

СНИЖЕНИЕ ВИБРОАКТИВНОСТИ ТУРБОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ РЕГУЛИРОВАНИЕМ ЖЕСТКОСТИ ОПОР

© 2003 А. И. Белоусов, В. Б. Балякин, А. И. Люлев

Самарский государственный аэрокосмический университет

Исследована динамическая модель турбонасосного агрегата (ТНА) в виде многомассовой системы «ротор-опора-корпус-основание». Показана возможность снижения виброскорости на корпусе ТНА и амплитуды колебаний ротора в процессе работы за счет изменения жесткости опоры осевым поджатием радиально-упорного подшипника.

Современные турбонасосные агрегаты, как правило, имеют рабочие обороты, превышающие первую, а порой и вторую критические скорости ротора. Для однорежимных ТНА жидкостных ракетных двигателей возможно прохождение критических оборотов за счет «пушечного» запуска, когда резонансные частоты преодолеваются так быстро, что в роторе не успевают развиться опасные амплитуды колебаний. Для двигателей многорежимных и многоразового применения переход через критические скорости опасен из-за накопления усталостных напряжений в элементах конструкции, поэтому необходимы специальные устройства, обеспечивающие снижение амплитуд колебаний ротора на резонансе.

В качестве опор роторов ТНА используются подшипники качения, недостатком которых является низкая демпфирующая способность. Для снижения виброактивности ТНА перспективным является использование в опорах роторов гидравлических [1] или многослойных пластинчатых демпферов [2], которые хорошо зарекомендовали себя в газотурбинных двигателях (ГТД).

Использование упругих опор дает первый резонанс системы по цилиндрической, а второй - по конической форме колебаний ротора как жесткого тела. При одинаковой жесткости опор у симметричного ротора эти резонансы совпадают. В этом случае ротор можно рассматривать как сосредоточенную массу, а второй резонанс будет проявляться

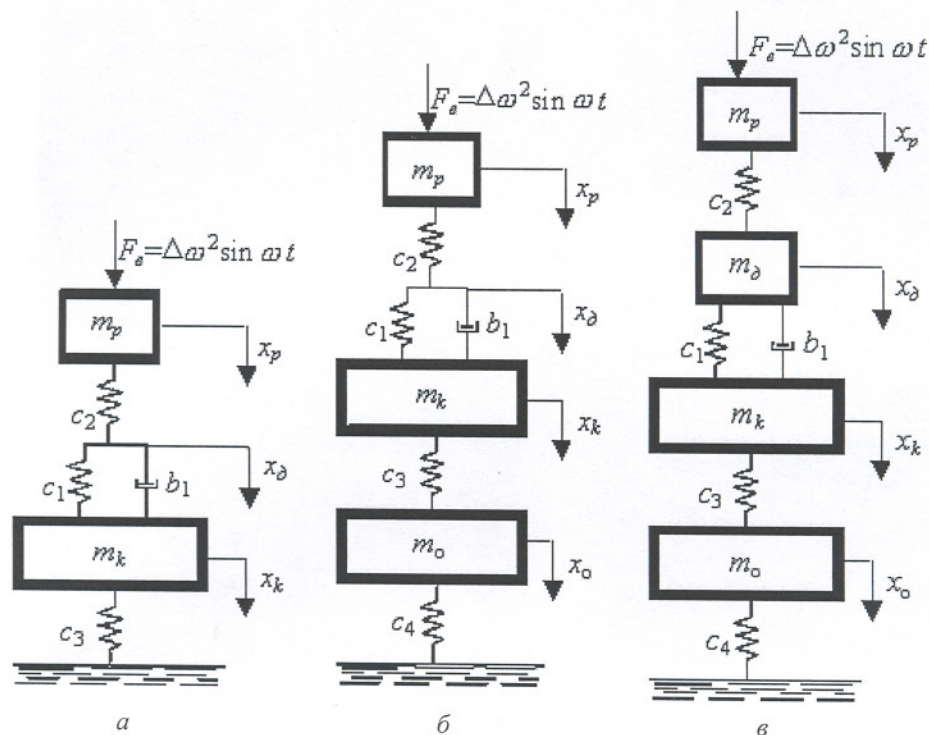


Рис. 1. Динамические модели ТНА: а – двухмассовая; б – трехмассовая; в – четырехмассовая

вследствие упругой подвески корпуса ТНА, что вызывает повышенную вибрацию статора. Такую конструкцию необходимо представлять в виде многомассовой системы «ротор – опора – корпус» (рис. 1, а), в которой упругодемпферную опору (УДО) представим в виде модели Зенера [3].

