

АКТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ЖЕСТКОСТЬЮ ОПОРНЫХ УЗЛОВ РОТОРОВ. КОНСТРУКЦИЯ И СТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

Михаил Константинович ЛЕОНТЬЕВ родился в 1945 г. в городе Казани. Профессор МАИ. Доктор технических наук. Основные научные интересы — в области роторной динамики вращающихся машин. Автор более 70 научных работ.

Mikhail K. LEONTIEV, D.Sci., was born in 1945, in Kazan. He is a Professor at the Moscow Aviation Institute. His major research interests are in the rotor dynamics for rotating machines. He has published over 70 technical papers.

Ольга Николаевна ФОМИНА родилась в городе Москве. Конструктор 1-категории НТЦ им. А. Люльки ОАО «НПО «Сатурн». Аспирантка МАИ. Основные научные интересы — в области проектирования конструкций двигателей. Автор 6 научных работ.

Olga N. FOMINA, was born in Moscow. She is a First Class Designer at the Lyulka Scientific and Technical Center of the Saturn, Inc. She is working also toward Ph.D. degree at the MAI. Her research interests are in the structure design of gas-turbine engines. She has published 6 technical papers.

В статье исследуется проблема снижения уровня вибраций высокоскоростных вращающихся роторов, и в частности трансмиссии испытательных стендов узлов ГТД. Предложена конструкция опорного узла ротора, позволяющая управлять его жесткостными свойствами. Представлены расчетные оценки и результаты статических испытаний упругих элементов опорного узла. Опорный узел изготовлен и включен в состав трансмиссии стенда для испытаний компрессоров. Предварительные статические и последующие динамические испытания показали работоспособность и эффективность созданной конструкции.

Введение

При создании и доводке современных авиационных газотурбинных двигателей широко применяются стенды для автономных испытаний вентиляторов и компрессоров. Данные испытания требуют от стенда обеспечения работы в широком диапазоне частот вращения. При необходимости охватить весь диапазон работы остро встает вопрос об отстройке от критических частот вращения роторов трансмиссии стенда. Данная задача может решаться путем перенастройки мультипликатора или замены части валов стенда. Оба эти варианта весьма дорогостоящи и требуют немалых временных затрат. Применение упруго-демпферных элементов в конструкции опор не исправляет ситуацию, так как необходимый рабочий диапазон чрезвычайно широк. Нередко в области рабочих оборотов находится не только первая, но и вторая критическая частота вращения роторов трансмиссии стенда. Естественно, подобная ситуация негативным образом сказывается на вибрационном состоянии как стенда, так и испытуемого узла в процессе работы. Повышенные вибрации отрицательно влияют на надежность и долговечность конструкции.

Возможным решением данной проблемы может стать внедрение в конструкцию стенда опоры с изменяемыми в процессе работы жесткостными характеристиками. Такая опора позволяет непосредственно во время работы менять податливость, что, в свою очередь, изменяет значение критических частот вращения ротора, смещая их от рабочих режимов [1].

Описание конструкции промежуточной опоры

На рис. 1 показана конструкция стендового варианта промежуточной опоры для проведения испытаний компрессоров. Особенностью опоры является наличие упругих элементов, обеспечивающих изменяемую жесткость опоры, и полости управляющего давления воздуха.

На рис. 2 выделена часть промежуточной опоры с упругими элементами и зазором, которые и дают возможность обеспечить переменную жесткость опоры.

К упругим элементам относятся упругое кольцо и упругая втулка. Конструкция упругого кольца 10 выполнена по традиционной схеме, используемой в газотурбинных двигателях (рис. 3). Оно имеет по 10 выступов с обеих сторон и зафиксиро-

