Труды МАИ. 2025. № 141 Trudy MAI. 2025. No. 141. (In Russ.)

Научная статья УДК 629.7.036 URL: <u>https://trudymai.ru/published.php?ID=184495</u> EDN: https://www.elibrary.ru/FIOSBO

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗНАЧЕНИЙ НЕТОЧНОСТЕЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ВАЛОВ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ИХ ВЛИЯНИЕ НА РАБОЧИЙ ПРОГИБ РОТОРА

Антон Равильевич Усманов

Научно-исследовательский центр СтаДиО,

Москва, Российская Федерация

ysman2d@gmail.com

Аннотация: В статье приводится метод определения допусков при изготовлении вала ГТД, основанный на результатах математического моделирования его рабочего прогиба. Данный метод включает в себя результаты исследований, проведенных в предыдущих работах, в которых была показана важность учета неточностей изготовления валов при расчете их динамики. Например, в одной из работ были выведены выражения центробежной нагрузки, вызванной разнотолщинностью, биением наружной поверхности и биением посадочных поверхностей, и на тестовой задаче было показано, что такая нагрузка может дать значительный вклад в динамику вала. В другой работе был рассмотрен эффект двоякой изгибной жесткости, было выведено выражение центробежной нагрузки, учитывающее данный эффект, и было показано, что двоякая жесткость может дать значительный вклад в рабочий прогиб ротора для валов определённой формы. В данной работе проводилось математическое моделирование путем численного решения уравнений теории упругости во вращающейся системе координат методом конечных элементов в динамической постановке. В качестве исходных нагрузок задавались центробежные силы, вызванные неточностями изготовления валов. Была построена конечно-элементная модель участка двигателя, включающего рассматриваемый вал, и определен рабочий прогиб данного вала в случае его изготовления по значениям допусков самого низкого класса точности. Сравнение результатов расчета с расчетом в балочной постановке показали хорошее соответствие двух разных подходов. Расчет был повторен для других классов точности и показано, что некасание деталей в процессе раскрутки обеспечивается при изготовлении рассматриваемого вала по значениям допусков десятого класса точности и выше.

Ключевые слова: роторная динамика, допуск, дисбаланс, прогиб вала, центробежная нагрузка

Для цитирования: Усманов А.Р. Метод определения значений неточностей изготовления валов газотурбинного двигателя, учитывающий их влияние на рабочий прогиб ротора // Труды МАИ. 2025. № 141. URL: <u>https://trudymai.ru/published.php?ID=184495</u>

Original article

THE METHOD FOR SPECIFYING THE VALUES OF GAS TURBINE SHAFT TOLERANCES ACCOUNTING FOR THE AFFECTION OF SHAFT INACCURACIES ON ROTOR OPERATIONAL DEFLECTION

Anton R. Usmanov

Scientific Research Center StaDiO, Moscow, Russian Federation <u>ysman2d@gmail.com</u>

Abstract: In this work the method for specifying tolerance values of gas turbine shafts based on the mathematical modelling of their operational deflection was proposed. This work includes the results from the previous researches where the importance of accounting for

manufacturing inaccuracies of shafts in calculations of their dynamics was demonstrated. For instance, in the one of the works the expressions for centrifugal loads caused by thickness variation, radial runout of outside surfaces and landing surfaces were obtained and in the test task it was showed that this load may significantly affect the shaft dynamics. In the other work the effect of dual stiffness was considered, the expression of the centrifugal load accounting for this effect was obtained and it was showed that dual stiffness may significantly affect the shaft operational deflection in the case of shafts of specific shape. In the present work the mathematical modelling was carried out by solving of the dynamic solid mechanics equations in rotational reference frame in finite element approximation. The centrifugal loads caused by shaft manufacturing errors were applied as input loads. The finite element model of the part of the considered engine was constructed. This part included the considered shaft. The operational deflection of the shaft in the case of the lower tolerance grade was obtained. The results gave a good comparison with the calculation in beam approximation. Then the operational deflection was obtained for all the other tolerance grades. It was showed, that the clearance between the shaft and other parts of the engine is positive in the case of manufacturing of the shaft by the tenth tolerance grade and the higher ones.

