

УДК 621.822.5

Анализ устойчивости симметричного ротора в лепестковых газодинамических подшипниках

Ю.И. Ермилов

Аннотация

Рассматривается устойчивость жесткого ротора в лепестковых газодинамических подшипниках как к воздействию внутренних сил смазочного слоя, так и к действующим на ротор псевдогироскопическим возмущающим гидромеханическим силам. Приведены расчетные уравнения и представлены результаты расчетов и анализ устойчивости ротора без воздействия и при воздействии внешних возмущающих сил для лепестковых газодинамических подшипников с различными параметрами.

Ключевые слова: устойчивость ротора; лепестковые газодинамические подшипники; нестационарное уравнение газовой смазки; внешние возмущающие силы.

Введение

Лепестковые газодинамические подшипники (ЛГП) применяются в качестве опор высокооборотных турбомашин. Одной из причин их перспективности является повышенная устойчивость к самовозбуждающимся колебаниям ротора, возникающим при его вращении в обычных подшипниках скольжения вследствие возмущающей силы, действующей в смазочном слое при вращении ротора и направленной перпендикулярно вектору смещения цапфы из равновесного положения.

ЛГП используются в турбохолодильниках систем кондиционирования самолетов, в малых энергетических установках и являются перспективными для использования во вспо-

могательных силовых установках, малых центробежных компрессорах, малых турбореактивных двигателях и других высокооборотных турбомашинах.

При высоких частотах вращения ЛГП могут иметь различную степень устойчивости в зависимости от конструктивных параметров. Обеспечение устойчивости ЛГП при высоких частотах вращения имеет важное значение для создания совершенных турбомашин с этими опорами.

Одна из конструкций ЛГП с несколькими лепестками и подкладными гофрированными лентами представлена на рис. 1. Лепестки и гофрированная лента образуют пакет упругих элементов, придающий опорной поверхности лепестков упруго-демпферные свойства.

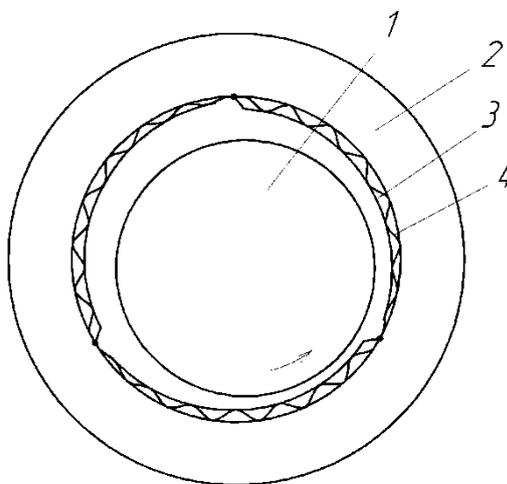


Рис. 1. Вариант конструкции ЛГП с подкладными гофрированными лентами.

1 – цапфа, 2- корпус, 3 - лепесток, 4 – гофрированная лента

При разработке турбомашин важное значение имеет также обеспечение устойчивости ротора к внешним возмущающим псевдогироскопическим гидромеханическим силам, возникающим в рабочих колесах, уплотнениях и других элементах.

Одним из подходов к определению устойчивости упруго-демпферных подшипников, имеющих упруго закрепленные опорные элементы (элемент) к которым можно отнести и ЛГП, является использование различных динамических схем роторной системы, где реакции смазочного слоя и упруго-демпферного подвеса опорного элемента подшипника выражаются через коэффициенты жесткости, коэффициенты перекрестной жесткости и коэффициенты демпфирования [1], [2]. В общем случае эти коэффициенты могут зависеть от частоты вращения, эксцентриситета и других факторов.

Использование такого подхода для расчета устойчивости ротора с ЛГП сопряжено с определенными трудностями. Это связано с тем, что обычно коэффициенты жесткости и демпфирования определяются для упруго-демпферных подшипников с недеформируемыми

поверхностями опорного элемента (например, подшипник с промежуточной жесткой втулкой). Для такого подшипника можно отдельно вычислять коэффициенты как для смазочного слоя, так и для упруго-демпферного подвеса. Эти коэффициенты не влияют друг на друга. В случае с ЛГП ситуация совершенно иная. Под давлением смазочного слоя происходит деформация лепестков и меняется профиль смазочного слоя, что изменяет соотношения действующих в нем сил, т. е. эквивалентные коэффициенты жесткости и демпфирования смазочного слоя будут зависеть также от свойств пакета упругих элементов.

Необходимо отметить, что на настоящее время в известных информационных источниках отсутствуют публикации по расчету устойчивости ЛГП с учетом свойств смазочного слоя и пакета упругих элементов.

В данной работе расчет устойчивости ротора в ЛГП заключается в вычислении и анализе траектории движения центра цапфы. Система ротор - подшипники считается устойчивой, если с течением времени амплитуда колебаний либо стремится к нулю, либо принимает некоторое постоянное значение, не превышающее заданной величины.

