

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РОТОРА С УПРАВЛЯЕМОЙ ОПОРОЙ НА ОСНОВЕ МНОГОСЛОЙНОГО ГОФРИРОВАННОГО ДЕМПФЕРА

Чегодаев Д.Е., Мелентьев С.Н., Пономарев Ю.К., Проничев Ю.Н.
Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Растущая напряженность динамического состояния современного ДЛА приводит к тому, что возможности средств пассивной виброзащиты двигателя иногда оказываются неэффективными. Возникает необходимость введения в схему роторной системы узлов с управляемыми в процессе работы упруго-демпфирующими характеристиками, позволяющими поддерживать оптимальные соотношения инерционных, упругих и диссипативных параметров системы при переходе с одного режима работы на другой. В работах [1-4] предложено не-сколько перспективных схем управляемых упруго-демпферных опор. Эффективность одной из них рассматривается в настоящей работе.

Идея создания управляемой упруго-демпферной опоры (УУДО) с пластинчатым гофрированным демпфером [3] состоит в том, что в качестве управляемого параметра выбран радиальный зазор δ . Широкое исследование влияния этого параметра на упруго-демпфирующие характеристики выполнено в [6].

Общий вид исследуемой УУДО с пластинчатым демпфером приведен на рис.1. Внутреннее кольцо демпфера представляло собой ансамбль из неразрезного кольца 1 с внутренним конусом, разрезанным на сегменты 2. При перемещении неразрезного кольца вдоль оси сегменты 2 разрезного кольца увеличивают или уменьшают радиальный зазор δ_0 . Исследуемая УУДО имеет два фиксированных по δ_0 положения: положению 1 соответствует $\delta_0 = 2.1$ мм, а положению 2 $\delta_0 = 1.1$ мм. Переключение опоры из одного положения в другое производилось путем осевого перемещения вала и жестко связанного с ним через подшипник 1 стакана 2 под действием осевого усилия (рис.2). На наружной поверхности стакана 2 и на внутренней поверхности кольцевых секторов 3 выполнены по две пары опорных

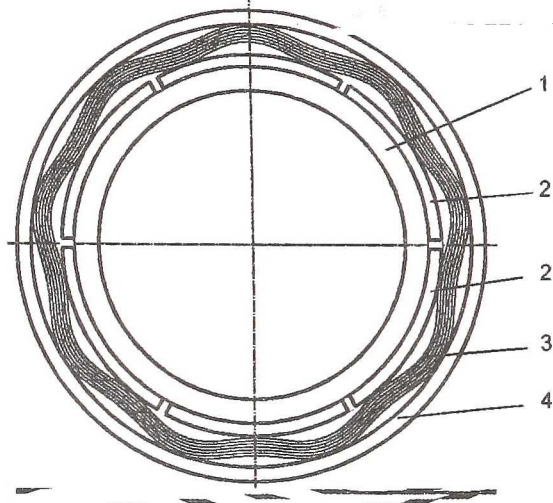


Рис. 1. Управляемая упруго демпферная опора с пластинчатым демпфером; 1 - неразрезное кольцо; 2 - конусные сегменты; 3 - демпфер; 4 - корпус

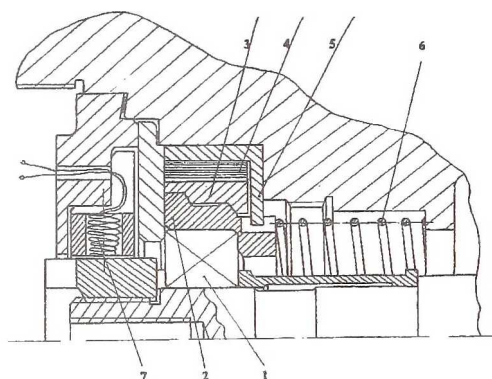


Рис.2. Общий вид узла с исследуемой упругодемпферной опорой с многослойного типа: 1- подшипник; 2 - втулка; 3 втулка, разрезанная на сегменты; 4 - демпфер; 5 - корпус демпфера; 6 - пружина; 7 - датчики перемещений.

