

УДК 629.7.036.34

Бабенко О. Н. старший преподаватель кафедры технологии авиационных двигателей, Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина, e-mail: olyababenko15@gmail.com, 0951362288;

Прибора Т. И. старший преподаватель кафедры технологии авиационных двигателей, Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина, e-mail: somovatat@meta.ua, 0664692346

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ ЧАСТОТ И ФОРМ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ 1 СТУПЕНИ КНД

Приведена организация исследования частот и форм собственных колебаний рабочей лопатки 1 ступени КНД двигателя Д-136. Проведенное исследование включало определение частот собственных колебаний на серийных рабочих лопатках 1 ступени КНД на электродинамическом вибраторе конструкции ЦИАМ. Полученные результаты экспериментальной части исследовательской работы легли в основу сравнительного анализа с результатами, полученными расчетным, численным методом. Расчетный комплекс ANSYS в разделе модального анализа позволил на созданных КЭ-моделях определить частоты и формы собственных колебаний исследуемого объекта. Организована проверка влияния на результаты расчета разных модельных параметров.

Ключевые слова: авиационный двигатель, рабочая лопатка, собственные колебания, формы колебаний, частоты колебаний, резонансная диаграмма.

Введение

Целью исследования является оценка влияния частот собственных колебаний лопатки 1 ступени КНД двигателя Д-136 на резонансные режимы работы двигателя.

Имея серийную рабочую лопатку, как объект исследования (рис.1), были проведены измерения первых десяти форм собственных колебаний.



Рис. 1. Лопатка I ступени компрессора низкого давления двигателя Д-136

1. Методика проведения экспериментального исследования

Измерение частот собственных колебаний выполняли на электродинамическом вибраторе конструкции ЦИАМ при максимальном напряжении в материале пера 250...300 МПа – до-

вольно высоким по сравнению с пределом выносливости, что способствовало более четкому проявлению момента резонанса и уменьшению погрешности измерения. Для крепления их на вибраторе использовали гидравлическое приспособление, стабилизирующее силу зажима. Абсолютную величину последней устанавливали из расчета получения реальной нагрузки на боковые поверхности замка лопатки, близкой к возникающей от центробежных сил при максимальной частоте вращения ротора компрессора и контролировали по давлению масла в системе крепления, необходимая величина которой поддерживалась работой редукционного клапана.

Стабильность силы зажима проверяли по рассеянию резонансных частот, замеренных повторно после трехкратного перезакрепления лопатки.

При колебаниях по 1-й изгибной форме оно не превышало 1 Гц. При колебаниях по 2-й изгибной и 1-й крутильной формы – 5 Гц, что по сравнению с их абсолютными значениями: 335, 1502 и 1113 Гц, соответственно, является вполне допустимым.

Переменный сигнал к вибратору заданной частоты для возбуждения резонансных колебаний лопатки, подавали от звукового генератора через усилитель и согласующее устройство максимальной мощности после усилителя 5 кВт.

Систему подмагничивания вибратора питали от источника постоянного тока. Момент резо-

нанса фиксировали по «сетке» керосиновой пленки на пере со стороны корыта и по максимальной амплитуде развертки переменного сигнала на экране осциллографа, поступающего от акустического датчика – микрофона.

Абсолютную величину измеряемых частот устанавливали по показанию электронного кварцевого частотомера типа ЧЗ-34, оцифровывали и выводили на монитор компьютера [1].

Для количественной оценки изменения и дальнейшего исключения попадания собственных частот лопаток в резонансные области был выполнен синтез математических моделей связи частот “опасных” форм собственных колебаний с частотой основного тона, полученных по результатам измерения их на натурных деталях серийного производства - рабочих лопатках первой ступени компрессора низкого давления двигателя Д-36. Объем выборки 100 лопаток.

Контролируемые частоты, регулирование которых входило в задачу исследования, находились в диапазоне:

- первая изгибная форма – 325...370 Гц;
- первая крутильная форма – 1050...1150 Гц;
- вторая изгибная форма – 1450...1550 Гц [2].

