

УДК 621.431.75

ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ УПРУГОДЕМПФЕРНЫХ ОПОР РОТОРОВ

© 2010 В. Б. Балякин, Б. Б. Косенок, И. С. Барманов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Приведены эксплуатационные и технологические факторы, влияющие на жёсткость упругого элемента типа «беличье колесо». Оценено влияние допусков геометрических параметров упругого элемента на коэффициент жёсткости конструкции. Предложена уточнённая методика расчёта жёсткости упругого элемента.

Газотурбинный двигатель, упругодемпферная опора, упругий элемент, жёсткость, деформация.

Динамические характеристики двигателей летательных аппаратов (ДЛА), характеризующиеся спектром собственных частот, уровнем вибрации статора и амплитудами колебаний ротора, определяются динамическими параметрами жёсткости и демпфирования опор роторов.

Упругодемпферные опоры (УДО), которые впервые были использованы П.Л. Капицей в турбодетандерах для прохождения критических частот [1], нашли широкое применение в роторах газотурбинных двигателей (ГТД).

УДО ротора ГТД, как правило, включает в состав подшипник качения, гидродинамический демпфер (ГДД), упругий элемент, уплотнения и систему подвода смазки.

Для снижения уровня вибрации в двигателе широко используется изменение собственных частот колебаний ротора. Этот метод позволяет изменением податливости элементов роторной системы смещать её собственные частоты колебаний за пределы диапазона рабочих оборотов. Известно, что коэффициент радиальной жесткости радиально-упорного подшипника качения имеет нелинейную характеристику в функции осевой силы. Изменение осевой нагрузки в целях варьирования в широком диапазоне радиальной жёсткости опор авиационных ГТД является неэффективным, так как приводит к резкому снижению долговечности подшипников [2]. В упругодемпферных опорах роторов ГТД для компенсации веса ротора используют

опорные элементы в виде упругих втулок. Варьируя геометрические параметры упругих втулок, можно изменять в широком диапазоне коэффициент их жёсткости и обеспечивать, таким образом, смещение собственной частоты колебаний роторной системы.

Известные в настоящее время методики расчёта упругих элементов [3-5] не отвечают современным требованиям, так как не дают представления об их истинных динамических параметрах (коэффициенте жёсткости, напряжениях и деформации). Эти методики расчёта динамических параметров упругих элементов не учитывают технологические и эксплуатационные особенности работы в составе ДЛА.

В качестве упругих элементов, воспринимающих как вес ротора, так и осевую силу, в ГТД Д-436, Д-18, ПС-90 и ряде других используют втулки типа «беличьих колес». Считается, что конец упругой втулки, соединённый с подшипником и демпфером, под действием радиальной нагрузки перемещается без перекоса оси вращения. Однако упругая втулка устанавливается параллельно демпферу и реакция на корпусе смещена относительно линии действия возбуждающей силы, что вызывает изгибающий момент.

Анализ деформационного состояния упругой втулки (рис. 1, а) под действием радиальной и осевой нагрузки, полученного методом конечных элементов с помощью пакета ANSYS по методике, изложенной в

[6], показал, что на конце втулки, где обычно расположен демпферный зазор ГДД, имеется перекося. На величину перекося влияет уровень радиальной нагрузки и геометрия упругой втулки, причём он может составлять до 30 % от величины демпферного зазора. Следовательно, для обоснованного выбора параметров подшипников качения, торцовых уплотнений и гидродинамических демпферов необходимы методики расчёта, которые учитывали бы перекося рабочих поверхностей, обусловленный весом и колебаниями ротора.

Технологические требования, предъявляемые к поверхности демпферного зазора по параметру нецилиндричности, обеспечивают незначительную конусность в демпферном зазоре ГДД, однако, как видно из рис. 1, действие осевой силы приводит к деформации упругой втулки по конической форме.