поясков и по паре конических направляющих, так что, при осевом смещении стакана 2 вправо по схеме на $\Delta L = 3$ мм, на конических направляющих возникает радиальная составляющая силы,

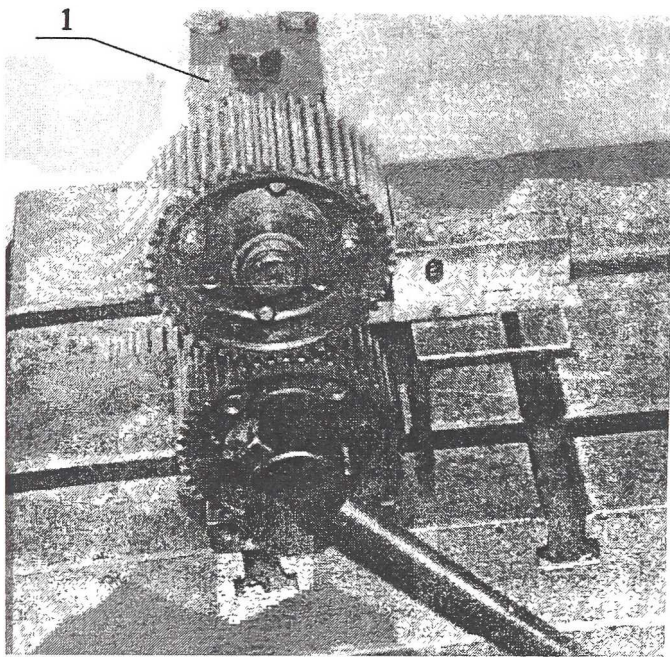


Рис. 3. Установка для изготовления гофрированных лент демпфера

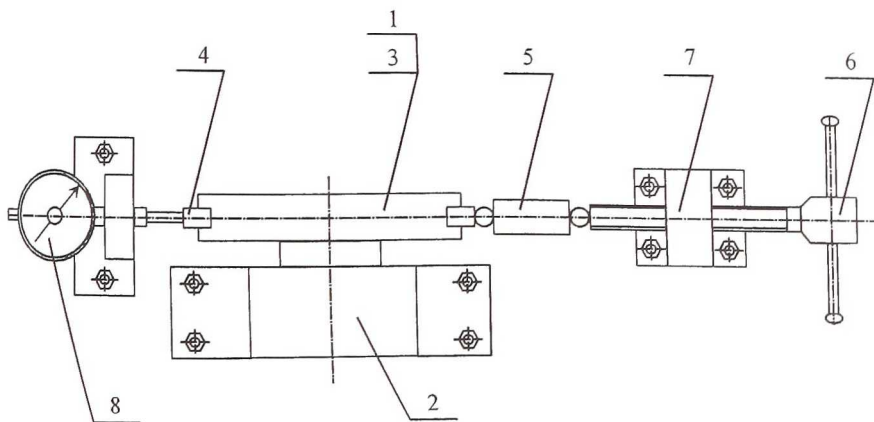


Рис. 4. Установка для проведения статических испытаний кольцевых демпферов

разжимающая кольцевые сектора 3. Опорные пояски обеспечивают фиксацию δ_0 в положениях 1 и 2.

Материалом для изготовления гофрированного пакета служила лента по ГОСТ 2416-65 третьей группы прочности из пружинной стали 65Г; чистота поверхности пластин не ниже 8 класса.

Изготовление гофрированных лент проводилось на специальной установке, разработанной Г.А.Новиковым в СГАУ (рис.3). Она состоит из корпуса 1, закрепленного на фундаментной плите двумя болтами. В корпусе установлены на осях две эвольвентные шестерни 2 и 3 со скругленными кромками при вершинах зубьев. Вращение шестерен производится рукояткой 4, жестко закрепленной на нижней шестерне. Для подачи и направления ленты при ее движении между зубьями шестерен установка снабжена направляющей планкой 5, выставленной перпендикулярно осям шестерен. Получение гофров с различной геометрией профиля осуществляется за счет применения различных комплектов шестерен, а также за счет изменения их межцентрового расстояния.

Для исключения пластических деформаций гофров во время эксперимента скомплектованные пакеты подвергались опрессовке на гидравлическом прессе до их полного выпрямления. Как показали опыты, оставшаяся после этой операции форма упругой линии гофра не изменялась при последующих экспериментах, т.к. деформация пакета никогда не превышает стрелу прогиба гофра.