В работе изложена математическая модель и представлены результаты расчетов устойчивости симметричного, имеющего точечную массу ротора в ЛГП при различных конструктивных параметрах без учета внешних возмущающих сил.

Представлены результаты расчетов максимальной величины внешних возмущающих сил на границе устойчивости ротора при тех же параметрах ЛГП и различных частотах вращения.

Расчетные уравнения и допущения

Конструктивная схема ЛГП с гофрированными лентами представленная на рис. 1.

Расчетная схема этого ЛГП представлена на рис. 2. Смазочный слой толщиной H образован вращающимся ротором 1 и тремя лепестками 2. Лепестки опираются на корпус подшипника 3 через элементарные демпферы q_i и пружины с жесткостью c_i (в общем случае все эти элементы могут иметь нелинейные характеристики). Лепестки разбиты на множество участков в окружном направлении. Каждая пара q_i и c_i поддерживает i -й участок. Внутренняя поверхность лепестков находится от поверхности подшипника на расстоянии H_d . Лепестки не имеют изгибной жесткости, поэтому прогиб i -го участка, и изменение координаты H_d определяется действующим на участок средним давлением P_i , демпфером q_i и пружиной c_i .

При вращении и отсутствии прецессии ротор массой m действует в вертикальном направлении на подшипник с силой, равной половине своего веса $P_B=0.5 \cdot mg$.

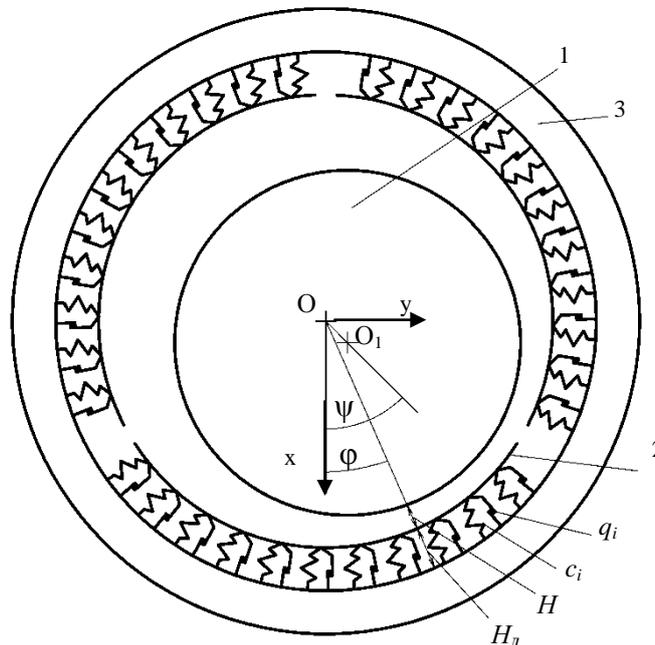


Рис. 2. Расчетная схема ЛГП с гофрами с тремя лепестками. 1- цапфа, 2 - лепестки, 3 – корпус подшипника, c_i – элементарные пружины, q_i - элементарные демпферы.

Для расчета давления в смазочном слое используется нестационарное уравнение газовой смазки в частных производных [3]:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 p \frac{\partial p}{\partial \varphi} - \Lambda p h \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 p \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \varphi} (p h) + \sigma \frac{\partial}{\partial \tau} (p h), \quad (1)$$

где $h = \frac{H}{R}$ - относительная толщина смазочного слоя, H - текущая толщина смазочного слоя,

$p = \frac{P}{P_a}$ - относительное давление, $\partial z = \frac{\partial Z}{R}$ – приведенная координата в осевом направлении,

$\Lambda = \frac{6\mu\omega R^2}{P_a H_m^2}$ - параметр сжимаемости, $\sigma = \frac{12\mu\nu R^2}{P_a H_m^2}$ – параметр сдвливания, μ - вязкость газа,

ω – угловая скорость вращения, R – радиус цапфы, H_m – характерная толщина слоя, P_a - давление окружающего газа, ν – частота прецессии ротора.

Решение уравнения (1) производится методом конечных разностей.

Одной из наиболее сложных проблем при решении задач динамики ротора в ЛГП и, в частности, устойчивости ротора, является определение и учет демпфирования пакета упру-

гих элементов ЛГП, возникающего в результате скольжения в зонах контактов лепестковых элементов при прецессии цапфы.

В работе [4] представлены результаты экспериментального исследования демпфирования гофрированной ленты в подшипнике. При испытаниях варьировалась частота нагрузки на гофру, амплитуда прогиба гофры и средняя нагрузка на гофрированную ленту. Во всех экспериментах для гистерезисной петли была получена эллиптическая зависимость нагрузка – смещение. Пример такой зависимости в безразмерных координатах смещения A и нагрузки F представлен на рис. 3. Полученная зависимость нагрузка – смещение характерна для вязкого трения. Представлены полученные в результате обработки экспериментов зависимости безразмерного коэффициента демпфирования D^* от средней нагрузки F_n (рис. 4), частоты колебаний f (рис. 5) и амплитуды колебаний A_0 (рис. 6). Из анализа результатов работы следует, что демпфирование пакета ЛГП с гофрированным элементом можно рассматривать как вязкое демпфирование, зависящее от частоты, амплитуды колебаний и внешней нагрузки.

