

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РОТОРА НА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДЕМПФЕРАХ

Новиков Д.К.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Одна из основных трудностей, возникающих при доводке авиационных газотурбинных двигателей (ГТД), связана с вибрацией. Для борьбы с вибрацией подшипники роторов устанавливаются в корпус с помощью специальным образом спроектированных узлов трения - демпферов. В зависимости от типа демпфера, трение может быть различного вида - сухое, жидкостное, комбинированное. Наибольшее применение в авиационных ГТД нашли демпферы жидкостного трения - так называемые гидродинамические демпферы (ГДД).

ГДД содержит наружную обойму подшипника качения или жестко связанную с ней втулку, которая вставляется в корпус с зазором $0,1...0,5$ мм. Втулка фиксируется от проворота и при вращении ротора совершает колебательное движение, поэтому в дальнейшем будем называть ее вибратором. В демпферный зазор подается смазка. Колебания вибратора гасятся силами вязкого трения, действующими со стороны тонкой пленки смазки, находящейся в демпферном зазоре. При колебаниях жидкость перетекает по окружности и вытесняется в торцы демпфера. Если $L/D \gg 1,5$, то смазка преимущественно перетекает в окружном направлении. Такой демпфер называется длинным. Если $L/D \ll 1,5$, то смазка вытекает преимущественно в торцы демпфера. Такой демпфер называется коротким. Длинный ГДД имеет в $100...300$ раз большую демпфирующую способность, чем короткий, однако конструктивно более сложен и менее надежен, так как требует уплотнений по торцам, устраняющих осевое течение смазки.

Применение ГДД в опорах авиационных ГТД требует изучения их влияния на динамику роторной системы. Действие жидкостной пленки демпфера на динамику роторной системы было оценено в работах [1,2], которые в ряде случаев были подтверждены испытаниями в составе двигателя [2]. Однако тенденция усложнения конструкции авиационных ГТД, в частности, применение в них многоопорных многовальных разветвлённых роторных систем, затрудняет исследование гидродинамических демпферов при анализе динамики роторов на упругодемпферных опорах.

В связи с этим широкое распространение получили

экспериментальные исследования и доводка гидродинамических демпферов на специальных стендах. В настоящее время существует два подхода к экспериментальному исследованию ГДД:

1. изучение характеристик демпферов, для чего необходимо знать распределение динамического давления в демпферном зазоре [3], на основании которого находятся гидродинамические силы в пленке или коэффициенты ее жесткости и демпфирования;
2. исследование динамики роторов на опорах с ГДД [4].

Оба направления тесно связаны и дополняют друг друга. Второе направление позволяет не только исследовать, но экспериментально доводить ГДД.

В связи с этим возникла задача создания стенда для исследования динамики ротора на упругих опорах с вязким трением. Такой стенд был спроектирован и изготовлен в отраслевой лаборатории Самарского государственного аэрокосмического университета. При создании стенда возникла необходимость решения ряда технических задач, для чего использовались оригинальные конструктивные решения. Так, была разработана модульная конструкция блоков опор ротора, позволяющая испытывать различные типы гидродинамических демпферов.

Стенд (рис. 1) включает в себя экспериментальную установку, электропривод, гидравлическую и измерительную системы. Установка состоит из массивной плиты 1, к которой приварены две опоры 2 и 3, куда запрессованы стаканы 4 и 5. В опорах устанавливается вал 6 на подшипниках качения, которые закрепляются в корпусе посредством упругих элементов - "беличьих" колес 7 и 8. Втулки вибратора 9 и 10, связанные с упругими элементами, установлены в стаканы 4 и 5 с зазорами 11 и 12, за счет чего и образуются гидродинамические демпферы. Тип демпфера определяется конструкцией сменных втулок 9 и 10. Всего имеется 12 пар втулок, отличающихся длиной и диаметром. Длинный демпфер образуется с помощью втулок 9 и 10, имеющих две кольцевые канавки под уплотнения типа поршневых колец. Детали 7 - 10 образуют модульную конструкцию блоков испытываемых ГДД.