2. Определение частот и форм собственных колебаний численным методом

Для подтверждения полученных расчетных и замеренных экспериментально величин частот собственных колебаний рабочей лопатки 1 ступени КНД двигателя Д-136, проведен модальный анализ численным методом с использованием программного комплекса ANSYS [3, 4].

По чертежам построена твердотельная модель, соответствующая номинальным размерам натурной лопатки.

В расчетном комплексе ANSYS сгенерирована конечно-элементная 3D-модель (рис.2).

Расчетная модель на базе конечно-элементной модели имеет параметры материала титанового сплава BT3-1; граничные условия в виде закрепления лопатки соответствуют закреплению при натурном исследовании.

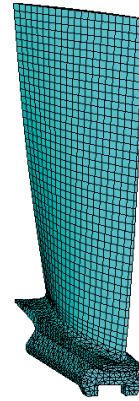


Рис. 2. Конечно-элементная модель рабочей лопатки 1 ступени КНД

Используя модальный анализ расчетного комплекса, выполнен расчет по определению частот собственных форм колебаний.

Для изучения влияния размера конечного элемента на результаты расчета была выполнена переразбивка конечно-элементной модели. На вновь сгенерированной КЭ-модели приложены аналогичные граничные условия, выполнен модальный анализ с определением частот собственных колебаний (рис. 3).

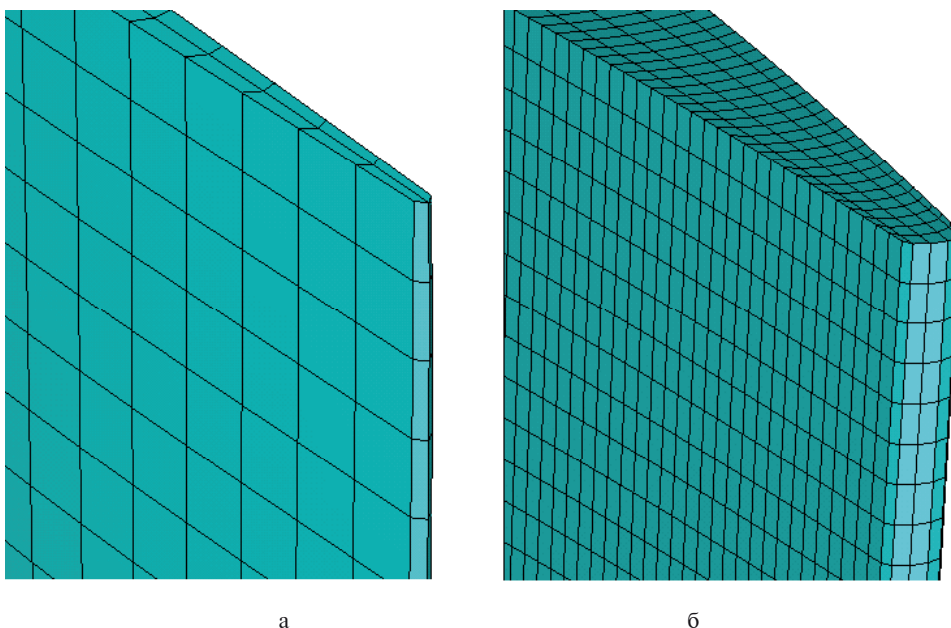


Рис. 3. Фрагмент КЭ-модели рабочей лопатки: а - с исходной генерацией сетки; б - с уменьшением размера элемента

Размер элементов уменьшен в ~15 раз. Число узлов увеличилось с 5877 до 493281.

Выполнен расчет модального анализа, получены значения собственных частот. Увеличение количества узлов, уменьшение размера

конечного элемента привело к значительному увеличению длительности расчетного времени. Величины результатов расчета сведены для анализа в таблицу 1.