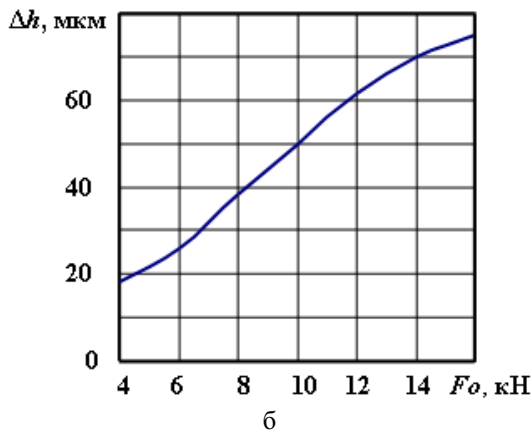
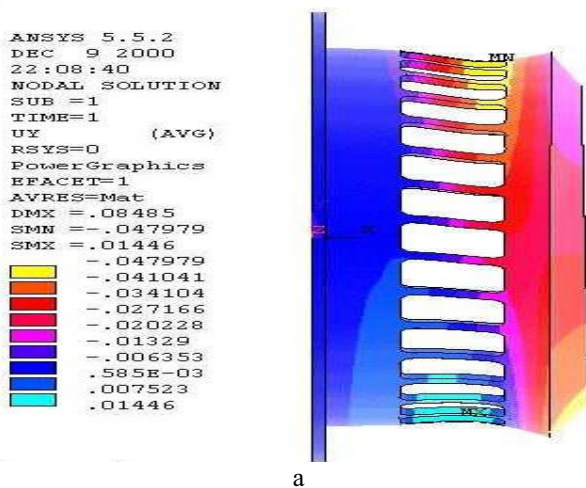


Рис. 1. Деформация упругой втулки типа «белчье колесо» под действием радиальной осевой нагрузки: а – вид деформированной втулки; б – зависимость конусности на конце втулки в районе расположения демпферного зазора от осевой силы

Из анализа деформации видно, что при осевой силе $F_o=10$ кН на конце упругой втулки величина конусности составляет $\Delta h=50$ мкм на длине $l=12$ мм. С ростом осевой нагрузки конусность увеличивается и может достигать значений $\Delta h=75$ мкм при $F_o=16$ кН.

В коротком проточном ГДД для обеспечения необходимого уровня демпфирования выполняют демпферный зазор $h_0=0,12\dots 0,15$ мм с допуском $\delta_0=30$ мкм. Следовательно, конусность поверхности может составлять более 50 % величины зазора.

Правильно спроектированные УДО значительно снижают амплитуду колебаний ротора и уровень вибрации на корпусе двигателя. Однако если динамические параметры (коэффициенты жёсткости и демпфирования) подобраны не оптимально, то эффективность резко падает. Поэтому актуален вопрос о создании методик выбора, расчёта и проектирования УДО роторов, отвечающих реальным условиям эксплуатации.

Влияние на работу УДО оказывают и технологические отклонения упругих элементов типа «белчье колесо», которые до настоящего времени практически не рассматривались.

На рис. 2 показана схема упругого элемента с типичными размерами и допусками на изготовление. Приведённые размеры и допуски на них взяты с чертежей производителей ГТД.

Для оценки коэффициента жёсткости упругого элемента, приведённого на рис. 2, воспользуемся зависимостью, полученной в [6]:

$$c = \frac{nEbh(b^2 + h^2)}{2l_0^3(1 - 8,2L_0^{-1,35}\bar{r})} k_1, \quad (1)$$

где $k_1 = 1 / \left(1 + \frac{2\sqrt{bh}}{l_0} \right)^3$; $L_0 = l_0/h$; $\bar{r} = R/b$;

E – модуль упругости стали.

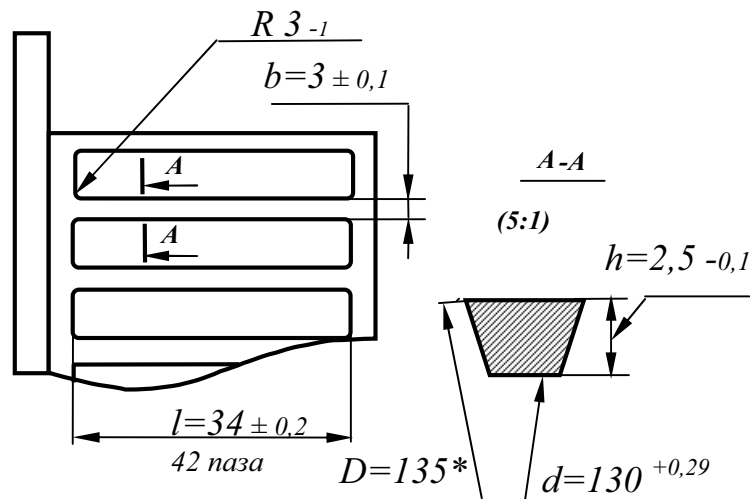


Рис. 2. Схема упругого элемента типа «белочье колесо» с размерами и допусками:

* – размер для справок

Здесь номинальные значения параметров: $l_0 = 34$ мм – длина, $h = 2,5$ мм – толщина, $b = 3$ мм – ширина, $R = 3$ мм – переходный радиус, $n = 42$ – число упругих балочек.