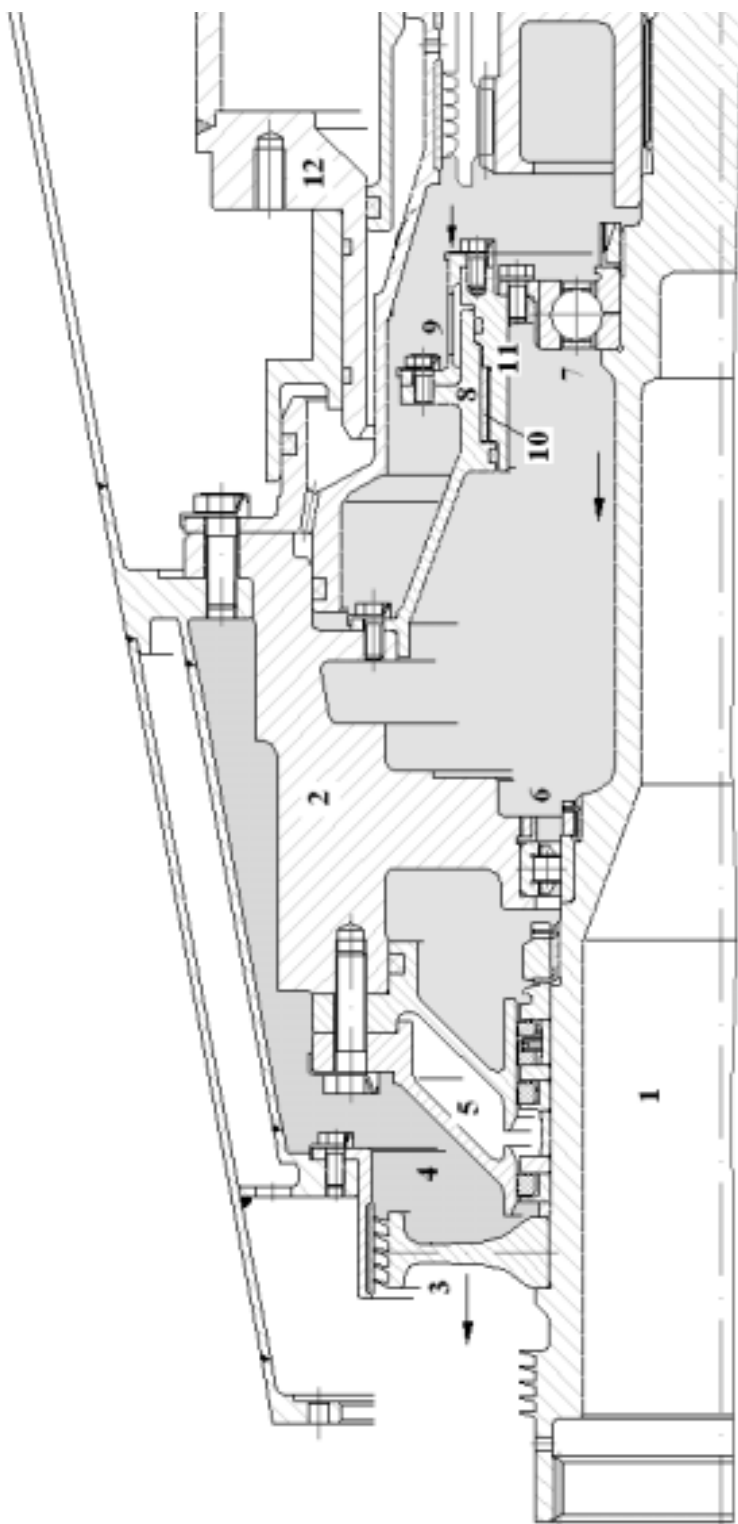


Рис. 1. Конструкция промежуточной опоры с изменяемой жесткостью для компрессорного стэнда:

- 1 — вал промежуточной опоры; 2 — корпус промежуточной опоры; 3 — диск лабиринтного уплотнения полости управляющего давления;
- 4 — полость управляющего давления; 5 — блок контактных уплотнений; 6 — роликовый подшипник; 7 — шариковый подшипник; 8 — корпус опоры упорно-радиального подшипника; 9 — упругая втулка («беличье колесо»); 10 — упругое кольцо; 11 — корпус подшипника;
- 12 — внутренний корпус воздушного тракта промежуточной опоры; 13 — вал мультипликатора