Кольцевые сегменты демпфера 3 и втулка 5 (см. рис.2) изготовлены из ст. 45, термообработаны до HRC 47.5 и имеют чистоту рабочих поверхностей не ниже 6 класса.

Собранная упругодемпферная опора экспериментально исследовалась на предмет получения ее статической характеристики «сила-перемещение». Для этого использовалась установка для проведения статических испытаний кольцевых демпферов, показанная на рис.4. Испытываемый узел 1 (рис.4) по внутреннему диаметру кольцевых сегментов устанавливается на короткий жесткий шпиль массивного основания 2, закрепленного болтами и прихватами на плите. По наружному диаметру втулки демпфера ставится внешняя обойма 3, которая имеет на наружной поверхности специальные бобышки 4, служащие для передачи на нее усилия с динамометра 5. Нагружение динамометра производится грузовым винтом 6, закрепленным в неподвижной стойке 7 на плите. Измерение смещения внешней обоймы 3 относительно основания 2 осуществляется сменными индикаторами 8

часового типа с ценой деления 0,01 или 0,001 мм. После статической тренировки производилось циклическое деформирование демпфера с регистрацией показаний индикаторов перемещения и нагрузки.

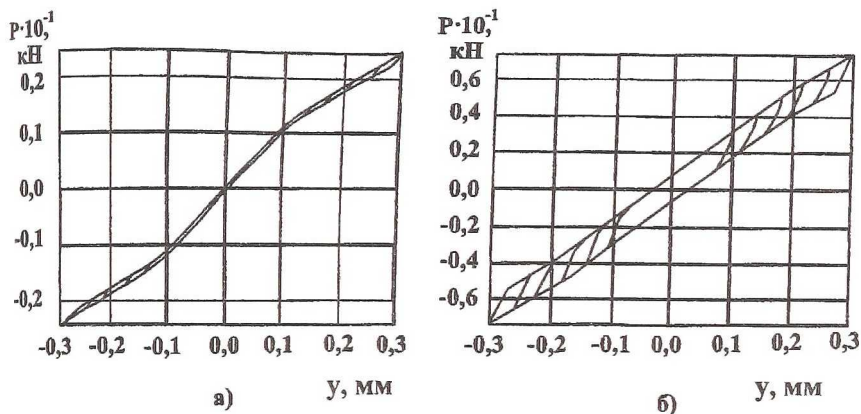


Рис. 5. Нагрузочная характеристика пластинчатого демпфера разработанной упругодемпферной опоры ротора узла турбины ГТД НК-88: а) первое положение ($\delta_0 = 2,1$ мм); б) второе положение ($\delta_0 = 1,1$ мм)

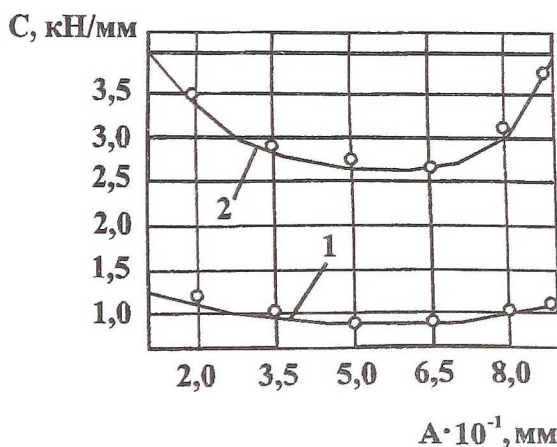


Рис. 6. Основная зависимость $C = f(A)$, по которой производилось управление характеристиками исследуемой упругодемпферной опоры: - при одноосном нагружении; \circ - при прецессионном нагружении

