

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕХНОЛОГИИ ВИРТУАЛЬНОЙ БАЛАНСИРОВКИ

*Печенина Е.Ю., Печенин В.А., Болотов М.А., Проничев Н.Д.*

*«Самарский национальный исследовательский университет*

*имени академика С.П. Королева, г. Самара*

**Ключевые слова:** вибрационный параметр, ротор, виртуальная балансировка, виброскорость, смещение, остаточный дисбаланс.

**Аннотация.** Данная статья посвящена исследованию вибрационных параметров ротора с использованием технологии виртуальной балансировки. Разработана параметрическая модель ротора турбины низкого давления, учитывающей существенные геометрические отклонения деталей. На основе этой модели проведена серия экспериментов посредством технологий виртуальной балансировки. В ходе виртуальной балансировки определялись значения виброскоростей на критических частотах. Были построены и обобщены зависимости виброскоростей от геометрических отклонений деталей ротора турбины низкого давления.

## STUDY OF ROTOR VIBRATION PARAMETERS USING VIRTUAL BALANCING TECHNOLOGY

*Pechenina E.Yu., Pechenin V.A., Bolotov M.A., Pronichev N.D.*

*Samara National Research University, Samara*

**Keywords:** vibration parameter, rotor, virtual balancing, vibration speed, displacement, residual imbalance.

**Abstract.** This article is devoted to the study of vibrational parameters of the rotor using virtual balancing technology. A parametric model of the low-pressure turbine rotor has been developed, taking into account the significant geometric deviations of the parts. Based on this model, a series of experiments was carried out using virtual balancing technologies. During virtual balancing, the values of vibration velocities at critical frequencies were determined. The dependences of the vibration velocities on the geometric deviations of the parts of the low-pressure turbine rotor were constructed and generalized.

### Введение

Вибрационное состояние турбины определяет надёжность и долговечность ее работы. Основным источником гармонических возбуждающих сил, действующих на турбомашину, являются дисбалансы вращающихся деталей, которые в сочетании с упруго-инерционными характеристиками узлов определяют уровень вибраций двигателя в целом. Дисбалансы, вызывающие прогибы и вибрации возникают вследствие конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. Серьёзной причиной появления статического и динамического дисбаланса деталей являются погрешности, допущенные в процессе их изготовления. При вибрационной диагностике анализируются следующие параметры: виброскорость, виброперемещение, виброускорение.

Балансировка роторов проводится в два этапа. На первом этапе отдельно балансируются детали ротора. На втором этапе балансируется ротор в сборе. Проектирование и производство деталей ротора необходимо контролировать для

достижения необходимой точности. В частности, необходимо принять во внимание следующее:

- 1) детали должны быть изготовлены с высокой точностью для обеспечения близких концентраций и минимизации индивидуального дисбаланса;
- 2) следует избегать или минимизировать свободные детали, которые могут привести к смещению во время работы, что приведет к изменению баланса;
- 3) масса для коррекции баланса должна быть добавлена в точках дисбаланса или вблизи них [1].

Анализ существующего состояния разработок в данной области на сегодняшний день проводился путём литературного обзора открытых источников. В ходе обзора множества источников было выявлено три основных направления:

- 1) исследования, посвящённые методам и моделям, выявляющим уровень вибраций [2-4];
- 2) исследования, учитывающие влияние геометрических параметров на возникновение дисбаланса [5, 6];
- 3) исследования, посвященные подходам по контролю и коррекции несбалансированности [7-9].

Анализируя направления исследований и применяемые методы можно отметить значительное использование численных методов, в том числе метода конечных элементов. Кроме того, во многих работах используется значительный объём экспериментальных исследований роторов на стендах, а также применение аналитических и численных моделей в прогнозировании вибрационного состояния роторов турбомашин. Современный уровень разработанности темы прогнозирования и обеспечения вибрационного состояния ротора турбины низкого давления (НД) с учётом влияния геометрической точности деталей не позволяет реализовывать данную технологию в условиях цифрового производства, поскольку отсутствуют достоверные и многофакторные модели, позволяющие прогнозировать влияние геометрических отклонений деталей и сборочных параметров на уровень вибраций в авиационном двигателе.