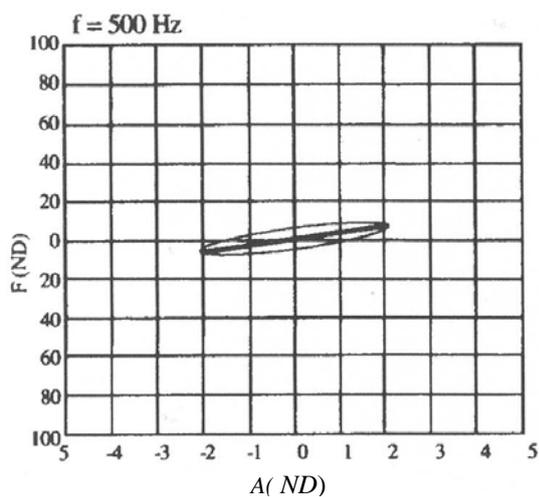


Рис. 3. Зависимость нагрузка – смещение при частоте 500 Гц и амплитуде 5 μm .

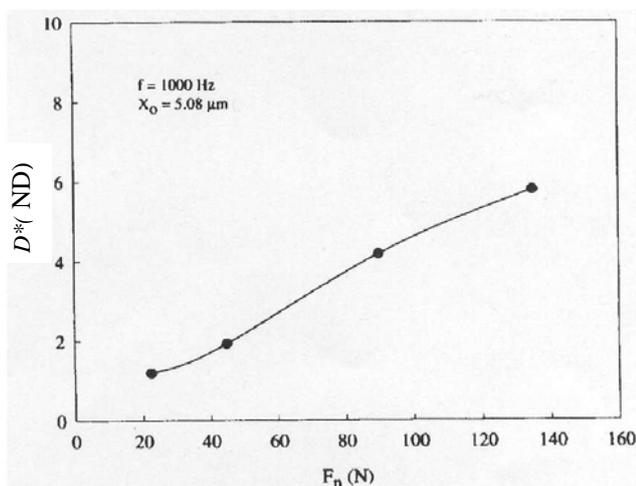


Рис. 4. Зависимость безразмерного коэффициента демпфирования D^* от средней нагрузки F_n (Н).

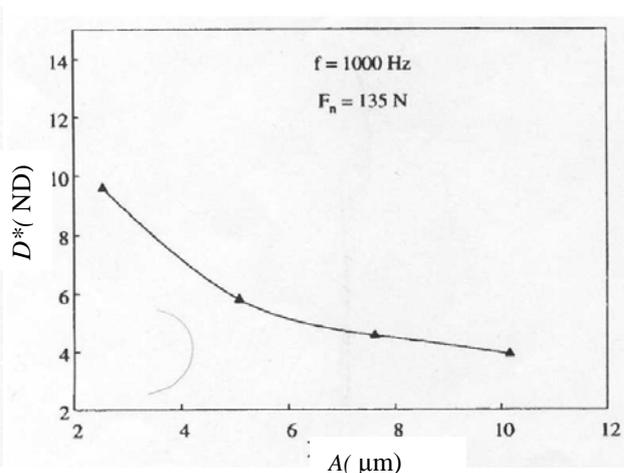
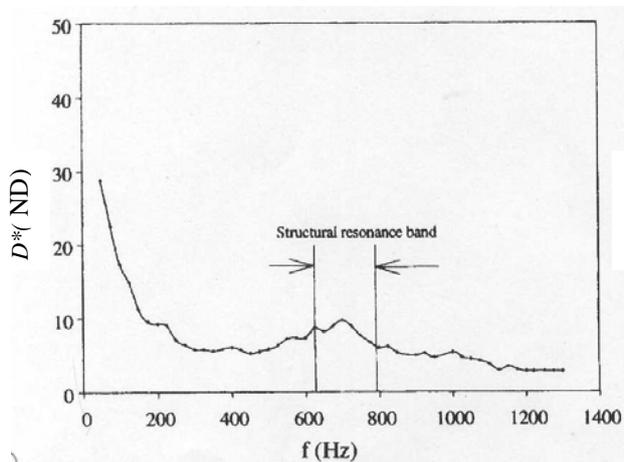


Рис. 5. Зависимость безразмерного коэффициента демпфирования D^* от частоты колебаний (Гц).

Рис. 6. Зависимость безразмерного коэффициента демпфирования D^* от амплитуды колебаний (μm).

Анализ результатов исследований, представленных в работе [2], показывает, что демпфирование пакета упругих элементов является сложной функцией конструктивных параметров пакета, температуры, состава окружающего газа, материалов, из которых изготовлен упругий пакет ЛПП. В то же время представленные зависимости коэффициента демпфирования от нагрузки, частоты колебаний и амплитуды могут быть использованы для приближенных расчетов демпфирования пакета лепестковых элементов ЛПП.