Keywords: rotor dynamics, tolerance, unbalance, shaft deflection, centrifugal loadFor citation: Usmanov A.R. The method for specifying the values of gas turbine shafttolerances accounting for the affection of shaft inaccuracies on rotor operational deflection.TrudyMAI.2025.No.141.(InRuss.).URL:https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=184495

1. Введение

В настоящее время при производстве деталей газотурбинного двигателя (ГТД) устанавливается ограничение на максимально допустимые характерные размеры этих деталей (допуски) [1-16], при этом значения допусков, как правило, определяются в соответствие с ГОСТами и никак не обосновываются.

В настоящее время имеется тенденция к уменьшению характерных размеров ГТД с целью уменьшения их массы, при этом эквивалентная выходная мощность

достигается за счет увеличения угловой частоты вращения роторов. Это приводит к необходимости уменьшать неточности изготовления деталей роторов, так как возникающая центробежная нагрузка, вызванная этими неточностями, приводит к повышенным значениям нагрузок на подшипники, прогибов валов и т.д.

Очевидно, что существующий метод задания допусков валов по ГОСТам никак не учитывает эти эффекты, а потому не является целесообразным с точки зрения увеличения ресурса двигателя.

В работах [17-20] были выведены выражения центробежных нагрузок, вызванных неточностями изготовления валов, и показано на тестовых задачах, что метод их задания в динамических расчетах дает близкие к экспериментам результаты. Например, в [17] было показано на примере решения тестовой задачи, что такие неточности, как разнотолщинность, биение наружной и посадочной поверхностей вала, могут дать значительный вклад в его динамику. Были выведены выражения нагрузок, построена математическая модель вала, проведен расчет и получено хорошее соответствие расчета и эксперимента. В [20] был рассмотрен эффект двоякой изгибной жесткости. Уравнение, моделирующее этот эффект, было решено для случая простой двухопорной балки, и было получено выражение центробежной нагрузки, учитывающее этот эффект. Был проведен расчет для трехмерного случая и получены результаты, хорошо согласующиеся с экспериментальными данными. Было также показано, что существуют валы, имеющие определенную форму, влияние двоякой изгибной жесткости на рабочий прогиб которых значителен.

Цель настоящей работы – разработать метод определения допусков вала ГТД, основанный на результатах математического моделирования его рабочего прогиба.

2. Методы исследования

Рассмотрим уравнения теории упругости в трехмерном случае в конечноэлементной постановке, которые при переходе во вращающуюся систему координат принимают вид (<u>https://simcompanion.hexagon.com/customers/s/article/msc-nastran-</u> <u>2018-rotordynamics-user-s-guide-doc11550</u>):

$$\begin{bmatrix} M \end{bmatrix} \left\{ \ddot{g} \right\} + \left[\begin{bmatrix} B_S \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_R \end{bmatrix} + 2\Omega \begin{bmatrix} C \end{bmatrix} \right) \left\{ \dot{g} \right\} + \left[\begin{bmatrix} K \end{bmatrix} - \Omega^2 \begin{bmatrix} Z \end{bmatrix} + \Omega^2 \begin{bmatrix} K_G \end{bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} K_C \end{bmatrix}_S \right) \left\{ \bar{g} \right\} = \left\{ F_R \right\}$$
(1)

где [M] – матрица масс, $\{\bar{g}\}$ – степени свободы во вращающейся системе координат, $[B_S]$ – матрица демпфирования в фиксированной системе координат, $[B_R]$ – матрица демпфирования во вращающейся системе координат, Ω – угловая частота вращения ротора, [C] – матрица Кориолиса, [K] – матрица жесткости, [Z] – матрица центробежного разупрочнения (centrifugal softening), $[K_G]$ – матрица дифференциальной жесткости, вызванной осевой нагрузкой, $\{F_R\}$ – вектор внешней нагрузки во вращающейся системе координат.

