

ВИБРАЦИОННОЕ ОБСЛЕДОВАНИЕ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ, НЕ ПРОШЕДШЕГО ПРИЕМОЧНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ИЗ-ЗА ПОВЫШЕННОЙ ВИБРАЦИИ

П. А. ДВОРЯК¹, М. А. КАТАНОВ², В. М. РЫЖЕНКОВ³

¹ pas009@yandex.ru, ² maxkatanov@yandex.ru, ³ balans@list.ru

ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» (МАИ)

Поступила в редакцию 19.10.2023

Аннотация. Объектом данного исследования была вспомогательная силовая установка (ВСУ) гражданского самолета. ВСУ, пришедшая на ремонт, не смогла пройти приемо-сдаточные испытания. В связи с этим было принято решение о проведении ее виброобследования для определения доминирующей частоты, которая дает наибольшее влияние на общий уровень вибраций. Виброобследование проводилось методом удара, а также проводилась оценка спектра при работе изделия. В результате испытаний определена доминирующая частота. Также были определены частоты собственных колебаний роторных частей установки. Частота собственных колебаний стяжного вала ротора совпадает с частотой, появляющейся на всех полученных спектрах. Также при визуальном осмотре стяжного вала имели место касания по центрирующим поясам валопровода.

Ключевые слова: вибродиагностика; модальный анализ; ВСУ; экспериментальный метод; частота собственных колебаний; динамические характеристики.

ВВЕДЕНИЕ

Для получения информации о состоянии газотурбинного двигателя того или иного агрегата вибрации играют роль наиболее достоверного средства диагностики и позволяют избежать аварийных ситуаций. Для своевременного выявления дефектов производства и обеспечения контроля стабильности технологического процесса по параметру вибрации вводят производственную норму – обобщенную виброскорость в диапазоне частот вибрации двигателя до 2000 Гц. Выявление доминирующей составляющей в спектре вибраций, а следовательно, и источника достигается экспериментальными методами изучения характеристик составных частей двигателя на различных стадиях производства. Этот процесс называют вибрационное обследование. Оно основано на методах экспериментального определения динамических характеристик самого изделия и его составных частей заданием свободных или вынужденных гармонических колебаний. Работа проводилась для вспомогательной силовой установки (ВСУ) гражданского самолета. Общий вид установки представлен на рис. 1.

Роторы подобных установок чаще всего имеют конструкцию сборного ротора, стянутого одной стяжкой, которую называют стяжной шпилькой или стяжным валом (рис. 2).

Для определения частот и форм собственных колебаний используется метод гармонического возбуждения. Для проведения таких испытаний используются вибростенды с различными типами вибровозбудителей, такими как электродинамические. Эти устройства позволяют варьировать частоту в заданных пределах, что необходимо для точного определения параметров колебаний [1]. Также можно использовать инерционные вибровозбудители, которые включают в себя центробежные. Центробежные устройства могут быть дебалансными или планетарными. Дебалансные вибровозбудители имеют статическую неуравновешен-

ность, что обуславливает их особую конструкцию [2]. Существует также метод ударного возбуждения, который имеет свои преимущества, такие как оперативность измерения и компактность установки. Однако данный метод может оказывать влияние на демпфирование и нелинейность конструкции, что следует учитывать при использовании [3].