На рис. 1 и далее по тексту использованы следующие обозначения: F_e – возбуждающая гармоническая нагрузка от дисбаланса ротора; m_p – масса ротора, m_k – масса корпуса, c_1 и b_1 – соответственно коэффициенты жесткости и демпфирования в демпфере; c_2 – коэффициент жесткости в подшипнике качения; c_3 – коэффициент жесткости подвески корпуса. Если масса демпфера $m_o \geq 0,1 m_k$, то систему рекомендуется [3] представлять в виде трехмассовой (рис. 1, б). В случае, когда корпус ТНА монтируется на упругом основании с коэффициентом жесткости подвески c_p , добавляется масса основания m_o , и систему можно представить в виде четырехмассовой.

Рассматривая четырехмассовую систему (рис. 1, в), введем следующие безразмерные параметры: $\omega_k = (c_3/m_k)^{0,5}$; $k_j = c_j/c_3$ ($j=1, 2, 4$); $Q = c_1/(b_1 \cdot \omega_k^2)$; $M_p = m_p/m_k$; $M_o = m_o/m_k$; $M_d = m_d/m_k$; $M_s = m_s/m_k$; $\eta = \omega/\omega_k$.

Тогда, используя метод комплексных амплитуд, запишем уравнения движения системы в следующем виде:

$$-M_p \eta^2 X_p + k_2 (X_p - X_o) = M_p \eta^2; \quad (1)$$

$$-M_o \eta^2 X_o + k_1 (1 + i\eta/Q)(X_o - X_k) = k_2 (X_p - X_o); \quad (2)$$

$$-\eta^2 X_k + X_k - X_o = k_1 (1 + i\eta/Q)(X_o - X_k); \quad (3)$$

$$-M_o \eta^2 X_o + k_4 X_o = X_k - X_o, \quad (4)$$

где $i^2 = -1$; X_p, X_o, X_k – комплексные безразмерные амплитуды перемещений ротора, демпфера, основания и корпуса, соответственно.

Из системы линейных уравнений (1)–(4) можно получить выражения для амплитуд перемещения ротора относительно корпуса x_{pk} и виброскорости корпуса V_k . Представим их в безразмерном виде:

$$\bar{x}_{pk} = x_{pk} m_p / \Delta = M_p \eta^2 \cdot \sqrt{\frac{s_{pk}(\eta) \cdot s_p(\eta)}{s_{pk}^*(\eta) \cdot s_p^*(\eta)}}; \quad (5)$$

$$\bar{V}_k = V_k / V_{н.к} = \frac{\omega_k \Delta}{m_p V_{н.к}} M_p \eta^3 \cdot \frac{k_2}{\sqrt{s_{2p}(\eta)}} \cdot \frac{\sqrt{B_{ymp}^2 + B_{duc}^2}}{|-\eta^2 + A|}, \quad (6)$$

где Δ – дисбаланс ротора; $V_{н.к} = 40$ мм/с – норма виброскорости на корпусе двигателя летательного аппарата;

$$A = (k_4 - M_o \eta^2) / (1 + k_4 - M_o \eta^2);$$

$$B_{ymp} = \frac{k_1 (A - \eta^2 + k_1) + (k_1 \eta / Q)^2}{(A - \eta^2 + k_1)^2 + (k_1 \eta / Q)^2 (A - \eta^2)};$$

$$B_{duc} = \frac{k_1 \eta / Q}{(A - \eta^2 + k_1)^2 + (k_1 \eta / Q)^2 (A - \eta^2)};$$