Если в качестве исследуемого объекта выступает ротор, то в качестве исходной нагрузки $\{F_R\}$ задаются значения дисбалансов, приведенных к плоскостям балансировки.

Если в составе ротора имеются валы, то значения исходной нагрузки, вызванной неточностью их изготовления, задаются по формулам [17]:

$$F_x = \frac{md_0^2 s}{2(d^2 - d_0^2)} \Omega^2$$
 (2)

в случае разнотолщинности (где m – масса вала; d, d_0 – внешний и внутренний диаметры сечения вала соответственно; s – значение разнотолщинности, понимаемой как разность между максимальным и минимальным значениями толщины сечения вала, x – направление действия дисбаланса;

$$F_x = ma\Omega^2 \tag{3}$$

в случае биения наружной поверхности вала (где *a* – значение биения наружной поверхности вала относительно его опорных поверхностей);

$$F_x = \Omega^2 \int_{x_I}^{x_I} \left(b_I - \frac{x}{x_{II}} b_I \right) \rho_I dx \tag{4}$$

в случае биения посадочной поверхности вала (где ρ_l – плотность вала, отнесенная к единице длины, b_l – значение биения первой посадочной поверхности, x_l –

координата первой посадочной поверхности x_{II} – координата второй посадочной поверхности).

Если в составе ротора присутствуют двоякожесткостные валы (см., например, рис. 1), то необходимо также учитывать эффект двоякой изгибной жесткости, задавая $\{\tilde{F}_R\}$ вместо $\{F_R\}$ по формулам [20]:

$$\tilde{F}_{y} = F_{x} \left[1 - \frac{\Delta \cos 2\omega t}{\beta} \right]$$
(5)

$$\tilde{F}_x = F_x \frac{\Delta \sin 2\omega t}{\beta} \tag{6}$$



Рис. 1. Пример двоякожесткостного вала [20]

При переходе к балочной системе уравнения, описывающие поведение ротора, имеют схожий с (1) вид и в данной статье не приводятся. Читатель может ознакомиться с методами решения балочных роторных систем, например, в [9].

3. Постановка задачи

Рассмотрим вал ГТД, изображенный на рис. 2.

Необходимо определить наиболее низкий класс точности изготовления вала, при котором не происходит его касания с ответными деталями двигателя в процессе раскрутки.



Рис. 2. Рассматриваемый вал

Расчетные модели участка газотурбинного двигателя, включающего рассматриваемый вал, представлены на рис. 3 и рис. 4.

Расчеты проводились в следующем порядке:

- 1. По заданному классу точности определялись значения центробежных нагрузок, вызванных неточностями изготовления вала, по (2-6).
- Определялся максимальный рабочий прогиб вала в процессе раскрутки от действия центробежных нагрузок в месте минимального начального зазора между валом и ответными деталями двигателя в случае изготовления вала по самому низкому классу точности.
- 3. Определялся рабочий зазор по формуле δu_R^{\max} , где δ начальный зазор, u_R^{\max} максимальный рабочий прогиб вала.
- 4. Определялся рабочий зазор для всех остальных классов точности.
- 5. Определялся наиболее низкий класс точности, при котором не происходит касания деталей (то есть наиболее низкий класс точности, для которого $\delta u_R^{\max} > 0$).



Рис. 3. Расчетная модель участка двигателя



Рис. 4. Расчетная балочная модель участка двигателя

4. Результаты

График изменения во времени рабочего прогиба вала для случая изготовления вала по шестнадцатому классу точности показан на рис. 5.

Результаты показали, что расчет в трехмерной постановке хорошо согласуется с расчетом в балочной постановке, при этом последний дает немного заниженные результаты, что связано с неучетом трехмерных эффектов, который в случае динамического расчета приводит к накоплению ошибок от одного временного шага к другому.

Распределение мгновенных полных перемещений точек ротора 1 показано на рис. 6.

Значения рабочего зазора для всех классов точности приведены в таблице 1.

Результаты показали, что наиболее низким классом точности, при котором не происходит касания деталей, является десятый класс точности.



