



АЛЕКСЕЕВ
Денис Николаевич
инженер-конструктор
I категории
(ФГУП «НПЦ
газотурбостроения «САЛЮТ»)

ALEKSEEV
Denis Nikolaevich
Design Engineer of The First
Category
(FSUE «Gas-Turbine
Engineering RPC Salut»)



КУРИЛОВ
Виталий Сергеевич
студент
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

KURILOV
Vitaly Sergeevich
student
(MSTU named
after N.E. Bauman)



ЧУГУНКОВ
Владимир Васильевич
доктор технических наук,
профессор
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

CHUGUNKOV
Vladimir Vasilievich
Dr. Sc. Techn., Professor
(MSTU named
after N.E. Bauman)

Исследование вибрационных режимов нагружения деталей и узлов силовых агрегатов при проектировании, испытаниях и наземной отработке конструкций летательных аппаратов

Д.Н. Алексеев, В.С. Курилов, В.В. Чугунков

Рассмотрены научно-методические аспекты проведения анализа процессов в высоконагруженных силовых агрегатах, которые на этапе проектирования и проведения расчетного анализа их кинематических и динамических характеристик, при испытаниях и наземной отработке конструкций летательных аппаратов позволяют исключить повышенный уровень вибраций при работе агрегатов в широком диапазоне частот вращения, исключить возникновение резонансных явлений и разрушение их элементов конструкций в процессе эксплуатации.

Ключевые слова: вибрации, шестерня, резонанс, вибрографирование.

Research of vibratory loads on power units parts and assemblies under design, test and ground development of aircraft constructions

D.N. Alekseev, V.S. Kurilov, V.V. Chugunkov

The article describes the scientific and methodological aspects of analysis of processes in high-power units, which at the stage of design and analysis of their kinematic and dynamic characteristics, during tests and ground tests of aircraft structures permit to rule out an increased level of vibration during operation of the units in a wide speed range, excluding the occurrence of resonance phenomena and the destruction of their structural elements in service.

Keywords: vibration, gear, resonance, vibrography.

Одной из основной причин выхода из строя элементов конструкций силовых агрегатов летательных аппаратов, работающих в условиях динамического нагружения, является совпадение частот собственных колебаний (ЧСК) с частотами возбуждения [1]. Работа на резонансном режиме пагубно сказывается на всей конструкции, приводя к разрушению и преждевременной замене узлов и деталей, а также выводу из эксплуатации всего изделия [2]. Помимо экспериментальных методов выявления резонансных колебаний элементов

конструкции в последнее время все шире внедряются методы численного моделирования. Одним из наиболее широко используемых при проведении численных экспериментов является метод конечных элементов (МКЭ), позволяющий выполнить более точную дискретизацию модели исследуемого объекта, избегая, тем самым, излишнего упрощения. В настоящей работе приведен методический подход для выявления причин разрушения конической шестерни редуктора авиационного двигателя с применением численного и экспериментального моделирования условий ее работы.

Объектом исследования являлась коническая шестерня редуктора, для которой отмечались случаи ее неоднократного разрушения при эксплуатации (рис. 1). По результатам проведенной фрактологической экспертизы выявлен усталостный характер разрушения, а причинами появления трещины явились концентраторы напряжений, обусловленные технологией производства. По результатам проведенных исследований отмечен повышенный уровень вибраций корпуса редуктора, в котором установлена шестерня на некоторых режимах работы, что может свидетельствовать о наличии возмущения резонансного характера.

Картина разрушения, представленная на рис. 1, характерна практически для всех сломанных шестерен. Характер поверхности излома свидетельствует о высоком уровне переменных напряжений, возникающих в процессе



Рис. 1. Разрушенная шестерня

возбуждения колебания на резонансном режиме работы шестерни.

Для борьбы с резонансным режимом работы шестерни было предложено выполнить ее частотную отстройку в рабочем диапазоне оборотов путем изменения геометрии с целью увеличения жесткости шестерни, а именно увеличить толщину диафрагмы на 2 мм и обода на 4 мм (рис. 2).