$$s(h) = (A - \eta^2)(k_2 - M_o \eta^2 + B_{ymp});$$

$$s_p(h) = (k_2 - M_o \eta^2 + B_{ymp})^2 + B_{duc}^2;$$

$$s_p^*(h) = (s^*(\eta) - k_2 M_o \eta^2)^2 + (B_{duc} (k_2 - M_p \eta^2))^2;$$

$$s^*(h) = -M_p \eta^2 (k_2 - M_o \eta^2) + (k_2 - M_p \eta^2) B_{ymp};$$

$$s_{pk}(h) = (s(\eta) - k_2 B_{ymp})^2 + (B_{duc} (A - k_2 - \eta^2))^2;$$

$$s_{pk}^*(h) = (s(\eta))^2 + (B_{duc} (A - \eta^2))^2.$$

Графическая интерпретация формул (5) и (6) в виде амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) ротора ТНА с дисбалансом $\Delta = 60$ г·см и виброскорости на его корпусе, имеющем параметры $m_k = 300$ кг, $\omega_k = 1000$ с⁻¹, представлена на рис. 2.

Для параметров системы, приведенных на рис. 2, минимальное значение амплитуды ротора обеспечивается для первого резонанса при $Q = 0,3$, а для второго – $Q = 1$. Ана-

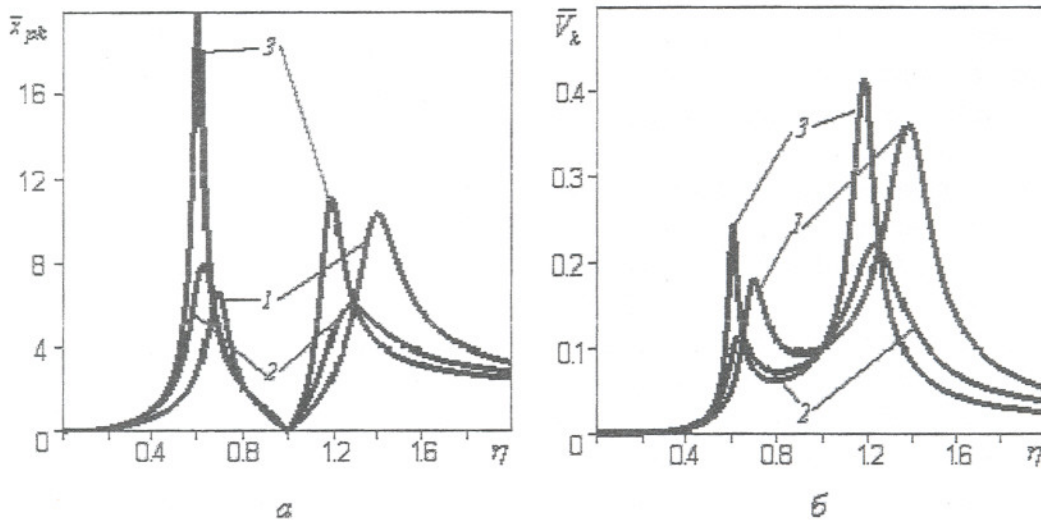


Рис. 2. АЧХ безразмерных перемещений ротора (а) и виброскорости корпуса (б) при $M_p=0,5$; $M_o=0$; $k_1=0,5$; $k_2=0,5$; 1 - $Q=0,3$; 2 - $Q=1$; 3 - $Q=3$

лиз АЧХ перемещений ротора (рис. 2, а) и виброскорости статора (рис. 2, б) для значения добротности $Q = 1$ показывает, что за первым и вторым резонансами виброактивность возрастает. Это негативно сказывается на долговечности элементов конструкции ТНА.

Минимальное значение виброскорости системы во всем рабочем диапазоне возможно лишь при изменении демпфирования в опоре ротора в процессе работы двигателя.