Полученные в указанной работе зависимости использованы в расчетах следующим образом. Из зависимости на рис. 5 видно, что в диапазоне частот 150 до 1000 Гц, в котором обычно находятся частоты колебаний роторов в ЛПП, коэффициент демпфирования слабо зависит от частоты колебаний. Поэтому в расчетной модели принято, что коэффициент демпфирования не зависит от частоты колебаний. Принято, что приведенный к единице площади коэффициент демпфирования i -го участка определяется из выражения:

$$d_i = d_0 f_1(A_i) f_2(F_i), \quad (2)$$

где d_0 – приведенный коэффициент демпфирования при номинальной амплитуде колебаний A_0 и номинальной средней нагрузке F_0 , A_i и F_i – текущая амплитуда колебаний и средняя за текущий период нагрузка, $f_1(A_i)$ – отношение коэффициентов демпфирования при амплитудах A_i и A_0 , определяется интерполяцией из зависимости на рис. 6, $f_2(F_i) = \frac{F_i}{F_0}$ – определяется из приблизительно линейной зависимости коэффициента демпфирования от средней нагрузки (рис. 4). Поскольку нагрузка на участок пропорциональна избыточному давлению $(P_i - P_a)$, $f_2(F_i) = \frac{(P_i - P_a)}{(P_0 - P_a)}$, где P_0 – номинальное давление в слое.

После вычисления коэффициента демпфирования для i -го участка скорость V_i смещения поверхности участка определяется с учетом равенства силы давления смазочного слоя и реакции пакета из уравнения:

$$(P_i - P_a)S_i = d_i S_i V_i + c_i S_i (H_{л0i} - H_{ли}), \quad (3)$$

где P_i – давление смазочного слоя на участок, S_i – площадь участка, c_i – приведенный к единице площади коэффициент жесткости i -го участка, $H_{л0i}$ и $H_{ли}$ – вертикальные координаты поверхности i -го участка лепестка в начальном и текущем состоянии.

Расчет по проверке устойчивости системы ЛПП - ротор без внешних возмущающих сил производится следующим образом.

При имеющейся на j -й итерации толщине смазочного слоя H давление в смазочном слое P находится в результате решения уравнения (1). Из уравнения (3) находятся скорость смещения поверхности элементарных участков подшипника. По известной скорости V_i и заданному малому шагу по времени Δt находятся новые значения вертикальной координаты поверхности участков лепестка H_{li} . Находятся проекции равнодействующей силы давления смазочного слоя:

$$W_x = LR \int_0^{2\pi} (P(\varphi) - P_a) \cos(\varphi) d\varphi, \quad (4)$$

$$W_y = LR \int_0^{2\pi} (P(\varphi) - P_a) \sin(\varphi) d\varphi,$$

где L – осевая длина подшипника, $P(\varphi)$ – осредненное по длине подшипника давление смазочного слоя.

Уравнения движения оси симметричного, идеально отбалансированного, имеющего точечную массу ротора в проекциях на оси координат можно записать в следующем виде:

$$0,5ma_x = W_x + 0,5mg, \quad (5)$$

$$0,5ma_y = W_y. \quad (6)$$

Новая координата центра цапфы по оси x определяется из выражения:

$$x_0^{j+1} = x_0^j + V_0^j \Delta t + a_x \frac{\Delta t^2}{2}, \quad (7)$$

где $a_x = \frac{W_x + 0,5mg}{0,5m}$ – определяется из уравнения (5).

Проекция скорости центра цапфы на следующей итерации определяется из выражения:

$$V_{0x}^{j+1} = V_{0x}^j + a_x \Delta t. \quad (8)$$

Новая координата y_0^{j+1} и скорость V_{0y}^{j+1} центра цапфы по оси y определяется аналогично выражениям (5) и (6). Разница заключается лишь в выражении для проекции ускорения: $a_y = \frac{W_y}{0,5m}$.

Следует отметить, что для увеличения точности при интегрировании уравнений движения тела под действием переменных сил часто используются более точные формулы, чем (4) и (5). Однако в данном случае точность вычисления траектории движения цапфы обеспечивается достаточно малым шагом по времени Δt , который требуется для обеспечения сходимости при решении уравнения (1).

Расчет по проверке устойчивости системы ЛГП - ротор при действии на ротор возмущающих псевдогироскопических гидромеханических сил в проточных частях и других элементах ротора производится аналогичным образом, только изменяются уравнения движения оси ротора:

$$0,5ma_x = W_x + 0,5mg - C_{xy}y, \quad (9)$$

$$0,5ma_y = W_y + C_{xy}x, \quad (10)$$

где C_{xy} - коэффициент перекрестной жесткости возмущающей гидромеханической силы.

Устойчивость системы ротор - подшипники при заданной частоте вращения проверяется по характеру колебаний центра цапфы. Если в течение нескольких периодов амплитуда колебаний уменьшается или остается постоянной, система считается устойчивой. В противном случае система считается неустойчивой.