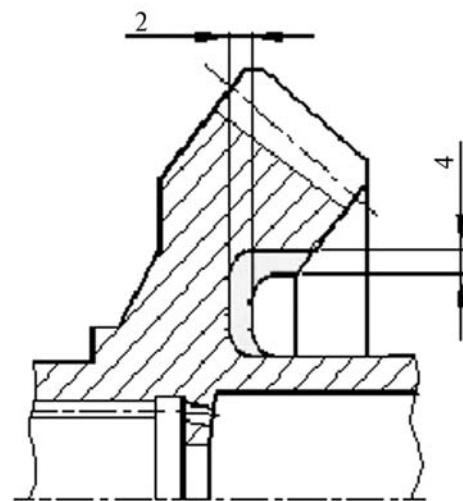


Рис. 2. Схема усиленной шестерни

В связи с изменением конструкции был проведен расчетный анализ ЧСК шестерни методом МКЭ с помощью программного комплекса MD.Nastran. Разработанная для проведения расчетов модель (рис. 3) создавалась линейными объемными 8-узловыми гексагональными конечными элементами (КЭ) с моделированием граничных условий в виде консольного закрепления шестерни и запрета перемещений по шести степеням свободы (жесткая заделка).

Результаты расчетов частот и форм собственных колебаний исходной шестерни и с измененной геометрией представлены в табл. 1.

С целью подтверждения достоверности результатов расчета были проведены экспериментальные исследования по определению ЧСК исследуемых шестерен методом голографической интерферометрии [3]. В экспериментах крепление шестерен осуществлялось на платформе спекл-интерферометра по схеме, представленной на рис. 4.

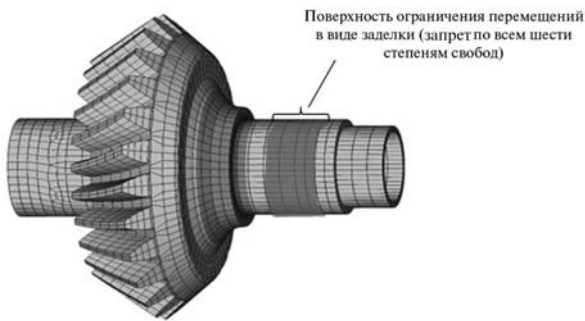


Рис. 3. Схема КЭ модели шестерни и условий ее закрепления

Схема возбуждения резонансных колебаний шестерни представлена на рис. 5. Возбуждение колебаний шестерни 1 проводилось контактно с помощью пьезовибратора 2 в направлении, перпендикулярном боковой поверхности зуба (точка А) и в направлении, перпендикулярном верхней поверхности зуба (точка В). В этих случаях возбуждение колебаний шестерни наиболее эффективно.

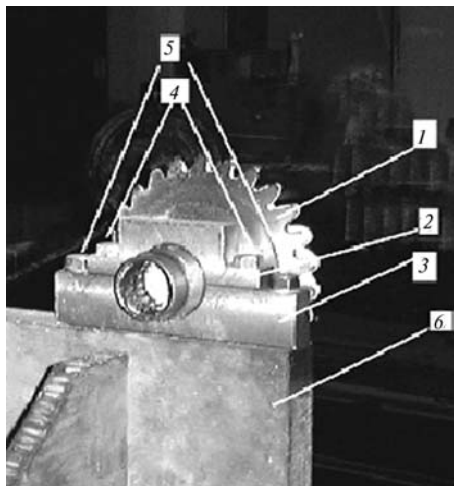
Частота возбуждения, подаваемого на пьезовибратор, фиксировалась по цифровому табло частотомера ЧЗ-32. Акустический сигнал отклика колеса на возбуждающее усилие регистрировался микрофоном МК-102, установленным вблизи шестерни, усиливался шумомером RFT 00 017 и подавался на вход электронного осциллографа С1-83, на который одновременно поступал сигнал от звукового генератора, возбуждающего колебания. При сканировании частоты возбуждения в момент резонанса резко возрастал уровень сигнала отклика, а на экране осциллографа наблюдалась фигура Лиссажу. Резонансная частота определялась при максимальном уровне сигнала отклика по индикатору шумомера.