Рис. 5. Изменение во времени рабочего прогиба вала



a) t = 0,6 c

б) t = 1,5 c



b) t = 2,04 c *c)* t = 2,3 c

Рис. 6 – Распределение мгновенных полных перемещений точек ротора 1 в различные моменты раскрутки

Класс	Максимальное значение	Значение рабочего зазора,
точности	рабочего прогиба вала, мм	ММ
1	0.047	0.007
2	0.047	0.007
3	0.047	0.007
4	0.047	0.007
5	0.047	0.007
6	0.048	0.006
7	0.048	0.006
8	0.050	0.004
9	0.051	0.003
10	0.053	0.001
11	0.058	-0.004
12	0.064	-0.010
13	0.077	-0.023
14	0.095	-0.041
15	0.156	-0.102
16	0.176	-0.122

Значения рабочего зазора для классов точности

5. Заключение

В данной работе предложен метод определения класса точности изготовления вала ГТД по результатам математического моделирования его рабочего прогиба.

Был проведен динамический расчет процесса раскрутки вала в составе ГТД в трехмерной и балочной постановках для наиболее низкого класса точности. Результаты показали хорошее соответствие значений рабочего прогиба вала для двух подходов.

Расчет был повторен для всех классов точности. Результаты показали, что наиболее низким классом точности, при котором не происходит касания деталей,

является десятый класс точности.

Работа демонстрирует применимость метода в расчетах реальных ГТД, где классический метод задания допусков деталей по ГОСТам не работает ввиду более высокого требования на значение выходной мощности, а следовательно, и на значения угловых частот вращения роторов.

Результаты работы являются продолжением ранее полученных результатов математического моделирования раскрутки простых валов [17-20] для случая более сложной системы «ротор+ротор+статор».

Следует отметить, что метод применим только для простых цилиндрических валов, которые имеют неточности, описываемые формулами (2-4). Для валов более сложной формы необходимо проводить исследования по определению центробежных нагрузок, вызванных эксцентриситетом сечений вала.

Список источников

Болховитин М.С., Ионов А.В. Повышение качества изготовления штамповой оснастки для компрессоров газотурбинных двигателей // Труды МАИ. 2013. № 71. URL: <u>https://trudymai.ru/published.php?ID=46719</u>

2. Смирнов М.М., Малюгин А.С. Разработка гибридных композитов на основе синтетических смол, модифицированных наночастицами металлов и керамики. Создание опытного производства // Труды МАИ. 2010. № 38. URL: https://trudymai.ru/published.php?ID=14540

3. Маннапов А.Р., Зайцев А.Н. Особенности вырезки массивов малоразмерных близкорасположенных выступов методом импульсной электрохимической обработки // Труды МАИ. 2010. № 38. URL: <u>https://trudymai.ru/published.php?ID=14609</u>

4. Ендогур А.И., Кравцов В.А., Солошенко В.Н. Принципы рационального проектирования авиационных конструкций с применением композиционных материалов // Труды МАИ. 2014. № 72. URL: https://trudymai.ru/published.php?ID=47572

5. Хаймович А.И., Болотов М.А., Печенина Е.Ю. Модель виртуального уравновешивания жестких роторов // Вестник Самарского университета.

Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. № 21 (1). С. 99–109.
6. Fegade R., Patel V., Nehete R.S., Bhandarkar B.M. Unbalanced response of rotor using ANSYS parametric design for different bearings // International Journal of Engineering Sciences & Emerging Technologies. 2014. Vol. 7, No.1. P. 506–515.

 Ahobal N., Ajit prasad S.L. Study of vibration characteristics of unbalanced overhanging rotor // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 577, P. 140. DOI: <u>10.1088/1757-899X/577/1/012140</u>

8. Longxi Zh., Shengxi J., Jingjing H. Numerical and experimental study on the multiobjective optimization of a two-disk flexible rotor system // International Journal of Rotating Machinery. 2017. URL: <u>https://doi.org/10.1155/2017/9628181</u>

9. Леонтьев М.К., Иванов А.В. Модальный анализ динамических систем роторов // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2005. № 3. С. 31–35.

