УДК 534.282

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕРТИКАЛЬНОГО РОТОРА С ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМИ ДЕМПФЕРАМИ

ДАВЫДОВ $^{(1)}$ А.В., ДЕГТЯРЕВ С.А. $^{(1)}$, КУТАКОВ М.Н. $^{(1)}$, ЛЕОНТЬЕВ М.К. $^{(2)}$, МЯСНИКОВ В.Ю. $^{(3)}$, ШАДРИН Д.В. $^{(3)}$

1) ООО Альфа-Транзит, 2) Московский авиационный институт (МАИ) 3) Центральный институт авиационного моторостроения (ЦИАМ)

Аннотация

Объектом исследования является демпферный узел, входящий в состав вертикального испытательного стенда для циклических испытаний на прочность дисков компрессоров и турбин. Целью работ является расчетное исследование динамических характеристик масляного демпфера для испытаний узлов перспективных ГТД.

Исследование характеристик масляного демпфера ведется путем математического моделирования всего демпферного узла в составе испытательного стенда. В процессе работы на основании расчетных исследований определены жесткостные и демпфирующие характеристик масляного демпфера. Рассчитаны критические скорости вращения роторной системы.

Выявлены основные характеристики и особенности работы масляного демпфера и демпферного узла испытательного стенда в целом. Эффективность демпфирования такого типа демпферного узла снижена по сравнению с обычным нецентрированным демпфером с одной масляной пленкой. Однако такая конфигурация масляных пленок позволяет компенсировать потерю устойчивости ротора в цилиндрическом подшипнике скольжения на высоких оборотах ротора.

Введение

Исследуемая конструкция демпферного узла с последовательно расположенными цилиндрическим подшипником скольжения и тремя демпферными кольцами встречается крайне редко и плохо изучена. Кроме того, сам ротор расположен вертикально, что вносит определённые особенности в работу узла. С другой стороны, отдельные аналитические модели цилиндрического подшипника скольжения и нецентрированных демпферов, полученных из уравнений Рейнольдса [1], хорошо изучены и широко применяются при анализе роторных машин [2 - 4]. Интерес представляет изучение эффектов, проявляющихся при таком сочетании подшипника и демпферов.

Основная часть

Объектом исследования является демпферный узел, входящий в состав приводной турбины вертикального разгонного стенда, предназначенного для проведения разгонных и циклических испытаний роторов турбомашин. Турбина обеспечивает раскрутку объектов испытаний до максимальной частоты 60000 об/мин. Частота вращения рассматриваемого в настоящей работе объекта не превышает 54000 об/мин. Общий вид турбины со шпинделем без изделия представлен на рис. 1 а).

Приводная турбина состоит из двух независимых узлов. Приводной узел представляет собой два турбинных колеса, установленных зеркально на общем валу. Подобная конструкция обеспечивает возможность быстрого разгона и торможения объекта при проведении циклических испытаний.

Объект испытаний закрепляется на шпинделе при помощи соединения с натягом через специальную оправку, после чего шпиндель закрепляется в опорном узле стенда, показанном на рис. 1 б). В верхней части опорного узла установлена обойма с четырьмя шпиндельным радиально-упорными шарикоподшипниками с установленной специальной втулкой, в которую с минимальным радиальным зазором устанавливается шпиндель. В осевом направлении шпиндель фиксируется при помощи специальной гайки. Подшипники качения имеют радиальные зазоры, которые будут определять как радиальную, так и моментную жесткости этой опоры. Передача крутящего момента от приводного узла на шпиндель обеспечивается через упомянутую выше втулку, с которой соединяется конец вала приводного узла. В нижней части опорного узла в отдельном корпусе установлен демпферный узел, обеспечивающий демпфирование колебаний шпинделя с объектом.

При исследовании поведения демпферного узла приводной узел в модель не включался.

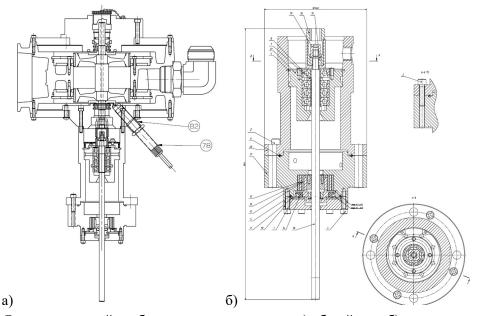


Рис. 1 – Эскиз приводной турбины разгонного стенда: а) общий вид; б) исследуемая часть

Модель роторной системы создавалась и исследовалась в программной системе DYNAMICS R4 [3], рис. 2.