На каждой резонансной частоте регистрировалась форма колебаний шестерни. Регистрация форм колебаний осуществлялась методом цифровой спекл-интерферометрии. Колеблющаяся на резонансной частоте шестерня освещалась когерентным лазерным излучением, ее спекл-изображение с помощью цифровой телекамеры вводилось в персональный компьютер и обрабатывалось. Результат обработки представляет собой изображение шестерни с указанием положения узловых линий в виде распределения спеклов (хаотично разбросан-

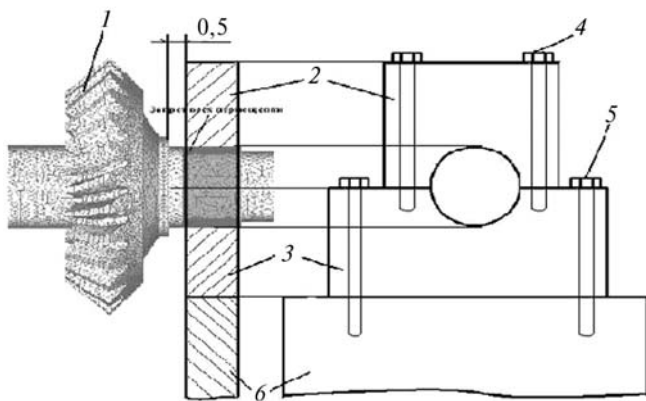
Таблица 1

Частоты и формы собственных колебаний вариантов шестерни

Серийная	Усиленная
<i>Изгиб шестерни с одним узловым диаметром</i>	
3 508 Гц	3 551 Гц
<i>Кручение вала</i>	
4 736 Гц	4 661 Гц
<i>Изгиб шестерни с двумя узловыми диаметрами</i>	
6 457 Гц	7 386 Гц
<i>Зонтичные колебания шестерни</i>	
7 450 Гц	7 865 Гц
<i>Изгиб вала</i>	
8 581 Гц	9 286 Гц
<i>Изгиб вала с диском</i>	
11 219 Гц	11 162 Гц
<i>Изгиб шестерни с тремя узловыми диаметрами</i>	
12 420 Гц	13 786 Гц



a



б

Рис. 4. Схема крепления исследуемых шестерен:

a — общий вид экспериментальной установки и исследуемой шестерни; *б* — схема крепления шестерни; 1 — шестерня; 2 — верхняя скоба; 3 — нижняя скоба; 4, 5 — крепежные винты; 6 — угольник

ные яркие точки в узловых областях). Порог чувствительности спекл-интерферометра к нормальным перемещениям точек поверхности исследуемого объекта составляет 0,16 мкм. Чувствительность спекл-интерферометра к тангенциальным перемещениям (в плоскости объекта) равна нулю.

Исследования проводились в диапазоне частот 20...13 000 Гц. Первоначально регистрировались частоты и формы колебаний при возбуждении шестерни в точке *A*. Затем положение возбудителя изменялось (точка *B* на рис. 5) и вновь регистрировались все формы колебаний. При приложении усилий к другим точкам

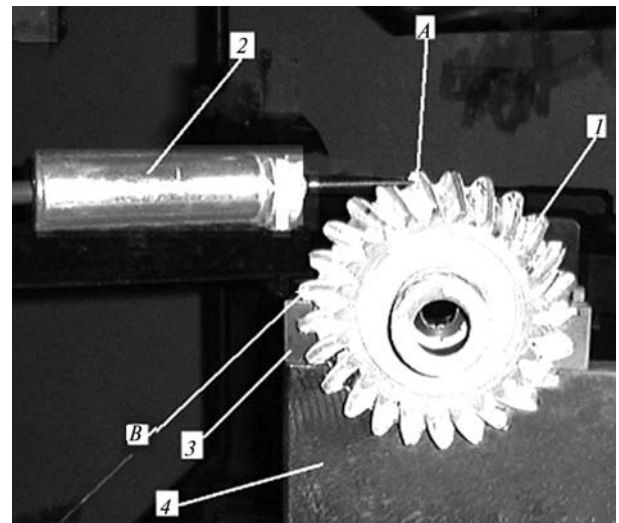


Рис. 5. Схема возбуждения колебаний:

A, B — точки контакта вибратора с шестерней; 1 — шестерня; 2 — пьезовибратор; 3 — крепежные скобы; 4 — угольник

поверхности шестерни дополнительных форм колебаний выявлено не было.