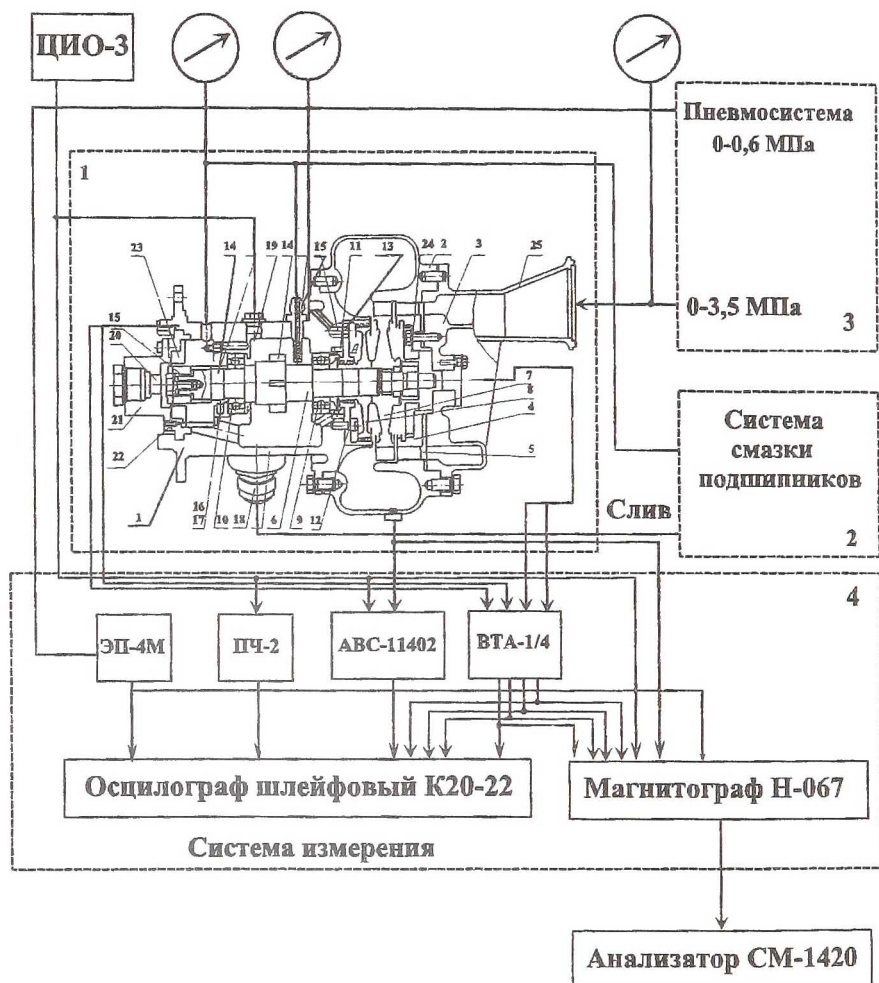


Рис. 7. Экспериментальная установка для отработки опоры с управляемой жесткостью

Полученные таким образом характеристики демпфера показаны на рис.5, а, б, где гистерезисная петля на рис.5, а соответствует первому состоянию демпфера (с меньшей жесткостью), а петля на рис.5, б - второму состоянию (с большей жесткостью). Результаты эксперимента хорошо согласуются с расчетными данными, выполненными, как для одноосного, так и для прецессионного нагружения. В последнем случае петли гистерезиса имеют вид эллипсов, что позволило при расчетном исследовании динамики ротора воспользоваться гипотезой Давиденкова

Н.Н. для описания реакции сопротивления опоры [3]. На рис.6 приведена основная зависимость $C = f(A)$, по которой и производится управление. Кривые (рис.6) построены для диапазона $A = 0.1...0.9$ мм для того, чтобы можно было определить положение C_{min} . В реальном диапазоне при $A = 0.1...0.3$ при увеличении A жесткость падает.

Для определения осевого усилия, необходимого для переключения управляемой упругодемпферной опоры из первого положения во второе проводился еще один вспомогательный эксперимент. Втулка демпфера 5 (рис.2) неподвижно закреплялась на плите, а к стакану 2 через динамометр прикладывалось осевое усилие.