Для промышленной реализации цифрового обеспечения вибрационного состояния ротора турбины низкого давления необходимо создание специализированных моделей и алгоритмов. В данной работе исследуется параметр виброскорости на опорах ротора турбины при помощи компьютерных моделей.

### **Создание параметрической модели ротора**

В ходе исследования в системе NX была создана параметрическая 3D модель ротора турбины низкого давления третьей ступени, состоящая из деталей: вал, проставка и диск. Создание осуществлялось на основе геометрии, приведенной в конструкторских чертежах. Для проведения расчетов параметров вибрационного состояния данная 3D модель упрощалась. В процессе упрощения исключались конструктивные элементы, не оказывающие существенного влияния на характеристики деталей. Разработанная параметрическая модель ротора турбины является цифровым представлением ротора турбины и может быть использована для определения его вибрационных характеристик с использованием технологии виртуальной балансировки.

В САЕ-пакете ANSYS для имитации вращения ротора и получения вибрационных характеристик сборки используются два модуля: Modal и Harmonic Response. Использование модуля Modal необходимо для определения критических частот и изгибных форм. Модуль Harmonic Response предназначен для определения амплитудно-частотных характеристик, деформаций, напряжений, скоростей модулируемого ротора. После расчета сохранялась информация по величинам виброскоростей на опорах ротора в местах возникновения критических частот.

Рассмотренная методика расчета была апробирована при помощи разгонно-балансирующего стенда. В качестве объекта балансировки при апробации методики использовался имитатор ротора. Измерение виброскоростей на опорах выполняется посредством активных пьезокерамических датчиков. Погрешности результатов, полученных при использовании технологии виртуальной балансировки имитатора ротора, не превышали 10% от рассчитываемых величин.

Выполнение этапов процесса виртуальной балансировки был автоматизирован при помощи приложения в программе MATLAB, что позволило снизить трудоёмкость выполнения серии экспериментов

### **Результаты исследования**

Для проведения исследования вибрационных параметров был составлен план экспериментов. Входными параметрами для расчета являлись геометрические отклонения комплекта деталей ротора турбины НД (смещение деталей и параметры остаточных дисбалансов).

План экспериментов включал себя серию экспериментов с изменяемыми значениями параметров: смещения диска вдоль оси  $Y$ , остаточного дисбаланса на диске, смещения проставки вдоль оси  $Y$  и одновременного смещения диска и остаточного дисбаланса на диске. Значения геометрических отклонений деталей были взяты на основании производственной статистики.

В результате виртуальной балансировки ротора турбины определялись значения виброскоростей на двух опорах ротора на частотах 50 Гц и 90 Гц, так как эти частоты являлись критическими для данной модели ротора.

На рисунках 1 и 2 приведены зависимости (на двух опорах ротора), полученные в ходе виртуальных расчетов согласно плана экспериментов.

Исходя из полученных результатов по серии экспериментов, приведенных на рисунке 1 при наличии остаточного дисбаланса и увеличении смещения диска вдоль оси  $Y$ , виброскорость на первой опоре возрастает линейно, причем при 90 Гц угол наклона прямой более высокий. На второй опоре характер зависимостей можно описать в виде степенной или показательной функцией, при 90 Гц виброскорость, как и на первой опоре, возрастает быстрее.

Из результатов, приведенных на рисунке 2 следует, что при изменении сдвига проставки вдоль оси  $Y$  величина виброскорости на первой опоре возрастает линейно, на второй при частоте 50 Гц уменьшается линейно и при частоте 90 Гц уменьшается нелинейно. В целом виброскорость при частоте 90 Гц меньше, чем при частоте 50 Гц.