Экспериментальные значения частот и формы собственных колебаний серийной шестерни и шестерни с измененной геометрией приведены в табл. 2 и 3. В этих же таблицах указаны места приложения контакта возбудителя, при котором была зарегистрирована соответствующая форма.

Сопоставление результатов экспериментов с результатами конечно-элементного моделирования частот и форм собственных колебаний серийной и модифицированной шестерней, приведенное в табл. 4, показывает их хорошее совпадение (относительная погрешность в определении частот не превышает 0,4%) и подтверждает достоверность получаемых численным методом результатов моделирования.

Помимо выполненного сопоставления результатов экспериментов с результатами конечно-элементного моделирования частот и форм собственных колебаний шестерней проведено сравнение вибрационного состояния редуктора на основе результатов вибрографирования с серийной шестерней и с усиленной шестерней, а также анализ возможного влияния динамических усилий на их резонансное возбуждение.

Вибрографирование редуктора проводилось с использованием двух трехкомпонентных виб-

Таблица 2

Экспериментальные значения частот и формы собственных колебаний серийной шестерни

Точка B, $F_2=4\ 331$ Гц	
Точка A, $F_3=6\ 470$ Гц	
Точка A, $F_4=6\ 474$ Гц	
	Интерференционные полосы отсутствуют

родатчиков AP-38 (B1 и B2), схема расположения которых представлена на рис. 6. Датчики B1 и B2 для определения условий работы располагались на корпусе редуктора рядом с исследуемой шестерней. Результаты вибрографирования обрабатывались с помощью программного комплекса WinПОС.

Характерный результат вибрографирования шестерни редуктора с загрузкой и без загрузки агрегатами представлены на рис. 7. На рисунке 7, а представлена типовая циклограмма работы двигателя (изделия) при проведении испытаний ($n_{\text{физ}}$, %), а на рис. 7, б–г — значения виброскоростей для 25 гармоник частоты враще-

Таблица 3

Экспериментальные значения частот и формы собственных колебаний шестерни с измененной геометрией

Точка A, $F_1=2\ 231$ Гц	
Точка A, $F_3=7\ 296$ Гц	
	Интерференционные полосы отсутствуют
Точка A, $F_4=7\ 340$ Гц	

Таблица 4

Сопоставление результатов экспериментов с результатами конечно-элементного моделирования частот и форм собственных колебаний серийной и модифицированной шестерней

Экспериментальные исследования	Расчет МКЭ
<i>Исходная шестерня</i>	
6 470 Гц	6 457 Гц
<i>Шестерня с измененной геометрией</i>	
7 340 Гц	7 386 Гц

ния вала шестерни, соответствующих этим циклограммам, по датчикам в виде:

$$K(*)_AP38X_VI(**),$$

где (*) — номер канала; $I = 1$ — датчик номер В1, $I = 2$ — датчик номер В2 (см. рис. 6); (**) — О — измерение в осевом направлении, В — в вертикальном, Г — в горизонтальном.

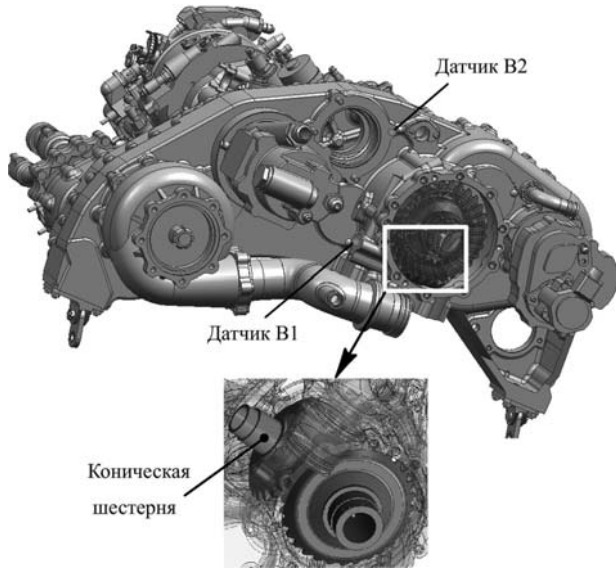


Рис. 6. Схема расположения вибродатчиков

Локальные максимумы виброскоростей представлены на рис. 7 точками, в числителе — их значения (мм/с), в знаменателе — соответствующие частоты вращения $n_{\text{физ}}$ (%) вала шестерни.