Фиксировался момент, когда происходило переключение демпфера из первого положения во второе. Это усилие оказалось равным $P_{пер} = 1250$ Н. Расчетное усилие возвратной пружины 6 (рис.2) составляет 70 Н. Тогда усилие, необходимое для переключения демпфера на установке с коэффициентом запаса $k = 1,1$ составит

$$P_{упр} = (P_{пер} + P_{пруж}) \cdot 1,1 = 1450 \text{ Н.}$$

Динамический эксперимент проводился на стенде (рис.7), в качестве которого был использован узел ротора турбины ТНА подачи топлива в камеру сгорания ГТД НК-88. На изделии он используется для привода насоса компонентов топлива агрегата и должен устойчиво работать на частотах вращения 2500 1/с и 5000 1/с. Как показали расчеты [3, 5], данный ротор на штатных подшипниках имеет собственную частоту вращения в этом диапазоне, т.е. ротор - «закритический». Перед экспериментом предполагалось, что введение управляемого демпфирования позволит:

- 1) снизить амплитуду прецессии при переходе через «критику»;
- 2) снизить амплитуду вибрации на рабочей частоте путем управляемой частотной отстройки.

Экспериментальные исследования проводились совместно с СНПО «Авиадвигатели НК» с использованием автоматизированных средств обработки экспериментальных данных на базе вычислительного комплекса СМ 1420 и программных комплексов на ПЭВМ IBM PC/AT [5].

Стенд (см. рис. 7.), состоит из экспериментальной установки 1 и систем обеспечения: системы смазки подшипников 2, пневматической системы 3 и измерительной системы 4. Он позволяет замерять величину амплитуды прецессии ротора установки (в двух радиальных и двух перпендикулярных осевых плоскостях) и уровень вибрации ее корпуса при изменении частоты вращения (АЧХ) либо введении управляющего воздействия.

Экспериментальная установка 1 (см. рис. 7) предназначена для раскрутки ротора узла турбины ТНА и создания осевого усилия на валу. Она включает в себя корпус 1, к которому крепятся выхлопной корпус 2 и входной корпус 3, снабженный сопловым аппаратом 4 и шайбой 5, с помощью которой перекрывают определенное количество сопел аппарата 4, обеспечивая заданную парциальность. В корпусе 1 установлена крышка 12, графитизированные поверхности которой образуют с зубьями поршня 8 лабиринтные уплотнения, ограничивающие полость «А», сообщающуюся с пневмосистемой стенда через отверстие 13 и через аналогичное отверстие с манометром для замера давления в этой полости.

Осевое усилие на валу 6 определяется давлением в полости «А» и площадью поршня, ограниченной верхним и нижним лабиринтными уплотнениями. Давление здесь можно изменять по любому закону регулирования, обеспечивая пропорциональное ему изменение осевого усилия.

Роторная система установки состоит из двухопорного вала 6, с посаженными на него рабочим колесом 7 и поршнем 8. В случае эксперимента с управляемым пластинчатым демпфером подшипник 9 остается без изменения, распорная втулка 11 и подшипник 10 снимаются, а узел левой опоры ротора состоит из радиального подшипника 6005 N IKL 1 (рис. 2), установленного в стакане 2, шести кольцевых сегментов 3, пластинчатого демпфера 4, втулки 5, возвратной пружины 6 и датчика вибрации 7.

На валу 6 (рис.7) выполнены выступы 14, которые при вращении вала проходят около датчиков замера частоты вращения ДЧВ-2500 (на рис. 7 не показаны), возбуждая в них сигналы. Один датчик ДЧВ-2500 соединен с указателем частоты вращения ротора ЦИО-3 с цифровой индикацией для визуального наблюдения, а другой может быть соединен через анализатор АВС-11402 с каналом шлейфового осциллографа К20-22 или с каналом магнитографа Н-067.

Смазка подшипников маслом производится через одиночные форсунки 15, 16 и 17 (последние на рисунке не показаны). Слив масла из масляной полости корпуса 1 принудительный и осуществлен через штуцер 18, сообщающийся с помпой откачки масловоздушной смеси 890ПС. Суфлирование масляной полости осуществляется через каналы 19 и 20, которые на рис.7. показаны заглушенными. На стенде заглушки демонтируются, а к каналам 19 и 20 подстыковываются дренажные трубопроводы, сообщающие маслополость со стендовым маслобаком, снабженным штуцером суфлирования в атмосферу. В крышке 21, в которой выполнен канал 20, имеется отверстие 22, через которое пропущены выводы датчиков виброперемещений, установленных в текстолитовой втулке 23 и соединенных через усилитель

преобразователь ВТА-1/4 с каналами шлейфового осциллографа К20-22 или с каналами магнитографа Н-067. Аналогичные датчики виброперемещений установлены во втулке 24 и также соединены с соответствующими каналами аппаратуры стенда.