Вал 6 приводится во вращение электродвигателем постоянного тока 13 (самолетный преобразователь ИИ-3000) через эластичную пальчиковую муфту 14. Применение такого двигателя позволило плавно изменять и поддерживать постоянной частоту вращения ротора. Для создания динамической нагрузки в вал вворачивается болт 15. В демпферные зазоры 11 и 12 рабочая жидкость подается насосной станцией 18Г48-22Н через вентиль 18, фильтр 19, вентиль 20, с помощью которого регулируется давление подачи, замеряемое маноме-

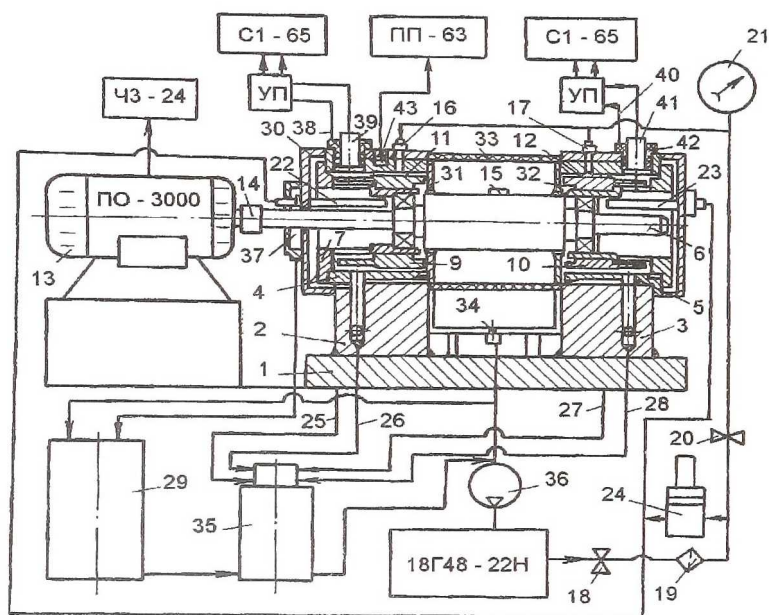


Рис. 1. Схема экспериментального стенда

тром 21, а также через штуцеры 16 и 17. Кроме того, производится отдельная подача смазки на подшипники через форсунки 22 и 23, для чего в цепи подачи стоит электрический клапан 24. Слив смазки из опор осуществлялся через сливные отверстия по трубопроводам 25...28 в емкость 35. Для снижения демпфирования в щелевых уплотнениях между крышками 30, 31, 32 и валом 6 был предусмотрен радиальный зазор величиной 1 мм, что обусловило большие утечки. Поэтому пришлось герметизировать пространство между опорами кожухом 33 из оргстекла. Слив жидкости осуществлялся в поддон 34, откуда она самотеком поступала в дополнительную емкость 23. Для устранения утечек азота между отверстием в крышке 30 и валом была введена дополнительная полость 37. Слив из образовавшейся полости производился также в дополнительную емкость 29, соединенную с емкостью 35 трубопроводом. Откачка жидкости из этих емкостей осуществлялась насосом 36.

При вращении вала 6 втулки вибратора 9 в 10 начинают колебаться. Перемещение этих втулок в горизонтальном и

вертикальном направлении регистрируются токовихревыми датчиками 38...41, которые с целью изоляции от металлического корпуса опор и повышения чувствительности датчиков установлены во втулках 42, выполненных из оргстекла. Сигналы от датчиков усиливаются с помощью усилителя - преобразователя и затем подаются на экраны двух электронно-лучевых осциллографов С1-65 для регистрации орбиты движения. Радиус этой орбиты принимался равным амплитуде колебаний. Частота вращения ротора определялась частотомером $\times 3-24$, а температура смазки в зазоре заверялась хромель-алюмелевой термопарой 43 марки Т-9Д(ХА) и регистрирующим прибором ПП-63 с тарированной шкалой. Созданный стенд позволяет получать экспериментальные амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) ротора на гидродинамических демпферах в широком диапазоне угловых частот вращения (от 0 до 1200 с^{-1}) и различном уровне возбуждающих нагрузок (до 20 Г.см).