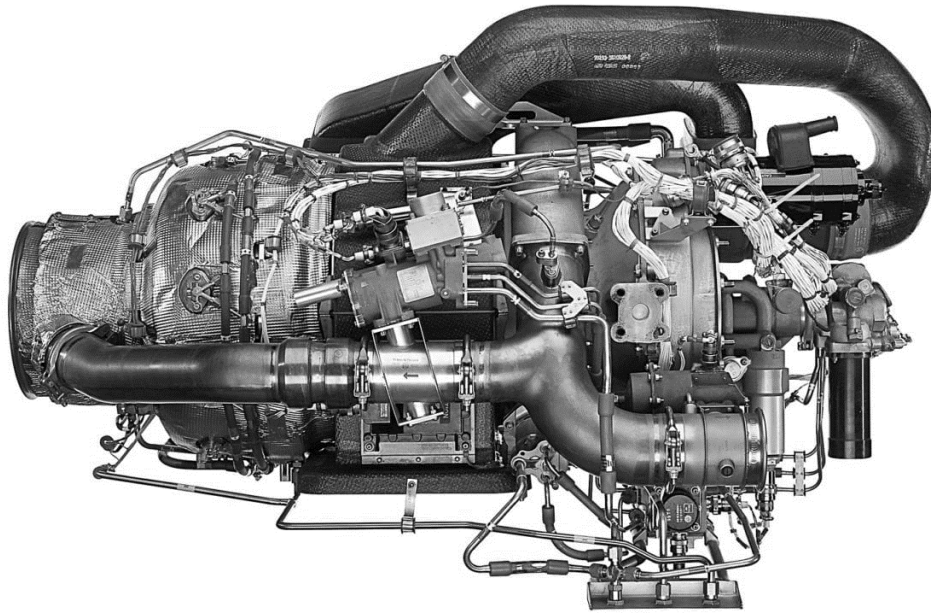


Рис. 1. Общий вид установки

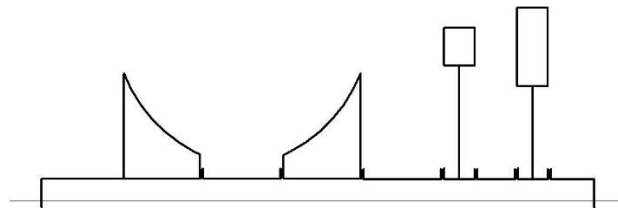


Рис. 2. Силовая схема ротора ВСУ

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Измерения выполнялись на следующих этапах сборки:

1. Балансировка стяжного вала и определение его ЧСК на балансировочном станке. На рис. 3 представлен общий вид установки стяжного вала на балансировочном станке. Удар для определения ЧСК наносился в середину, в место наибольшего прогиба, так как было необходимо определить первую собственную частоту.



Рис. 3. Стяжной вал на балансировочном станке

2. Балансировка ротора и определение его ЧСК на балансировочном станке и анализатором ВС-311В.

3. Сборка изделия на стапеле и определение его ЧСК анализатором ВС-311В методом удара по корпусу. На рис. 4 изображено место установки датчика на ВСУ.

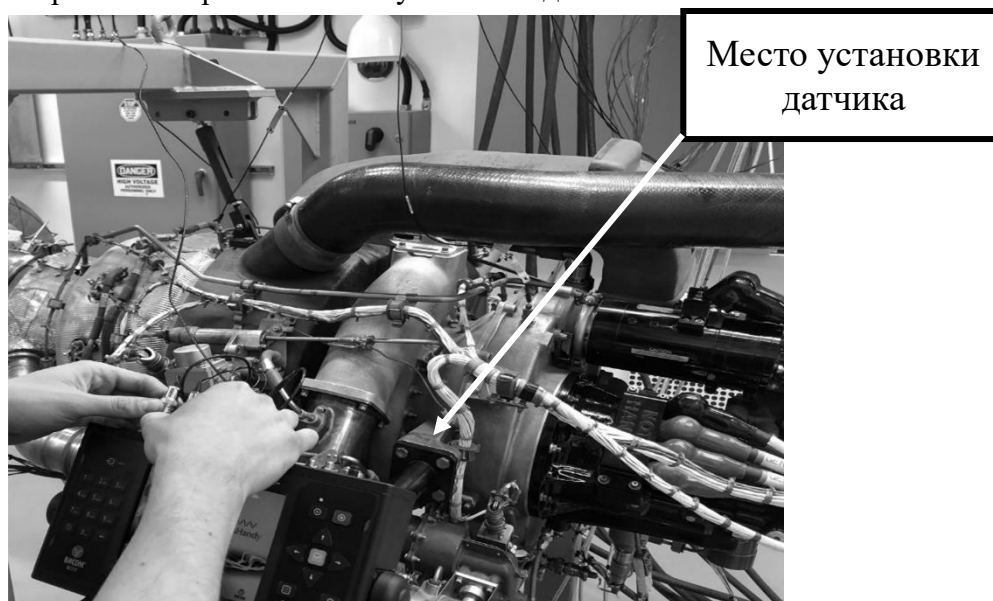


Рис. 4. Место установки датчика на сборочном стапеле

На рис. 5 представлен спектр удара на балансировочном станке. Частота, отмеченная курсором 1, составляет порядка 150 Гц. С помощью расчетных методов первая частота стяжного вала равна 150 Гц.

