

УДК 621.45.026.8

ВЛИЯНИЕ СВЯЗАННОСТИ КОЛЕБАНИЙ НА СОБСТВЕННЫЕ ФОРМЫ РАБОЧЕГО КОЛЕСА С НЕИДЕНТИЧНЫМИ ЛОПАТКАМИ

©2014 А.И. Ермаков¹, А.В. Урлапкин¹, Д.Г. Федорченко²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

²ОАО «Металлист – Самара», г. Самара

В статье рассмотрены колебания рабочих колёс с неидентичными лопатками. У собственных форм таких колёс вследствие нарушения поворотной симметрии всегда имеет место искажение гармонического закона распределения смещений по окружности (искажение собственных форм). Установлено, что величина этого искажения, а, следовательно, и степень нарушения поворотной симметрии в колесе, зависит не только от того, насколько сильно отличаются лопатки друг от друга, но и от связанности колебаний. Расчётным и экспериментальным путём на примере модельного рабочего колеса исследован процесс искажения собственных форм рабочих колёс с нарушением поворотной симметрии при уменьшении связанности колебаний лопаток (путём увеличения толщины диска) вплоть до её полного исчезновения. Введён коэффициент, количественно оценивающий степень нарушения поворотной симметрии. В качестве примера представлены формы колебаний рабочего колеса компрессора двигателя НК-12. Показано, что уменьшение связанности колебаний приводит вначале к искажению гармонического закона распределения смещений, а затем и к локализации форм. Отмечено, что локализованные формы не являются самоуравновешенными и могут приводить к возбуждению колебаний ротора.

Искажение форм, связанность колебаний, резонанс, гармоническое распределение смещений, амплитуда колебаний, локализованные формы.

В статье проведён анализ влияния связанности колебаний в рабочем колесе с неидентичными лопатками на искажение собственных форм.

Исследования выполнялись для модельного и натурных рабочих колёс с помощью вычислительного комплекса

ANSYS. Расчёты велись на суперкомпьютере «Сергей Королёв» Самарского государственного аэрокосмического университета. Модельное колесо изготовлено из круглой пластины толщиной $h=7$ мм и имеет 16 лопаток, его размеры приведены на рис. 1.

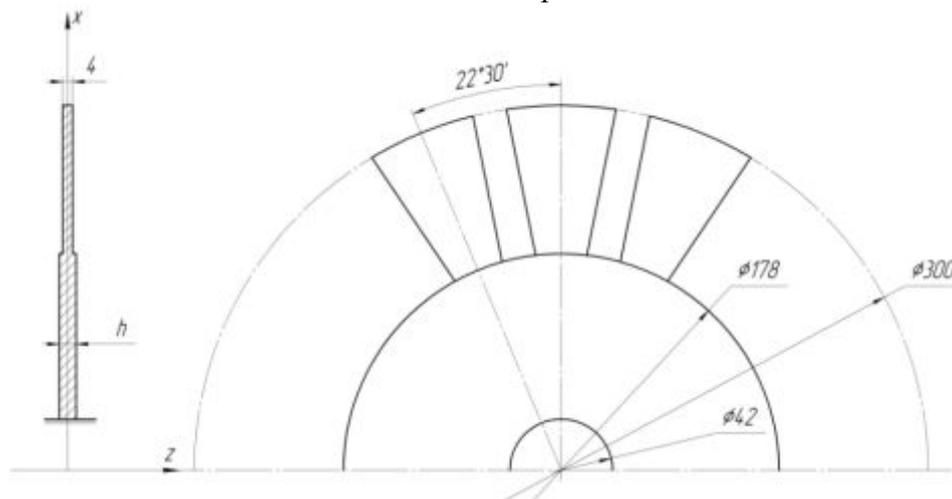


Рис. 1. Конструкция модельного рабочего колеса

При расчётных и экспериментальных исследованиях колесо жёстко заделывалось в центре по площади, ограниченной окружностью диаметром 42 мм. На рис. 2 приведён фрагмент спектра соб-

ственных частот колебаний модельного колеса для форм без узловых окружностей. Спектр определён расчётом и экспериментально.

