

УДК 534.134

УВЕЛИЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И РЕСУРСА ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ ПУТЕМ СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ НАГРУЗОК В ТУРБОНАСОСНЫХ АГРЕГАТАХ

И. А. Кривошеев¹, А. Ф. Ивашин², Е. В. Осипов³, А. В. Березовский⁴

¹krivosh777@mail.ru, ³evgeny.osipov@mail.ru

¹ ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

^{2,3} АО «ВПК «НПО Машиностроения» - филиал Конструкторское бюро «Орион»

⁴ АО «ВПК «НПО Машиностроения»

Поступила в редакцию 07.09.2018

Аннотация. Повышенные вибрационные нагрузки на турбонасосный агрегат (ТНА) и турбонасосный гидроагрегат (ТНГА) в составе ЖРД (жидкостных ракетных двигателей) и ПВРД (прямоточных воздушно-реактивных двигателей) снижает их надежность и ресурс работы. Они могут приводить к разрушению опор роторов или потере герметичности агрегатов. Рассмотрено повышение надежности высокооборотных ТНА, ТНГА за счет снижения опасных вибраций, действующих на опоры роторов турбин. Для выполнения исследований применены экспериментальные методы, заключающиеся в измерении вибрационных характеристик агрегатов трехкомпонентными пьезоакселерометрами. Установлено, что наибольшее снижение перегрузок в опорах ротора ТНА на 40% достигается с кольцом упругим имеющим высоты наружных и внутренних выступов $0,04^{+0,01}$ мм, их ширины $3_{-0,5}$ мм и радиусы сопряжений 6 мм. Обеспечена герметичность и отсутствие резонансов в ТНА, ТНГА на всех режимах работы при воздействии максимальных перегрузок. В результате уменьшения в ≈ 2 раза радиальных люфтов роторов исключается заклинивание роторов в эксплуатации.

Ключевые слова: турбонасосный агрегат; вибрационные нагрузки; измерение; надежность; кольцо упругое; опоры ротора; резонанс.

ВВЕДЕНИЕ

Создание современных ДЛА (двигателей летательных аппаратов) характеризуется непрерывным их совершенствованием, улучшением параметров тяги, удельного расхода топлива и удельной массы [1–4]. Это позволяет увеличивать скорость и маневренность современных летательных аппаратов (ЛА) различного назначения [5]. Но с другой стороны, это приводит к увеличению вибрационных нагрузок на агрегаты ДЛА, в особенности на ТНА, обеспечивающий подачу топлива в камеру сгорания, и ТНГА [6, 7], создающий давление в гидросистеме органов управления ЛА. Эти агрегаты имеют высокую удельную мощность и высокие частоты вращения роторов турбин.

Такое увеличение нагрузок на агрегаты снижает их надежность и ресурс работы, что может привести к разрушению опор роторов турбин (радиально-упорных подшипников), потере герметичности агрегатов и топливной системы двигателя ЛА.

Согласно статистическим данным, при изготовлении до 30% собранных агрегатов имели негерметичность. В результате производилась разборка агрегатов, замена армированных манжет, уплотняющих вал [1, 2] на новые, повторные сборка, испытания на герметичность, проверка работоспособности и повторная проверка герметичности.

Таким образом, при изготовлении ТНА до последнего времени имели место большие непроизводительные затраты средств

и времени. Не исключалась возможность появления негерметичности после установки ТНА на ДЛА при хранении и применении по назначению с сопутствующим снижением надежности двигателей.

В конструкциях современных ТНА, ТНГА главную роль в снижении нагрузок на опоры роторов от воздействия вибраций выполняет упругое кольцо, которое демпфирует колебания и участвует в отстройке роторов от резонансных колебаний. В связи с этим авторами проведены исследования по повышению надежности высокооборотных ТНА, ТНГА в составе ДЛА за счет снижения опасных вибраций, действующих на опоры роторов турбин. Для достижения данной цели исследованы ТНА, ТНГА с разными вариантами конструкции упругого кольца. Предложен вариант, который обеспечивает:

- стабильность амплитуды колебаний ротора в опоре и её минимальное значение;
- снижение вибрационных нагрузок на опоры ротора и отстройку ротора от резонансных колебаний;
- условия по герметичности агрегата во всем диапазоне частот при транспортных и эксплуатационных нагрузках;
- сохранение зазоров между ротором и корпусом в течение всего жизненного цикла ДЛА.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Опыт показывает, что выполнение исследований таких явлений, как колебания, вибрации, резонанс в ДЛА и их агрегатах практически не осуществимо расчетными методами. Это связано с большим количеством факторов, влияющих на эти явления, учесть которые в расчетах невозможно. В связи с этим для выполнения исследований авторами применены экспериментальные методы. В настоящее время при анализе вибраций в роторной динамике используются следующие методы:

- 1) построение и анализ эпюр вибронгрузок на протяженных участках;
- 2) мониторинг параметров вибрации (смещение, виброскорость, ускорение);
- 3) гармонический анализ спектров вибросигналов;

4) анализ спектров огибающей временного сигнала;

5) кепстральный анализ;

6) модальный анализ.

При этом метод 1 позволяет выявлять или дислоцировать источник колебаний и его характеристики по амплитуде сигнала, используется для определения источников акустических и механических колебаний, источников резонансной вибрации.

Метод 2 (смещение, виброскорость, ускорение) позволяет проводить анализ за временным изменением вибрации узлов. Используется для прогнозирования изменения технического состояния объекта по известным уровням нормирования.

Метод 3 основан на математическом преобразовании сигналов вибрации с использованием ряда Фурье и его частотным представлением. Данный метод в настоящее время находит самое широкое с точки зрения практики применение, поскольку позволяет определять частоты и амплитуду основных источников генерации, их гармонические составляющие, указывающие по соотношению амплитуд кратных частот о наличии дефектов: различных по видам расцентровок роторов (осевой, угловой), небаланса массы роторов, биений роторов, раскреплений, повышения зазоров.

Метод 4 позволяет выделять из разночастотных наложенных сигналов (высокочастотных и низкочастотных) полезный низкочастотный сигнал. Применяется для диагностирования подшипников качения, зубчатых соединений.

Метод 5 используется для восстановления исходного сигнала частотного спектра с отстройкой от эхо-эффекта, имеет поэтому размерность времени с интервалом в виде квефренции, аналогично спектрам гармоник имеет гармоники, дает возможность определения периода времени основных частот источников вибрации. Применяется для диагностики подшипников качения, редукторов. Однако имеет малое распространение ввиду сложности метода анализа, необходимости большого количества времени для анализа.

Метод 6 используется для случаев выявления источников резонансной вибрации

под действием динамических нагрузок и определения влияния колебаний на состояние исследуемой конструкции.

В данном случае для выполнения исследований авторами применены экспериментальные методы, заключающиеся в измерениях вибрационных характеристик ТНА, ТНГА трехкомпонентными пьезоакселерометрами непосредственно во время работы агрегатов на испытательном стенде во всем диапазоне режимов работы ДЛА. Для измерений использован виброизмерительный комплекс МИС-200.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЙ

Объект исследований представляет собой ТНА, ТНГА с установленным в опоре ротора упругим кольцом (рис. 1). Ротор 1 установлен в корпусе опоры 2 на подшипнике 3. По наружной обойме подшипника установлена втулка 4 с возможностью радиального перемещения. На внешней поверхности втулки 4 установлено упругое кольцо 5, имеющее с двух сторон выступы, равномерно расположенные по окружности в шахматном порядке. Опора имеет две уплотнительные манжеты 6, герметизирующие внутренние полости агрегата, заполненные топливом.

Упругое кольцо 5 гасит колебания ротора. Таким образом, производится снижение вибрационных нагрузок на опоры ротора и отстройка от резонансов изгибных колебаний ротора. Кроме этого, упругое кольцо выполняет еще две важные функции: компенсирует температурные расширения и несоосность опор.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Анализ конструкций ТНА, ТНГА и расчеты перемещений ротора в радиальном направлении позволили предположить, что на амплитуду колебаний ротора и возможный резонанс в значительной степени влияет радиальный люфт ротора, определяемый, главным образом, упругим кольцом.

