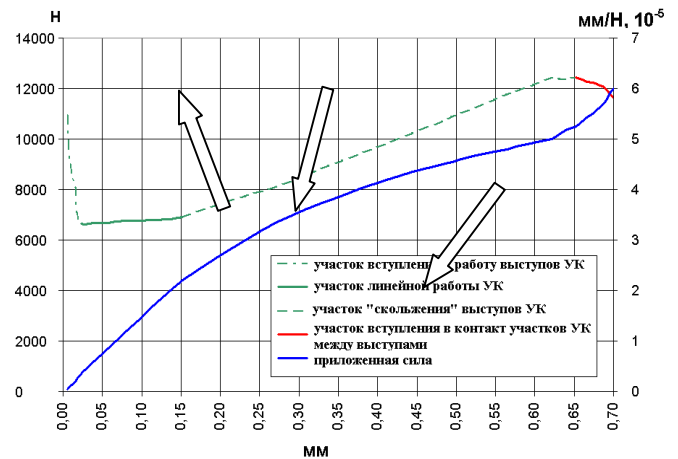


Рис. 7. Зависимость податливости упругого кольца от величины радиальной нагрузки в опоре

Стоит отметить, что податливость упругого кольца несколько выше рассчитанной аналитическим методом, поскольку в расчёте в рассмотрение берётся только сектор кольца между двумя выступами и пренебрегается возможностью деформации, контакта или проскальзывания в других элементах вибропакета.

Анализ роторной системы АЛ-31Ф

Рассмотрим влияние нелинейных характеристик упругих опор на динамику роторной системы двигателя АЛ-31Ф. Исследование проводилось в программной системе DYNAMICS R4. Роторная система двигателя АЛ-31Ф (рис. 8) состоит из роторов высокого и низкого давления (РВД и РНД).

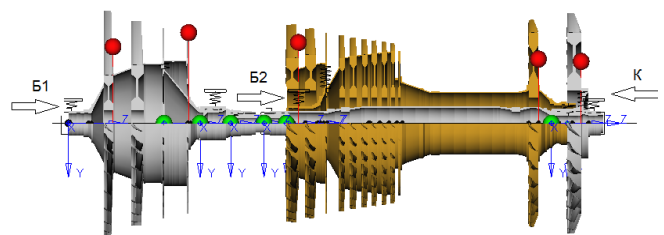


Рис. 8. Роторная система двигателя АЛ-31Ф

РВД – двухопорный, РНД – четырёхопорный, упругодемпферные элементы включены в конструкцию трёх опор: передней опоры компрессора низкого давления («белочье колесо»), компрессора высокого давления («белочье колесо») и турбины низкого давления (упругое кольцо), указанных на рисунке стрелками «Б1», «Б2» и «К», соответственно. Податливость опор, содержащих упругие элементы, зависит от режима и величины действующих на них нагрузок. На

рис. 9 и 10 показаны графики изменения осевых сил и податливостей опорных узлов с беличьими колесами «Б1» и «Б2» в зависимости от режима работы двигателя.