Прохождение критических оборотов с пониженными амплитудами возможно и за счет регулирования жесткости опоры ротора. Экспериментально было показано, что изменением жесткости пластинчатого гоф-

рированного демпфера в процессе работы удалось снизить максимальную амплитуду ротора ТНА ГТД НК-88 примерно в три раза [2]. Применение управляемых упругих элементов в опорах ротора требует дополнительной системы регулирования, что усложняет конструкцию. Однако ТНА, как правило, оснащаются автоматом разгрузки ротора от осевых сил [4, 5], что позволяет изменять осевую нагрузку, действующую на радиально-упорный подшипник качения. Изменение действующих осевой и радиальной сил согласно методике, изложенной в работе [6], приводит к изменению жесткости радиально-упорного подшипника (рис. 3), что можно использовать для регулирования вибраци-

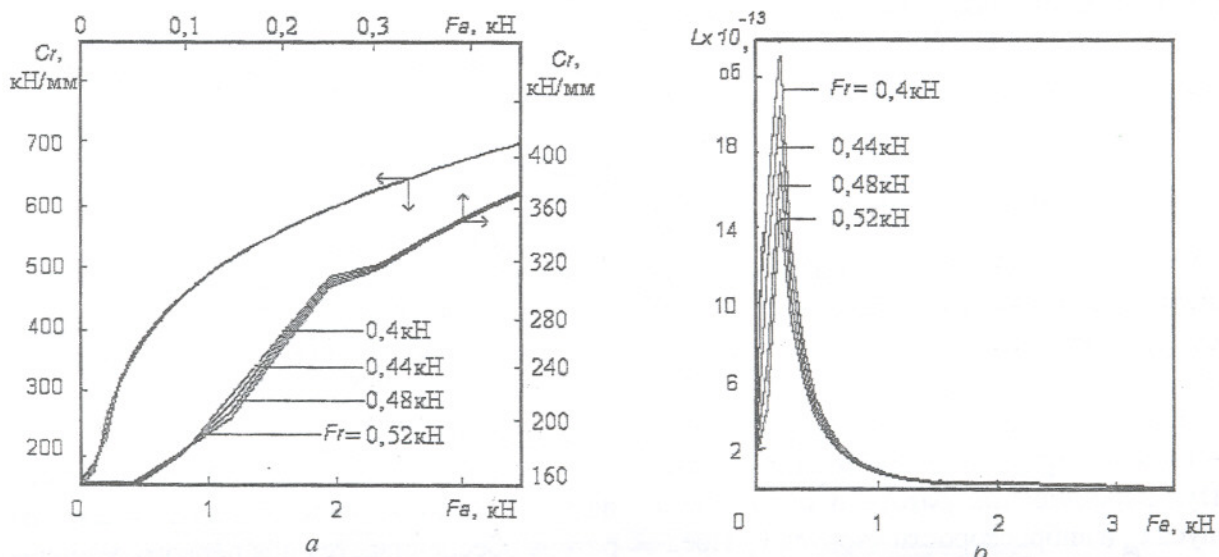


Рис. 3. Влияние осевой нагрузки F_a в подшипнике № 176226 на его а- радиальную жесткость c_r ; б- долговечность L

онного со
пользова
что до э
имеет не
вой соот
действие
на F_a / F_r
вого наг
чения вс
жесткост
возраста
ника №
работе [6
зависит с
подшипн
плуатаци
чением 1
ния ради
интервал
ствием в
са ротора
Для
снижени
веден ряд
головке с
вых упл
та с пом
VIBRO E
лись рад
рость на
На
роскоро
ловки от
сутствии
приходя
дисбалан
шипнико
зиновые
мальное
на корпу
0,45 от н
роении (с
ра 1000
частоту
кого дем
пыленно
выступа
ротора
снизить
на резон

онного состояния системы и отказаться от использования демпферов. Из рис. 3, а видно, что до значения $F_a \cong 0,31$ кН зависимость имеет нелинейный характер. Изломы на кривой соответствуют вступлению в контакт под действием осевой силы тел качения. Величина $F_a / F_r \cong 0,68$ соответствует параметру осевого нагружения подшипника. Все тела качения вступают в контакт и, следовательно, жесткость смазочного слоя и коэффициент c , возрастают. Расчеты долговечности подшипника № 176226 по методике, изложенной в работе [6], показали, что она существенно зависит от величины осевой силы на данный подшипник F_a , которую при длительной эксплуатации рекомендуется ограничивать значением 1 кН. Приведенные на рис. 3, б значения радиальной нагрузки F_r на подшипник в интервале 0,40...0,52 кН обусловлены действием возбуждающей силы F_a от дисбаланса ротора в комбинации с его массой.