Входной патрубок 25 корпуса 3 соединен с пневмосистемой стенда через редуктор ИЛ-611-150-20, а форсунки 15, 16 и 17 с нагнетающей маслопомпой стенда 1007К через фильтрующие устройства типа 442. Откачиваемое из штуцера 18 масло проходит через маслорадиатор с водяным охлаждением. Давление воздуха на входе в турбину и в полости «А» поддерживается на заданном уровне с помощью стендовых воздушных редукторов, ручки управления которых вынесены на панель пульта управления.

Во время работы с помощью управляемых редукторов обеспечивают необходимые величины давления в полостях «А» корпуса 1 и входного корпуса 3. Воздух из соплового аппарата 4 поступает на колесо 7 активного типа, приводя во вращение ротор установки.

Анализ экспериментальных данных проводился с использованием ПЭВМ IBM PC и позволил сделать следующие выводы.

1) Расчеты двух первых собственных частот вращения ротора на штатных шарикоподшипниках, выполненные с помощью ППП ДИНАР-У, дали значения $\omega_1 = 2800$ 1/с и $\omega_2 = 5500$ 1/с при жесткости левой и правой опор равной $C_n = 1,6 \cdot 10^6$ Н/м и $C_p = 4,5 \cdot 10^6$ Н/м соответственно. Результаты расчетов хорошо согласуются с экспериментальными данными ($\Delta < 10\%$).

2) Собственные частоты парциальной системы «жесткий вал на упругих опорах», рассчитанные для первого положения управляемого пластинчатого демпфера, имеют значения $\omega_{11} = 1630$ 1/с и $\omega_{21} = 3180$ 1/с. Средняя жесткость демпфера в диапазоне амплитуд вибрации 0,2 - 0,5 мм взята с графика (рис. 6, кривая 1). Собственные частоты роторной системы, рассчитанные по известной формуле [3, 5], соответственно равны

$$\omega_{1Kp_1} = \sqrt{\frac{\omega_{1_1}^2 \cdot \omega_1^2}{\omega_{1_1}^2 \cdot \omega_1^2}} = 1410 \frac{1}{c};$$

$$\omega_{2Kp_1} = \sqrt{\frac{\omega_{2_1}^2 \cdot \omega_2^2}{\omega_{2_1}^2 \cdot \omega_2^2}} = 2760 \frac{1}{c}.$$

На рис.8, а приведена экспериментальная АЧХ ротора для данного случая. На ней хорошо прослеживаются два пика амплитуды при $\omega_1 = 1300$ 1/с и $\omega_2 = 2700$ 1/с, что согласуется с расчетом ($\Delta = 8\%$).