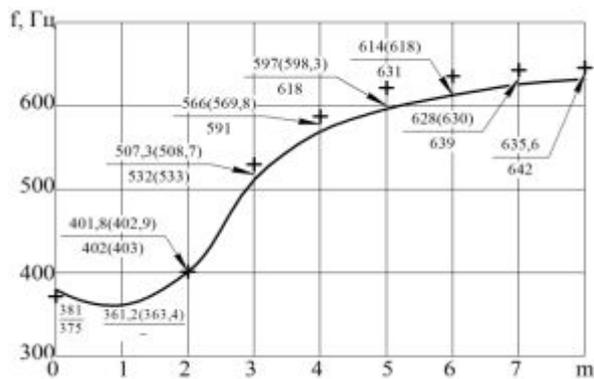


Рис. 2. Спектр собственных частот колебаний исходной конструкции:

— - расчёт, +- эксперимент;

$f_m^{(1)}(f_m^{(2)}) / f_{mэ}^{(1)}(f_{mэ}^{(2)})$ - собственные частоты парных форм, определённые расчётом ($f_m^{(1)}, f_m^{(2)}$) и экспериментально ($f_{mэ}^{(1)}, f_{mэ}^{(2)}$)

В табл. 1 приведены парциальные частоты лопаток при колебаниях по первой изгибной форме. Они найдены при жёсткой заделке диска по всей площади с помощью толстых пластин и массивных тисков.

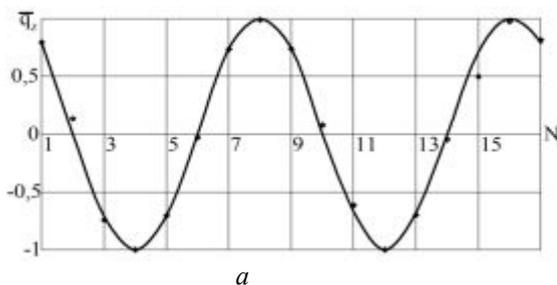


Таблица 1 - Парциальные собственные частоты колебаний лопаток модельного рабочего колеса

Номер лопатки	1	2	3	4	5	6	7	8
f, Гц	675	670	684	663	676	688	687	684
Номер лопатки	9	10	11	12	13	14	15	16
f, Гц	684	675	670	679	686	687	684	673

Неидентичность лопаток моделировалась размещением на их периферии точечных масс. Экспериментально удалось обнаружить расслоение кратных частот [1] только для форм с двумя и тремя узловыми диаметрами. Для парных форм с двумя узловыми диаметрами на рис. 3 приведены расчётное и экспериментальное распределение смещений по периферии лопаток. Экспериментальные смещения определены по интерферограммам.

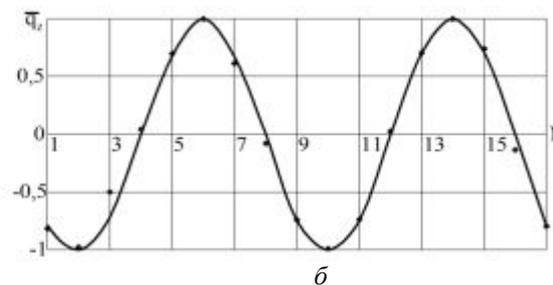


Рис. 3. Распределение смещений периферийных точек лопаток при колебаниях исходной модели по парным формам с t=2: — - расчёт, • - эксперимент

Степень нарушения в рабочем колесе поворотной симметрии оценивалась с помощью коэффициента λ_{nm} , который вычислялся по формуле

$$\lambda_{nm} = \frac{\overline{W}_N - \overline{W}_R}{\overline{W}_N - \overline{W}_O}, \quad (1)$$

где λ_{nm} - коэффициент нарушения поворотной симметрии для формы с n узловыми окружностями и t узловыми диаметрами;

\overline{W}_N - кинетическая энергия лопаточного венца рабочего колеса, обладающего номинальной геометрией и строгой поворотной симметрией;

\overline{W}_R - кинетическая энергия лопаточного венца рабочего колеса с реальной геометрией;

\overline{W}_O - кинетическая энергия лопаточного венца при полном отсутствии связанности колебаний (кинетическая энергия одиночной лопатки, установленной на абсолютно жёстком диске).

Кинетические энергии \overline{W}_N , \overline{W}_R , \overline{W}_O определялись для нормированных форм колебаний. Нормирование осуществляется по максимальной пространственной амплитуде линейных смещений. В нормированной форме эта амплитуда рав-

на единице. Коэффициент λ_{nm} зависит от связанности колебаний лопаток и в связи с этим отличается для разных собственных форм колеса. При наличии строгой поворотной симметрии он равен нулю. В случае отсутствия связанности колебаний $\lambda_{nm} = 1$. Исходное модельное колесо обладает небольшим отклонением от поворотной симметрии. Это хорошо видно из рис. 4, на котором показана зависимость коэффициента λ_{nm} от числа узловых диаметров для собственных форм, частоты которых приведены на рис. 2.