Подставив номинальные значения геометрических параметров в (1), получим коэффициент жёсткости $c = 10,3 \cdot 10^6$ Н/м.

Оценим влияние геометрических параметров на коэффициент жёсткости упругого элемента. Из анализа (1) видно, что увеличение геометрических параметров b , h и R приводит к росту коэффициента жёсткости, а увеличение параметра l_0 , наоборот, к его снижению.

Учитывая влияние допусков геометрических параметров на жёсткость конструкции, получаем, что значения коэффициента жёсткости при расчёте для предельных значений геометрических параметров будут лежать в интервале $c = 7,07 \dots 11,18 \cdot 10^6$ Н/м.

Таким образом, коэффициент жёсткости упругого элемента после его изготовления с предельно допустимыми значениями геометрических параметров может отличаться от коэффициента, рассчитанного по номинальным размерам, более чем на 30%.

В этом случае для одномассовой системы с массой M , в которой собственная частота определяется зависимостью

$$\omega_c = (c/M)^{0,5},$$

получим, что значение собственной частоты роторной системы на упругих элементах с геометрическими размерами, выполненными с допусками, отличается от частоты, рассчитанной теоретически по номинальным размерам, более чем на 20%.

Необходимо отметить, что формула (1) получена для балочек прямоугольного поперечного сечения. Однако при изготовлении их фрезерованием поперечное сечение имеет форму криволинейной трапеции, что даёт погрешность при вычислениях коэффициента жёсткости. В этом случае ширину балочки b в (1) более корректно принимать как среднюю линию трапеции. Для повышения точности вычислений в качестве ширины балочки b можно использовать расчётное значение ширины в среднем сечении

$$b^* = b(D + d)/2D. \quad (2)$$

В этом случае $b^* = 2,94$ мм для приведённой в примере на рис. 2 конструкции. Такое уточнение позволит повысить точность вычислений коэффициента жёсткости $c = 10,8 \cdot 10^6$ Н/м на 6%.

Подставляя (2) в (1), получим

$$c = \frac{nEb h (D + d) [b^2 (D + d)^2 + 4D^2 h^2]}{16D^3 l_0^3 \left(1 - \frac{16,4RD}{b(D + d)} \left(\frac{l_0}{h} \right)^{-1,35} \right)} k_1. \quad (3)$$

При этом поправочный коэффициент будет иметь вид

$$k_1 = \frac{1}{\left(1 + \frac{2\sqrt{bh(D+d)/2D}}{l_6}\right)^3}$$

Уменьшить разброс собственных частот роторной системы можно, во-первых, за счёт ужесточения допусков на изготовление упругих элементов опор роторов. Однако ужесточать все допуски на геометрические параметры экономически нецелесообразно. Поэтому необходимо выявить допуски, наиболее существенно влияющие на жёсткость упругого элемента.

С этой целью было исследовано влияние допусков в широком диапазоне основных геометрических параметров упругого элемента типа «беличье колесо» на коэффициент жёсткости конструкции. Результаты расчётов приведены на рис. 3. На графиках показаны зависимости относительного коэффициента жёсткости \bar{c} (отношение коэффициента жёсткости упругой втулки с реальными размерами к коэффициенту жёсткости упругой втулки с номинальными размерами) от допусков на основные геометрические параметры упругой втулки.

Показано, что существенное влияние на коэффициент жёсткости упругой втулки оказывает допуск на переходный радиус балочек. Так уменьшение этого допуска с 1 мм до 0,5 мм для конструкции, изображённой на рис. 2, позволит снизить разброс коэффициента жёсткости конструкции с 14 % до 7 %, а разброс собственной частоты роторной системы на опорах с такими упругими элементами – с 8 % до 3,6 %.

Аналогичное уменьшение допуска на длину балочки вдвое с $\pm 0,2$ до $\pm 0,1$ позволит снизить разброс жёсткости лишь на 1 %. Уменьшать допуски на толщину и ширину балочек нецелесообразно по технологическим соображениям.