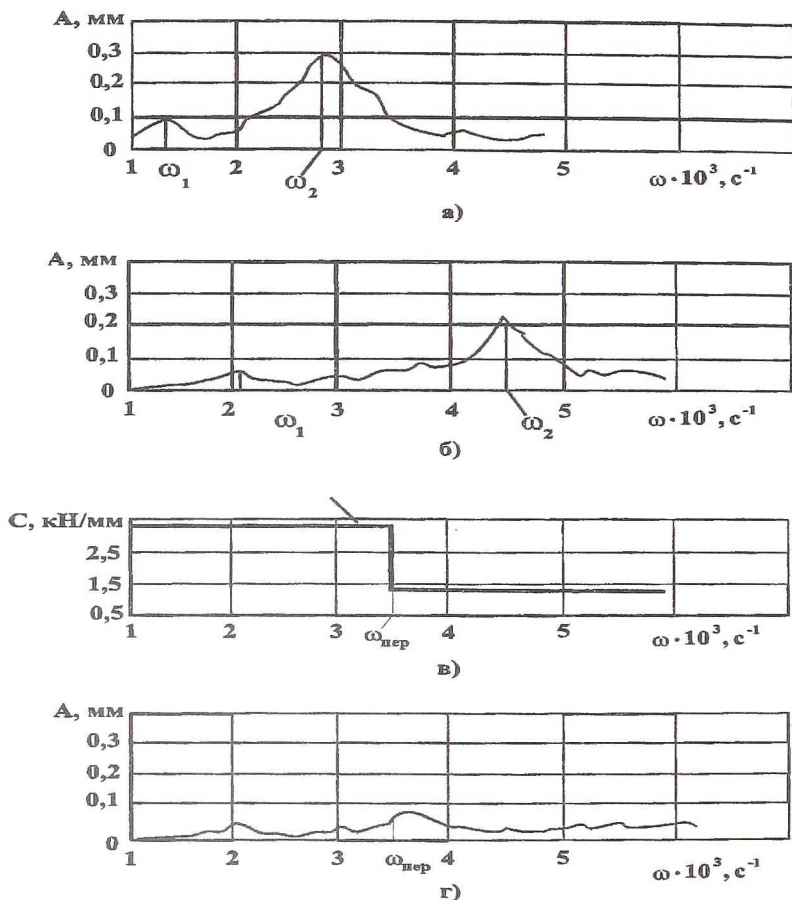


Рис. 8. Экспериментальные АЧХ ротора ТНА ГТД НК-88 с управляемой упругодемпферной опорой гофрированного типа: а) $\delta_0 = 2,1$ мм; б) $\delta_0 = 1,1$ мм; в) закон управления жесткости на частоте; г) АЧХ ротора с управляемой опорой по частоте

3) Аналогичные п.2 расчеты, выполненные для второго положения демпфера, дали значения $\omega_{1KP_{11}} = 1993$ 1/с; $\omega_{2KP_{11}} = 3901$ 1/с. На экспериментальной АЧХ ротора, соответствующей этому случаю (рис.8, б), также видны два пика амплитуды при $\omega = 2100$ 1/с и $\omega = 4500$ 1/с. Погрешность расчета первой собственной частоты составляет 5 %, а второй - 12 %.

4) Консольное расположение турбины в компоновке роторной системы ТНА (см. рис.7) дает большое значение экваториального момента ротора. Поэтому амплитуда вибрации при

конической форме колебаний (второй резонанс) значительно больше, чем при цилиндрической форме (рис. 8, а, б).

5) АЧХ ротора при управлении жесткостью УУДО в процессе работы по закону (рис. 8, в) приведена на рис. 8, г. Переключение жесткости производилось на частоте $\omega_{\text{пер}} = 3500$ 1/с. В результате управления удалось в диапазоне $0 < \omega < \omega_{\text{раб}} = 5500$ 1/с снизить максимальную амплитуду вибрации ротора с 0,3 мм (рис. 8, а) до 0,1 мм (рис. 8, г), т.е. в 3 раза.

6) Релейный закон управления жесткостью опоры (рис. 8, в), примененный в данном случае, дал существенное снижение уровня вибрации роторной системы. Это дает основание рекомендовать использование многослойных гофрированных демпферов с конструкционным демпфированием в качестве системы управления вибрационным состоянием турбомашин.

Список литературы

1. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К. Демпфирование. Самара: Изд-во СГАУ, 1997. - 134 с.
2. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К., Цих С.В., Даниленко С.В. Разработка конструкций подстраиваемых и саморегулируемых элементов и узлов виброзащиты. Материалы Всесоюзной конференции по вибрационной технике. Изд. АН Грузии, Тбилиси, 1991. - с.60.
3. Мелентьев С.Н. Проектирование упругодемпферных роторов ДЛА с управляемым вибросостоянием. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. Самара, 1991. - 211 с.
4. Проданов М.Е. Управление вибрационным состоянием и автоматизированное проектирование роторных систем ДЛА: Автореферат дисс. на соиск. уч. степ. кандидата техн. наук. - Куйбышев, 1990. - 18с.
5. Экспериментальное исследование возможностей управления вибросостоянием роторной системы узла турбины ТНА с помощью осевого поджатия шарикоподшипниковых опор. Техн. отчет /Совместн. КуАИ и КНПО "Труд": Инв. № 001.10723. - Куйбышев, 1990.- 42с.
6. Пономарев Ю.К. Разработка и исследование многослойных демпферов двигателей летательных аппаратов. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук., Куйбышев, 1976. - 232 с.