Определено, что уменьшить радиальный люфт роторов ТНА, ТНГА с $\delta_{исх} \approx 0,4 \pm 0,55$ мм до $\delta \leq 0,3$ мм возможно путем уменьше-

ния высоты наружных и внутренних выступов кольца упругого с $h=0,1^{+0,01}$ до $h=0,04^{+0,01}$ мм при сохранении наружного и внутреннего диаметров.

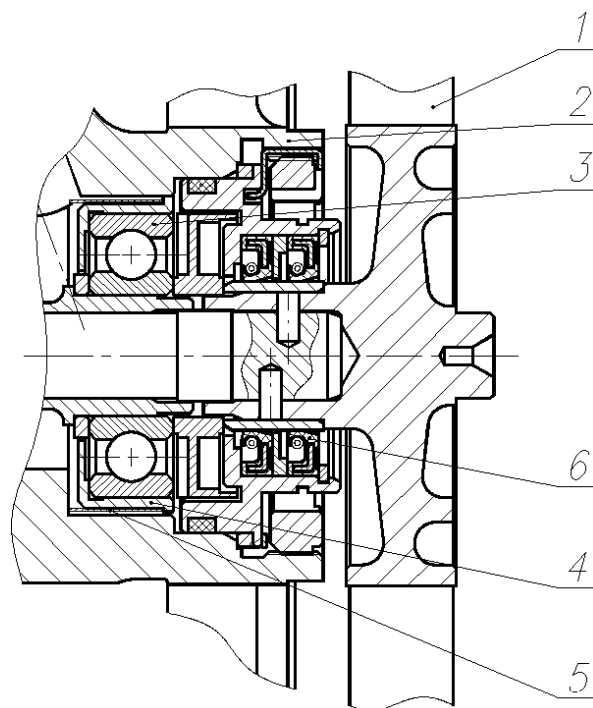


Рис. 1. Опора ротора ТНА, ТНГА с кольцом упругим

Были изготовлены упругое кольцо исходной конструкции (рис. 2) и два рассчитанных упругих кольца измененной конструкции № 1 и № 2 (рис. 3, а, б).

Измененное кольцо № 1 отличается от исходной конструкции уменьшенными высотами наружных и внутренних выступов