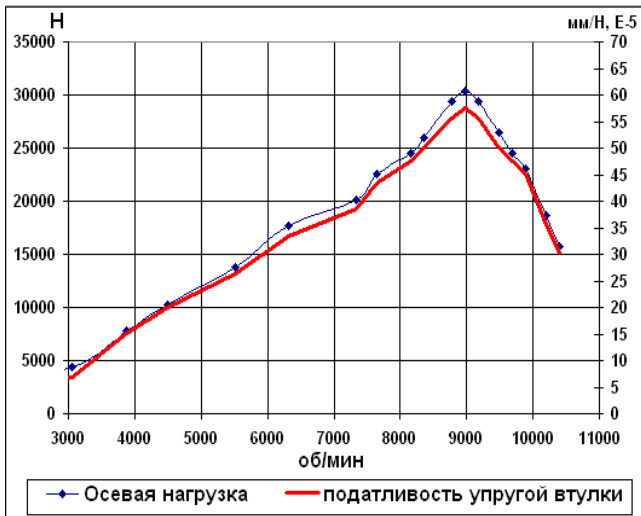


Рис. 9. Зависимость осевой нагрузки и податливости опоры «Б1» от оборотов РНД

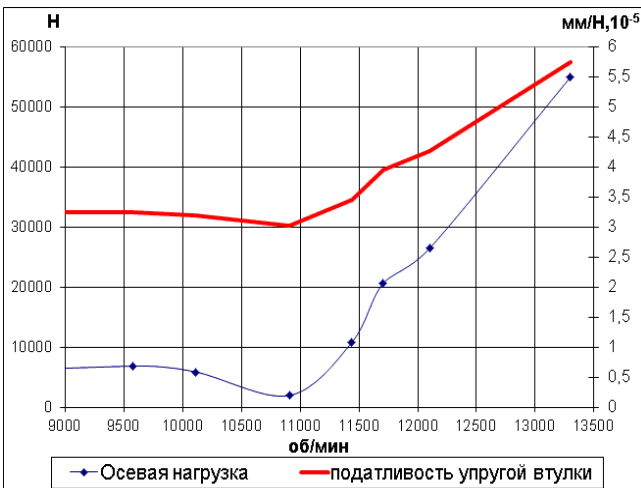


Рис. 10. Зависимость осевой нагрузки и податливости опоры «Б2» от оборотов РВД

Для опоры ТНД податливость зависит от величины радиальной нагрузки, обусловленной весом ротора и дисбалансной нагрузкой. На рис. 11 представлен график зависимости радиальной нагрузки в опоре «К» от режима работы двигателя (обороты ротора) и соответствующее изменение податливости опоры.

В табл. 2 приведены использованные в модели роторной системы значения коэффициентов податливости опорных узлов.

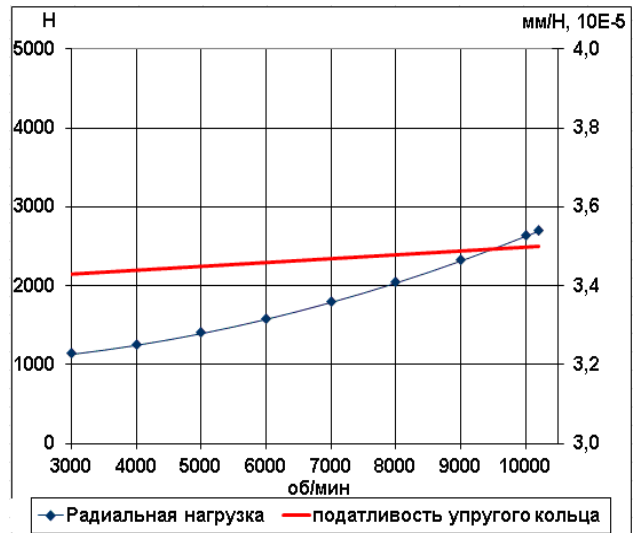


Рис. 11. Зависимость радиальной нагрузки и податливости опоры «К» от оборотов РНД

Таблица 2. Значения коэффициентов податливости опорных узлов

Опора	Радиальная податливость, мм/Н·10 ⁻⁵	
	Вариант № 1	Вариант № 2
Передняя опора КНД («Б1»)	6,8	6,8...56,3
Задняя опора КНД	1,0	1,0
Опора КВД («Б2»)	2,68	2,68...5,9
Передняя опора ТНД	1,0	1,0
Задняя опора ТНД («К»)	3,3	3,3...3,52
Опора ТВД	0,5	0,5

Анализ варианта 1 модели проводился в линейной постановке, анализ варианта 2 модели – в нелинейной постановке. В табл. 3 на примере передней опоры КНД (опора «Б1») показаны результаты, полученные в нестационарном анализе соответственно для линейной и нелинейной роторных систем. Представлены амплитудно-временные характеристики, среднее квадратическое значение временного сигнала и каскадная диаграмма вибрационных спектров. В табл. 4 приведены значения собственных частот колебаний роторов на рабочем режиме. Формы колебаний представлены на рис. 12-21.