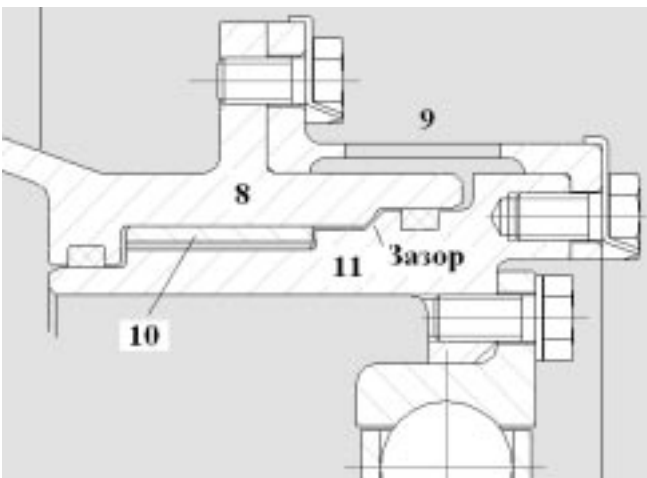


Рис. 2. Упругие элементы опоры с изменяемой жесткостью

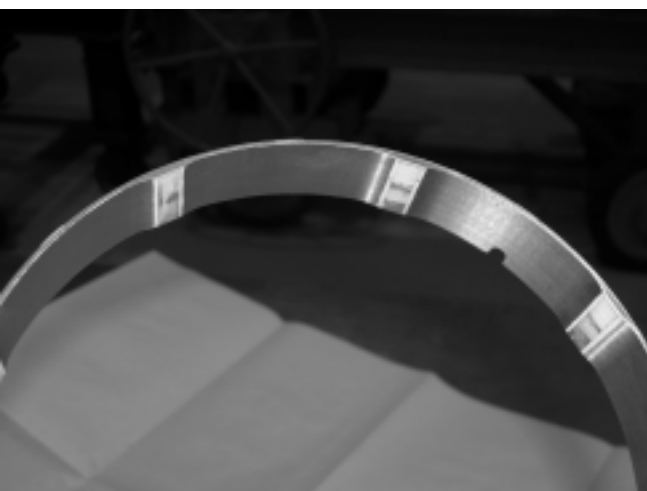


Рис. 3. Упругое кольцо

вано от проворачивания. Кольцо обладает высокой податливостью, которая подобрана специально, для исключения резонансных режимов в требуемом диапазоне частот вращения роторов. В полость кольца подается масло.

Упругая втулка типа «белчье колесо» 9 (см. рис. 2) снабжена рядом продольных прорезей, наклоненных относительно её образующей (рис. 4). Прорези наклонены под углом 45° .

При отсутствии давления воздуха в управляющей полости жесткость опорного узла определяется жесткостью упругого кольца 10 и жесткостью упругой втулки 9, установленных параллельно (см. рис. 2). То есть силовой поток делится на две части, которые проходят через соответствующие им упругие элементы.

Подача давления в управляющую полость приводит к возникновению на вале 1 (см. рис. 1) промежуточной опоры осевой силы. Направление силы показано стрелкой. Осевая сила проходит через радиально-упорный подшипник 7 и воспринима-



Рис. 4. Упругая втулка с наклонными прорезями

ется упругой втулкой. При действии на втулку управляющей осевой силы происходит скручивание одного фланца втулки относительно другого, и её длина уменьшается на $0,1-0,3$ мм (направление перемещения на рис. 1 показано стрелкой). Уменьшение длины втулки приводит к перемещению вала вместе с подшипником и его корпусом 11, что приводит к устранению зазора между контактной поверхностью корпуса 8 упругого кольца и контактной поверхностью корпуса подшипника. Это приводит к тому, что упругие элементы полностью исключаются из работы. Вследствие этого силовой поток меняет свое направление и идет через жесткие корпусные элементы опоры. Опора резко увеличивает свою жесткость.

Методика проектирования промежуточной опоры

Отметим основные этапы проектирования промежуточной опоры с изменяемой жесткостью:

1. Первоначально проводится параметрический анализ роторной системы и определяются необходимые значения жесткости для обоих вариантов — с начальной жесткостью при наличии зазора и жесткостью, когда зазор отсутствует. Условие для выбора жесткости — отсутствие резонансных режимов в рабочих диапазонах.

2. Полученное значение жесткости делится между упругим кольцом и/или масляной пленкой и упругой втулкой.

3. Проектируется упругое кольцо из условий необходимой податливости, величины упругого хода, статической и динамической прочности.

4. Определяется величина осевой силы, позволяющей выбрать зазор при минимальных давлениях в управляющей полости и расходе воздуха.

5. Проектируется упругая втулка из условий требуемой радиальной податливости (зазор присут-

ствует), крутильной и осевой податливости, необходимо для выборки зазора, с учетом статической и динамической прочности.

6. Проводятся статические испытания упругой втулки для проверки полученных при проектировании результатов.

Проектирование упругих элементов

При проектировании упругого кольца использовались рекомендации отраслевого стандарта [2].

Выбор геометрии упругой втулки («беличьего колеса») и анализ прочности проводился в соответствии с рекомендациями работы [3].

Жесткость упругого элемента вычисляется по формуле

$$K = \frac{nEab(a^2 + kb^2)}{2l^3},$$

где n — число стержней опоры; a , b , l — соответственно ширина, толщина и длина одного стержня опоры; E — модуль упругости 1-го рода материала упругого элемента при рабочей температуре;

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

Максимальные динамические напряжения в стержнях упругого элемента

$$\sigma_d = \frac{3E\delta}{l^2} \left(k^{\frac{2}{3}} b \cos \varphi + a \sin \varphi \right),$$

где $\varphi = \arctg \frac{a}{\frac{2}{2} + \pi k^{\frac{2}{3}}}$ — максимальная радиальная деформация.