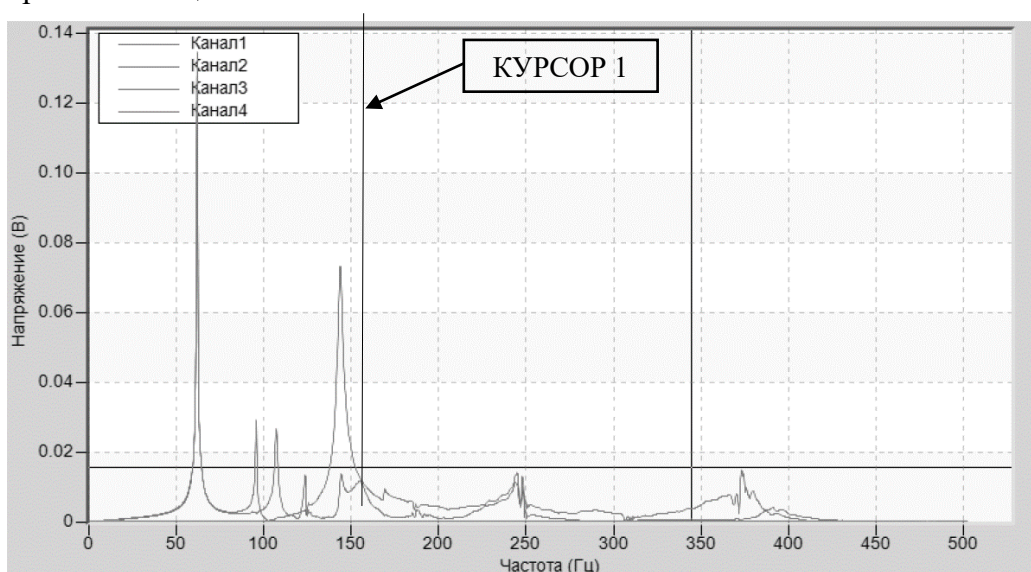


Рис. 5. Место установки датчика на сборочном стапеле

На рис. 6 представлен спектр удара установки на сборочном стапеле. Курсором 1 отмечен пик 200 Гц – предполагаемая первая собственная частота стяжного вала. Разница частоты собственных колебаний от измеренных на балансировочном станке и расчетных обусловлена крутящим моментом, приложенным к валу при сборке ротора.