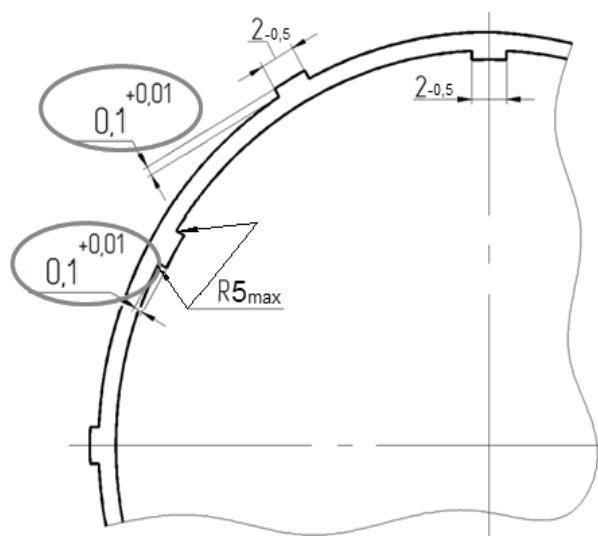


Рис. 2. Кольцо упругое исходной конструкции

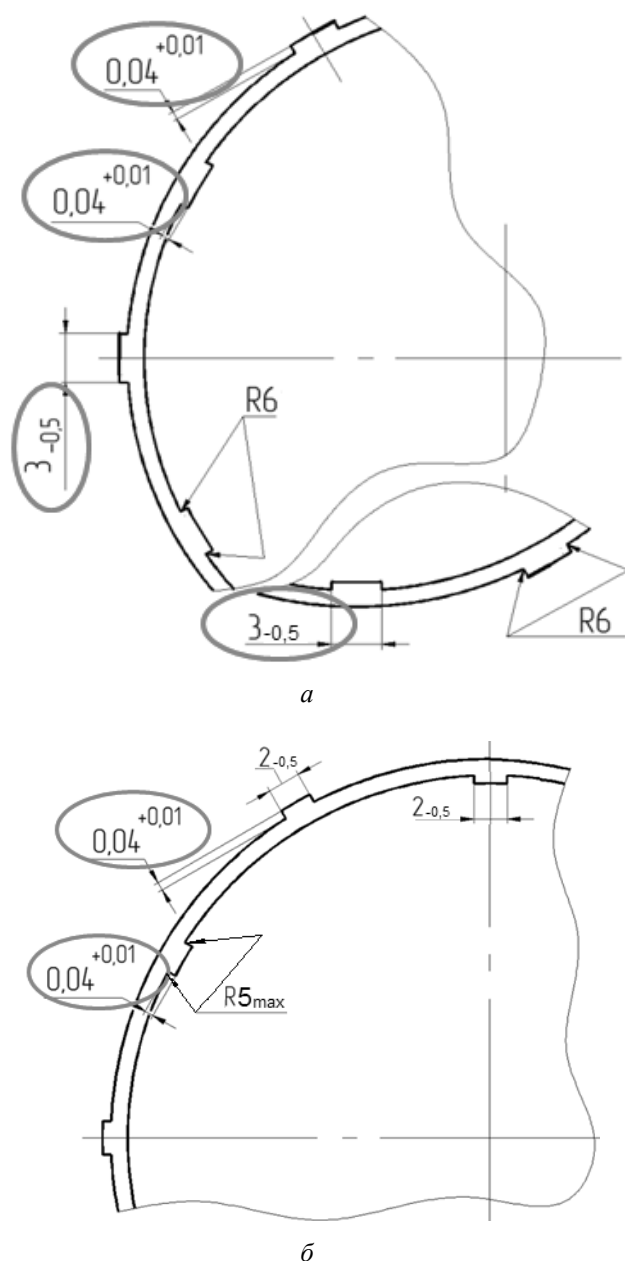


Рис. 3. Кольцо упругое измененной конструкции:
а – вариант № 1; б – вариант № 2

с $h=0,1^{+0,01}$ до $h=0,04^{+0,01}$ мм, увеличенными ширинами выступов с $s=2_{-0,5}$ до $s=3_{-0,5}$ и измененными радиусами их сопряжений с $R5_{\max}$ на $R6$ при сохранении наружного и внутреннего диаметров.

Измененное кольцо № 2 отличается от исходной конструкции уменьшенными высотами наружных и внутренних выступов с $h=0,1^{+0,01}$ до $h=0,04^{+0,01}$ мм при сохранении наружного и внутреннего диаметров.

На пяти агрегатах ТНА и пяти агрегатах ТНГА собранных с упругими кольцами измененной конструкции № 1 и № 2 подтверждено обеспечение радиального люфта ро-

тора $\delta \leq 0,3$ мм: в ТНА $\delta_{1cp} \approx 0,23$ мм, $\delta_{2cp} \approx 0,25$ мм, в ТНГА $\delta_{1cp} \approx 0,26$ мм, $\delta_{2cp} \approx 0,27$ мм. С кольцом упругим исходной конструкции радиальный люфт ротора составил $\delta > 0,3$ мм: в ТНА $\delta_{исх} \approx 0,4$ мм, в ТНГА $\delta_{исх} \approx 0,55$ мм. Таким образом, экспериментально подтверждено обеспечение условия по уменьшению радиальных люфтов роторов ТНА, ТНГА $\delta \leq 0,3$ мм с упругими кольцами измененной конструкции № 1 и № 2.

Уменьшение радиального люфта ротора турбины в ≈ 2 раза гарантирует обеспечение конструктивного зазора между лопатками турбины и корпусом на всех режимах работы ТНА, ТНГА и повышает их надежность.

Исследования вибрационных характеристик, перегрузок в опорах роторов ТНА, ТНГА с исходным и измененными кольцами упругими № 1 и № 2 проведены на стенде во всем диапазоне режимов работы агрегатов. Увеличение жесткости упругих колец измененной конструкции компенсировано уменьшением максимально допустимой величины остаточного дисбаланса роторов агрегатов. Для одинаковых условий испытаний и корректного сопоставления результатов измерений такая же величина остаточного дисбаланса роторов агрегатов обеспечена в ТНА, ТНГА с упругим кольцом исходной конструкции.

В испытаниях измерения вибрационных характеристик ТНА, ТНГА проводились с использованием виброизмерительного комплекса МПС-200.