Статический прогиб под действием силы веса ротора G , приходящегося на рассчитываемую опору, равен

$$\delta_0 = \frac{G}{K}.$$

Статические напряжения в стержнях под действием весовой нагрузки

$$\sigma_{\delta_0} = \sigma_d \frac{\delta_0}{\delta}.$$

Запас по пределу выносливости в стержнях упругого элемента определяется величиной динамических напряжений σ_α и статических напряжений σ_m по формуле

$$n_\sigma = \frac{\tilde{\sigma}_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m}{(k_\sigma)_d \sigma_\alpha},$$

где $\tilde{\sigma}_{-1} = 0,85\sigma_{-1}$ — предел выносливости плоского лабораторного образца; σ_{-1} — предел выносливости круглого лабораторного образца; ψ_σ — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла; $(k_\sigma)_d = \frac{k_\sigma + k_\sigma^n - 1}{\epsilon_\sigma}$ — коэффициент выносливости детали; k_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений; k_σ^n — коэффициент состояния поверхности; ϵ_σ — масштабный фактор.

Для того чтобы подшипник занимал центральное положение в опоре и зазор был равномерен по окружности, необходимо центрирующую окружность в месте присоединения упругой втулки сдвигать вверх на величину δ_0 .

Следует отметить, что данная методика ограничивается определением радиальной податливости (жесткости) упругой втулки. Оценка крутильной и продольной податливости также может быть определена по стержневой теории (здесь не приводится).

Для более точного анализа деформаций упругой втулки при действии осевой силы использовались конечно-элементные расчеты.

Следует отметить, что данная методика ограничивается определением радиальной податливости (жесткости) упругой втулки. Оценка крутильной и продольной податливости также может быть определена по стержневой теории (здесь не приводится).

Для более точного анализа деформаций упругой втулки при действии осевой силы использовались конечно-элементные расчеты.

Конечно-элементный анализ упругой втулки

Конечно-элементная модель упругой втулки с геометрией, определенной по вышеизложенной методике, представлена на рис. 5. Расчет проводился в системе MSC/Nastran for Windows. Модель упругой втулки содержит 27516 элементов, 45502 узлов. Тип элемента — объемный элемент Solid. Форма элемента — восьмиузловой гексаэдр. Материал упругой втулки ЭИ-961.



Рис. 5. Модель упругой втулки с наклонными прорезями

Проводилось два расчетных анализа. Первый анализ включал определение деформации, а также статических и динамических напряжений под действием радиальной силы. По полученным данным определялись податливость упругой втулки и ее соответствие необходимой величине. Во втором случае проводился линейный анализ и определялись осевая деформация втулки под действием осевой силы, статические напряжения. Результаты обоих анализов позволили уточнить геометрию упругой втулки.

В таблице приведены результаты, полученные для втулки с уточненной геометрией, нагруженной осевой силой. Максимальное значение осевой силы для управления жесткостью опоры составляет 300 кгс.

Нагрузка P , кгс	Напряжение σ_{\max} , кгс/мм ²	Перемещение $T_{x \max}$, мм	$\sigma_{0,2}^{20}$, кгс/мм ²	σ_B^{20} , кгс/мм ²
150	33	0,141	95-100	110-128
300	66	0,282		

Экспериментальные исследования осевой податливости упругой втулки

С целью проверки результатов моделирования и уточнения реальных характеристик упругой втулки были проведены статические испытания, в процессе которых замерялись осевые деформации при нагружении втулки осевой силой. На рис. 6 представлена установка для проведения этих испытаний. Замеры осуществлялись в четырех точках с помощью электронных индикаторов. Погрешность измерений составила 0,001 мм.

Для обеспечения возможности скручивания фланца упругой втулки был установлен опорный



Рис. 6. Общий вид установки для проведения статических испытаний упругой части промежуточной опоры

подшипник, который воспринимал осевые силы и не препятствовал повороту фланца (рис. 7).

В процессе эксперимента производилось последовательное нагружение осевой силой до заданной величины и последующее снятие нагрузки. Фиксировалась осевая деформация упругой втулки под действием осевой силы, а также остаточная деформация после снятия нагрузки.

Экспериментальные кривые деформирования упругой втулки в четырех точках замеров показаны на рис. 8. Видно, что существует практически линейная зависимость между нагрузкой и деформацией.