Математическая модель экспериментальной установки соответствует модели, описанной в работе [1]. Так как ротор является симметричным, имеет две одинаковые опоры, то уравнения движения его имеют вид (рис.2)

$$\left. \begin{aligned} M(\ddot{e} - e\dot{\Phi}^2) &= -F_R - ce + \Delta M \Omega^2 \cos(\Omega t - \Phi); \\ M(e\ddot{\Phi} + 2\dot{e}\dot{\Phi}) &= -F_\tau + \Delta M \Omega^2 \sin(\Omega t - \Phi). \end{aligned} \right\} (1)$$

Как показано в работе [5], в случае прямой синхронной прецессии, который ревизуется при работе стенда, амплитуда колебаний демпфера, определяется из нелинейного алгебраического уравнения.

$$\left[\bar{F}_\kappa + \varepsilon(\omega_s^2 - \omega^2) \right]^2 + \bar{F}_\tau^2 = U^2 \omega^4 \quad (2)$$

Тип демпфера определяет выражения F_R и F_τ , которые вычисляются на основании результатов, изложенных в работе [6].

В настоящее время, наряду с гипотезами полного и половинного охвата вибратора смазкой, широкое распространение получила гипотеза, согласно которой область разрыва пленки смазки может возникнуть при определенных условиях и увеличиваться с изменением режима работы, достигая в пределе половинного охвата вибратора. Для каждого режима работы в этом случае необходимо учитывать истинную область разрыва смазка при определении составляющих гидродинамической силы.

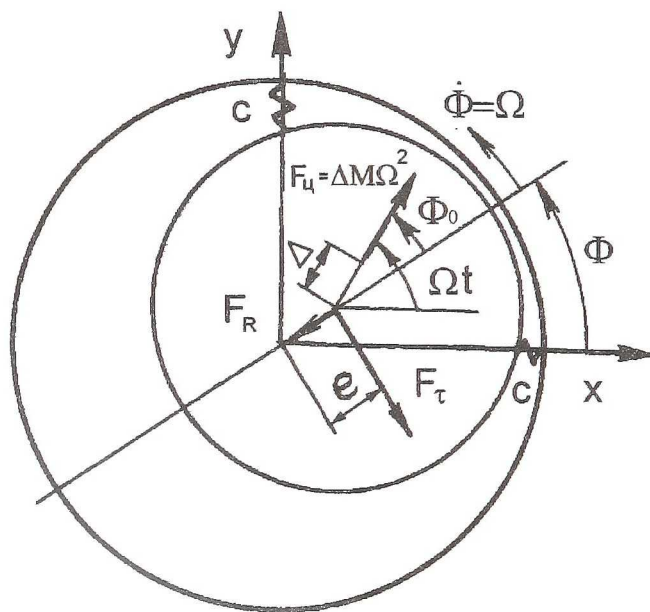


Рис.2. Схема гидродинамического демпфера

Исследования проводились с короткими гидродинамическими демпферами, причем течение смазки в демпферном зазоре поддерживалось ламинарным. В этом случае составляющие гидродинамической реакции с учетом истинной области разрыва определялись по методике, изложенной в работе [7].

На рис. 3 приведены результаты расчетов для короткого демпфера и нанесены экспериментальные точки, причем расчеты проводились для полного охвата вибратора слоем смазки (сплошные линии), половинного охвата (штрих-пунктир) и с учетом истинной области разрыва слоя смазки (пунктир).

Погрешность замера частоты составляла 3% при доверительной вероятности $\alpha=0,95$ или 4,5% при $\alpha=0,997$. Амплитуда колебаний ротора измерялась в эксперименте с погрешностью 8% при $\alpha=0,95$ или 12% при $\alpha=0,997$. Эллипсы рассеяния экспериментальных замеров

построены для доверительной вероятности 0,997%.