Пьезоакселерометры (вибродатчики) закреплялись на корпусе в месте расположения опор ротора и в зоне торцевой части корпуса агрегатов. Монтаж ТНА, ТНГА на испытательном стенде, схемы расположения вибродатчиков и направления осей при измерениях показаны на рис. 4. Исследования проводились в объеме, соответствующим реальным условиям эксплуатации.

Сравнение среднеквадратичных значений перегрузок по осям OX , OY , OZ при работе ТНА, ТНГА с исходным кольцом упругим и измененными вариантами № 1, № 2 во всем диапазоне режимов работы (разгон ротора от нулевой до максимальной частоты вращения, затем остановка ротора) показаны на рис. 5, а, б.

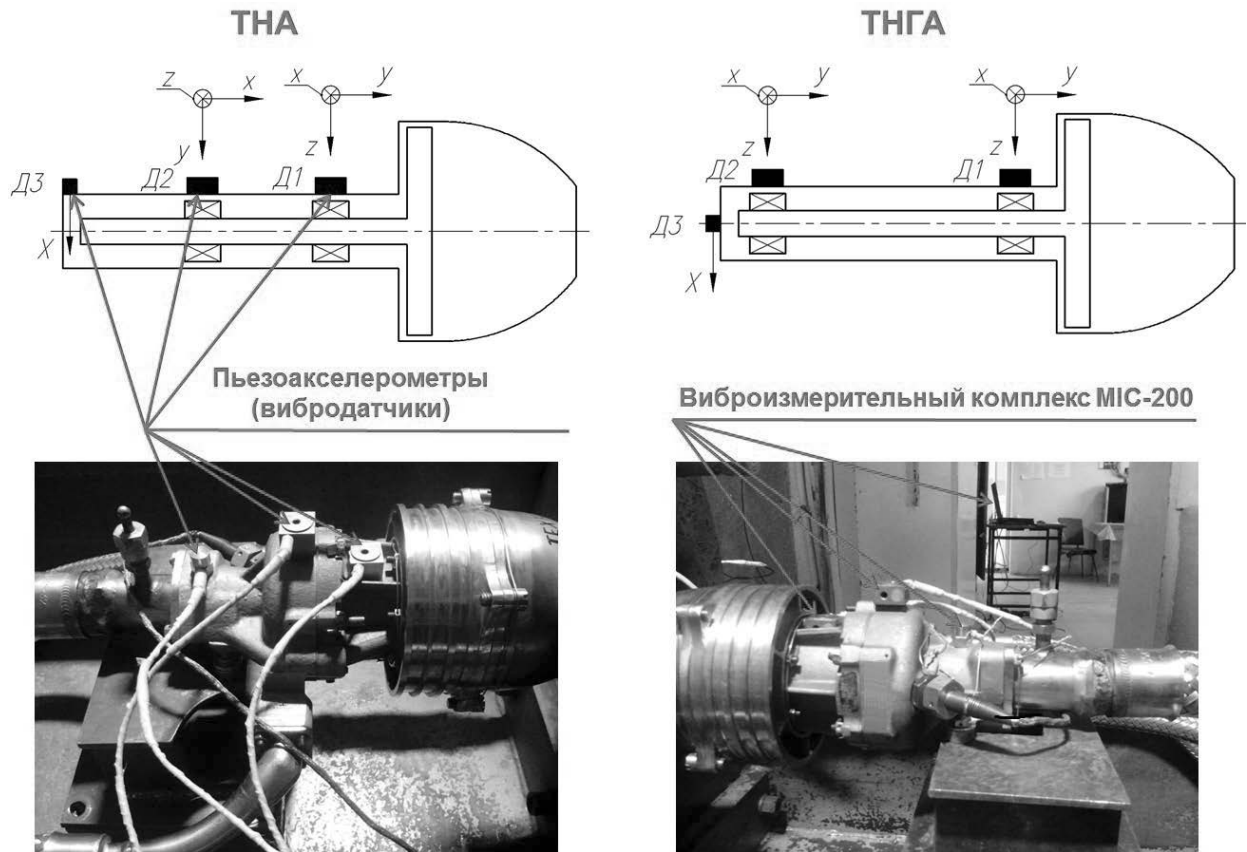


Рис. 4. Монтаж ТНА, ТНГА на испытательном стенде, схемы расположения вибродатчиков и направления осей при измерениях