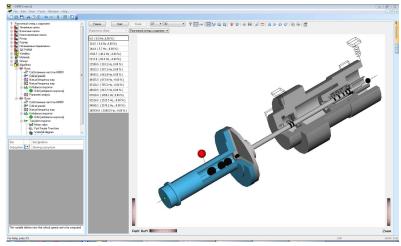


Рис. 2 – Окно программной системы DYNAMICS R4

Модель (рис. 3) состоит из связанных между собой подсистем: «Изделие», «Шпиндель», «Втулка», «Корпус подшипников», «Корпус объединенный». Подсистема «Корпус объединенный» и модель в целом жестко фиксируются в двух местах (связи «Заделка»). Все болтовые и другие соединения приняты жесткими (связи «Жстк. связь»). Связи «Подшипники» имеют расчетные

радиальные коэффициенты жесткости. Демпфер моделируется отдельной сборкой, состав которой будет описан ниже.

В ходе работ была произведена идентификация модели по массово-инерционным параметрам элементов конструкции. Жёсткость подшипников рассчитана с применением 2-х степенной нелинейной моделью шарикоподшипника [6], реализованной в DYNAMICS R4.

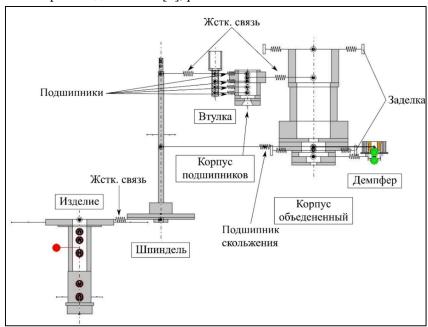


Рис. 3 – Схема модели роторной системы

Демпферный узел разгонного стенда представляет собой сложную конструкцию (рис. 4, а), состоящую из бронзовой втулки 1, которая жестко связана с корпусом уплотнения 8, демпферных колец 2,3,4, расположенных между нижним корпусом демпфера и корпусом уплотнения 8. Вытеканию масла препятствует кольцо уплотнительное 9 с изнашиваемым диском 6 и уплотнение на валу.

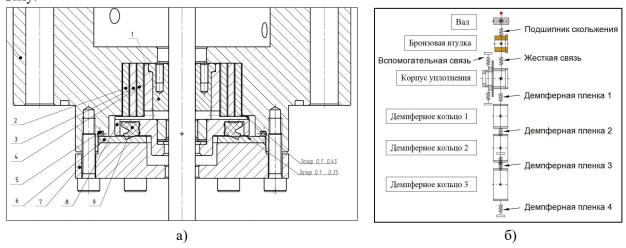


Рис. 4 – Демпферное устройство: a) продольный разрез, б) схема модели в Dynamics R4

Модель демпферного устройства была построена с использованием элементов «Демпфер» и «Подшипник скольжения» библиотеки нелинейных элементов программы DYNAMICS R4. Данные элементы реализуют аналитические уравнения для вычисления опорных реакций подшипников скольжения и демпферов при следующих допущениях:

- жидкость несжимаема;
- вязкость жидкости постоянна во всем объеме;
- инерция жидкости не учитывается;

- эффекты турбулентности не учитываются;
- угловые перекосы вала и корпуса подшипника не учитываются;
- подшипник/демпфер бесконечно длинный/короткий;
- зона кавитации составляет π радиан либо отсутствует.

Однако в данной конструкции демпферные пленки имеют сложные граничные условия — подвод масла через каналы под давлением и слив масла через щель. Поэтому для настройки элементов были проведены предварительные расчеты опорных реакций в демпферных пленках путем численного решения уравнения Рейнольдса в двухмерной постановке с учетом граничных условий для дискретного набора частот вращения и эксцентриситетов. Полученные результаты показали, что для всех демпферных пленок и подшипника скольжения следует применять конфигурацию «длинный» « π — пленка». Конфигурация параметров элементов «демпфер» и «подшипник скольжения» принятая в расчетах сведена в таблицу 2.

Для анализа роторной системы с демпферным узлом в линейной постановке и расчета критических частот вращения необходимо определить линеаризованные коэффициенты жесткости и демпфирования для нелинейных элементов роторной системы: подшипника скольжения и демпферных пленок как функции частоты вращения ротора.