Результаты расчетов

Расчет устойчивости проводился для ЛГП с исходными данными, представленными в табл. 1. Окружающая среда – воздух с давлением 0,1 МПа и температурой 25 С°. Изменение температуры смазочного слоя не учитывалось. Максимальная частота вращения при расчетах была ограничена 60 тыс. об/мин, минимальная расчетная частота принята 20 тыс. об/мин. Максимальная амплитуда колебаний оси ротора при расчетах устойчивости составляла 5...15 мкм.

Таблица 1.

№	Радиус цапфы, м	Минимальный радиальный зазор при центральном положении цапфы, мкм	Номинальный приведенный коэффициент жесткости c_0 , Н/м·м ² (Н/м·см ²)	Номинальный приведенный коэффициент демпфирования d_0 при амплитуде $A_0 = 5 \mu\text{m}$ и давлении $P_0 = 1,01 \text{ МПа}$, Н·с·м·м ⁻²	Диапазон масс ротора m, кг
1	0,025	10	10 ¹⁴ (жесткая поверхность)	-	2...16
2	“_“	20	10 ¹⁴ (жесткая поверхность)	-	“_“
3	“_“	30	10 ¹⁴ (жесткая поверхность)	-	“_“
4	“_“	10	5·10 ⁹ (5·10 ⁵)	5·10 ⁴ ; 2·10 ⁵ ; 5·10 ⁵	“_“
5	“_“	20	5·10 ⁹ (5·10 ⁵)	2·10 ⁵	“_“
6	“_“	30	5·10 ⁹ (5·10 ⁵)	2·10 ⁵	“_“
7	“_“	10	2·10 ⁹ (5·10 ⁵)	5·10 ⁴ ; 2·10 ⁵ ; 5·10 ⁵	“_“
8	“_“	20	2·10 ⁹ (5·10 ⁵)	2·10 ⁵	“_“
9	“_“	30	2·10 ⁹ (5·10 ⁵)	2·10 ⁵	“_“
10	“_“	10	1·10 ⁹ (5·10 ⁵)	2·10 ⁵	“_“
11	“_“	20	1·10 ⁹ (5·10 ⁵)	2·10 ⁵	“_“
12	“_“	30	1·10 ⁹ (5·10 ⁵)	2·10 ⁵	“_“

Во всех вариантах профиль высоты поверхности лепестка над корпусом подшипника принят постоянным. На рис. 7. показан профиль толщины смазочного слоя, образованного одним из трех лепестков и цапфой, находящейся в центральном положении, при минимальном радиальном зазоре 20 μm .

Все варианты имеют одинаковый профиль относительной жесткости c_i/c_0 , показанный на рис. 8. Текущий номинальный приведенный коэффициент демпфирования d_0 везде принят равным номинальному значению d_0 .

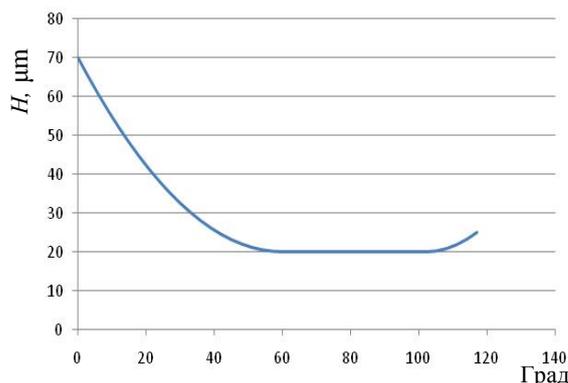


Рис. 7. Профиль толщины смазочного слоя H в окружном направлении.

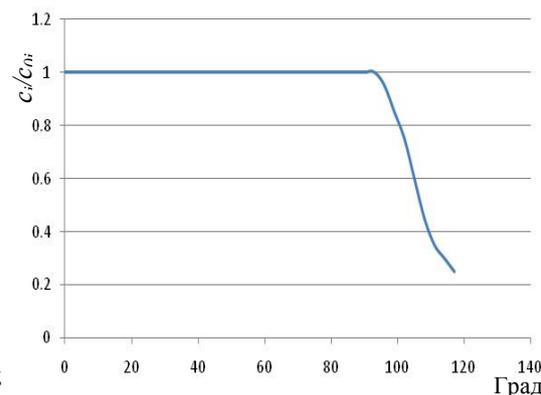


Рис. 8. Зависимость относительной жесткости c_i/c_0 в окружном направлении.

Примеры траектории центра цапфы в устойчивом и неустойчивом состоянии представлены на рис. 9 и 10. Прецессия ротора происходит против часовой стрелки. Ротора вращается также против часовой стрелки.