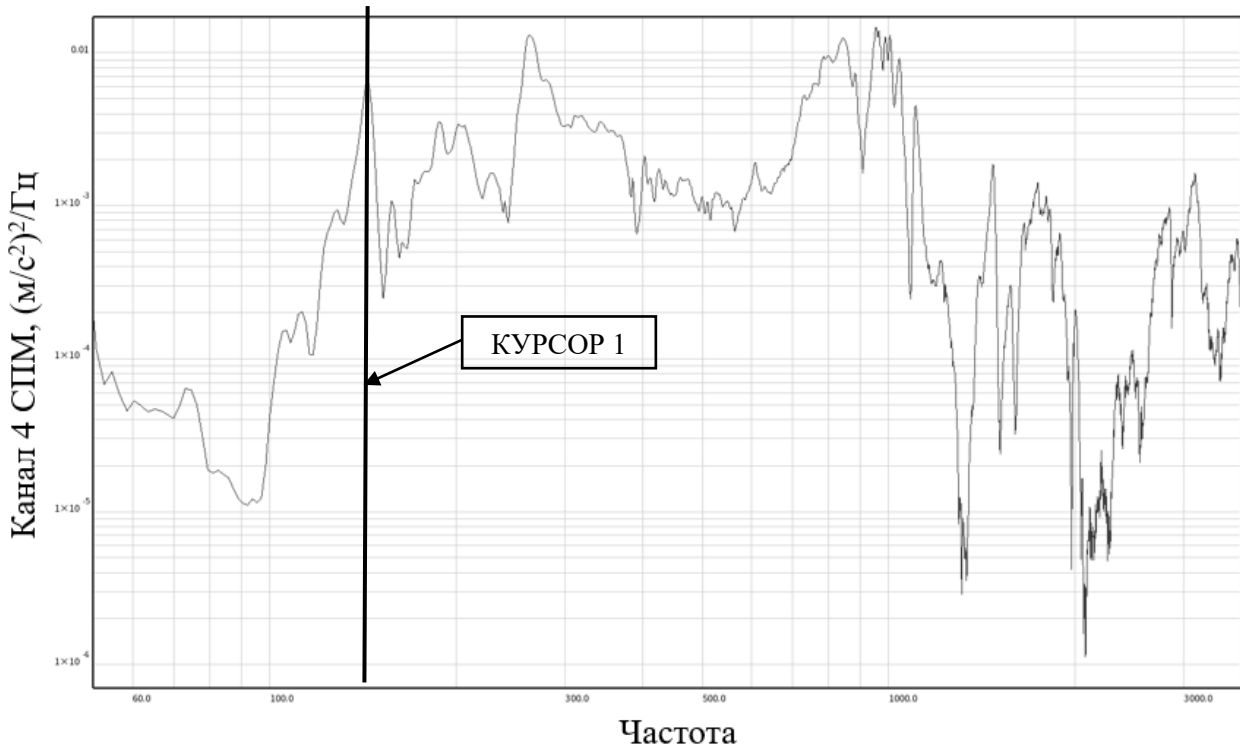


Рис. 6. Спектр удара на сборочном стапеле

4. Установка изделия на испытательном стенде и определение его ЧСК анализатором ВС-311В методом удара по узлу подвески. На рис. 7 представлен спектр вибраций на рабочем режиме. Аналогично курсором 1 выделена частота 200 Гц.

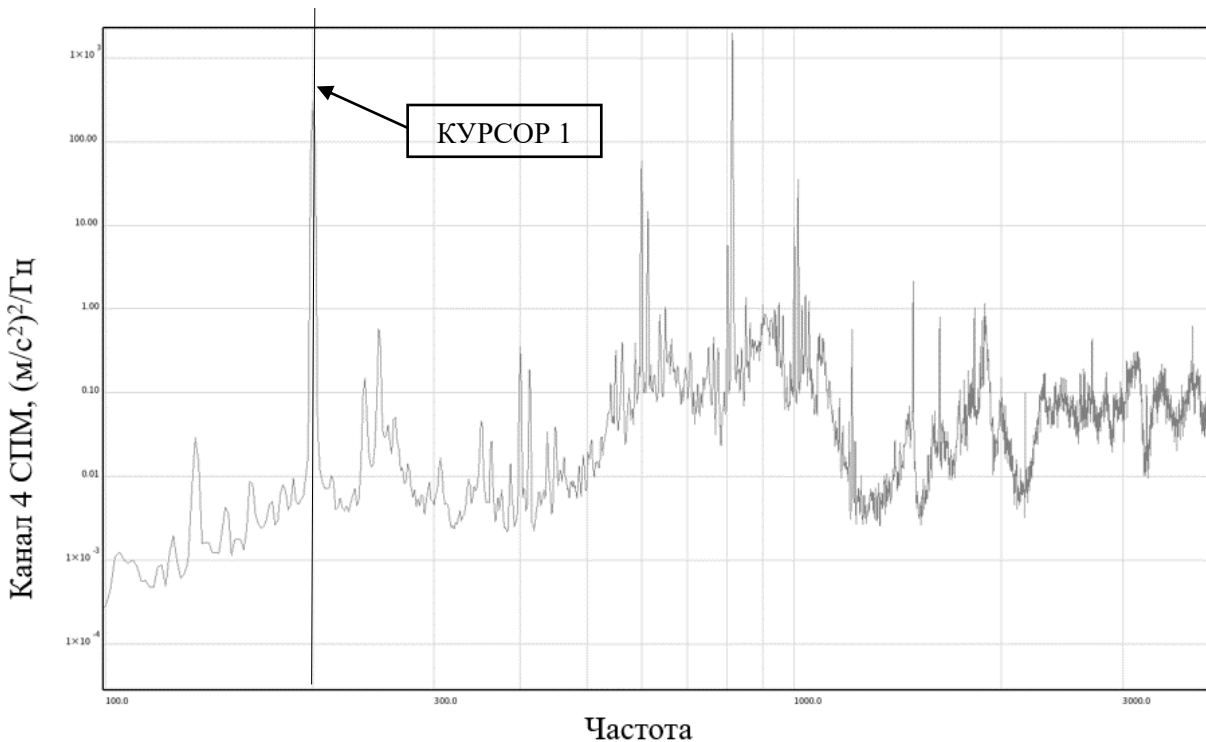


Рис. 7. Спектр сигнала на рабочем режиме

На рис. 8 представлена амплитудная характеристика вибраций ВСУ при испытаниях. Первые два пика виброграммы (представлена на нижней части рисунка) – это и есть проявление первой формы колебаний стержневого вала.