Вместе с тем коэффициенты жесткости и демпфирования зависят от эксцентриситетов вала и колец демпфера, а также скорости их прецессионного движения. В исследуемой роторной системе статические силы отсутствуют (ротор расположен вертикально), а учитывая то, что демпфер состоит из нескольких колец, определить эксцентриситеты и скорости прецессии колец по отдельности не представляется возможным. Необходимо провести расчет колебаний всей модели роторной системы, включающей все демпферные кольца и подшипник в нелинейной нестационарной постановке. Во время этого расчета коэффициенты жесткости и демпфирования нелинейных масляных пленок вычисляются путем численного дифференцирования в окрестности каждой расчетной точки.

Необходимость такой линеаризации продиктована сложностью точного определения в нестационарном расчете полного состава критических частот и форм колебаний роторной системы из-за присутствия значительного демпфирования и нелинейных эффектов. Поэтому принято решение получить коэффициенты демпфирования демпферного узла на нелинейной модели роторной системы в численном эксперименте по моделированию разгона ротора от 0 до 54000 об/мин, используя циклограмму реального эксперимента.

1	1 71 '	1 1		r 1	
Параметр	Подшипник	Демпферная	Демпферная	Демпферная	Демпферная
	скольжения	пленка №1	пленка №2	пленка №3	пленка №4
Радиус R, мм	4.75	13.5	16.1	18.65	21.2
Длина L, мм	16	19	19	19	19
Радиальный	0.03125	0.36	0.3	0.3	0.255
зазор с, мм	0.03123	0.30	0.5	0.5	0.233
Динамичес-					
кая вязкость	0.032	0.032	0.032	0.032	0.032
масла μ, Па*с					
Тип	«длинный»	«длинный»	«длинный»	«длинный»	«длинный»
Пленка	«π - пленка»	«π - пленка»	«π - пленка»	$\ll\pi$ - пленка»	«π - пленка»

Таблица 2 – Конфигурация параметров элементов «демпфер» и «подшипник скольжения»

В этом расчете в качестве единственного источника нагрузки выступает неуравновешенность (дисбаланс) изделия. В расчетах рассматривается два варианта дисбалансов. Первый - остаточные дисбалансы установлены в плоскостях коррекции 1 и 2 (рис. 5). Второй - установлен один дисбаланс, соответствующий главному вектору дисбалансов в центре тяжести изделия.

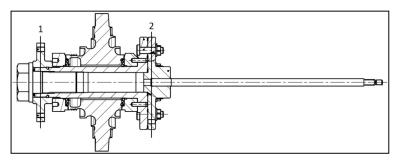


Рис. 5 – Плоскости коррекции

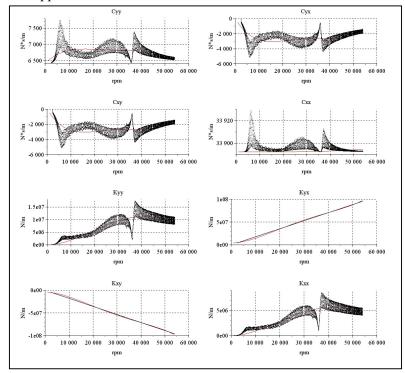


Рис. 6 – Коэффициенты жесткости и демпфирования подшипника скольжения. Красная линия – кривая аппроксимации четвертого порядка методом наименьших квадратов

DYNAMICS R4 предоставляет в качестве выходных данных расчета нелинейных элементов мгновенные значения жесткости и демпфирования в системе координат \mathbf{r},\mathbf{t} , связанной с прецессионным движением внутреннего узла связи. Так как в роторной системе внешней нагрузкой является только неуравновешенная сила от дисбаланса, то можно предположить, что ротор и кольца демпфера будут совершать круговое прецессионное движение вокруг геометрического центра корпуса. Таким образом, один раз за оборот система координат r,t будет совпадать с глобальной системой координат х,у. Поэтому рассчитанные от этих коэффициентов значения критических частот представляют собой мгновенные значения этих частот. В случае если коэффициенты жесткости и демпфирования в координатах \mathbf{r} , \mathbf{t} меняются незначительно за один оборот, то и значения критических частот на этой частоте вращения будут также незначительно меняться. Полученные мгновенные значения коэффициентов жесткости и демпфирования для подшипника скольжения были аппроксимированы кривой четвертого порядка по методу наименьших квадратов (рис. 6). Коэффициенты демпфирования в демпферных пленках изменялись в достаточно узких приделах и в итоге были приняты постоянными по скорости вращения (рис. 7). Итоговые зависимости линеаризованных коэффициентов жесткости и демпфирования от частоты вращения были использованы при расчете критических скоростей вращения роторной системы. Результаты расчета представлены в таблице 3. Стоит отметить, что в таблице 3 в процентах представлено относительное демпфирование для каждой критической формы колебаний.