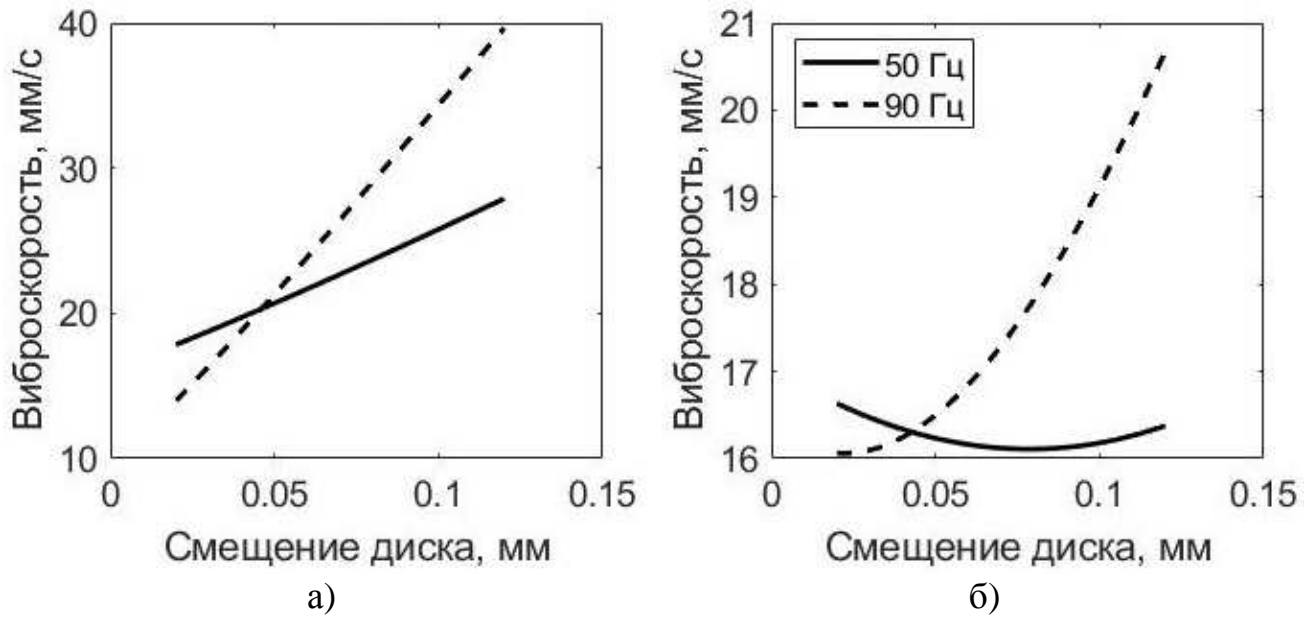


Рис. 1. Зависимость виброскорости от смещения диска: а) первая опора; б) вторая опора

