

УДК 621

## ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

А. Б. БЕЛЯЕВ<sup>1</sup>, А. Г. ХАКИМОВ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>okmim@ugatu.ac.ru, <sup>2</sup>hakimov@anrb.ru

<sup>1</sup>ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

<sup>2</sup>Институт механики им. Р. Р. Мавлютова УФИЦ РАН

Поступила в редакцию 08.11.2019

**Аннотация.** В первой части работы приводятся результаты экспериментальных исследований по определению собственных частот и форм колебаний пустотелых лопаток с наполнителем в виде пенопласта для рабочих колес центробежных вентиляторов типа ЦЧ-72. Определение величин собственных частот и форм колебаний расчетным путем выполнялось по программе МКЭ, приведена сравнительная оценка расчета и эксперимента. Во второй части работы рассматривается задача определения параметра жесткости и полярного момента инерции пустотелого вала рабочего колеса вентилятора в сечении с дефектом в виде надреза с заданной координатой и длиной надреза по двум собственным частотам крутильных колебаний.

**Ключевые слова:** ротор; вентилятор; лопатки; диски; деформация; напряжения; частота; крутильные колебания; жесткость; вибродиагностика; усталость.

### ВВЕДЕНИЕ

Вопросы повышения прочности, надежности и ресурса, а также снижения энергетических затрат при эксплуатации изделий машиностроения всегда были важными и актуальными, как и в настоящее время. Эти требования также относятся и к вентиляторным установкам центробежного типа, имеющим применение в различных отраслях народного хозяйства: в промышленном и гражданском строительстве, транспортном машиностроении, химической и нефтеперерабатывающей промышленности и др.

Основным узлом центробежной вентиляторной установки является ротор, включающий в себя рабочее колесо, состоящее из коренного, покрывного дисков, лопаток, установленных между ними и вала. Все перечисленные детали подвергаются вибрационным нагрузкам, и вопросы исследования

их динамики представляются важными и актуальными с точки зрения совершенствования их конструкций, а также в разработке конструктивно-технологических мероприятий, направленных на повышение прочности, надежности и ресурса.

Весьма эффективным методом исследований вибрационных процессов является моделирование механических конструкций изделий. При построении моделей определяют основные связи между элементами объекта и присущие ему закономерности. Общими по степени формализации и удобными для исследования являются математические и электромеханические модели. При рассмотрении динамических явлений в лопатках рабочего колеса последние моделировались как трехслойные пластины переменной толщины с плотностью сохранения первоначальной жесткости.

Решение обратных задач о продольных, крутильных и изгибных установившихся волнах изложены в работах [1–6]. В работе [7] изложен интегральный признак идентификации дефектов в элементах стержневых конструкций, позволяющий определить не только их наличие и местоположение, но и степень их повреждаемости.

В случае стержней конечной длины для определения наличия дефектов можно использовать изменение спектра собственных частот продольных, крутильных и изгибных колебаний.

### ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ И ФОРМ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Знание собственных частот и форм колебаний лопаток рабочих колес центробежных вентиляторов позволяет оценить участки возможных резонансных явлений и предотвратить разрушение лопаток путем модернизации ее конструкции. Рассмотрим собственные частоты и формы колебаний пустотелых лопаток центробежных вентиляторов с наполнителем в виде пенопласта ППУ-3. Использование таких лопаток – одно из перспективных направлений в вентиляторостроении.

В табл. 1 приводятся механические характеристики материала лопатки, наполнителя и бобышек.

Таблица 1

**Механические характеристики материала лопатки и наполнителя**

Материал	Механические характеристики		
	$E_{1,2}$	$\mu_{1,2}$	$\rho_{1,2}$
Стеклопластик ЭЦТ (оболочка лопатки)	$1,9 \times 10^4$ МПа	0,15	$1,9 \frac{\text{г}}{\text{см}^3}$
ППУ-3 (наполнитель)	80 МПа	0,2	$0,5 \frac{\text{г}}{\text{см}^3}$
Стеклопластик ДСВ-2Р-2М	$1,97 \times 10^4$ МПа	0,15	$1,9 \frac{\text{г}}{\text{см}^3}$

Геометрические размеры лопатки, торцевых бобышек, толщина обечайки показаны на рис. 1. В местах крепления лопатка изготовлена однослойной из стеклопластика в виде бобышки.

Профиль лопатки рабочего колеса центробежного вентилятора крыловидный, форма спинки лопатки параболическая, форма корытца прямолинейная, радиус входной кромки лопатки 0,24 см, радиус выходной – 0,08 см, хорда лопатки 20,5 см. Размеры в % даны от диаметра колеса.



**Рис. 1.** Геометрические характеристики лопатки (продольное сечение лопатки)

Лопатка рассматривается как трехслойная пластина и приводится к неоднородной пластине переменной толщины  $H$  по формулам:

$$H = \sqrt[3]{\frac{1-\mu^2}{E} \cdot \frac{2E_1}{1-\mu_1^2} \left[ \delta^3 + \delta(h_2 + \delta)^2 / 4 \right]} + \frac{1-\mu^2}{1-\mu_2^2} \cdot \frac{E_2 h_2^3}{E},$$

$$\rho = \frac{2\rho_1 \cdot \delta + \rho_2 h_2}{H}, \quad E = E_1, \quad \mu = \mu_1, \quad (1)$$

где  $\delta$  – толщина стеклопластиковой оболочки,  $h_2$  – толщина пенопласта,  $\rho$  – плотность материала неоднородной пластины.