Можно отметить некоторое различие в показаниях электронных индикаторов. Это может быть объяснено незначительным отклонением точки



Рис. 7. Упорный подшипник

приложения осевой силы от геометрической оси упругой втулки, отклонениями в геометрических размерах упругих балок от номинала, что приводит в конечном счете к перекосу плоскости замеров. Появление остаточной деформации после снятия нагрузки объясняется гистерезисом материала.

На этом же графике приведена кривая деформации, полученная в линейном анализе конечно-элементной модели. Как видно, кривая деформации упругой втулки находится в хорошем соответствии с экспериментально полученными данными.

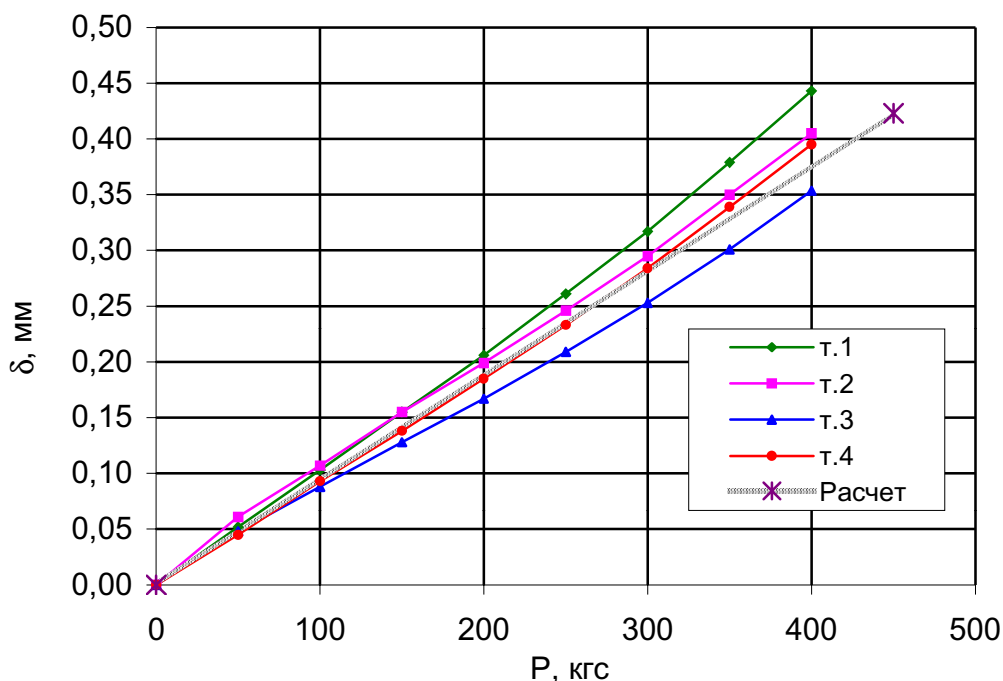


Рис. 8. Кривые осевой деформации упругой втулки

Выводы

Расчетные и экспериментальные исследования промежуточной опоры показывают возможность ее применения в условиях стенда для обеспечения работы трансмиссии на закритических режимах. Этим самым существенно расширяется охватываемый при испытаниях диапазон частот вращения без переборки или изменения конструкции. Незначительное увеличение массы и габаритов относительно стандартных вариантов упруго-демпферных опор не является критичным при создании стендовой установки и окупается увеличением рабочего диапазона стенда по частотам вращения, а также сокращением временных затрат на возможные перемонтажи стенда, связанные с постановкой нового испытуемого узла.

Последующие испытания промежуточной опоры с изменяемой жесткостью показали ее работоспособность. Представляется возможным использование принципа регулирования и элементов конструкции промежуточной опоры стендового варианта в конструкциях газотурбинных двигателей.

Summary

Some measures are discussed to reduce a vibration level for high-speed gas-turbine engine rotors, especially in regard to transmissions of gas-turbine engine test benches. A bearing support design is suggested to allow

stiffness control for the bearing. Numerical simulation results as well as static test data are considered for elastic parts of the bearing support. The bearing support described in the paper was manufactured and included in the transmission of the test bench intended to compressors of gas-turbine engines. Preliminary static and dynamical tests demonstrate functionality and operational efficiency of the bearing support design.

Библиографический список

1. Упруго-демпферная опора роторной машины. Патент РФ № 2303143. Опубликовано 20.07. 2007. Бюллетень №20.
2. Отраслевой стандарт ОСТ 114724-90. Кольца упругие опор роторов. Конструкция. 1991.
3. Леонтьев М.К. Проектирование динамических систем роторов ГТД. Конструкция и расчет демпферных опор: Учебное пособие. — М.: Изд-во МАИ, 1996.

Московский авиационный институт
Статья поступила в редакцию 7.10.2007