Для оценки эффективности методов снижения виброактивности изделий был проведен ряд экспериментов на подшипниковой головке стенда для испытаний «сухих» газовых уплотнений [7]. В процессе эксперимента с помощью регистрирующей аппаратуры VIBRO RFT-41 фирмы «SCHENCK» замерялись радиальное смещение вала и виброскорость на корпусе.

На рис. 4 приведены зависимости виброскорости на корпусе подшипниковой головки от частоты вращения ротора при отсутствии осевой нагрузки. Масса корпуса m_k приходящаяся на опору, составляет 290 кг, дисбаланс ротора $\Delta=33$ г·см. Монтаж подшипниковой головки на фундамент через резиновые виброизоляторы обеспечил максимальное значение виброскорости, замеренное на корпусе головки, 18 мм/с, что составляет 0,45 от нормы, принятой в авиадвигателестроении (40 мм/с) на частоте вращения ротора 1000 с⁻¹, которая выбрана за собственную частоту корпуса ω_k . Установка гидравлического демпфера типа кольца «Аллисона» с напыленными из твердосплавного материала выступами [8] высотой 0,2...0,25 мм в опору ротора подшипниковой головки позволила снизить относительную виброскорость до 0,3 на резонансе, соответствующем относитель-

ной частоте $\eta = 1,1$, что свидетельствует об эффективности демпфера. Однако при установке демпфера снижение виброскорости корпуса произошло не во всем частотном диапазоне, так при $\eta = 0,68$ виброскорость без демпфера была ниже.

Конструкция подшипниковой головки позволяет изменять осевую нагрузку на радиально-упорный подшипник, в качестве которого использовался шарикоподшипник № 176226. Осевое усилие может изменяться до 70 кН с помощью гидростатической мездозы, установленной на свободном торце вала, путем изменения в ней давления, для чего в гидравлической системе подачи масла предусмотрен регулятор расхода.

Экспериментальный стенд предназначен для испытаний уплотнений с различной частотой вращения, в настоящее время для существующих «сухих» уплотнений она не превышает 800 с⁻¹. Испытания без гидравлического демпфера на относительной рабочей частоте $\eta_p = 0,55$ показали, что варьирование осевой нагрузки на радиально-упорный подшипник приводит к изменению виброскорости на корпусе подшипниковой головки. Экспериментальные значения хорошо согласуются с расчетными данными (рис. 5), полученными для системы в виде модели, изображенной на рис. 1, в, но без учета массы демпфера (т. е. $M_0 = 0$). При осевой нагрузке на шарикоподшипник $F_a \cong 0,1$ кН, что соответствует значению параметра $k_2 = 0,2$ (рис. 6), первый резонанс проявлялся на относительной частоте 0,5, а второй на 0,7.

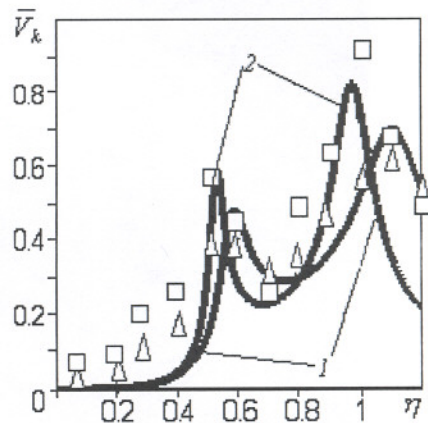


Рис. 4. АЧХ безразмерной виброскорости ротора при $M_0=6,9$; $M_p=0,15$; $M_0=0$; $k_1=0,05$; $k_2=0,1$; $k_4=4$; 1 — $Q=0,5$; 2 — $Q=12$