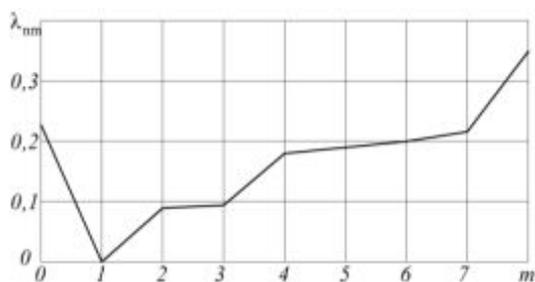


Рис. 4. Зависимость коэффициента нарушения поворотной симметрии от числа волн деформаций в исходной конструкции модели

Из представленных данных видно, что для исходной конструкции модельного колеса расчётные результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными.

При проведении исследований изменение связанности колебаний лопаток в модельном колесе осуществлялось за счёт увеличения толщины диска.

Плавное изменение толщины диска и соответственно связанности колебаний лопаток в модельном колесе позволило проследить процесс искажения собственных форм от начала нарушения окружного гармонического характера распределения смещений до возникновения полной локализации. Фрагменты процесса искажения собственных форм модельного колеса показаны на рис. 5-7. Цифрой 1 на них обозначена исходная форма колебаний, цифрами 2, 3 и 4 – различные стадии её искажения. В подрисуночных подписях даны величины коэффициента λ_{nm} .

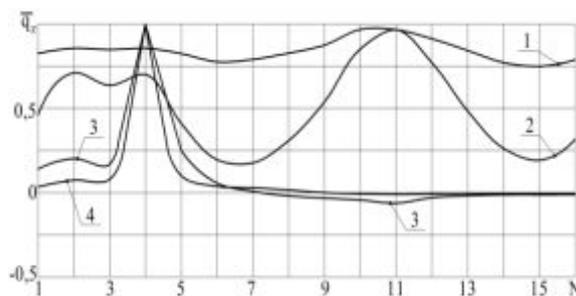


Рис. 5. Изменение формы колебаний с $t=0$ при утолщении диска модельного рабочего колеса: 1 - $\lambda_{nm} = 0,29$; 2 - $\lambda_{nm} = 0,75$; 3 - $\lambda_{nm} = 0,99$; 4 - $\lambda_{nm} = 0,998$

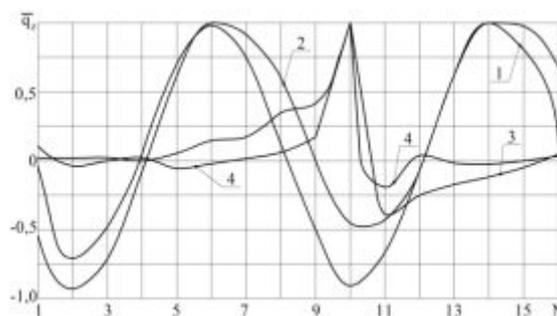


Рис. 6. Изменение формы колебаний с $t=2$ при утолщении диска модельного рабочего колеса: 1 - $\lambda_{nm} = 0,08$; 2 - $\lambda_{nm} = 0,27$; 3 - $\lambda_{nm} = 0,86$; 4 - $\lambda_{nm} = 0,96$

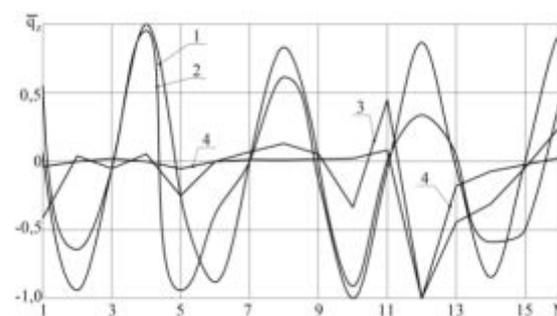


Рис. 7. Изменение формы колебаний с $t=4$ при утолщении диска модельного рабочего колеса: 1 - $\lambda_{nm} = 0,16$; 2 - $\lambda_{nm} = 0,41$; 3 - $\lambda_{nm} = 0,87$; 4 - $\lambda_{nm} = 0,99$

В табл. 2 приведены номера лопаток, имеющих максимальную амплитуду при колебаниях по каждой из рассматриваемых форм. Из анализа таблицы следует, что при уменьшении связанности колебаний лопатка, в которой в конечном итоге локализуется та или иная форма модельного колеса, выделяется не сразу.