Таблица 1. Сводная таблица исследования частот собственных колебаний рабочей лопатки 1 ступени КНД двигателя Д-36

Частота	Эксперимент, Гц	ANSYS 5877 nodes Гц	(a-b)/a, %	ANSYS 493281 nodes Гц	(a-d)/a, %	(b-d)/b, %	ANSYS Износ 2мм 5877 nodes Гц	(b-g)/b %
	a	b	c	d	e	f	g	h
1	350	366	4,5	347	0,8	5,1	374	2,1
2	1130	1246	10,2	1173	3,8	5,8	1271	2,0
3	1530	1623	6,0	1554	1,5	4,2	1642	1,1
4	2800	2259	19,3	2120	24,2	4,8	2129	5,7
5	3500	3114	11,0	2898	17,2	6,9	3143	0,9
6	4350	4029	7,3	3631	16,5	9,8	4067	0,9
7	4780	5053	5,7	4759	4,4	5,8	4651	7,9
8	5600	5393	3,9	4896	12,5	9,2	5455	1,1
9	6530	6692	2,4	5348	18,1	20,0	6893	3,0
10	7900	7182	9,1	6262	20,7	12,8	7275	1,2

3. Изучение влияния формоизменения (вследствие механического износа) пера лопатки

В процессе летной эксплуатации рабочие лопатки первых ступеней компрессора подвергаются абразивному износу. Лопатки, имеющие износ пера, равный или превышающий 2 мм, снимаются с эксплуатации [5].

Выполнена твердотельная модель с износом пера лопатки. В периферийном сечении хорда уменьшена на 2 мм, (данная величина износа лопатки не предполагает изъятие рабочей лопатки из эксплуатации, поэтому востребован анализ величин частот собственных колебаний с максимально допустимым износом).

Создана конечно-элементная модель рабочей лопатки с износом пера. Размер конечного элемента соответствует размеру элемента исходной математической модели без износа с количеством узлов 5877. КЭ-модель с исходным меньшим числом узлов выбрана с целью ускорения расчета.

Граничные условия также аналогичны приложенным в предыдущих расчетных моделях. Соблюдение аналогии в моделях способствует возможности сравнимости результатов расчета, для оценки влияния на диапазон частот собственных колебаний геометрической формы пера лопатки.

В сводной таблице результатов экспериментального и численного исследований приведены величины частот собственных колебаний:

- измеренных экспериментально;

- полученных численным методом на расчетной модели (исходная номинальная модель);

- полученных численным методом на расчетной модели (исходная номинальная модель), но со значительно увеличенным количеством узлов КЭС;

- полученных численным методом на расчетной модели (исходная номинальная модель), геометрия которой соответствует максимально допустимому эксплуатационному износу входной кромки лопатки на 2 мм, (данная величина износа лопатки не предполагает изъятие рабочей лопатки из эксплуатации).

Для лучшей оценки разницы в величинах частот собственных колебаний, полученных экспериментально и расчетным путем на разных моделях, в таблице приведена разница в величинах частот в процентном соотношении в зависимости от варианта получения этих результатов.

Разница между величинами частот собственных колебаний, полученных экспериментально и численным методом на КЭ-модели (5877 nodes) находится в пределах 2,4...19,3%. Надо учесть, что экспериментально определенные частоты колебаний являются осредненными среди количества испытываемых лопаток.

Процентное различие результатов расчетов величин частот собственных колебаний, полученных на КЭ-моделях с разным количеством узлов, находится в пределах 4,2...12,8%. С измельчением сетки величины частот собственных колебаний несколько снижаются.

Износ пера лопатки приводит к изменению величин частот в пределах 0,9...7,9%

На рис. 4 приведена визуализация величин частот 10-ти форм собственных колебаний исследуемой рабочей лопатки.

На рис. 5 графически представлено процентное соотношение:

– частот, полученных экспериментально и численным методом;

– частот, полученных численным методом, номинальной лопатки и лопатки с износом;

– частот, полученных численным методом на модели с числом узлов 5877 и на модели с числом узлов 493281.