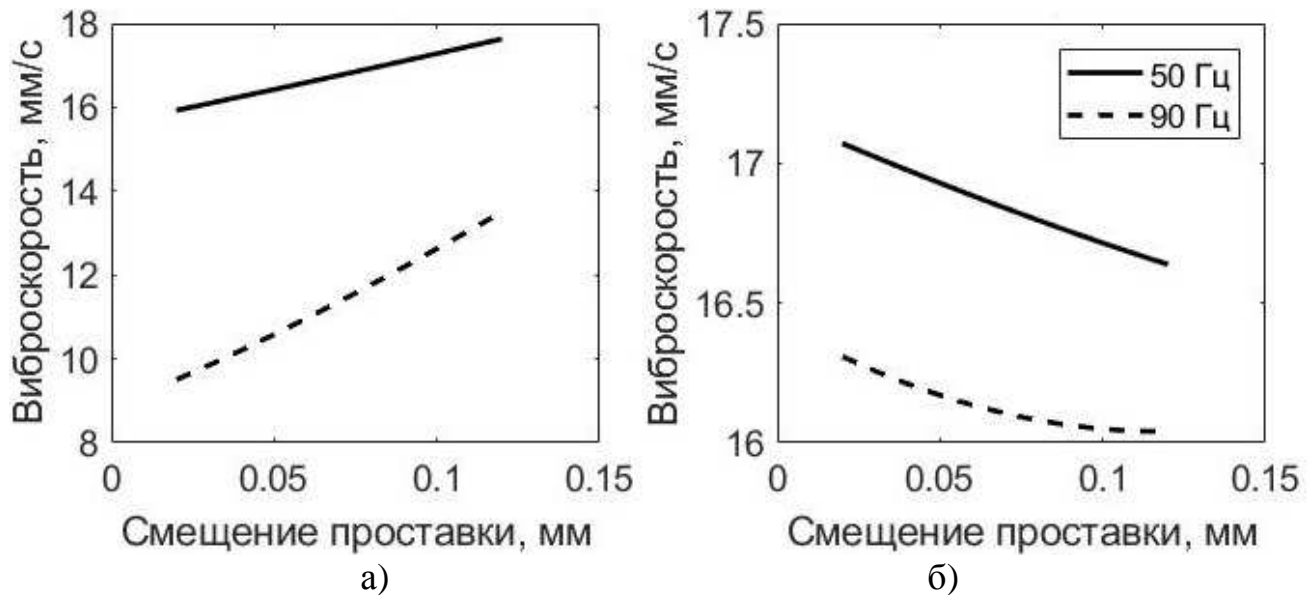


Рис. 2. Зависимость виброскорости от смещения проставки: а) первая опора; б) вторая опора

Также была проведена серия экспериментов для рассмотрения одновременного влияния двух параметров (смещение диска и остаточный дисбаланс на диске). На рисунке 3 приведены регрессионные зависимости виброскоростей от параметров геометрических отклонений деталей на частоте 90Гц.

При частоте 90 Гц значения виброскоростей возрастают, на первой опоре линейно, на второй есть нелинейная зависимость. При этом на 90 Гц величины виброскоростей выше, а изменение остаточного дисбаланса в меньшей степени влияет на результат, чем изменение величины смещения диска.

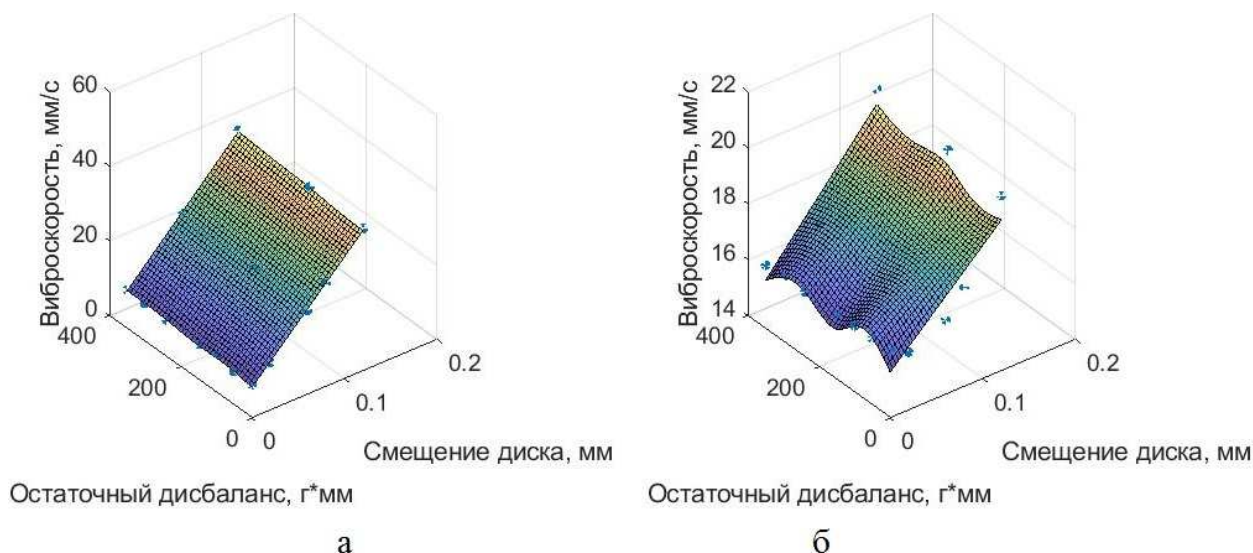


Рис. 3. Регрессионная зависимость изменения виброскорости от изменения двух параметров: а) первая опора; б) вторая опора