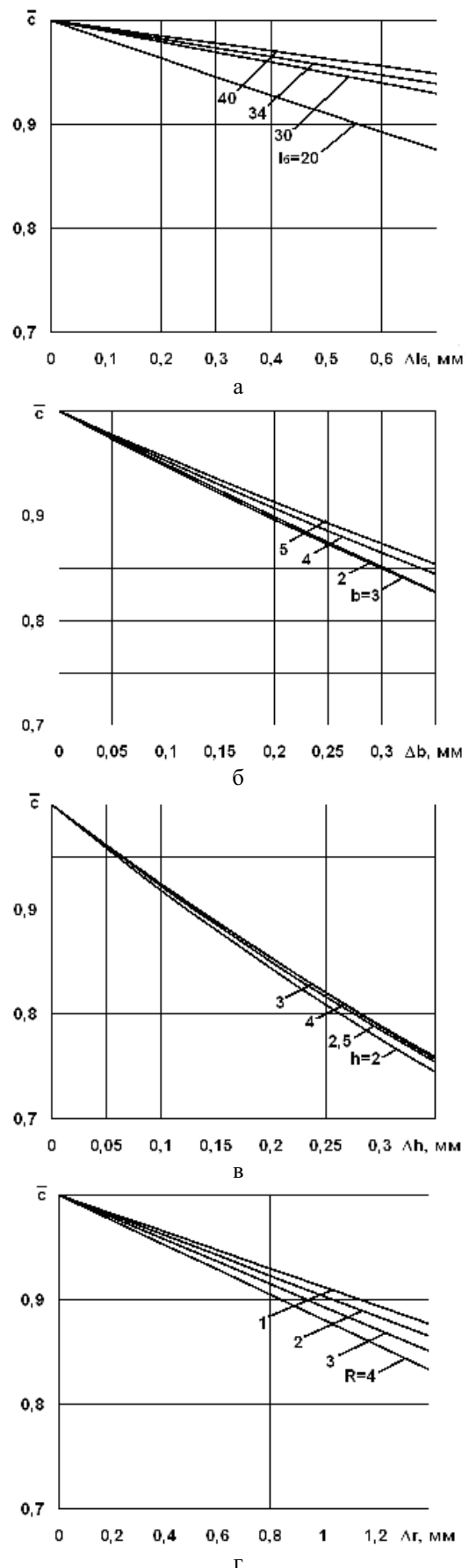


Рис. 3. Зависимость относительного коэффициента жёсткости от величины допуска на геометрические параметры:
а – длина; б – ширина; в – толщина; г – радиус

Во-вторых, можно уменьшить число геометрических параметров, допуски на изготовление которых влияют на жёсткость упругого элемента. Например, заменить прямоугольное поперечное сечение балочки на круглое с диаметром d .

В общем случае коэффициент жёсткости упругого элемента определяется зависимостью

$$c = \frac{3EI_x}{l_6^3},$$

где $I_x = \pi n d^4 / 64$ – момент инерции упругой втулки с балочками круглого сечения.

Окончательно выражение для коэффициента жёсткости упругой втулки с балочками круглого сечения получим в виде

$$c = \frac{3\pi n E d^4}{64 l_6^3}. \quad (4)$$

Таким образом, в (4) по сравнению с (3) число размеров, допуски на которые влияют на коэффициент жёсткости, уменьшается на четыре. Одновременно можно существенно уменьшить поле допуска на поперечное сечение до 0,02, выполняя цилиндрические балочки точением.

В этом случае конструкция упругого элемента должна быть сборной. Балочки можно изготавливать в виде шпилек, вворачивая их одним концом во фланец УДО, а к другому концу шпилек с помощью гаек крепить подшипник с демпфером. Таким образом, можно обеспечить заданные динамические характеристики упругого элемента, осуществляя регулирование длины балочек с помощью гаек, перемещая подшипник на шпильках.