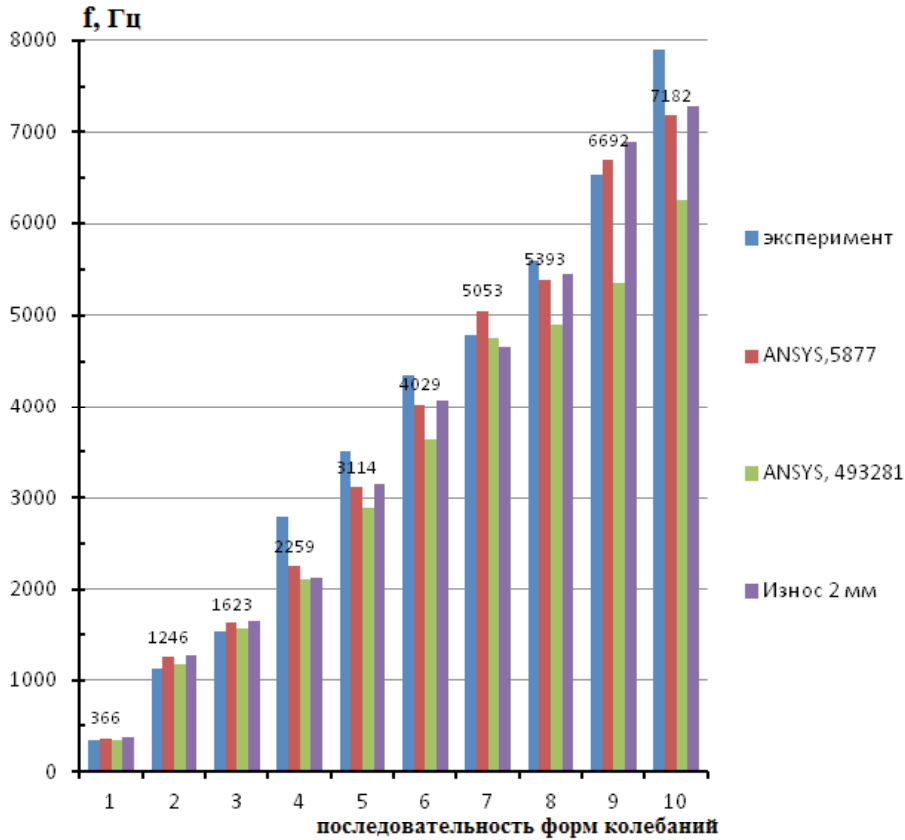


Рис. 4. Визуализация содержания таблицы 1

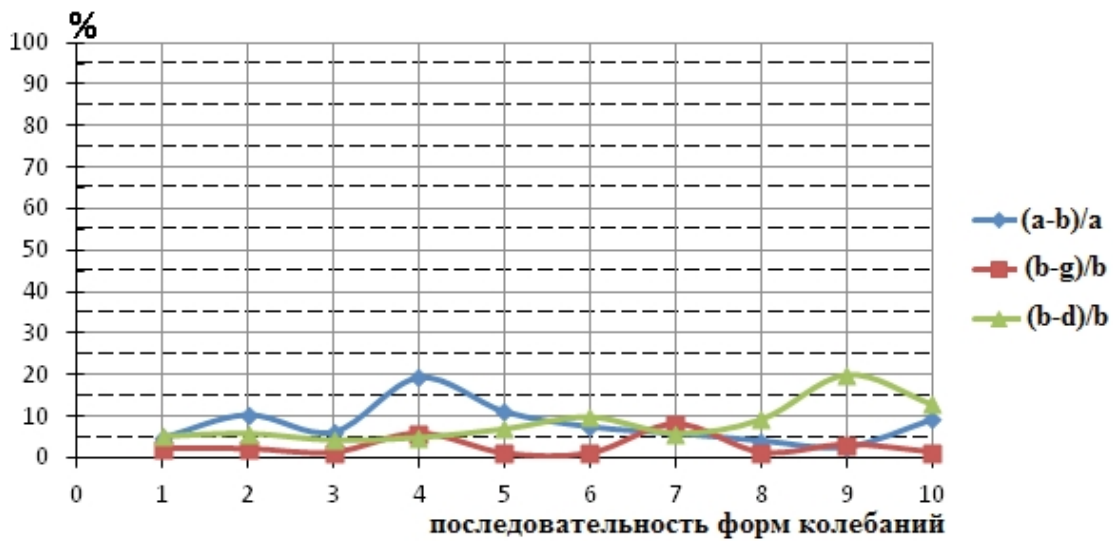


Рис.5. Визуализация процентного расхождения величин частот собственных колебаний

На рис. 4 можно заметить, что для первых трех форм собственных колебаний характерно минимальное отличие величин частот, полученных экспериментально и расчетно, но на разных моделях. На последующих формах возрастают величины частот, полученных экспериментально, и относительно снижаются величины частот, полученных численным методом на модели со значительным измельчением сетки.