### Заключение

В статье построены и обобщены зависимости виброскоростей от изменения параметров геометрических отклонений, таких как смещение диска и остаточный дисбаланс на диске ротора турбины с использованием технологии виртуальной балансировки.

По результатам данного исследования можно сделать следующие выводы:

- 1) смещение деталей имеет большее влияние на виброскорости на опорах, чем остаточный дисбаланс на диске;
- 2) для второй опоры виброскорость в некоторых случаях приобретает нелинейный характер;

В дальнейших исследованиях планируется использовать полученные результаты для создания обобщающих регрессионных моделей, позволяющих оперативно прогнозировать параметры вибрационного состояния в зависимости от отклонений.

*Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках стипендии Президента Российской Федерации (номер СП-262.2019.5).*

### Список литературы

1. Левит М.Е., Рыженков, В.М. Балансировка деталей и узлов. М.: Машиностроение, 1986. 248 с.
2. Deepthikumar M.B. Sekhar A.S., Srikanthan M.R. Modal balancing of flexible rotors with bow and distributed unbalance // Journal of Sound and Vibration. 2013. V. 332, no. 24. P. 6216-6233. DOI: 10.1016/j.jsv.2013.04.043
3. Kaneko Y., Kanki H., Kawashita R. Steam turbine rotor design and rotor dynamics analysis // Advances in steam turbines for modern power plants. 2017. P. 127-151. DOI: 10.1016/B978-0-08-100314-5.00007-5.
4. Wenhui X., Yushu C., Yougang T. Analysis of motion stability of the flexible rotor – bearing system with two unbalanced disks // Journal of Sound and Vibration. 2008. V. 310, no. 1-2. P. 381-391. DOI: 10.1016/j.jsv.2007.08.001
5. Jalan Arun Kr., Mohanty A.R. Model based fault diagnosis of a rotor – bearing system for misalignment and unbalance under steady – state condition // Journal of Sound and Vibration. 2009. V. 327, no 3-5. P. 604-622. DOI: 10.1016/j.jsv.2009.07.014

6. Захаров О.В., Бржозовский Б.М., Погораздов В.В. Настройка бесцентровых суперфинишных станков на основе численного моделирования и оптимизации // Вестник машиностроения. 2003. № 12. С. 48-50.
7. Mahfoud J., Hagopian J.Der., Levecque N., Steffen Jr. V. Experimental model to control and monitor rotating machines // Journal of mechanism and machine theory. 2009. V. 44, no. 4. P. 761-771. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2008.04.009
8. Guo J., Hong J., Yang Z., Wang Y. A tolerance analysis method for rotating machinery // 12th CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing, Procedia CIRP. 2013. V. 10. P. 77-83. DOI: 10.1016/j.procir.2013.08.015
9. Захаров О.В. Управление точностью бесцентрового шлифования статистическими методами // Мехатроника, автоматизация, управление. 2009. № 9. С. 32-35.

Сведения об авторах:

*Печенина Екатерина Юрьевна* – аспирант кафедры технологий производства двигателей, Самарский университет, г.Самара;

*Печенин Вадим Андреевич* – к.т.н., доцент кафедры технологий производства двигателей, Самарский университет, г.Самара;

*Болотов Михаил Александрович* – к.т.н., доцент кафедры технологий производства двигателей, Самарский университет, г.Самара;

*Проничев Николай Дмитриевич* – д.т.н., профессор кафедры технологий производства двигателей, Самарский университет, г.Самара.