Важно отметить, что полученные критические частоты, равно как и коэффициенты жесткости и демпфирования, соответствуют конкретному заданному значению внешних нагрузок и параметров демпферного узла: параметры масла, наличие кавитации, характер течения.

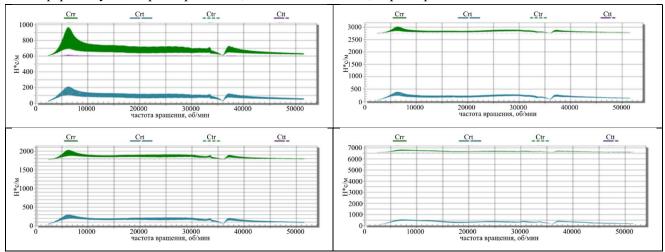
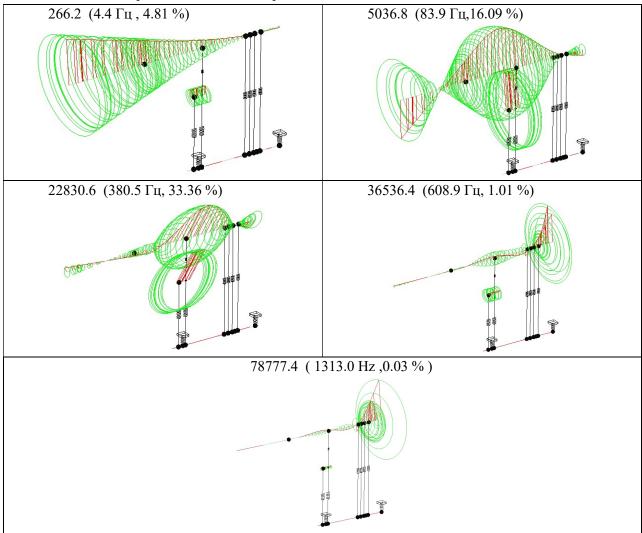


Рис. 7 – Коэффициенты жесткости и демпфирования демпферных пленок 1-4

Таблица 3 – Критические частоты вращения



Демпфирование в отдельных пленках незначительно влияют на суммарное демпфирование всего узла. Это можно проследить, воспользовавшись формулой расчета последовательно

соединенных связей. Например, суммарное демпфирование $C_{_{1+2}}$ двух последовательно соединенных связей $C_{_{1}}$ и $C_{_{2}}$ определяется как

$$C_{1+2} = \frac{C_1 \cdot C_2}{C_1 + C_2} \tag{1}$$

С учетом этого соотношения, а также положения дисбалансов ротора и их величины для последовательно соединенных четырех демпферных пленок, был получен весь набор суммарных коэффициентов демпфирования, таблица 4.

эна гения сунтарным көз ффициентев делифирования						
Коэффициент демпфирования, Нс/м	Первый вариант дисбаланса	Второй вариант дисбаланса				
C_{xx}	366	368				
C_{xy}	0	0				
C_{yx}	44	77				
C_{vv}	404	449				

Таблица 4 – Значения суммарных коэффициентов демпфирования

Вариант конструкции демпферного узла с несколькими пленками приводит к уменьшению его демпфирующей способности. Однако такая конструкция позволяет контролировать вибрации при потере устойчивости ротора в цилиндрическом подшипнике скольжения вследствие наличия автоколебаний.

Причины возникновения потери устойчивости в подшипнике скольжения достаточно подробно описаны в [7]. Для определения факторов, влияющих на величину вибраций вследствие потери устойчивости, воспользуемся энергетическим подходом. Обратимся к рассмотрению круговой прецессию вала в подшипнике скольжения вблизи геометрического центра подшипника (рис. 8).