Таблица 3. Результаты нестационарного анализа для линейной и нелинейной роторных систем

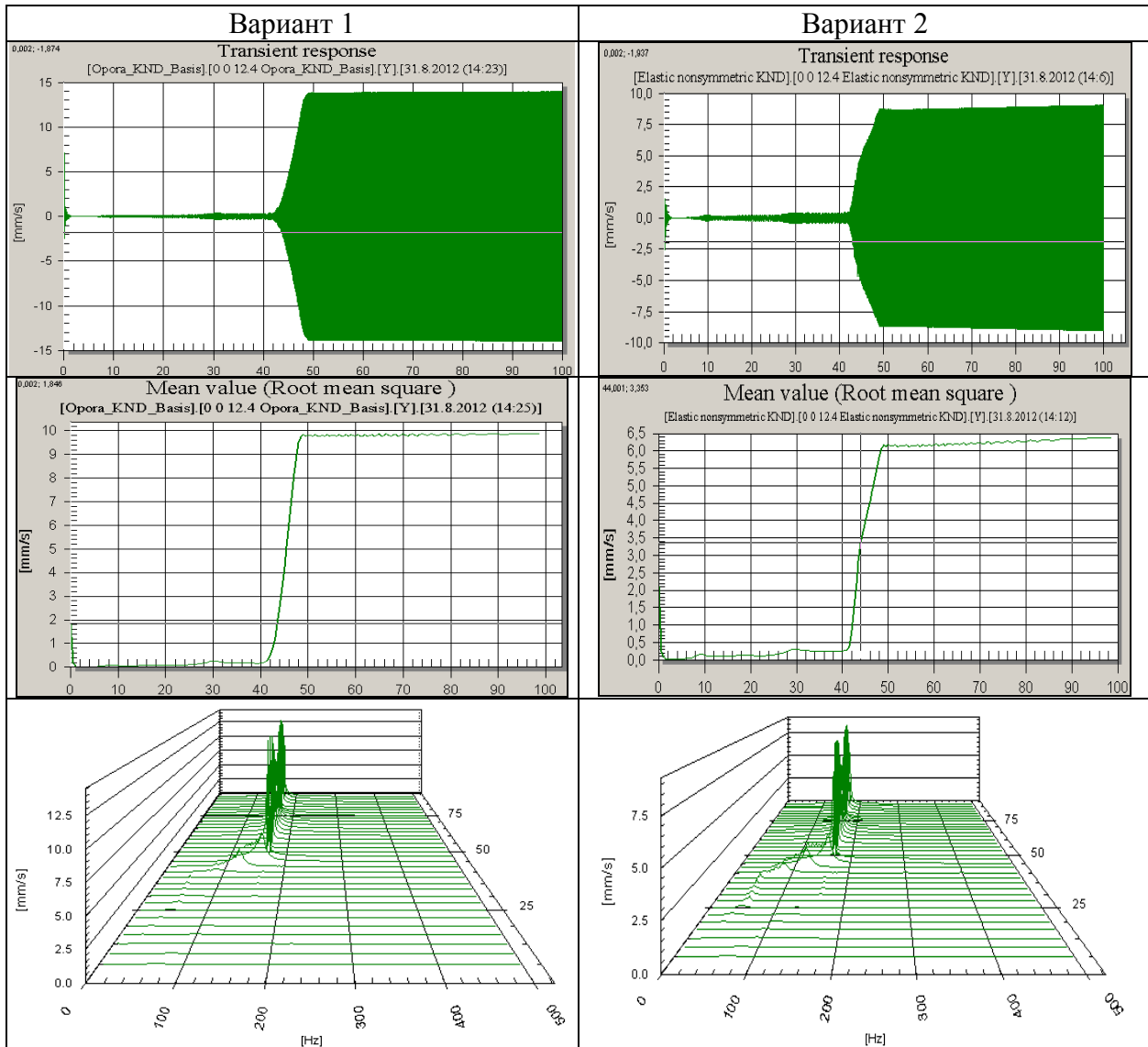


Таблица 4. Значения собственных частот колебаний роторов на рабочем режиме

Опора	Частота, Гц	
	Вариант № 1	Вариант № 2
F1	54,6	59,0
F2	107,9	73,8
F3	141,5	94,1
F4	266,9	267,9
F5	294,1	295,5

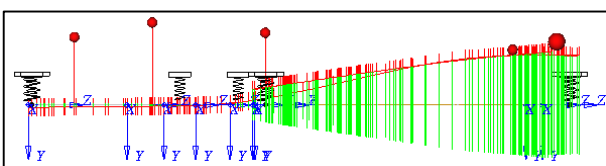


Рис. 12. Форма колебаний роторов на первой собственной частоте 54,6 Гц (вариант № 1)