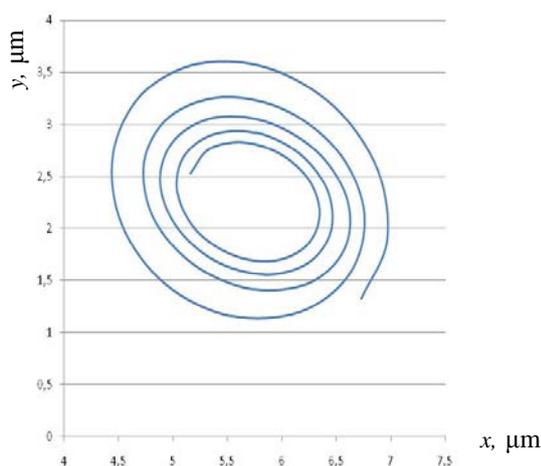


Рис. 9. Пример траектории центра цапфы в устойчивом состоянии.

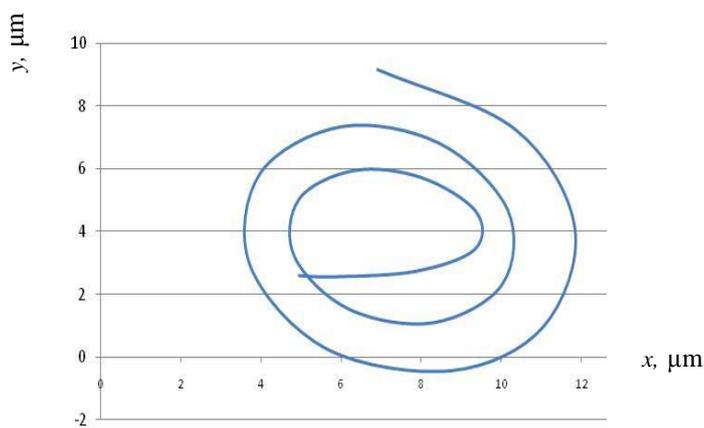


Рис. 10. Пример траектории центра цапфы в неустойчивом состоянии.

Расчеты частоты вращения ротора на пороге устойчивости с различными вариантами подшипников без воздействия внешних возмущающих сил представлены на рис. 11...14. Поскольку максимальная расчетная частота вращения была ограничена 60 тыс. об/мин, частота

вращения 60 тыс. об/мин на графиках показывает, что реальная частота вращения на границе устойчивости больше или равна этой частоте.

На рис. 11 представлена зависимость частоты на пороге устойчивости от массы ротора для подшипника с жесткими опорными поверхностями ($c_0=10^{14}$). Кривые 1, 2 и 3 соответствуют вариантам 1, 2 и 3 табл. 2. Видно, что увеличение радиального зазора резко снижает частоту на пороге устойчивости. Обрыв кривой 3 при массе ротора 6 кг и больше означает, что в этой зоне частота на пороге устойчивости меньше 20 тыс. об/мин.

Реализация радиального зазора 20 для подшипника турбомашин с жесткими поверхностями диаметром 50 мм является трудной задачей, а зазора 10 μm – практически невозможной из-за сложности сохранения таких зазоров постоянными при тепловых деформациях.

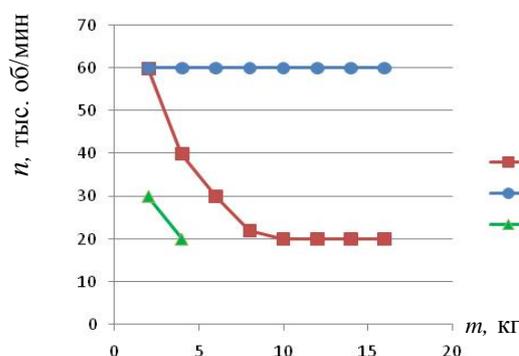


Рис. 11. Зависимость частоты на пороге устойчивости от массы ротора для подшипника с жесткими опорными поверхностями ($c_0=10^{14}$).

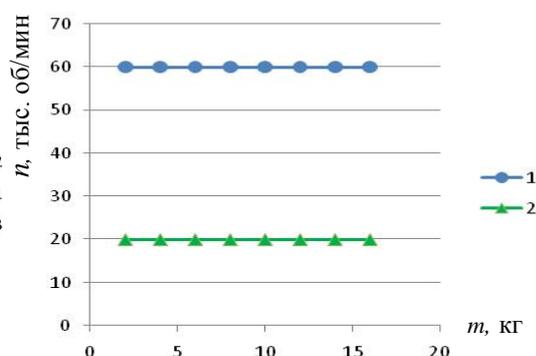


Рис. 12. Зависимость частоты на пороге устойчивости от массы ротора для ЛГП с $c_0=5 \cdot 10^9$.

На рис. 12 представлена зависимость частоты на пороге устойчивости от массы ротора для ЛГП с жесткостью $c_0=5 \cdot 10^9$. Кривая 1 соответствует вариантам 4 и 5 табл. 2. Кривая 2 соответствует варианту 6 табл. 2. Как видно, высокая устойчивость сохраняется для варианта 4 независимо от величины демпфирования пакета лепестковых элементов. Устойчивость такого ЛГП с зазором 20 μm при росте массы ротора существенно выше, чем у подшипника с жесткими поверхностями. Увеличение зазора до 30 μm также резко снижает устойчивость.