Определение частот и форм собственных колебаний необходимо для прогнозирования резонанса в эшелоне рабочих частот вращения ротора НД двигателя. Проведен расчет предполагаемых вынужденных колебаний, вызванных гармониками направляющих аппаратов и стоек переднего корпуса компрессора.

Частотная резонансная диаграмма представлена на рис. 6. Можно убедиться, что только три

первые частоты собственных колебаний следует рассматривать с позиции резонанса. Износ пера рабочей лопатке до 2 мм фактически не влияет на резонанс.

Анализ форм собственных колебаний исследуемой рабочей лопатки показал, что независимо от способа определения частоты, экспериментально, расчетом, независимо от качества (узлового) КЭ-модели, и лопатки с износом, формы колебаний практически остаются неизменными. На рис. 7 приведены первые три формы колебаний рабочей лопатки, полученные экспериментально и численным методом (на разных конечно-элементных моделях). Видно, что формы колебаний совпадают. Приведение последующих форм колебаний не позволяет формат статьи, но совпадение у них аналогичное.

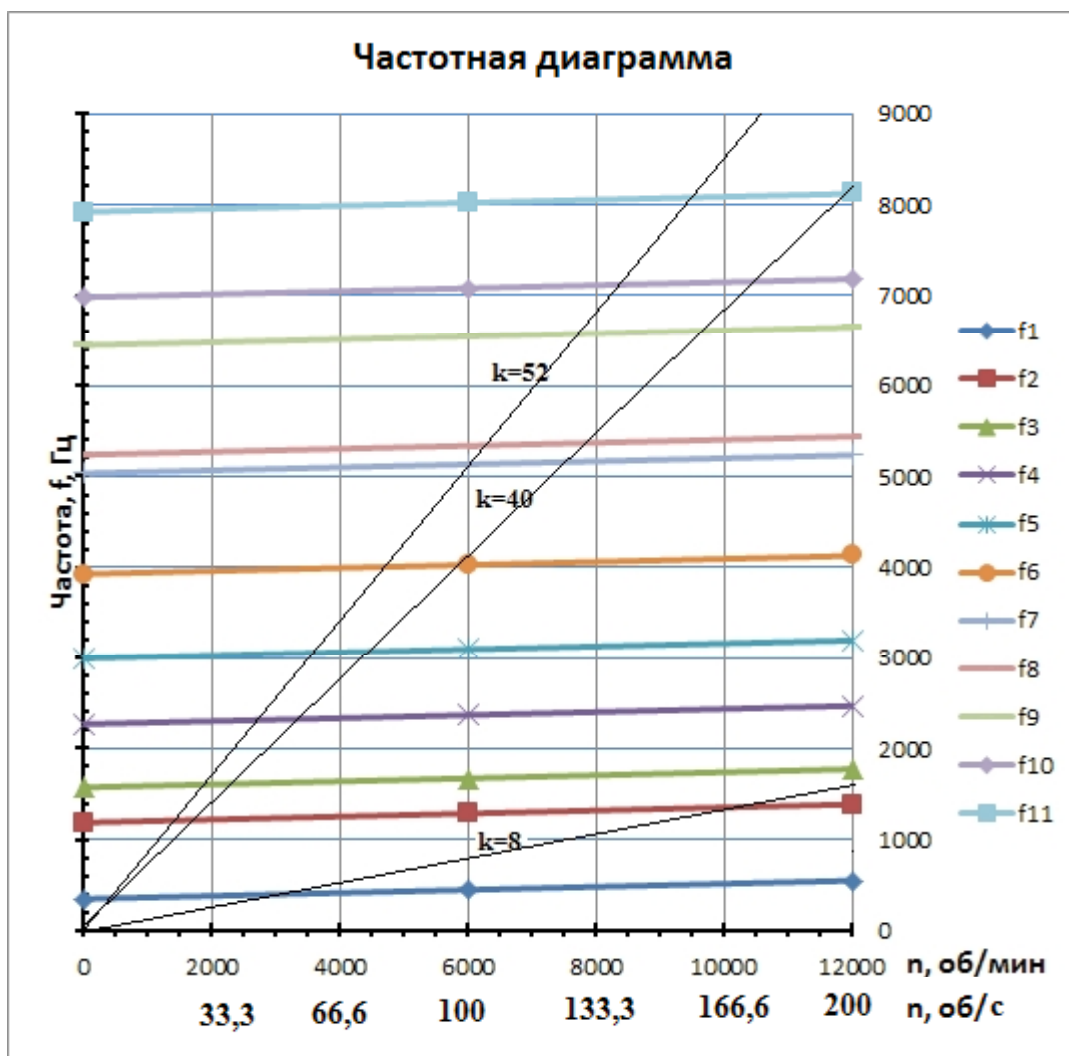


Рис. 6. Частотно-резонансная диаграмма, где k - гармоника колебаний; k=8 – от числа стоек переднего корпуса; k=40 – от входного направляющего аппарата; k=52 – от направляющего аппарата перед 2-ой ступенью КНД

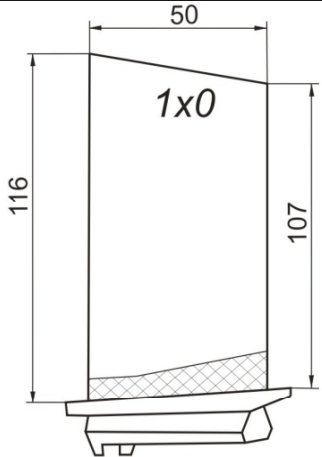
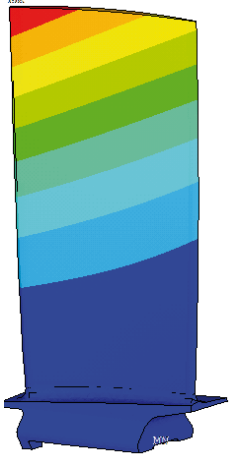
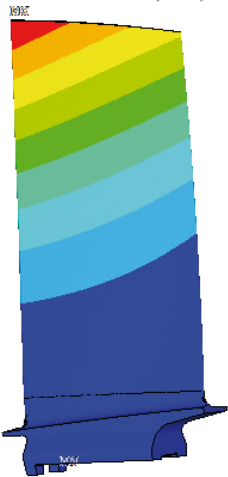
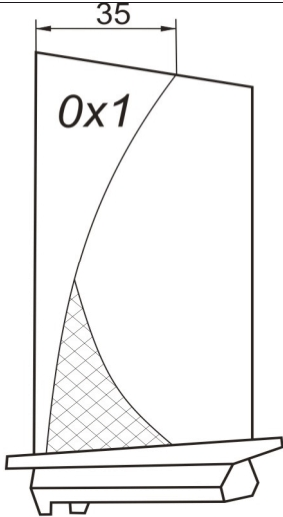
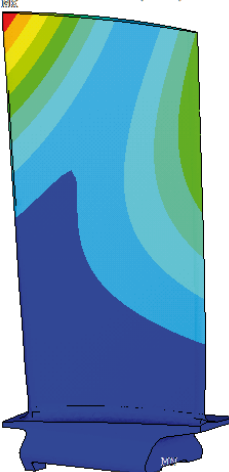
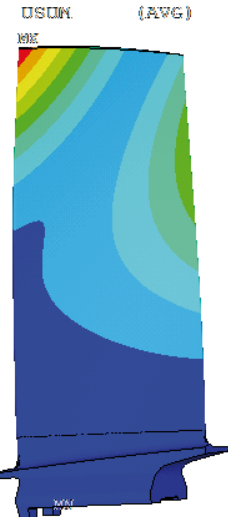
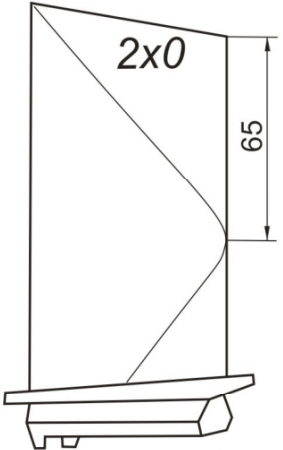
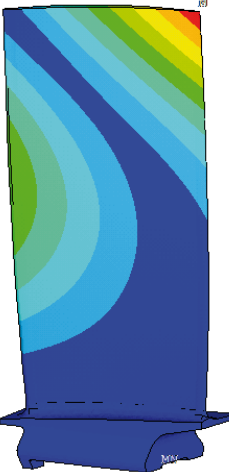