В этом случае теоретические безразмерные амплитуды колебаний ротора на резонансах должны быть соответственно $\bar{x}_p = 30,7$ (что соответствует амплитуде 230 мкм) на первом и $\bar{x}_p = 22,4$ (168 мкм) на втором. Однако без демпфера такие значения не могут реализоваться, так как максимальное значение радиального зазора в шарикоподшипнике данного типа не превышает 52 мкм, а упругие деформации тел качения не превышают десятка микрометров. В связи с этим при отсутствии демпфера прохождение резонансов должно осуществляться достаточно быстро, чтобы значения амплитуды колебаний ротора относительно статора не успевали выбрать зазоры в шарикоподшипнике и не возникла опасность возможной поломки подшипника на резонансе или за счет регулирования жесткости опоры. Изменение жесткости опоры за счет увеличения осевой нагрузки на шарикоподшипник до значения $F_a = 1$ кН ($k_2 = 2$) приводит к смещению теоретических значений резонансов ротора вправо соответственно до относительных частот 0,58 и 0,73. При этом безразмерная амплитуда колебаний ротора на первом резонансе снижается до 22,7, а на втором - до 16,7. На рабочей частоте $\eta_p = 0,55$ в первом случае, когда параметр $k_2 = 0,2$, рассчитанная безразмерная амплитуда колебаний ротора составляет $\bar{x}_p = 6,1$, а во втором случае, для пара-

метра $k_2 = 2$, $\bar{x}_p = 6,2$. Второй вариант разгона ротора приемлем по величине амплитуды его колебаний до относительной частоты $\eta = 0,56$. Однако при осевой нагрузке $F_a = 1$ кН долговечность подшипника снижается на порядок по сравнению с максимальным значением при $F_a \cong 0,31$ кН (рис. 3, б).

В связи с этим был реализован следующий алгоритм разгона ротора до относительной частоты $\eta = 0,8$ (рис. 6):

- разгон до $\eta = 0,55$ при $k_2 = 2$, замеренное значение амплитуды для установившегося движения соответствовало 50 мкм ($\bar{x}_p = 6,6$), что отличается не более чем на 10 % от рассчитанных значений;

- изменение жесткости опоры до $k_2 = 0,2$ по релейному закону управления жесткостью опоры за счет переключения регулятора расхода золотникового типа в системе маслоснабжения месдозой;

- разгон ротора до $\eta = 0,68$ при $k_2 = 0,2$ и переключение регулятора в положение, обеспечивающее $k_2 = 2$;

- разгон до $h = 0,72$ и переключение регулятора в положение, обеспечивающее $k_2 = 0,2$.

Экспериментальные значения амплитуды колебаний ротора относительно статора отличались не более чем на 25 % от расчетных.

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

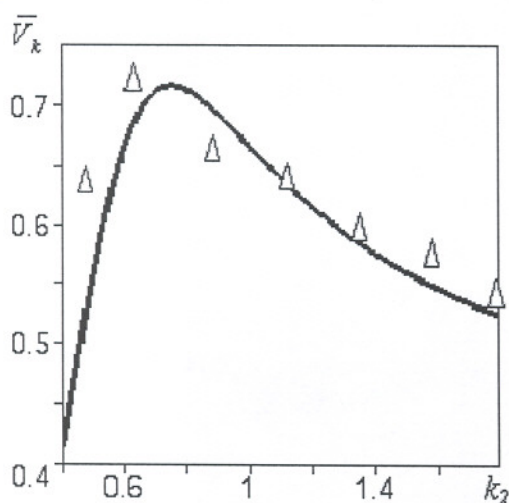


Рис. 5. АЧХ безразмерной виброскорости корпуса при параметрах $M_o = 6,9$; $M_p = 0,15$; $M_o = 0$; $k_1 = 0,055$; $k_4 = 4$; $Q = 12$; $\eta = 0,55$

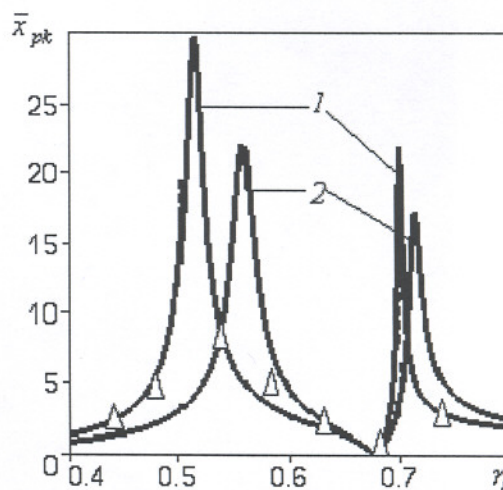


Рис. 6. АЧХ безразмерного перемещения ротора относительно корпуса при параметрах $M_o = 6,9$; $M_p = 0,15$; $M_o = 0$; $k_1 = 0,055$; $k_4 = 4$; $Q = 12$; 1 - $k_2 = 0,2$; 2 - $k_2 = 2$