Поскольку ЧСК кронштейна крепления вибродатчика, определенные экспериментально (простукиванием), находятся в диапазоне $V1 \leq 4\ 500$ Гц, $V2 \leq 2\ 500$ Гц, при обработке результатов вибрографирования рассматривался частотный диапазон выше режима малого газа (МГ) двигателя.

В силу того, что коническая шестерня имеет 25 зубьев, при обработке результатов вибрографирования редуктора рассматривались только гармоники, кратные $k = 25$.

Для оценки влияния общих вибраций изделия на вибрации редуктора были рассмотрены результаты вибрографирования изделий.

Характерные результаты общего вибрографирования изделий представлены на рис. 8. На рисунке показана типовая циклограмма работы

изделий и зависимости от оборотов ротора ($n_{\text{физ}}$, %) и амплитуд виброскоростей (мм/с), соответствующих показаниям по датчикам ВЗ, ГЗ, ШТ, ВВКА, ГВКА (указанные датчики — однокомпонентные типа МВ 27, рабочий диапазон до 500 Гц, датчики ВВКА и ГВКА располагаются на редукторе, в области промежуточного корпуса).

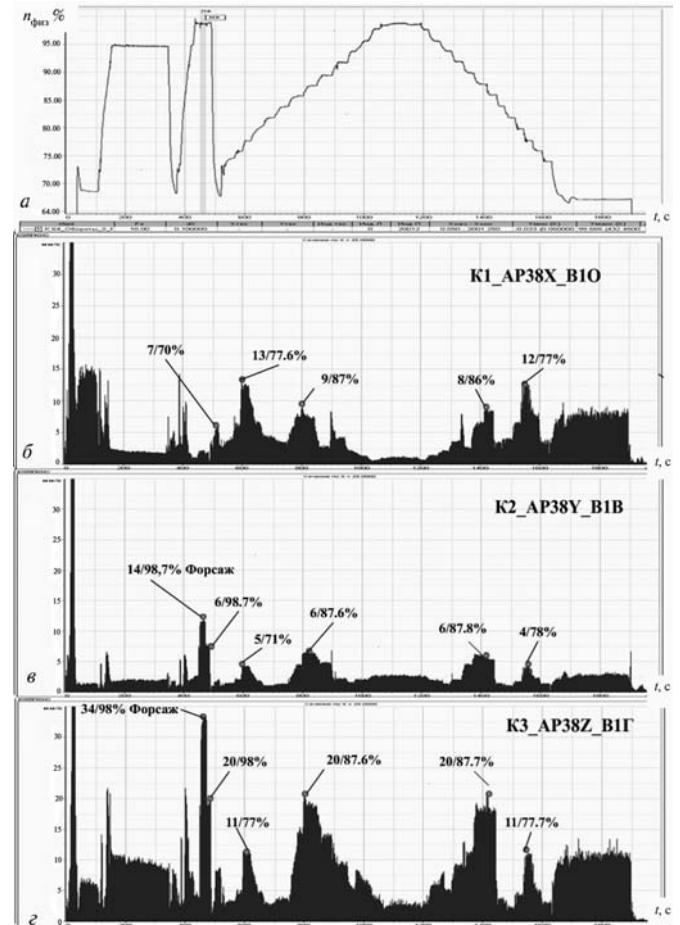


Рис. 7. Результаты вибрографирования серийной шестерни редуктора (запуск изд. № 1, без загрузки агрегатами, датчик В1):

a — изменение частоты вращения $n_{\text{ф}}$, %;
 b – $г$ — амплитуда виброскорости гармоники,
 $k = 25$ мм/с

На рисунке 8 точками отмечены максимальные значения вибраций редуктора и соответствующие им значения общих вибраций изделия.

На циклограмме, рис. 8 (верхняя часть) приняты следующее обозначение оборотов и виброскоростей: $i\%/j$ (где i — обороты ($n_{\text{физ}}$, %), (j) — значение виброскорости редуктора.