Таблица 2 - Номера лопаток, имеющих максимальную амплитуду колебаний

$h \cdot 10^3, \text{ м}$	$f, \text{ Гц}$	m								
		0	1	2	3	4	5	6	7	8
7	$f_m^{(1)}$	11	3	8	2	4	5	12	3	7
	$f_m^{(2)}$	—	15	14	11	11	11	6	14	—
14	$f_m^{(1)}$	11	4	8	2	10	16	3	9	7
	$f_m^{(2)}$	—	10	14	11	11	10	15	7	—
28	$f_m^{(1)}$	4	2	16	5	12	15	9	8	6
	$f_m^{(2)}$	—	11	10	1	8	3	13	14	—
38	$f_m^{(1)}$	4	2	16	1	12	15	9	7	6
	$f_m^{(2)}$	—	11	10	5	8	3	13	14	—

Деформация спектра собственных частот колебаний номинального модельного колеса при утолщении его диска показана на рис. 8. На рис. 9-11 изображены

те же самые собственные формы, что и на рис. 5-7, но в разложенном в ряд Фурье виде. Хорошо видно, что локализованные формы в качестве составляющих содержат практически все разрешённые порядком симметрии гармоники, амплитуды которых сопоставимы по величине.

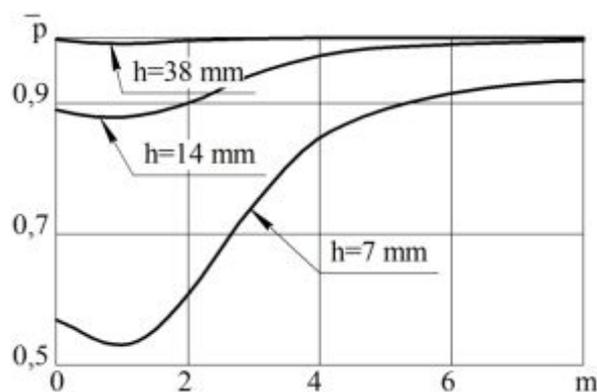


Рис. 8. Деформация спектра собственных частот колебаний модели как поворотно-симметричной системы при утолщении диска

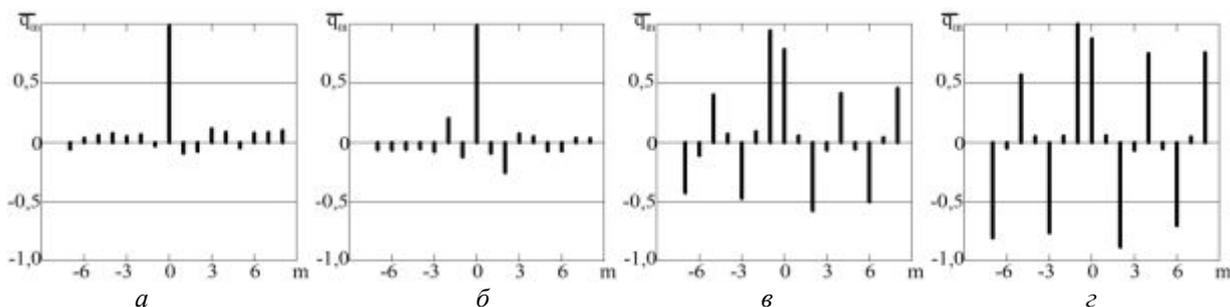


Рис. 9. Изменение гармонического состава формы колебаний с $t=0$ при утолщении диска модельного рабочего колеса: а) $h=7 \text{ мм}$, б) $h=14 \text{ мм}$, в) $h=24 \text{ мм}$, г) $h=38 \text{ мм}$