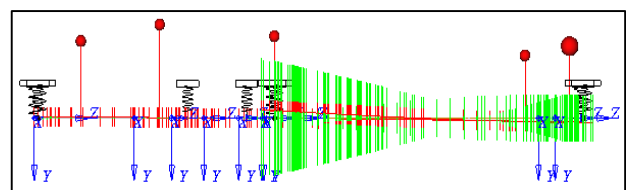


Рис. 13. Форма колебаний роторов на второй собственной частоте 107,9 Гц (вариант № 1)

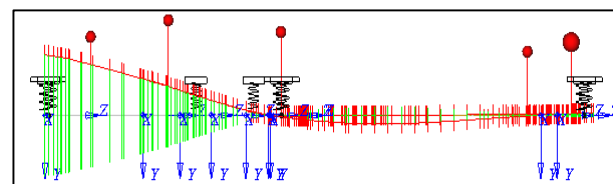


Рис. 14. Форма колебаний роторов на третьей собственной частоте 141,5 Гц (вариант № 1)

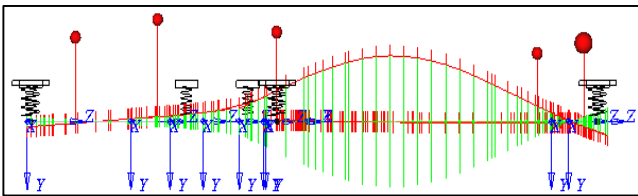


Рис. 15. Форма колебаний роторов на четвертой собственной частоте 266,9 Гц (вариант № 1)

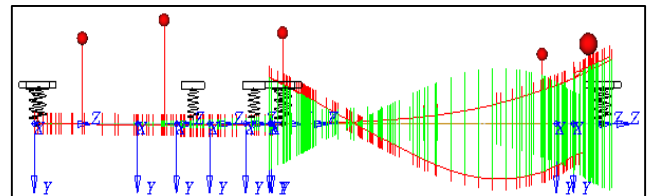


Рис. 21. Форма колебаний роторов на четвертой собственной частоте 295,5 Гц (вариант № 2)

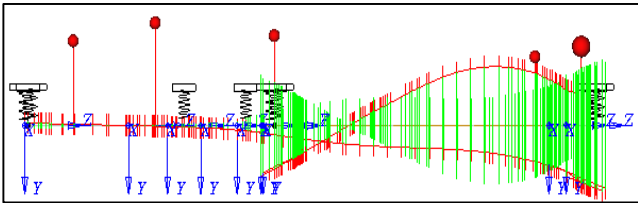


Рис. 16. Форма колебаний роторов на четвертой собственной частоте 294,1 Гц (вариант № 1)

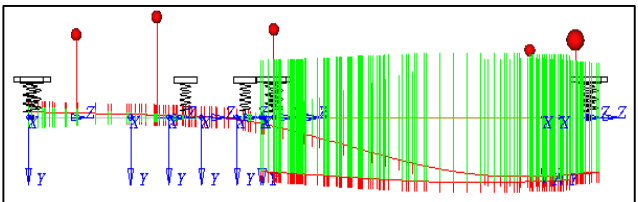


Рис. 17. Форма колебаний роторов на первой собственной частоте 59,0 Гц (вариант № 2)

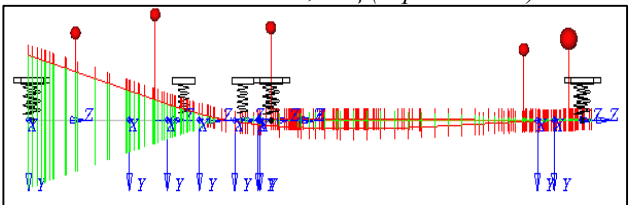


Рис. 18. Форма колебаний роторов на второй собственной частоте 73,8 Гц (вариант № 2)