10. Clark W., Kim J., Marangoni R. Active Control of Dynamic Bearing Loads in Rotating Machinery Using Non-Invasive Measurements // Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air – American Society of Mechanical Engineers. 1994. Vol. 78873, P. V005T14A013.

11. Брюханов С.А., Крисанов А.Е., Жариков В.В., Филянкин С.В. Влияние теплового дисбаланса на ротор насосно-компрессорного и турбинного оборудования // Евразийский союз ученых. 2015. № 12-5 (21). С. 35–37.

12. Murillo-Marrodán A., García E., Barco J., Cortés F. Analysis of wall thickness eccentricity in the rotary tube piercing process using a strain correlated FE model // Metals. 2020. Vol. 21, No. 8. P. 1045.

13. Choudhury T., Viitala R., Kurvinen E., Viitala R., Sopanen J. Unbalance estimation for a large flexible rotor using force and displacement minimization // Machines. 2020. Vol. 8
(3). P. 39. DOI: <u>10.3390/machines8030039</u>

14. Pennacchi P. Robust estimate of excitations in mechanical systems using Mestimators—Theoretical background and numerical applications // Journal of Sound and Vibration. 2008. Vol. 310 (4-5), P. 923-946. DOI: <u>10.1016/j.jsv.2007.08.007</u>

15. Nelson F.C. Rotor dynamics without equations // International Journal of COMADEM. 2007. Vol. 10 (3), P. 2.

16. Zhao S., Ren X., Deng W., Lu K., Yang Y., Fu C. A transient characteristic-based

balancing method of rotor system without trail weights // Mechanical Systems and Signal Processing. 2021. Vol. 148, P. 107-117. DOI: <u>10.1016/j.ymssp.2020.107117</u>

17. Усманов А.Р., Модестов В.С. Метод задания центробежных нагрузок валов при расчете дисбалансного поведения роторов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки. 2023. № 16 (1). С. 132–139.

18. Усманов А.Р., Модестов В.С. Центробежная нагрузка вала с учетом эффекта двоякой изгибной жесткости // Всероссийская научная конференция «Неделя науки ФизМех» (Санкт-Петербург, 3–7 апреля 2023): сборник статей. - Санкт-Петербург: Политех-Пресс, 2023. С. 316-318.

19. Усманов А.Р., Модестов В.С. Влияние двоякой изгибной жесткости вала на его рабочий прогиб // XIII всероссийский съезд по теоретической и прикладной механике (Санкт-Петербург, 21–25 августа 2023): сборник статей. - Санкт-Петербург: Политех-Пресс, 2023. С. 353-356.

20. Usmanov A., Modestov V., Lukin A., Freidin A., Shtukin L., Yashchurzhinskaya O. Operational deflection of a three-dimensional shaft with dual stiffness // Mechanics Based Design of Structures and Machines. 2024. URL: https://doi.org/10.1080/15397734.2024.2428753

References

1. Bolkhovitin M.S., Ionov A.V. Increasing in manufacturing quality of punch tools for gas turbine engines. *Trudy MAI*. 2013. No. 71. (In Russ.). URL: <u>https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=46719</u>

2. Smirnov M.M., Malyugin A.S. Developing of hybrid composite material based on synthetic resin modified by metal and ceramics nanoparticles. The creation of test production. *Trudy MAI*. 2010. No. 38. (In Russ.). URL: https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=14540

3. Mannapov A.R., Zaitsev A.N. Features in cutting an array of small-sized closely spaced tips by means of pulsing electrochemical treatment. *Trudy MAI*. 2010. No. 38. (In Russ.). URL: <u>https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=14609</u>

4. Endogur A.I., Kravtsov V.A., Soloshenko V.N. The principles of rational design of

aircraft constructions with the use of composite materials. *Trudy MAI*. 2014. No. 72. (In Russ.). URL: <u>https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=47572</u>

5. Khaimovich A.I., Bolotov M.A., Pechenina E.Yu. Model of virtual balancing of rigid rotors. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie.* 2022. No. 21 (1). P. 99–109. (In Russ.)