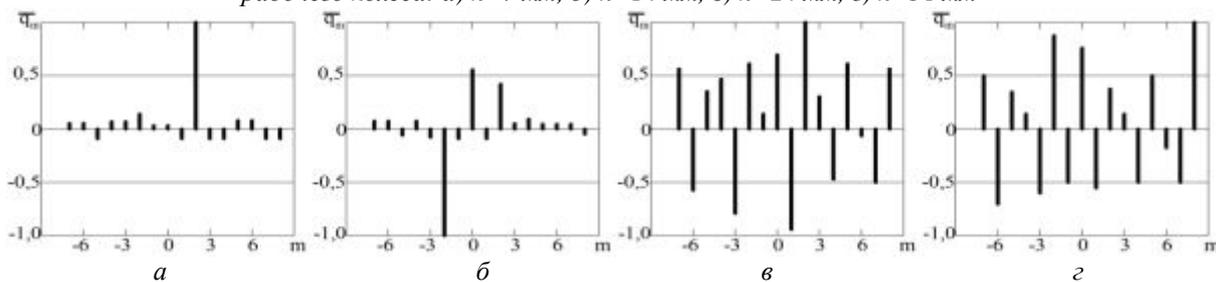


Рис. 10. Изменение гармонического состава формы колебаний с $t=2$ при утолщении диска модельного рабочего колеса: а) $h=7 \text{ мм}$, б) $h=14 \text{ мм}$, в) $h=24 \text{ мм}$, г) $h=38 \text{ мм}$

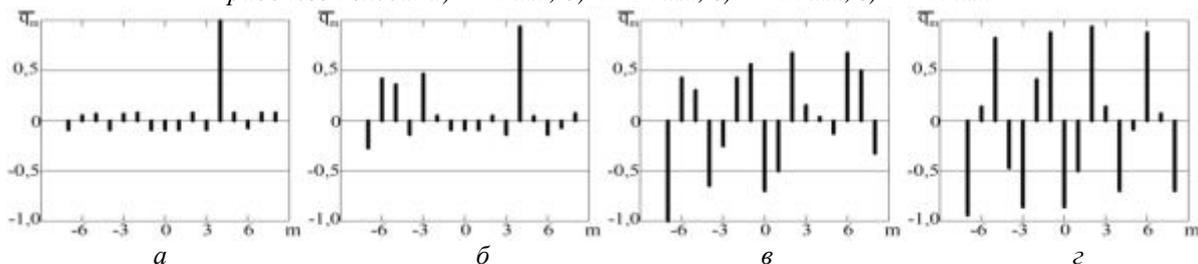


Рис. 11. Изменение гармонического состава формы колебаний с $t=4$ при утолщении диска модельного рабочего колеса: а) $h=7 \text{ мм}$, б) $h=14 \text{ мм}$, в) $h=24 \text{ мм}$, г) $h=38 \text{ мм}$

В качестве примера на рис. 12 и 13 приведены собственные формы колебаний с четырьмя узловыми диаметрами для двух рабочих колёс двигателя НК-12. Одна из них является незначительно искажённой, а другая – локализованной. Цифры на рис. 13 соответствуют значениям парциальных частот лопаток, над номерами которых они нанесены. Следует обратить внимание на то, что значимые смещения в локализованной форме имеют не только лопатки с равными или близкими парциальными частотами. Например, лопатка под номером 13 имеет ту же парциальную частоту, что и лопатка с максимальной амплитудой колебаний, однако её смещения при колебаниях близки к нулю.

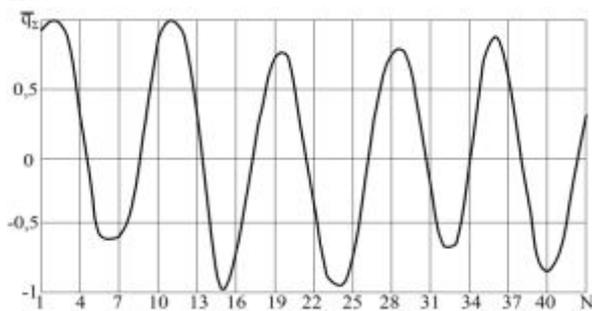


Рис. 12. Форма колебаний с $t=4$ рабочего колеса 2-ой ступени компрессора двигателя НК-12

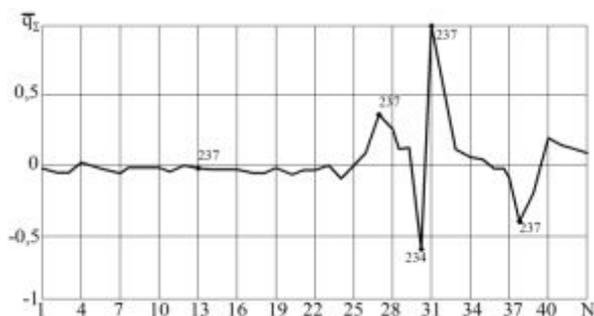


Рис. 13. Форма колебаний с $t=4$ рабочего колеса 4-ой ступени компрессора двигателя НК-12