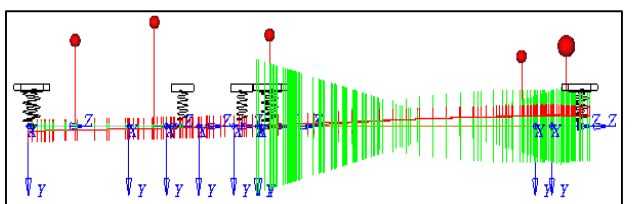


Рис. 19. Форма колебаний роторов на третьей собственной частоте 94,1 Гц (вариант № 2)

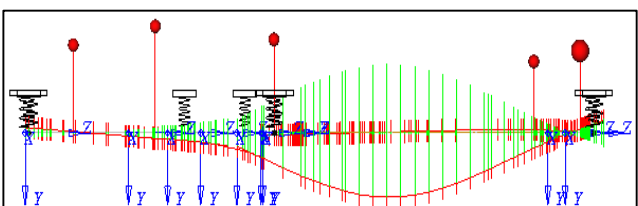


Рис. 20. Форма колебаний роторов на четвертой собственной частоте 267,9 Гц (вариант № 2)

Заключение

Представленные результаты показывают необходимость более точной оценки податливых характеристик упругих элементов, применяемых в опорных узлах роторов ГТД, значение которых может меняться в несколько раз в зависимости от режима работы двигателя.

Собственные частоты колебаний роторных систем существенно меняются на рабочих режимах при учёте влияния эксплуатационных нагрузок, а последовательность форм колебаний может меняться.

Анализ общей динамики роторных систем ГТД необходимо вести в нелинейной и нестационарной постановке с учётом многообразия отмеченных выше и меняющихся по режимам факторов.

Библиографический список

1. Леонтьев, М.К. Активное управление жёсткостью опорных узлов роторов. Конструкция и статический анализ [Текст] / М.К. Леонтьев, О.Н. Фомина // Вестн. МАИ. - 2007. - №4. - Т.14. - С. 57-62.
2. Леонтьев, М.К. Конструкция и расчёт демпферных опор роторов ГТД: учеб. пособ. [Текст] / М.К. Леонтьев. - М.: Изд-во МАИ, 1998. - 44 с.
3. Лобанов, В.К. Оценка демпфирующих свойств одного типа упругих опор ГТД [Текст] / В.К. Лобанов, А.Б. Хрусталева // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов: сб. науч. тр. - Куйбышев: КуАИ, 1977. - С. 91-96.
4. Леонтьев, М.К. Исследование характеристик упругих колец в опорах роторов газотурбинных двигателей [Текст] / М.К. Леонтьев, А.Г. Терешко // Вестн. МАИ. - 2011. - № 3. - Т.18. - С. 135-146.

RESEARCH OF ROTOR DYNAMIC OF GTE WITH NONLINEAR STIFFNESS OF ELASTIC ELEMENTS IN SUPPORT PARTS

© 2012 M. K. Leontyev¹, A. G. Tereshko²

¹Moscow Aviation Institute

²A. Lyulka Scientific and Technical Center, Moscow

The problem of determination of elastic elements stiffness mounted in rotor supports is considered. Analysis results show that elastic elements have characteristics which are depended on working regime.

Rotordynamic, DYNAMICS R4, elastic elements, non-linear analysis.

Информация об авторах

Леонтьев Михаил Константинович, доктор технических наук, профессор, Московский авиационный институт (технический университет). E-mail: lemk@alfatran.com. Область научных интересов: роторная динамика турбомашин, конструкция упруго-демпферных опор роторов ГТД.

Терешко Антон Герольдович, ведущий конструктор научно-технического центра имени А. Люльки, г. Москва. E-mail: maxim.kuzmin@lmz.npo-saturn.ru. Область научных интересов: роторная динамика турбомашин, конструкция упруго-демпферных опор роторов ГТД.

Leontyev Mikhail Konstantinovich, Doctor of Technical Sciences, Moscow Aviation Institute. E-mail: lemk@alfatran.com. Area of Research: Rotor dynamics of turbomachinery, flexible damping supports.

Tereshko Anton Geroldovich, design engineer of Scientific and Technical Center named after A. Lyulka, Moscow. E-mail: maxim.kuzmin@lmz.npo-saturn.ru. Area of Research: Rotor dynamics of turbomachinery, flexible damping supports.