Податливость поверхности лепестков существенно упрощает обеспечение работоспособности ЛГП при тепловых деформациях по сравнению с подшипниками с жесткими опорными поверхностями, поскольку при увеличении диаметра ротора поверхность лепестков отжимается к корпусу подшипника под действием возрастающего давления смазочного слоя.

На рис. 13 представлена зависимость частоты на пороге устойчивости от массы ротора для ЛГП с жесткостью $c_0=2 \cdot 10^9$. Кривая 1 соответствует варианту 7 с коэффициентами

демпфирования d_0 , равными $5 \cdot 10^4$ и $2 \cdot 10^5$, и варианту 8 табл. 2. Кривая 2 соответствует варианту 7 с коэффициентом демпфирования d_0 , равным $5 \cdot 10^5$. Видно, что увеличение коэффициента демпфирования упругого пакета снижает частоты на пороге устойчивости. Кривая 3 соответствует варианту 9 с зазором $30 \mu\text{m}$. Характер этой кривой принципиально отличается от кривой 3 для жесткого подшипника с таким же зазором (рис. 11), где при увеличении массы частота на пороге устойчивости уменьшается, в то время как на рис. 13 – наоборот, увеличивается.

На рис. 14 представлена зависимость частоты на пороге устойчивости от массы ротора для ЛГП с жесткостью $c_0=1 \cdot 10^9$ для вариантов 10, 11 и 12 (кривые 1, 2 и 3 соответственно). В отличие от вариантов с жесткостью $c_0=5 \cdot 10^9$ и $2 \cdot 10^9$ (рис. 12 и 13), здесь при радиальном зазоре $20 \mu\text{m}$ при возрастании массы ротора наблюдается снижение частоты на пороге устойчивости. При радиальном зазоре $30 \mu\text{m}$ по сравнению с ЛГП с жесткостью $c_0=2 \cdot 10^9$ (кривая 3, рис. 13), здесь наблюдается минимум при частоте на пороге устойчивости для роторов с массой $4 \dots 8 \text{ кг}$.

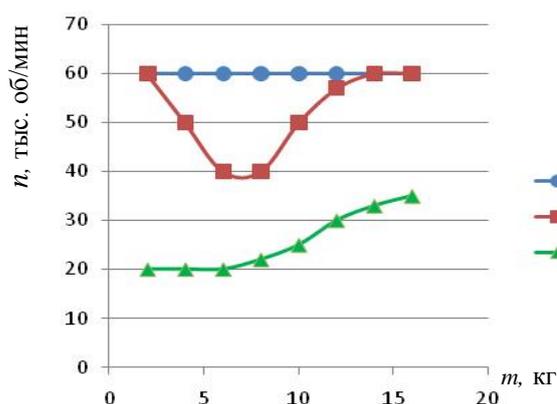


Рис. 13. Зависимость частоты на пороге устойчивости от массы ротора для ЛГП с $c_0=2 \cdot 10^9$.

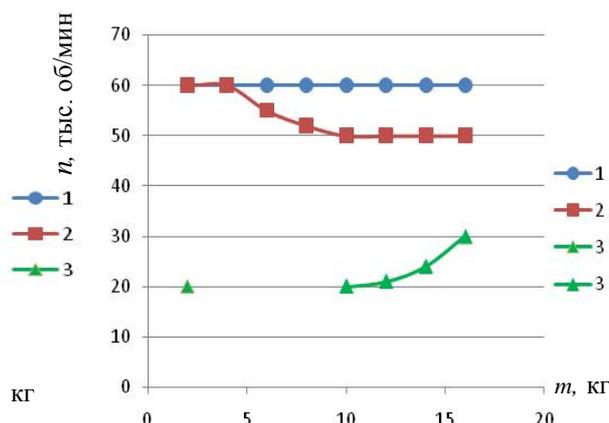


Рис. 14. Зависимость частоты на пороге устойчивости от массы ротора для ЛГП с $c_0=1 \cdot 10^9$.

В табл. 2 и на рис. 15 представлены результаты расчетов максимального значения коэффициента перекрестной жесткости C_{xy} внешней возмущающей силы при потере устойчивости ротора массой 8 кг для подшипника с жесткими опорными поверхностями и ЛГП с различной жесткостью опорной поверхности подшипников. Расчеты проведены при частотах вращения ротора $20, 30$ и 60 тыс. об/мин. Для всех вариантов ЛГП принят одинаковый приведенный номинальный коэффициент демпфирования $d_0 = 2 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м} \cdot \text{м}^{-2}$.

Точка 1 на графике соответствует жесткому подшипнику с зазором $20 \mu\text{m}$. Частота 20 тыс об/мин выбрана потому, что уже при 30 тыс об/мин ротор неустойчив. Видно, что коэф-

коэффициента C_{xy} для этого варианта значительно меньше, чем для жесткого подшипника с зазором $10 \mu\text{m}$ (точки справа на кривых 2 и 3).