Проведённые исследования позволяют сделать заключение о том, что степень искажения собственных форм колебаний натуральных рабочих колёс зависит не только от того, насколько их лопатки неидентичны, но и от связанности колебаний. Чем последняя меньше, тем больше окружное искажение собственных форм. Для любой конструкции колеса уменьшение связанности колебаний качественно приводит к одному и тому же процессу искажения собственных форм. В нём можно выделить два этапа. На первом происходит нарастание искажения формы, что выражается в относительном уменьшении амплитуд колебаний большинства лопаток. Максимальная амплитуда при этом может проявляться то у одной, то у другой лопатки. Этап заканчивается, когда форма принимает ярко выраженный локализованный вид. При колебаниях по данной форме рабочее колесо нельзя рассматривать как имеющее малое отклонение от поворотной симметрии. На втором этапе искажения локализация усиливается. Колебания начинают стягиваться к одной лопатке и в конечном итоге превращаются в её одиночные смещения. На этом этапе максимальная амплитуда всегда сохраняется у одной и той же лопатки. Следует отметить, что локализованные формы бессмысленно характеризовать числом узловых диаметров. Данные формы не являются самоуравновешенными и поэтому могут являться источником возбуждения колебаний ротора.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Иванов В.П. Колебания рабочих колёс турбомашин. М.: Машиностроение, 1983. 224 с.

Информация об авторах

Ермаков Александр Иванович, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппа-

ратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). E-mail:

fdla@ssau.ru. Область научных интересов: статическая и динамическая прочность турбомашин.

Урлапкин Александр Викторович, инженер, отраслевая научно-исследовательская лаборатория «Вибрационная прочность и надёжность авиационных изделий», Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail:

urlapkin@gmail.com. Область научных интересов: статическая и динамическая прочность турбомашин.

Федорченко Дмитрий Геннадьевич, кандидат технических наук, главный конструктор, ОАО «Металлист-Самара», г. Самара. E-mail: dgfedorchenko@yandex.ru. Область научных интересов: статическая и динамическая прочность турбомашин.

INFLUENCE OF VIBRATION CONNECTEDNESS ON EIGENMODE SHAPES OF BLADED DISKS WITH NON-IDENTICAL BLADES

©2014 A.I. Ermakov¹, A.V. Urlapkin¹, D.G. Fedorchenko²

¹Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

²Joint-Stock Company «Metallist-Samara», Samara, Russian Federation

The paper discusses the vibrations of bladed disks with non-identical blades. Eigenvalues of this disks due to violation of rotational symmetry is always the case of the harmonic distortion of the distribution of the displacement along the circumference (the eigenvalues distortion). It has been established that the magnitude of distortion, and hence the degree of disruption of rotational symmetry of a wheel depends not only on how much different vanes from one another, but also from connection oscillations. By the calculation and experimental way it is studied distortion of eigenvalues of bladed disks in violation of rotational symmetry with decreasing vibration connectedness up (by increasing the thickness of the disk) to its complete disappearance on an example of a model bladed disk. Introduced a coefficient of quantitatively assessing the value of the degree of violation of rotational symmetry. As an example of mode shapes represented by the bladed disks of the NK-12 compressor. A decrease in the vibration connectedness leads to a distortion in the beginning of the distribution of the harmonic offsets, and then to localized forms. It was noted that localized forms are not self-equilibrated and may lead to excitation of oscillations of the rotor.

Eigenvalues distortion, oscillation connectedness, resonance, harmonic distribution of displacement, oscillation amplitude, localized eigenvalues.

References

1. Ivanov V.P. Kolebaniya rabochikh Disks in Turbomachinery]. Moscow: koles turbomashin [Vibrations of Bladed Mashinostroenie Publ., 1983. 224 p.

About the authors

Ermakov Aleksander Ivanovich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Samara State Aerospace University. E-mail: fdla@ssau.ru. Area of Research: static and dynamic strength of turbomachinery.

Urlapkin Aleksandr Viktorovich, engineer of sectoral research laboratory "Vibration resistance and reliability of aeronautical products", Samara State Aerospace Universi-

ty. E-mail: urlapkin@gmail.com. Area of Research: static and dynamic strength of turbomachinery.

Fedorchenko Dmitriy Gennadievich, Candidate of Science (Engineering), chief designer of JSC «Metallist-Samara». E-mail: dgfedorchenko@yandex.ru. Area of Research: static and dynamic strength of Turbomachinery.