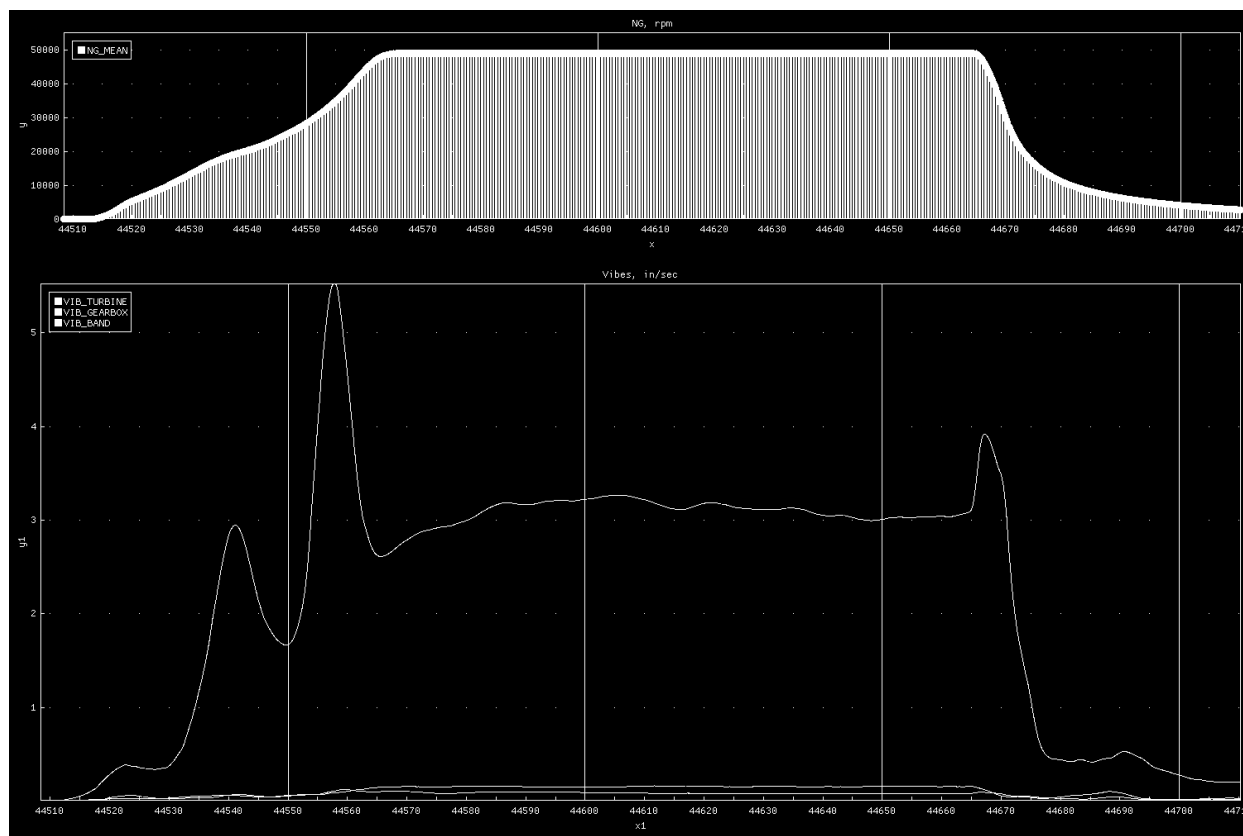


Рис. 8. Амплитудная характеристика вибраций ВСУ при испытаниях

Методика испытаний

Испытания соответствуют ГОСТ ИСО 7626-5-99 Часть 5. Вибрация и удар. Экспериментальное определение механической подвижности. Измерения, использующие ударное возбуждение возбудителем, не прикрепляемым к конструкции.

Измеряемые параметры

1. Частоты и амплитуды собственных колебаний ротора и ВСУ в сборе.
2. Частоты и амплитуды вынужденных колебаний ВСУ при испытаниях.