Сравнение зависимости коэффициента C_{xy} от жесткости поверхности подшипника c_0 при частотах вращения 30 и 60 тыс об/мин показывает, что при $c_0=1 \cdot 10^9$ и $2 \cdot 10^9$ величина C_{xy} практически одинакова. При дальнейшем возрастании c_0 разница C_{xy} при 30 и 60 тыс. об/мин увеличивается ростом частоты вращения.

Таблица 2.

Номер линии (точки) на графике	Коэффициент жесткости c_0 , Н/м \cdot м $^{-2}$	Частота вращения, тыс. об/мин	Минимальный радиальный зазор при центральном положении цапфы, μm	Коэффициент перекрестной жесткости C_{xy} , Н/м
1	$1 \cdot 10^{14}$	20	20	$7,5 \cdot 10^5$
2	$1 \cdot 10^9$	30	10	$5,5 \cdot 10^5$
2	$2 \cdot 10^9$	30	10	$1,9 \cdot 10^6$
2	$5 \cdot 10^9$	30	10	$8 \cdot 10^6$
2	$1 \cdot 10^{10}$	30	10	$5,5 \cdot 10^5$
3	$1 \cdot 10^9$	60	10	$9 \cdot 10^5$
3	$2 \cdot 10^9$	60	10	$1,2 \cdot 10^6$
3	$5 \cdot 10^9$	60	10	$4,1 \cdot 10^5$
3	$1 \cdot 10^{14}$	60	10	$7,5 \cdot 10^5$

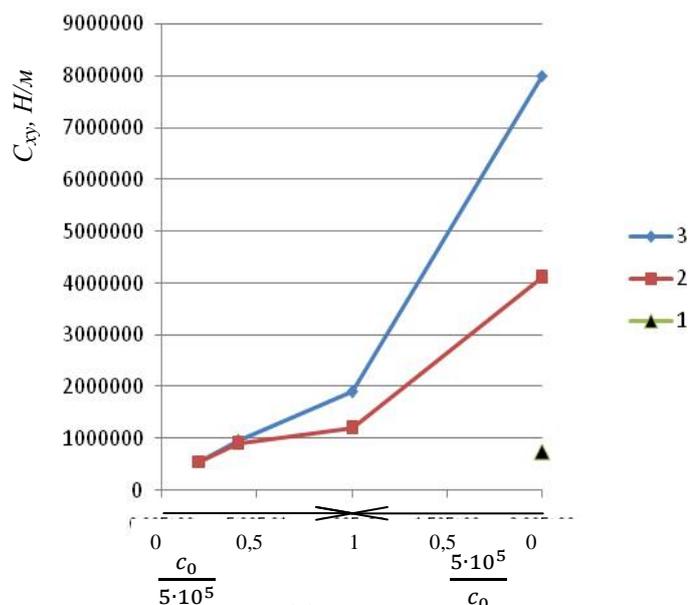


Рис. 15. Зависимость максимального значения коэффициента перекрестной жесткости C_{xy} от коэффициента жесткости c_0 при потере устойчивости ротора массой 4 кг для различных вариантов подшипников (см. табл. 2).

Как видно из графика, при равном зазоре 10 μm коэффициент C_{xy} для жесткого подшипника значительно больше, чем у ЛГП. Однако обеспечить поддержание такого малого зазора для жесткого подшипника в турбомашине с учетом возникающих тепловых деформаций практически невозможно.

Выводы

Разработана математическая модель для расчета устойчивости без внешних и с внешними возмущающими псевдогироскопическим силами симметричного ротора в лепестковых газодинамических подшипниках с подкладной гофрированной лентой, имеющих один или несколько лепестков, с возможностью задания нелинейной жесткости и демпфирования пакета упругих элементов ЛГП.

Проведенные расчеты показывают высокую устойчивость лепестковых газодинамических подшипников по сравнению с подшипниками с жесткими опорными поверхностями.

Библиографический список

1. Равикович Ю. А. Методология проектирования и динамика роторных систем высокооборотных турбомашин на подшипниках скольжения с жидкостной и газовой смазкой. [Текст]: дис. докт. техн. наук / Равикович Юрий Александрович. М., 1992.
2. Ермилов Ю. И. Устойчивость жесткого симметричного ротора в упруго-демпферных подшипниках скольжения [Текст] / Ю. И. Ермилов //Труды Моск. авиац. инст-т. 2011, № 46, <http://www.mai.ru/science/trudy/>.
3. Сергеев С. И. Динамика криогенных турбомашин с подшипниками скольжения [Текст] / С. И. Сергеев. М.: Машиностроение, 1973. – 304 с.
4. Mohsen S., Hesmat H, Walton J. On the Frictional Damping Characterization of Compliant Vamp Foils./ Transactions of the ASME. Vol. 125, 2003, pp. 804...813.

Сведения об авторах

Ермилов Юрий Иванович, старший научный сотрудник Московского авиационного института (национальный исследовательский университет) к.т.н., тел.: 8-499-158-49-14; e-mail: yurer@yandex.ru.