Изменение толщины лопатки по хорде приводится в табл. 2 [8].

Таблица 2

**Изменение толщины лопатки по хорде**

№	$H$ , см	№	$H$ , см
1	0,45	11	1,97
2	1,35	12	1,82
3	1,875	13	1,64
4	2,025	14	1,44
5	2,137	15	1,255
6	2,212	16	1,065
7	2,22	17	0,81
8	2,16	18	0,481
9	2,11	19	0,24
10	2,07	20	0,08

В табл. 3 приводится толщина  $H$  и плотность  $\rho$  неоднородной пластины в зависимости от толщины пенопласта  $h_2$ .

Таблица 3

**Изменение толщины  $H$  и плотности  $\rho$  неоднородной пластины в зависимости от толщины пенопласта  $h_2$**

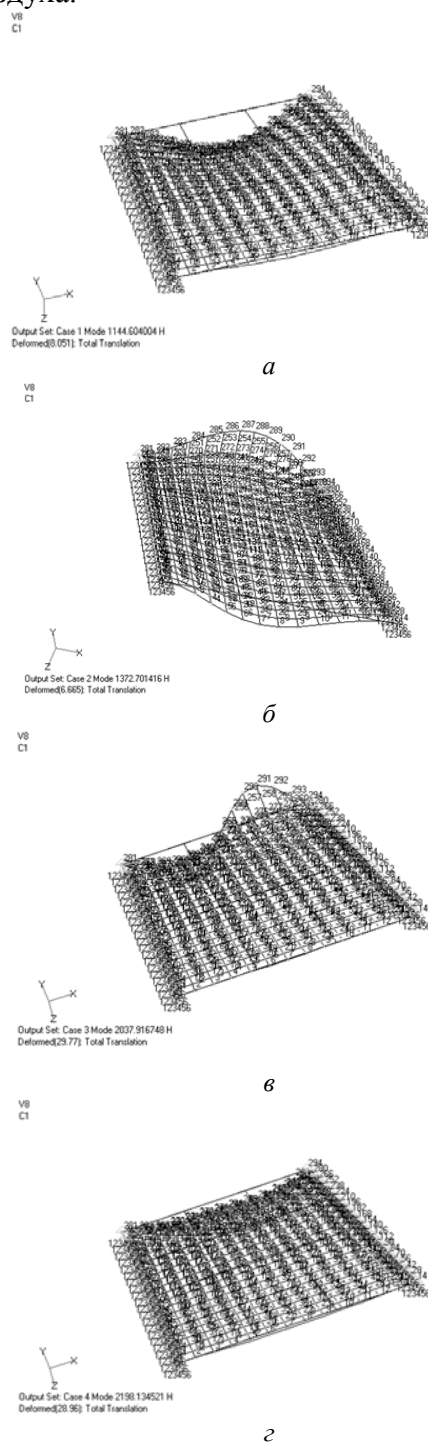
$N$	$h_2, \text{ см}$	$H, \text{ см}$	$\rho, \text{ г/см}^3$
1	0,05	0,45	1,76
2	0,95	1,171	1,055
3	1,475	1,501	0,994
4	1,625	1,592	0,998
5	1,737	1,656	0,983
6	1,812	1,699	0,981
7	1,82	1,703	0,980
8	1,76	1,669	0,983
9	1,71	1,641	0,985
10	1,67	1,617	0,986
11	1,57	1,559	0,990
12	1,42	1,472	0,999
13	1,24	1,359	1,016
14	1,04	1,230	1,04
15	0,855	1,103	1,072
16	0,665	0,97	1,124
17	0,41	0,773	1,24
18	0,081	0,481	1,68
19	0	0,24	1,9
20	0	0,08	1,9

Для определения расчетных собственных частот и форм колебаний лопаток использовалась программа МКЭ (MSC NASTRAN). Лопатка разбивалась на 294 узла, по хорде 21 узел и по длине 14 узлов. При решении задачи использовались четырехугольные элементы. Принималось шарнирное закрепление лопаток между дисками. На рис. 2 показаны фрагменты лопаток с различными собственными частотами и формами колебаний, в табл. 4, 5 приводятся величины собственных частот и форм колебаний лопаток, полученные расчетным и экспериментальным путем.

Экспериментальное определение собственных частот и форм колебаний лопаток проводилось на вибростенде марки ВДС-5. На лопатку наклеивались тензорезисторы базой 10 мм типа КФ5П<sub>1</sub>-10-100 со стороны спинки по ее высоте на входной, средней и хвостовой частях. Выходные концы проводов тензорезисторов присоединялись к прибору ТУП-16 для усиления сигнала, после чего он поступал на компьютерное плато АЦП (аналогового цифрового преобразователя), который преобразует поступа-

ющие сигналы в напряжение. Формы колебаний определялись при помощи щупа с пьезоэлементом на его конце.