Ф о р м ы колебаний	Эксперимент	ANSIS 5877 nodes	ANSIS 493281 nodes
1 форма	 <p>1 изгибная f=350 Гц</p>	<p>SUB =1 FREQ=366.836 OSDK (AVG)</p> 	<p>SUB =1 FREQ=347.73 OSDK (AVG)</p> 
2 форма	 <p>1 крутильная f=1130 Гц</p>	<p>SUB =2 FREQ=1250.95 OSDK (AVG)</p> 	<p>SUB =2 FREQ=1173.08 OSDK (AVG)</p> 
3 форма	 <p>2 изгибная f=1530 Гц</p>	<p>SUB =3 FREQ=1627.71 OSDK (AVG)</p> 	<p>SUB =3 FREQ=1554.41 OSDK (AVG)</p> 

Рис. 7. Первые три формы собственных колебаний исследуемой лопатки

Выводы

По выполненной исследовательской работе можно сделать следующие выводы:

Сточки зрения опасности резонанса, интерес представляют первые три формы собственных колебаний.

Разница между величинами частот собственных колебаний, полученных на натуральных лопатках и на математической модели численным методом, находится в допустимых пределах, учитывая, что измеренные частоты на натуральной лопатке обобщались на основе количества лопаток.

Разница между частотами собственных колебаний номинальной рабочей лопатки и лопатки с допустимым износом (2 мм) незначительна на всех формах. При эксплуатации это важно для прогноза состояния резонанса.

Влияние размера конечного элемента на величины расчетных частот собственных колебаний появляется на высших формах колебания.

Форма собственных колебаний остается неизменной при разных вариантах их определения.

Литература

1. Богуслаев В. А. Прогнозирование частот собственных колебаний лопаток компрессора

высоких форм при регулировании частоты основного тона [Текст] / В. А. Богуслаев, О. Н. Бабенко, А. А. Олейник, Д. В. Павленко, Е. Я. Корневский // Вестник двигателестроения. - 2009. - №1. - С. 10 - 14.

2. Богуслаев В. А. Прогнозирование и увеличение ресурса лопаток компрессора авиационных ВРД технологическими методами [Текст] / В. А. Богуслаев, О. Н. Бабенко, Д. В. Павленко, Е. Я. Корневский // Упрочняющие технологии и покрытия. - 2007. - №9. - С. 28 - 33.

3. Шереметьев А. В. Использование компьютерного моделирования для учета технологической наследственности при установлении ресурсов деталей авиационных ГТД [Текст] / А.В. Шереметьев, А. В. Петров // Авиационно-космическая техника и технология. -2005. - №.4(20). - С.50-53.

4. Бабенко О. Н. Методы регулирования частот собственных колебаний рабочих лопаток компрессора ГТД [Текст] / О. Н. Бабенко, Т. И. Прибора // Вестник двигателестроения. - 2016. - №1. - С. 101 - 106.

5. Руководство по технической эксплуатации. Турбовальный двигатель Д-136 [Текст]. – Запорожье: ГП «Ивченко-Прогресс», – 1984. - Книга 1. - 804 с.

Поступила в редакцию 11.07.2018

О.М. Бабенко, Т.І. Прибора. Аналіз результатів дослідження частот і форм власних коливань робочої лопатки 1 ступеня КНТ

Наведено організацію дослідження частот і форм власних коливань робочої лопатки 1 ступеня КНТ двигуна Д-136. Проведене дослідження включало визначення частот власних коливань на серійних робочих лопатках 1 ступеня КНТ на електродинамічному вібраторі конструкції ЦІАМ. Отримані результати експериментальної частини дослідницької роботи лягли в основу порівняльного аналізу з результатами, отриманими розрахунковим, чисельним методом. Розрахунковий комплекс ANSYS у розділі модального аналізу дозволив на створених КЕ-моделях визначити частоти і форми власних коливань досліджуваного об'єкту. Організовано перевірку впливу на результати розрахунку різних модельних параметрів.