Порядок проведения эксперимента

1. Измерить ЧСК ротора на опорах балансировочного станка методом удара.
2. Измерить ЧСК изделия на стапеле методом удара.
3. Определить спектр вибраций изделия на рабочем режиме при испытаниях на стенде.

Результаты испытаний

В результате обработки экспериментальных были выделены значимые частоты в спектрах вибраций, представленные в табл. 1.

Таблица 1

Значимые частоты в спектрах вибраций, Гц

Резонансные частоты	Объект		
	Ротор на опорах станка	Изделие в сборе на стапеле	Изделие в сборе при испытаниях
1-я	207	187	200
2-я	313	264	—
3-я	—	—	612
роторная	—	—	812
4-я	957	963	1012

1. В спектре вибраций невращающегося ротора и изделия в сборе выявлены значимые резонансные частоты: 207...187, 313...264, 957...953 Гц (см. рис. 5, 6).

2. В спектре вибраций изделия при испытаниях на частоте вращения 812 Гц выявлены резонансные частоты: 200, 612, 1012 Гц (см. рис. 7).

3. При разгоне ротора до рабочих оборотов выявлены три амплитудных резонанса на оборотах: ≈ 3100 (52 Гц), 18300 (305 Гц), 36600 (610 Гц) об/мин (см. рис. 8).

ВЫВОДЫ

1. Доминирующий источник вибраций изделия – стяжной вал в сборе с ротором. Колебания стяжного вала происходят с частотами 200 и 612 Гц. Частота собственных колебаний невращающегося ротора 955 Гц, а вращающегося на рабочем режиме – 1012 Гц. Повышение ЧСК обусловлено рабочими нагрузками от крутящего момента на его составные части, что увеличивает жесткость ротора.

2. Амплитуды колебаний стяжного вала могут достигать величины зазора в его посадках по центрирующим буртикам, что подтверждается наличием на них наклепа. Следы наклепа на буртиках расположены под 90 градусов. При широкоходовой посадке максимальный зазор составляет 0,28 мм (Δ). При массе вала 0,9 кг ($m_{\text{вала}}$) неуравновешенная сила будет достигать:

$$F = m_{\text{вала}} \times \Delta \times \omega^2 = 0,9 \times 0,14 \times 10^{-3} \times 1,58 \times 10^6 = 200 \text{ Н.}$$

Данная центробежная сила превышает силу тяжести ротора в сборе (17 кг) и при наличии радиального зазора в роликовом подшипнике вызовет 3-й режим его работы, т.е. возникнет технологический дисбаланс, равный произведению массы ротора на величину смещения центра масс от зазора в подшипнике.

3. Уровни среднего квадратического значения (СКЗ) виброскорости (в месте установки датчика – на левой передней подвеске со стороны входа) на выделенных частотах следующие:

- 12,5 мм/с – с частотой 200 Гц;
- 6,0 мм/с – с частотой 612 Гц;
- 6,9 мм/с – с частотой 812 Гц (рабочая частота);
- 4,4 мм/с – с частотой 1012 Гц.

Общий уровень СКЗ виброскорости изделия равен 16,1 мм/с, из него 78 % – это вибрация стяжного вала с частотой 200 Гц.

4. Амплитудная характеристика СКЗ виброскорости изделия, возникающая как с частотой вращения ротора, так и с общей вибрацией в местах установки штатных датчиков подтверждает наличие резонансов на выделенных частотах 200 и 612 Гц. Их отличие от ЧСК, выявленных на установившихся рабочих оборотах, обусловлено ускорением при разгоне ротора. Частота 1012 Гц не выявляется как при разгоне, так и при выбеге ротора из-за короткого промежутка времени.