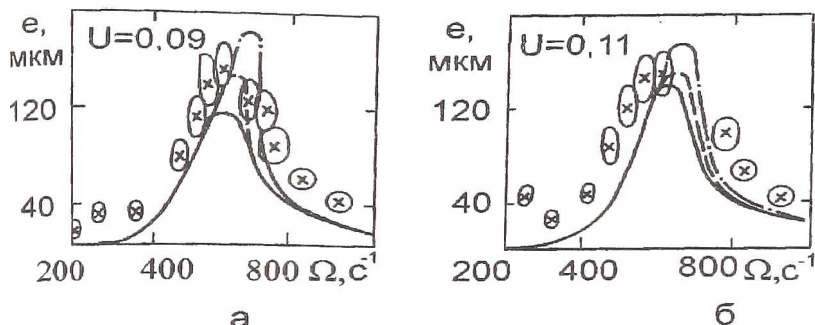


Рис.3. Амплитудно-частотные характеристики жёсткого ротора с короткими гидродинамическими демпферами в опорах

В экспериментах наблюдалось два резонанса - один при $\Omega = 210 \text{ с}^{-1}$, а другой при $\Omega = 600 \text{ с}^{-1}$. Первый резонанс объясняется наличием тонкого участка вала, соединяющего жесткую часть ротора с электродвигателем. Второй резонанс обусловлен упругостью беличьих колес. Теоретическое значение этой резонансной частоты $\Omega = 620 \text{ с}^{-1}$, что укладывается в поле допуска определения частоты вращения ротора. Максимум замеренной АЧХ ротора лежит между значениями, соответствующими полному и половинному охвату и достаточно хорошо коррелирует с кривой, учитывающей разрыв смазки в ГДД. Это подтверждает теоретические предположения о наличии разрыва слоя смазки. С увеличением дисбаланса (рис.3,б), а следовательно и динамических нагрузок, экспериментальная АЧХ становится менее острой, что объясняется возрастанием конструкционного демпфирования за счет роста перемещений в элементах конструкции.

ОБОЗНАЧЕНИЯ

L - длина демпфера; D - диаметр демпфера; M - масса ротора, приходящаяся на опору; C - жесткость упругого элемента демпфера; Δ эксцентриситет массы; F_R , F_t - радиальная и тангенциальная составляющие гидродинамической силы в демпфере; e , Φ - полярные координаты геометрического центра. втулки вибратора; Ω - частота вращения; t - время; δ - радиальный зазор в демпфере; $\varepsilon = e / \delta$ -

относительная амплитуда колебаний; $U=u/\delta M$ относительный дисбаланс; $U=\Delta M$ остаточный дисбаланс; $\omega = \Omega/\Omega_p$ безразмерная частота; Ω_p - рабочая частота вращения;

$\omega_s = \sqrt{c/M} / \Omega_p$ - безразмерный параметр упругих связей;

$\bar{F}_{R(\tau)} = F_{R(\tau)} / \delta \Omega_p^2 M$ - безразмерная радиальная (тангенциальная) составляющие силы в демпфере; α - доверительная вероятность.

Список литературы

1. Моухэн, Хан. Расчет демпфирующих опор со сдавливаемой плёнкой для жестких роторов// Конструирование и технология машиностроения. 1974. №3. С. 160-168.
2. Magge N. Philosophy, Design and Evaluation of Souft-Mounted Engine Rotor Systems // J. Aircraft.1975. Vol.12. №4. P.318-324.
3. Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Экспериментальное исследование распределения давления в слое смазки гидродинамического демпфера // Трение и износ .1985. Т.4 , №4. №.648-652.
4. Cooper S. Preliminary investigation of oil film for the control of Vibration // Lubrication and Convection - Institution of Mechanical Engineers, England. - 1963. P.28.
5. Белоусов А.И., Новиков Д.К. Выбор типа гидродинамического демпфера для опор роторов ГТД. // Изв. вузов. Авиационная техника, 1986. № 3. С. 7-11.
6. Новиков Д.К. Сравнение динамических характеристик коротких и длинных гидродинамических демпферов. // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев. 1979. Вып. 6. С.69-75.
7. Белоусов А.И., Балякин В.Б. Влияние кавитации смазки на характеристики короткого гидродинамического демпфера. // Изв. Вузов. Авиационная техника, 1986. № 2. С.15-19.