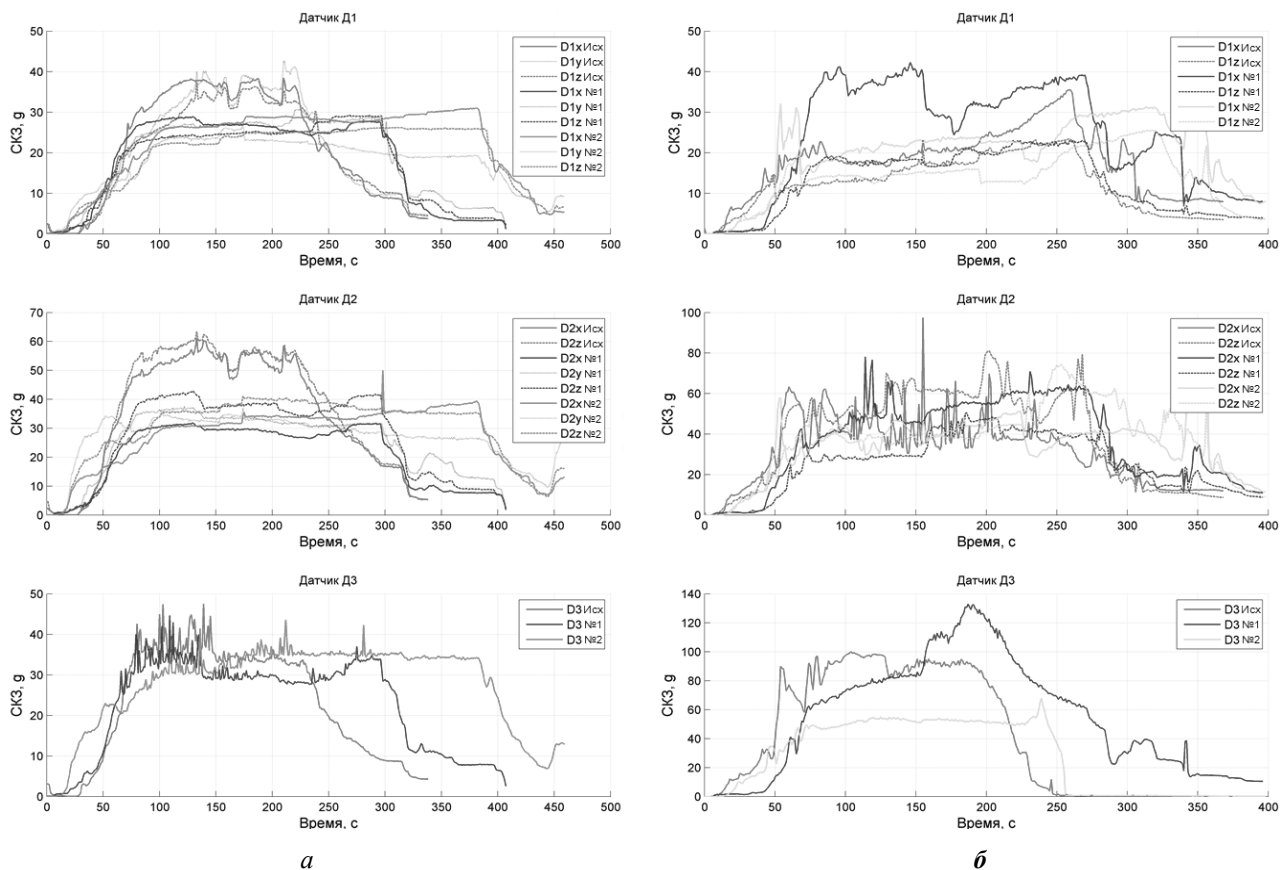


Рис. 5. Сравнение среднеквадратичных значений перегрузок по осям Ox , Oy , Oz при работе с кольцами упругими исходным, измененными № 1 и № 2 во всем диапазоне режимов работы:

а – ТНА; *б* – ТНГА

Из сравнения уровней перегрузок для различных исполнений ТНА (рис. 5, а и табл. 1) следует, что в ТНА с упругими кольцами № 1 и № 2 уровень перегрузок ТНА с действующих на опоры ротора (Д1, Д2) в среднем на 30÷40% ниже, чем с кольцом упругим исходной конструкции.