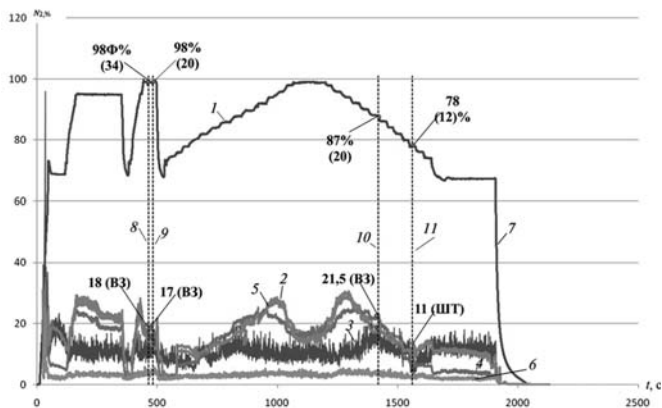


Рис. 8. Типовая циклограмма работы редуктора с исходной шестерней (без загрузки агрегатами):

1 – N2; 2 – ШТ; 3 – ВВКА; 4 – В3; 5 – Г3;
6 – ГВКА; 7 – 450; 8 – 482; 9 – 465; 10 – 1420;
11 – 1560

На рисунке 8 (нижняя часть) принято обозначение $i(j)$ — где: i — значение виброскорости по типу (j) вибродатчика.

В таблице 5 представлены максимальные значения вибраций, замеренные при вибрографировании редуктора (датчики В1, В2) и соответствующие им частоты вращения ротора. Прочерки в ячейках указывают на низкий уровень вибраций (меньше 10 мм/с). Для каждого запуска приведены максимальные достигнутые частоты вращения ротора.

При вибрографировании шестерни максимальные вибрации редуктора с исходной и с измененной шестернями наблюдались на частотах 77...83, 86...89 и на максимальных и форсажных режимах ($n_2 \geq 95 \%$).

Максимальный уровень вибраций для редуктора с исходной шестерней отмечался на форсажных режимах — до 34 мм/с, а с усиленной — на режимах, соответствующих частотам вращения ротора 86...88 % — до 89,16 мм/с (см. табл. 5). Локальные максимальные значения

Таблица 5

Максимальные значения амплитуды вибраций, замеренные при вибрографировании редуктора (датчики В1 и В2)

Номер изделия	Исходная шестерня				Номер изделия	Измененная шестерня				
	без загрузки		с загрузкой			без загрузки		с загрузкой		
	$n_{2\Phi}$, %	A, мм/с	$n_{2\Phi}$, %	A, мм/с		$n_{2\Phi}$, %	A, мм/с	$n_{2\Phi}$, %	A, мм/с	
№ 1	67	—	—	—	№ 5	77–79	15,0	70–71	15,0	
	77–78	12,0	77–78	17,7		86–88	15,0	78–83	41,0	
	87	20,0	86,6–87	24,0		99–101	35,0	86–88	69,0	
	98	20,0	98	21,0		$n_{2\max}=101,6\%$	99Φ	30,0	$n_{2\max}=101,25 \%$	
	98Φ	34,0	98-Φ	32,0						
$n_{2\max}$	99,68%		100,73 %							
№ 2	95	4,5			№ 6	78	42,8	—	—	
	95Φ	23,5				86,9–89	89,2	—	—	
	$n_{2\max}=99,15\%$					102–104	43,4	—	—	
№ 3	81	12,2			№ 7	$n_{2\max}=103,27 \%$				
	89	9,0				87	17	—	—	
	98	5,5				101Φ	5,5	—	—	
	99Φ	19,8				$n_{2\max}=102 \%$				
	$n_{2\max}=99,73 \%$									
№ 4			94	3,8						
			99	13,2						
			101Φ	28,6						
			$n_{2\max}=101–58 \%$							

вибраций, проявляющиеся на указанных частотах вращения ротора, для редуктора с измененной шестерней имеют бóльшие значения, по сравнению с редуктором с исходной шестерней (см. табл. 8). Максимальные значения вибраций для редуктора с измененной шестерней соответствуют диапазону частот вращения ротора 86...89 %. Частотные диаграммы для исходной и измененной шестерен показаны на рис. 9—10. Как следует из данных, приведенных в табл. 6, максимальные всплески уровней вибраций для исходной шестерни отмечаются на режимах, соответствующих частотам вращения $n_2 \geq 95\%$, что соответствует проявлению резонансных колебаний шестерни (см. рис. 9). После изменения геометрии рассматриваемой шестерни удалось исключить резонансный режим (см. рис. 10), снизив его до $n_2 > 100\%$.