6. Fegade R., Patel V., Nehete R.S., Bhandarkar B.M. Unbalanced response of rotor using ANSYS parametric design for different bearings. *International Journal of Engineering Sciences & Emerging Technologies*. 2014. Vol. 7, No.1. P. 506–515.

7. Ahobal N., Ajit prasad S.L. Study of vibration characteristics of unbalanced overhanging rotor. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 577, P. 140. DOI: <u>10.1088/1757-899X/577/1/012140</u>

8. Longxi Zh., Shengxi J., Jingjing H. Numerical and experimental study on the multiobjective optimization of a two-disk flexible rotor system. *International Journal of Rotating Machinery*. 2017. URL: <u>https://doi.org/10.1155/2017/9628181</u>

9. Leont'ev M.K., Ivanov A.V. Modal analysis of dynamic rotor systems. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Aviatsionnaya tekhnika.* 2005. No. 3. P. 31–35. (In Russ.)

10. Clark W., Kim J., Marangoni R. Active Control of Dynamic Bearing Loads in Rotating Machinery Using Non-Invasive Measurements. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air – American Society of Mechanical Engineers*. 1994. Vol. 78873, P. V005T14A013.

11. Bryukhanov S.A., Krisanov A.E., Zharikov V.V., Filyankin S.V. The effect of thermal unbalance on the rotor of pump-compressor and turbine equipment. *Evraziiskii soyuz uchenykh*. 2015. No. 12-5 (21). P. 35–37. (In Russ.)

12. Murillo-Marrodán A., García E., Barco J., Cortés F. Analysis of wall thickness eccentricity in the rotary tube piercing process using a strain correlated FE model, *Metals*. 2020. Vol. 21, No. 8. P. 1045.

13. Choudhury T., Viitala R., Kurvinen E., Viitala R., Sopanen J. Unbalance estimation for a large flexible rotor using force and displacement minimization. *Machines*. 2020. Vol. 8 (3). P. 39. DOI: <u>10.3390/machines8030039</u>

14. Pennacchi P. Robust estimate of excitations in mechanical systems using Mestimators—Theoretical background and numerical applications. *Journal of Sound and* Vibration. 2008. Vol. 310 (4-5), P. 923-946. DOI: 10.1016/j.jsv.2007.08.007

15. Nelson F.C. Rotor dynamics without equations. *International Journal of COMADEM*. 2007. Vol. 10 (3), P. 2.

16. Zhao S., Ren X., Deng W., Lu K., Yang Y., Fu C. A transient characteristic-based balancing method of rotor system without trail weights. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2021. Vol. 148, P. 107-117. DOI: <u>10.1016/j.ymssp.2020.107117</u>

17. Usmanov A.R., Modestov V.S. Method of specifying the centrifugal loads of shafts in calculation of the rotor unbalance behavior. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU*. *Fiziko-matematicheskie nauki*. 2023. No. 16 (1). P. 132–139. (In Russ.)

18. Usmanov A.R., Modestov V.S. Shaft centrifugal load accounting for dual stiffness effect. *Vserossiiskaya nauchnaya konferentsiya «Nedelya nauki FizMekh»*: sbornik statei. Saint-Petersburg: Politekh-Press Publ., 2023. P. 316-318.

19. Usmanov A.R., Modestov V.S. Affecting of dual stiffness of a shaft on its operational deflection. *XIII vserossiiskii s''ezd po teoreticheskoi i prikladnoi mekhanike*: sbornik statei. Saint-Petersburg: Politekh-Press Publ., 2023. P. 353-356.

20. Usmanov A., Modestov V., Lukin A., Freidin A., Shtukin L., Yashchurzhinskaya O. Operational deflection of a three-dimensional shaft with dual stiffness. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*. 2024. URL: <u>https://doi.org/10.1080/15397734.2024.2428753</u>

Статья поступила в редакцию 12.12.2024

Одобрена после рецензирования 17.03.2025

Принята к публикации 25.04.2025

The article was submitted on 12.12.2024; approved after reviewing on 17.03.2025; accepted for publication on 25.04.2025