1. Снижение виброактивности в двигателях летательных аппаратов и энергетических установках на резонансных режимах возможно за счет использования демпферов в опорах роторов. Оптимальное демпфирование позволяет эффективно снижать резонансные значения амплитуды колебаний ротора и виброскорости статора. Но для обеспечения минимальной виброактивности во всем рабочем диапазоне частот необходимо регулирование динамических параметров опор роторов (коэффициентов демпфирования или жесткости).

2. Минимизация виброактивности ТНА возможна путем регулирования жесткости радиально - упорных шарикоподшипников за счет изменения их осевого поджатия.

3. Область варьирования осевого нагружения радиально - упорного подшипника ограничена его долговечностью, следовательно, необходима оптимизация параметров опоры с целью достижения допустимых значений амплитуды колебаний ротора и виброскорости корпуса.

Список литературы

1. Белоусов А. И. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов / А. И. Белоусов, В. Б. Балякин, Д. К. Новиков; Под. ред. А. И. Белоусова. Самара: изд-во СНЦ РАН, 2002. – 335 с.

2. Пономарев Ю. К. Многослойные демпферы двигателей летательных аппаратов. / Ю. К. Пономарев, Ю. Н. Проничев, Д. Е. Чегодаев, В. Н. Вершигоров, А. Н. Кирилин. Самара: изд-во СГАУ, 1998. – 232 с.

3. Белоусов А. И. Исследование сложной динамической системы ротор-опора-корпус газотурбинного двигателя с помощью многомассовых реологических моделей / А. И. Белоусов, В. Б. Балякин, А. И. Люлев // Известия Самарского науч. центра РАН. 2002. Т. 4, № 2. С. 334 - 343.

4. Елизаров А. И. Некоторые аспекты проектирования и доводки автоматических разгрузочных устройств центробежных насосов. / А. И. Елизаров, А. Э. Брейво, А. И. Иванов, В. В. Ключников, И. П. Косицын // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб. науч. тр. КуАИ. Куйбышев, 1983. С. 42 - 57.

5. Белоусов А. И. Расчет осевых сил, действующих в турбомашинах: Учеб. пособие / А. И. Белоусов, А. И. Иванов. Куйбышев, 1981. – 82 с.

6. Жильников Е. П. Влияние осевой силы на жесткость и долговечность радиально-упорного подшипника / Е. П. Жильников, В. Б. Балякин // Ракетно-космическая техника: Сб. науч. тр. Самара, 2000. Вып. 1. С. 132 - 141.

7. Ростеев Н. И. Стенд для динамических испытаний «сухих» газовых уплотнений / Н. И. Ростеев, С. Д. Медведев, С. В. Фалалеев, В. Б. Балякин, Д. К. Новиков // Газовая промышленность. 2001. № 4. С. 55 - 58.

8. А. с. 1566114 СССР, МКИ³ F16F7/00. Демпфер опор / В. Б. Балякин, А. И. Белоусов, М. А. Кораблин (СССР). – № 4363333/25-28; Заявлено 13.01.88; Опубл. 23.05.90, Бюл. № 19.

REDUCTION OF TURBO-PUMP UNIT VIBRATION BY REGULATING BEARING RIGIDITY

© 2003 A. I. Belousov, V. B. Balyakin, A. I. Lulev

Samara State Aerospace University

The paper discusses a multi-mass dynamic model "rotor-bearing-housing-basement" of a turbo-pump unit. The possibility of reducing vibro-velocity on the turbo-pump unit housing and the rotor oscillation amplitude due to changing bearing rigidity by longitudinal compression of an annular bearing is shown.