Из результатов общего вибрографирования изделия следует, что диапазоны частот враще-

ния ротора, соответствующие максимальным значениям общих вибраций изделия, не совпадают с частотами проявления максимальных значений вибраций редуктора (табл. 6).

По результатам выполненных исследований собственных частот серийной и усиленной шестерни резонансный режим на серийной шестерни составляет $n_2 \approx 95\%$, для усиленной $n_2 \approx 102\%$, т. е. выведен за пределы режима максимальной частоты вращения.

Приведенный методический подход при создании редукторов высоконагруженных силовых агрегатов на этапе проектирования и проведения расчетного анализа их кинематических и динамических характеристик, при испытаниях и наземной отработке конструкций летательных аппаратов позволяет исключить повышенный уровень вибраций при работе агрегатов в широком диапазоне частот вращения, исключить возникновение резонансных явле-

Таблица 6

Диапазоны частот вращения ротора, на которых проявлялись максимальные значения вибраций редуктора и соответствующие им амплитуды общих вибраций изделия

Номер изделия	Исходная шестерня				Номер изделия	Измененная шестерня			
	без загрузки		с загрузкой			без загрузки		с загрузкой	
	$n_{2ф}, \%$	$A, \text{мм/с}$	$n_{2ф}, \%$	$A, \text{мм/с}$		$n_{2ф}, \%$	$A, \text{мм/с}$	$n_{2ф}, \%$	$A, \text{мм/с}$
№ 1	67	—	—	—	№ 1	67	—	—	—
	77–78	12,0	77–78	17,7		77–78	11,0	77,78	11,0
	87	20,0	86,6–87	24,0		87	21,5	87	20,0
	98	20,0	98	21,0		98	17,0	98	21,0
	98Ф	34,0	98-Ф	32,0		98Ф	34,0	98-Ф	17,0
№ 3					№ 3				
	85	9,0	—	—		85	14	—	—
	88	12,2	—	—		88	21,5	—	—
	98	5,5	—	—		98	36,5	—	—
					99Ф	42,0	—	—	
№ 5			70–71	15,0	№ 5			77	7,5
	77–79	15,0	78–83	41,0		79	7,0	84	17,0
	86–88	15,0	86–88	69,0		88	16,3	86	17,0
	99–101	35,0	99Ф	30,0		101	25,8	99Ф	26,0
№ 7	87	17,0	—	—	№ 7	87	15,0	—	—
	101Ф	5,5	—	—		101Ф	18,0	—	—

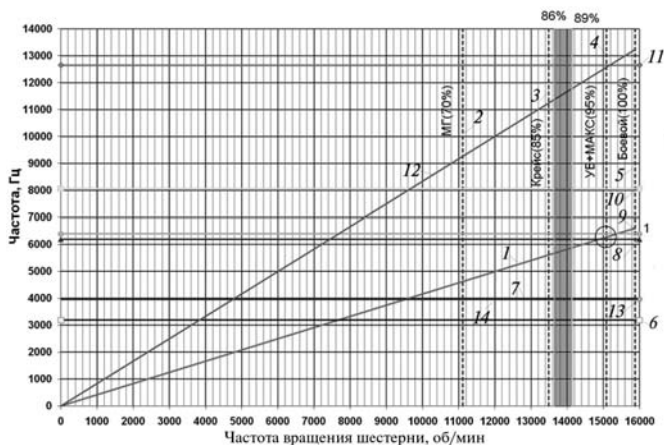


Рис. 9. Резонансная диаграмма исходной шестерни:

- 1 — гармоника; 2 — Б; 3 — УБ + МАКС;
- 4 — Крейс; 5 — МГ; 6 — кручение вала; 7 — 1 узл. диаметр; 8 — 2 узл. диаметра; 9 — зонтичная;
- 10 — изгиб вала; 11 — 3 узл. диаметра;
- 12 — 2-ая гармоника; 13 — 86%; 14 — 89 %

ний и разрушение их элементов конструкций в процессе эксплуатации.