Таблица 1

**Сравнение уровней перегрузок
для различных исполнений ТНА**

Вариант кольца упругого	Уровень снижения максимального значения вибрации в точке измерения относительно максимального значения с кольцом упругим исходной конструкции, %		
	Д1	Д2	Д3
№1	28	40	5
№2	30	20	5

Сравнение уровней перегрузок для различных исполнений ТНГА (рис. 5, б и табл. 2) показало, что в ТНГА с упругими кольцами исходной и измененной конструкции № 1, № 2 уровень перегрузок действующих на опоры ротора примерно одинаковый.

Таблица 2

**Сравнение уровней перегрузок
для различных исполнений ТНГА**

Вариант кольца упругого	Уровень снижения максимального значе- ния вибрации в точке измерения относи- тельно максимального значения с кольцом упругим исходной конструкции, %		
	Д1	Д2	Д3
№1	-20	20	-30
№2	-5	5	30

Анализ характеристик вибрационных процессов при работе ТНА, ТНГА с различными упругими кольцами – исходным и измененной конструкции № 1, № 2 показывает, что резонансные явления в агрегатах отсутствуют.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исследования вибрационных характеристик ТНА, ТНГА показали следующее:

1. ТНА с упругим кольцом № 1 измененной конструкции с уменьшенными высотами наружных и внутренних выступов до 0,04^{+0,01} мм, увеличенными ширинами выступов до 3_{-0,5} мм и увеличенными ради-

усами их сопряжений до R6 имеет на ≈40% ниже перегрузки в опорах ротора, по сравнению с упругим кольцом исходной конструкции.

2. ТНА с упругим кольцом № 2 измененной конструкции с уменьшенными высотами наружных и внутренних выступов до 0,04+0,01 мм имеет на ≈30% ниже перегрузки в опорах ротора, по сравнению с упругим кольцом исходной конструкции.

3. ТНГА с упругими кольцами № 1 и № 2 измененной конструкции имеет такие же перегрузки в опорах ротора, как с исходным кольцом упругим.

Во всем диапазоне работы ТНА, ТНГА с упругими кольцами исходной и измененной конструкции № 1, № 2 отсутствует возникновение резонансных колебаний.

Таким образом, разработанное упругое кольцо новой конструкции (вариант №1) снизило на ≈40% перегрузки в опорах ТНА, обеспечило герметичность и отсутствие резонансов в ТНА, ТНГА на всех режимах работы, в условиях максимально действующих перегрузок.

Уменьшенные радиальные люфты роторов агрегатов в ≈2 раза гарантируют сохранение конструктивных зазоров между лопатками турбины и корпусом и повышают надежность работы ТНА, ТНГА (исключается заклинивание ротора) при максимальных частотах вращения роторов и перегрузках. Это обеспечивает повышение надежности и увеличение ресурса работы ДЛА, снижает вероятность разрушения опор роторов и обеспечивает надежную герметичность агрегатов в составе ДЛА.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Скибин В. А., Солонин В. И. Работы ведущих авиадвигателестроительных компаний по созданию перспективных авиационных двигателей (аналитический обзор). М.: ЦИАМ, 2004. 424 с. [V. A. Skibin, V. I. Solonin, *The works of leading aircraft engine companies to develop advanced aircraft engines (analytical review)*, (in Russian). Moscow: TsIAM, 2004.]
2. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей / В. М. Акимов и др. М.: Машиностроение, 1987, 568 с. [V. M. Akimov, et. al., *Theory and calculation of jet engines*, (in Russian). М.: Mashinostroenie, 1987.]
3. Лебедев А. А., Чернобровкин Л. С. Динамика полета. М.: Машиностроение, 1973, 616 с. [А. А. Lebedev, L. S. Chernobrovkin, *Flight Dynamics* (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 1973.]