Ключові слова: авіаційний двигун, робоча лопатка, власні коливання, форми коливань, частоти коливань, резонансна діаграма.

O.M. Babenko, T.I. Pribora. Research analysis of the first stage low pressure compressor rotor blade, frequency and forms of own vibrations

Given research organization of frequencies and forms of own vibrations of first stage low pressure compressor rotor blades of D-136 engine. Conducted study included determination of the frequencies of own vibrations of mass production first stage rotor blades on the electrodynamic's vibration machine of the Central Institute of Aviation engine industry design. The obtained research results of the experimental part formed the basis for the comparative analysis with the results gained by the numerical method. The computational software ANSYS in the modal analysis section allowed to determine the frequencies and forms of natural oscillations of the object, using finite-element models principles. The difference between the values of the frequencies of the own vibrations obtained on the natural blades and on the mathematical model by a numerical method is within the acceptable limits. Performed verification of various model parameters influence on the results of the calculation.

In the process of mathematical modeling evaluated influence of finite element size on calculation results particularly on natural oscillations magnitudes. The influence of the size of the finite element on the values of the calculated frequencies of own vibrations appears on higher forms of oscillation. Determined frequencies and forms of natural oscillations of blades exposed to mechanical wear, sand erosion by means of 3D modeling and finite element analysis. Given aspect is crucial for forecasting blades resonance in the process of operational wear. From the point of view of the danger of resonance, the first three forms of own vibrations are of interest. A comparative estimate of the obtained values of the own vibration forms is performed in a percentage. Results are presented with final table, graphs and figures of oscillation forms. Developed frequency-resonance diagram within rotor spinning frequencies, built own frequency curves, shown exciting harmonics from front casing racks, from the intake guide vane and from the guide vane in front of the 2nd stage of the low pressure compressor. Performed forecasting of the exciting of resonance and the way of its elimination.

Keywords: aircraft engine, rotor blade, own vibrations, vibration forms, frequencies vibrations, resonance diagram.

References

1. Boguslaev V. A., Babenko O. N., Olejnik A. A., Pavlenko D. V., Korenevskij E. Ja. Prognozirovanie chastot sobstvennykh kolebanij lopatok kompressora vysokih form pri regulirovanii chastoty osnovnogo tona [Predicting the own vibrations frequencies of the high-form compressor blades while adjusting the pitch frequency]. Vestnik dviatelestroenija - Bulletin of engine technology, 2009, no. 1, pp. 10-14.
2. Boguslaev V. A., Babenko O. N., Pavlenko D. V., Korenevski, E. Ja. Prognozirovanie i uvelichenie resursa lopatok kompressora aviacionnyh VRD tehnologicheskimi metodami [Predicting and increasing the life of the aviation air-jet engine compressor blades by technological methods]. Uprochnjajushhie tehnologii i pokrytija - Strengthening technologies and coatings, 2007, no. 9, pp. 28-33.
3. Sheremet'ev A. V., Petrov A. V. Ispol'zovanie komp'yuternogo modelirovaniya dlya ucheta tehnologicheskoi nasledstvennosti pri ustanovlenii resursov detalei aviatsionnykh GTD [Use of computer modeling to account for technological heredity in establishing the resources of aviation gas turbine engines parts]. Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija - Aerospace Engineering and Technology, 2005, no. 4(20), pp. 50-53.
4. Babenko O. N., Pribora T. I. Metody regulirovaniya chastot sobstvennykh kolebanii rabochikh lopatok kompressora GTD [Methods for regulating the own vibrations frequencies of gas turbine engines compressor blades]. Vestnik dviatelestroenija - Bulletin of engine technology, 2016, no. 1, pp. 101-106.
5. Rukovodstvo po tekhnicheskoi ekspluatatsii. Turboval'nyi dvigatel' D-136 [Manual for technical operation. D-136 turboshaft engine]. Zaporozh'e, GP "Ivchenko-Progress" Publ., 1984, Book 1, 804 p.