Литература

1. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин. М.: Машиностроение, 1999. 344 с.
2. Вибрации в технике: В 6 т.: Справочник. М.: Машиностроение, 1999. Т. 1: Колебания линейных систем / В.В. Болотин, К.В. Фролов, В.П. Чирков, Ю.А. Окопный; под ред. В.В. Бологина. 1999. 504 с.
3. Грибков В.А., Шиян Д.Н. Виброизмерительная аппаратура: структура, работа датчиков, калибровка каналов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011.107 с.

References

1. Gol'din A.S. *Vibratsiia rotornykh mashin* [Vibration of rotating machinery]. Moscow, Machine building Publ., 1999. 344 p.

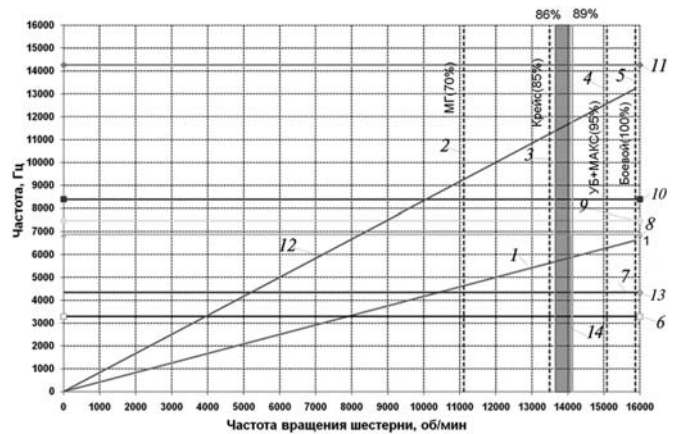


Рис. 10. Резонансная диаграмма измененной шестерни:

- 1 — гармоника; 2 — Б; 3 — УБ + МАКС;
- 4 — Крейс; 5 — МГ; 6 — кручение вала; 7 — 1 узл. диаметр; 8 — 2 узл. диаметра; 9 — зонтичная;
- 10 — изгиб вала; 11 — 3 узл. диаметра;
- 12 — 2-ая гармоника; 13 — 86%; 14 — 89%

2. V.V. Bolotin, K.V. Frolov, V.P. Chirkov, Yu.A. Okopnyi *Vibratsii v tekhnike: v 6 t., t. 1 Kolebaniia lineinykh sistem* [The vibrations in the technique in 6 vol., vol. 1, Oscillations of linear systems]. Reference book. Moscow, Machine building Publ., 1999. 504 p.

3. Gribov V.A., Shian D.N. *Vibroizmeritel'naiia apparatura: struktura, rabota datchikov, kalibrovka kanalov* [Vibration measuring apparatus: structure, operation of the sensor, calibration channel]. Moscow, MSTU named after N.E. Bauman Publ., 2011.107 p.

Статья поступила в редакцию 15.10.2012

Информация об авторах

АЛЕКСЕЕВ Денис Николаевич (Москва) — инженер-конструктор I категории. ФГУП «НПЦ газотурбостроения «САЛЮТ» (Россия, 105118, г. Москва, проспект Буденного 16).

КУРИЛОВ Виталий Сергеевич (Москва) — студент кафедры «Стартовые и ракетные комплексы». МГТУ им. Н.Э. Баумана (Россия, 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: berkyl2006@rambler.ru).

ЧУГУНКОВ Владимир Васильевич (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Стартовые и ракетные комплексы». МГТУ им. Н.Э. Баумана (Россия, 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Information about the authors

ALEKSEEV Denis Nikolaevich (Moscow) — Design Engineer of The First Category. FSUE «Gas-Turbine Engineering RPC Salut» (Russia, 105118, Moscow, Prospect Budennogo 16).

KURILOV Vitaly Sergeevich (Moscow) — student «Space Vehicles and Acceleration Blocks» Department. MSTU named after N.E. Bauman (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya, 5, 105005, Moscow, Russia, e-mail: berkyl2006@rambler.ru).

CHUGUNKOV Vladimir Vasilievich (Moscow) — Dr. Sc. Techn., Professor «Space Vehicles and Acceleration Blocks» Department. MSTU named after N.E. Bauman (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya, 5, 105005, Moscow, Russia).