Библиографический список

- Капица, П. Л. Устойчивость и переход через критические числа оборотов быстровращающихся роторов при наличии трения [Текст] / П. Л. Капица // Журнал технической физики. – 1939. – Т.9. Вып. 2. – С. 1-37.
- Жильников, Е. П. Влияние осевой силы на жесткость и долговечность радиально-упорного подшипника [Текст] / Е. П. Жильников, В. Б. Балякин // Ракетно-космическая техника. – Самара, 2000. Вып. 1. – С. 132-141.
- Кельзон, А. С. Расчёт и конструирование роторных машин [Текст] / А. С. Кельзон, Ю. Н. Журавлев, Н. В. Январев. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1977. – 287 с.
- Сергеев, С. И. Демпфирование механических колебаний [Текст] / С. И. Сергеев. – М.: Физматгиз, 1959. – 408 с.
- Сергеев, С. И. Динамика криогенных турбомашин с подшипниками скольжения [Текст] / С. И. Сергеев. – М.: Машиностроение, 1973. – 303 с.
- Балякин, В. Б. Совершенствование методик расчёта динамических параметров упругих элементов УДО роторов ГТД [Текст] / В. Б. Балякин, И. С. Барманов // Журнал «Известия СНЦ РАН». – Самара, 2009. – Т.11. №3. – С. 205-209.

References

- Kapitsa, P. L. Stability and transition through critical numbers of revolution of fast-revolving rotors in the presence of friction / P. L. Kapitsa // Journal of technical physics. – 1939. – Vol.9. Issue. 2. – PP. 1-37.
- Zhilnikov, Ye. P. The influence of axial force on the stiffness and durability of a radial thrust bearing / Ye. P. Zhilnikov, V. B. Balyakin // Space-rocketry Engineering. – Samara, 2000. Issue. 1. – PP. 132-141.
- Kelzon, A. S. Design and construction of rotor machines / A. S. Kelzon, Yu. N. Zhuravlyov, N. V. Yanvaryov. – Leningrad: Mashinostroyeniye (Mechanical engineering), the Leningrad branch, 1977. – 287 p.
- Sergeyev, S. I. Damping of mechanical vibrations / S. I. Sergeyev. – Moscow: Phisimatgiz, 1959. – 408 p.
- Sergeyev, S. I. Dynamics of cryogenic turbomachines with plain bearings / S. I. Sergeyev. – Moscow: Mashinostroyeniye (Mechanical engineering), 1973. – 303 p.
- Balyakin, V. B. Improvements in procedures of calculating dynamic parameters

of elastic elements of elastic damping supports of gas turbine engine rotors / V. B. Balyakin, I. S. Barmanov // Journal “Izvestia of Samara Research Centre of the Russian Academy of Sciences”. – Samara, 2009. – Vol.11. No.3. – PP. 205-209.

THE INFLUENCE OF OPERATIONAL AND TECHNOLOGICAL FACTORS ON THE DYNAMIC PARAMETERS OF ELASTIC ELEMENTS OF ELASTIC DAMPING ROTOR SUPPORTS

© 2010 V. B. Balyakin, B. B. Kosenok, I. S. Barmanov

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

The paper reports on operational and technological factors that influence the stiffness of an elastic element of the “squirrel cage” type. The influence of tolerances of the elastic element’s geometrical parameters on the stiffness coefficient of the structure is assessed. A refined procedure for the elastic element stiffness calculation is proposed.

Gas turbine engine, elastic damping support, elastic element, stiffness, deformation.

Информация об авторах

Балякин Валерий Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Основы конструирования машин», Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), borkos@yandex.ru. Область научных интересов: теория и проектирование опор роторов авиационных двигателей.

Косенок Борис Борисович, кандидат технических наук, доцент, докторант кафедры «Основы конструирования машин», Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), borkos@yandex.ru. Область научных интересов: динамика механизмов и машин.

Барманов Ильдар Сергеевич, аспирант кафедры «Основы конструирования машин», Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), isbarmanov@mail.ru. Область научных интересов: конструкция опорных узлов авиационных двигателей.

Balyakin Valery Borisovitch, doctor of technical science, professor, head of the department “Foundations of machine designing”, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University), borkos@yandex.ru. Area of research: theory and design of aircraft engine rotor supports.

Kosenok Boris Borisovitch, candidate of technical science, associate professor, working for the doctor’s degree at the department “Foundations of machine designing”, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University), borkos@yandex.ru. Area of research: dynamics of machines and mechanisms.

Barmanov Ildar Sergeyevitch, post-graduate student of the department “Foundations of machine designing”, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University), isbarmanov@mail.ru. Area of research: design of aircraft engine elastic damping supports.