4. **Нечаев Ю. Н.** Теория авиационных двигателей. Вып. 1: Входные и выходные устройства ВРД. М.: Машиностроение, 1970, 230 с. [Yu. N. Nechaev, *Theory of aircraft engines*. Vol. 1: Input and output devices of the WFD. M.: Mashinostroenie, 1970, 230 p.]

5. **Артемов О. А.** Прямоточные воздушно-реактивные двигатели (расчет характеристик): монография. М.: Компания Спутник +, 2006, 374 с. [O. A. Artemov, *Ramjet engines (calculation of characteristics)*, M.: Companiya Sputnik +, 2006.]

6. **Осипов Е. В.** Методика расчета массы балансирующего пояса ротора турбины // Итоги диссертационных исследований. М.: РАН, 2011. С. 149–159. [E. V. Osipov, "The method of calculating the mass of the balancing belt of the turbine rotor", in *Itogi dissertatsionnyh issledovaniy*, RAN, pp. 149-159, 2011.]

7. **Ивашин А. Ф., Кривошеев И. А. Осипов Е. В.** Оптимизация выбора и использования балансирующего оборудования при изготовлении роторов современных энергетических машин // Вестник Воронежского государственного технического университета, 2014. Т. 10. № 5.1. [A. F. Ivashin, I. A. Krivosheev, E. V. Osipov, "Optimization of choice and use balancing equipment in the manufacture of rotors of generating machines" in *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, vol. 10, no. 5.1, pp. 125-130, 2014.]

ОБ АВТОРАХ

КРИВОШЕЕВ Игорь Александрович, д-р техн. наук, профессор, проф. каф. АД УГАТУ.

ИВАШИН Александр Федорович, главный специалист АО «ВПК «НПО машиностроения» – КБ «Орион».

ОСИПОВ Евгений Владимирович, канд. техн. наук, вед. инж.-констр. АО «ВПК» НПО машиностроения – КБ «Орион».

БЕРЕЗОВСКИЙ Андрей Валерьевич, канд. техн. наук, начальник научно-исследовательского отделения АО «ВПК» НПО машиностроения».

METADATA

Title: Experimental investigation and improvement vibration characteristics of turbopumps the engine of the aircraft base.

Authors: Krivosheev I. A.¹, A. F. Ivashin², E. V. Osipov³, A. V. Berezovskiy⁴

Affiliation:

¹ Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

^{2,3} NPO "Mechanical engineering" - branch Design Bureau "Orion", Russia.

⁴ NPO "Mechanical engineering", Russia.

Email: ¹krivosheev@mail.ru, ³evgeny.osipov@mail.ru

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 22, no. 3 (81), pp. 56-62, 2018. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The increase in vibration loads on the turbo-pump unit (TNA) and the turbo-pump hydraulic unit (TNA) reduces their reliability and service life, which can lead to the destruction of the rotor supports or loss of tightness of the units. The purpose of this work was to increase the reliability of high-speed TNA, TNA by reducing dangerous vibrations acting on the rotor supports of turbines. In the work for performance of studies of applied ex-

perimental methods, consisting in the measurement of vibration characteristics of a three-component aggregates piezoaccelerometers. The result of the executed researches it is established that the greatest decrease in congestion in supports the turbopump rotor at 40% is achieved with the elastic ring having the height of the outer and inner protrusions of 0.04+0.01 mm, 3-0 width of 5 mm and the radii of their mates 6 mm. IN TGA with rings elastic modified design of the overload in the supports of the rotor are the same as with the elastic ring of the original design. As a result of reduction of radial backlash of rotors in ≈2 times jamming of rotors in operation is excluded.

Keywords: turbo-pump unit; vibration loads; measurement; reliability; elastic ring; rotor supports; resonance.

About authors:

KRIVOSHEEV, Igor Aleksandrovich, Dr. sci. Sciences, Professor, Professor USATU.

IVASHIN, Alexander Fedorovich, Chief specialist of JSC "MIC" NPO Mashinostroyeniya" - KB "Orion".

OSIPOV, Evgeny Vladimirovich, kand. Techn. Sciences, leading eng.- constr. JSC "MIC" NPO Mashinostroyeniya" - KB "Orion".

BEREZOVSKY, Andrey Valeryevich, kand. Techn. Sciences, head of research Department of JSC "MIC" NPO Mashinostroyeniya".