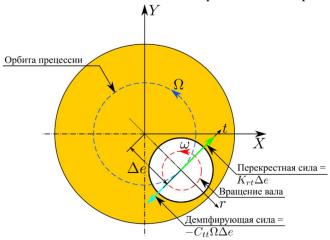


Рис. 8 - Прецессионное движение вала в подшипнике скольжения

Запишем выражение для работы, совершаемой гидродинамическими силами, возникающими в подшипнике скольжения за полный период колебаний $T=2\pi/\Omega$, принимая что подшипник является «длинным», а зона кавитации смазки составляет π -радиан:

$$E = \iint (F_i \Omega \Delta e) dt = -(C_{ii} \Omega - K_{ri}) \Omega \Delta e^2 T = -(2\pi \Delta e^2) (C_{ii} \Omega - K_{ri}) = -2 \operatorname{Area}_{orbit} C_{eq} \Omega$$
(2)

$$C_{eq} = C_{tt} \left(1 - \frac{1}{2} \frac{\omega}{\Omega} \right), \tag{3}$$

где $C_{_{\! u}}$ – коэффициент демпфирования, $K_{_{\! r}}$ – перекрестный коэффициент жёсткости, Ω – частота колебаний ротора, ω – частота вращения ротора, $C_{_{\!\!eq}}$ – эквивалентное демпфирование, Δe – радиус орбиты круговой прецессии.

Отсюда следует, что когда $C_{_{\rm eq}}>0$, то E<0, что соответствует отрицательной работе, то есть энергия удаляется из роторной системы (происходит диссипация энергии) и система остается стабильной. В том случае, когда $C_{_{\rm eq}}<0$, работа становится положительной и энергия подкачивается в систему на каждом новом цикле колебаний, система становится нестабильной.

Из полученного выражения для величины работы гидродинамических сил можно выявить факторы, влияющие на величину вибраций при потере устойчивости. Это величина эквивалентного демпфирования $C_{_{eq}}$, площадь орбиты — определяется эксцентриситетом Δe , частота прецессии (равна частоте собственных колебаний). Таким образом, эффективно снижать уровень вибрации при потере устойчивости возможно уменьшением площади орбиты, т.е. снижением Δe .

Одним из способов снижения вибраций при потере устойчивости является введение дополнительных демпферных колец. Это решение позволяет, во-первых, уменьшить Δe , так как теперь вал прецессирует вместе с демпферным кольцом и их взаимные перемещения уменьшаются. Во-вторых, гидродинамические силы подкачивают энергию не только в колебательную систему вала, но и в колебательную систему демпферного кольца, где происходит диссипация части механической энергии во внешней демпферной пленке. При этом нельзя допускать, чтобы силы сопротивления во внешней демпферной пленке оказались слишком большими. В этом случае демпферное кольцо вырождается в жесткий корпус, и конструкция теряет свои преимущества. Чтобы избежать этого, в конструкцию добавляют еще несколько демпферных колец, число которых зависит от эффективности рассеивания энергии в каждой пленке и от максимальных допустимых амплитуд вынужденных колебаний.

Заключение

На основе расчетного анализа модели разгонного стенда можно сделать следующие выводы:

- 1. Анализ рассчитанных коэффициентов жесткости и демпфирования демпферного узла показал, что значения демпфирования в плёнках остаются практически постоянными во всем диапазоне оборотов ротора. Перекрестные значения коэффициентов демпфирования малы по сравнению с диагональными значениями, а значения самих диагональных коэффициентов очень близки друг к другу. Это свидетельствует о минимальной ортотропии свойств пленок.
- 2. Значение демпфирования в демпферных пленках, по отдельности, незначительно влияют на суммарное демпфирование. Требуется совместная настройка демпферных пленок.
- 3. Эффективность демпферного узла снижена по сравнению с обычным нецентрированным демпфером с одной масляной пленкой. Однако такая конфигурация масляных пленок позволяет компенсировать потерю устойчивости в цилиндрическом подшипнике скольжения на высоких оборотах ротора.

Литература

- 1. Szeri A. Z. Fluid film lubrication. 2nd ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2011. 547 p.
- 2. Vance J. M. Rotordynamics of turbomachinery. A Willey-Interscience publication,1988. P. 388. ISBN 0-471-80258-1.
- 3. Кутаков М.Н., Дегтярев С.А., Леонтьев М.К. Математические модели гидродинамических демпферов в задачах роторной динамики газотурбинных двигателей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 115-128.

- 4. Леонтьев М.К., Кутаков М.Н. Выбор моделей гидродинамических демпферов в задачах роторной динамики газотурбинных двигателей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 3. С. 81-93.
- 5. Программа Dynamics R4 для анализа вращающихся машин [электронный ресурс]. URL http://www.rotordynamics.ru/soft.shtml. Заглавие с экрана. (дата обращения 17.09.2017).
- 6. 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
- 7. San Andrés L. Modern Lubrication Theory. Notes 5: Dynamics of a rigid rotor fluid film bearing system Texas A&M University Digital Libraries, 2010. P. 20. URL: http://repository.tamu.edu/handle/1969.1/93197 (visited on 05.08.2017).