В результате виброобследования было установлено, что источником повышенных вибраций на частоте 200 Гц с большей виброскоростью в спектре был стяжной вал. В результате разборки ВСУ обнаружены следы касания центрирующими поясками стяжного вала о валопровод. После замены стяжного вала ВСУ прошла испытания успешно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Вибрации** в технике: Справочник. В 6-ти т./ Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 5. Измерения и испытания. – Под ред. М.Д. Генкина, 1981, с. 330–332, 455–457 [Vibrations in Engineering: reference guide. – Moscow: Mashinostroenie, 1981. – Vol. 5. Measurements and Tests. – Edited by M.D. Genkin, 1981, pp. 330–332, 455–457 (in Russian).]
2. **Бауман В.А., Быховский И.И.** Вибрационные машины и процессы в строительстве. Учебное пособие для студентов строительных и автомобильно-дорожных вузов. М., «Вышш. Школа», 1977. 255 с. с ил., с. 76–79, 98 [Bauman V.A., Bykhovskiy I.I., Vibration Machines and Processes in Construction. Study guide. Moscow, Vysshaya Shkola, 1977. 255 p. pp. 76–79, 98 (in Russian).]

3. **ГОСТ ИСО 7626-5-99** Вибрация и удар. Экспериментальное определение механической подвижности. [GOST ISO 7626-5-99 Vibration and shock. Experimental determination of mechanical mobility (in Russian).]

ОБ АВТОРАХ

ДВОРЯК Павел Анатольевич, асп. каф. 205 МАИ «Технология производства двигателей летательных аппаратов». Дипл. инженер-конструктор (МАИ, 2021 г.). Готовит дис. на тему «Технологические методы уменьшения динамичности и неуравновешенности авиационных ГТД».

КАТАНОВ Максим Андреевич, инженер каф. 205 МАИ «Технология производства двигателей летательных аппаратов», дипл. инженер-технолог (МАИ, 2021 г.). Готовит дис. на тему «Влияние качества поверхностного слоя деталей на динамические характеристики роторов газотурбинных двигателей».

РЫЖЕНКОВ Валентин Михайлович, с.н.с. каф. 205 МАИ «Технология производства двигателей летательных аппаратов». Дипл. инженер-механик (МАИ, 1967 г.). К.т.н. в области балансировки роторов на газовых подшипниках. Иссл. в обл. высокоскоростной балансировки роторов ГТД и вибродиагностики воздушно-реактивных двигателей.

METADATA

Title: Vibration inspection of a gas turbine engine that did not pass acceptance tests due to increased vibration.

Authors: P. A. Dvoryak¹, M. A. Katanov², V. M. Rizhenkov³

Affiliation: Moscow Aviation Institute (National Research University) (MAI), Russia.

Email: ¹ pas009@yandex.ru, ² maxkatanov@yandex.ru, ³ balans@list.ru

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa University of Science and Technology), vol. 28, no. 2 (104), pp.27-33, 2024. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The object of this study was the auxiliary power unit (APU) of a civil aircraft. The APU that came for repairs could not pass the acceptance tests. In this regard, it was decided to conduct its vibration examination to determine the dominant frequency which has the greatest impact on the overall level of vibration. The vibration examination was carried out by the impact method, and the spectrum was also evaluated during the operation of the product. As a result of the tests, the dominant frequency was determined. The frequencies of the natural vibrations of the unit's rotor parts were also determined. The frequency of the natural vibrations of the coupling shaft of the rotor coincides with the frequency that appears in all the obtained spectra. Also, during a visual inspection of the coupling shaft, there were touches on the centering belts of the shafting.

Keywords: vibrodiagnostics; modal testing; APU; experimental method; frequency of natural oscillations; dynamic characteristics.

About authors:

DVORYAK, Pavel Anatolievich, postgrad. student at Department 205 "Technology of Aircraft Engine Production" of Moscow Aviation Institute. Diploma of a design engineer (Moscow Aviation Institute, 2021). He is preparing a thesis entitled "Technological methods for reducing the dynamicity and imbalance of aviation GTEs".

KATANOV, Maksim Andreevich, engineer at Department 205 "Technology of Aircraft Engine Production" of Moscow Aviation Institute. Diploma of a process engineer (Moscow Aviation Institute, 2021). He is preparing a thesis entitled "Effect of the surface layer quality of parts on the dynamic characteristic of gas turbine engine rotors".

RYZHENKOV, Valentin Mikhailovich, Senior Researcher at Department 205 "Technology of Aircraft Engine Production" of Moscow Aviation Institute. Diploma of mechanical engineer (Moscow Aviation Institute, 1967). Candidate of Tech. Sci. in the balancing of rotors on gas bearings (Moscow Aviation Institute, 1978). Studies in the high-speed balancing of GTE rotors and vibrodiagnostics of airbreathing jet engines.