Вынужденные частоты колебаний лопаток возникают вследствие наличия осевого направляющего аппарата с поворотными лопатками (ОНА) на входе в вентилятор, обеспечивающего регулирование подачи воздуха.



**Рис. 2.** Собственные формы колебаний лопаток при частотах: а  $-f=1144 \text{ Гц}$ ; б  $-f=1372 \text{ Гц}$ ; в  $-f=2037 \text{ Гц}$ ; г  $-f=2138 \text{ Гц}$

Таблица 4

Сравнительная оценка высокочастотных собственных колебаний лопаток, полученных расчетным и экспериментальным путем

$f_{\text{экс.}}, \text{Гц}$	1115	1795	1880	1920
$f_{\text{рас.}}$	1144	1372	2037	2138
Формы колебаний	изгибно-крутильные			
$\delta \%$ , погрешность	14	23,5	22	10,3

Таблица 5

Собственные низкочастотные колебания лопаток, полученные экспериментальным путем

$f_{\text{экс.}}, \text{Гц}$	174	336	480	636
Формы колебаний	изгибные			

На основе полученных результатов экспериментальных исследований построена частотная диаграмма для лопаток рабочего колеса центробежного вентилятора (рис. 3) [9–11].

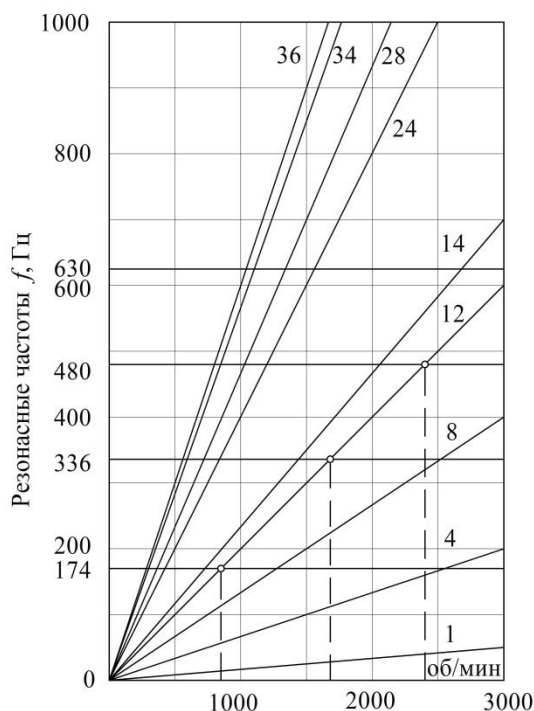


Рис. 3. Частотная диаграмма для лопаток рабочего колеса центробежного вентилятора: 1, 4, 8, 14, 24, 28, 34, 36 – номера гармоник

Диаграмма позволяет определить частоты вращения ротора вентилятора, которые могут вызвать резонансные явления в лопатках вентиляторного колеса. Например, для вентиляторной установки с ОНА с чис-

лом поворотных лопаток  $z=12$  явления резонанса в лопатках вентиляторного колеса могут возникнуть на оборотах ротора:  $n_1=788$  об/мин,  $n_2=1697$  об/мин,  $n_3=2424$  об/мин при собственных частотах колебаний лопаток  $f_1=174$  Гц,  $f_2=336$  Гц,  $f_3=480$  Гц.

#### ДИАГНОСТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВАЛА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА ПО СОБСТВЕННЫМ ЧАСТОТАМ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Рассматриваются собственные крутильные колебания полого вала с повреждением в виде надреза. Вал установлен левым и правым концами на упругих опорах с жесткостью на кручение  $c_{1x}$  и  $c_{2x}$  и соединен по концам с муфтой с моментом инерции  $J_1$  и рабочим колесом центробежного вентилятора с моментом инерции  $J_2$  (рис. 4).

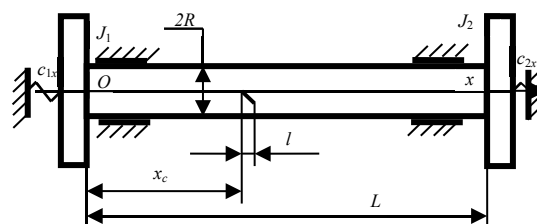


Рис. 4. Расчетная схема для крутильных колебаний вала

Задача состоит в определении момента инерции и параметра жесткости поперечного сечения пустотелого вала в зоне повреждения.

Обозначим через  $J_p$ ,  $J_k$  полярный момент инерции и параметр жесткости поперечного сечения неповрежденной части вала, через  $L$ ,  $F$  – длину и площадь поперечного сечения вала, через  $G$ ,  $\rho$  – модуль сдвига, плотность материала вала, через  $l$ ,  $f$  – длину и площадь поперечного сечения вала в зоне повреждения, через  $x_c$  – начальную координату повреждения, через  $j_p$ ,  $j_k$  полярный момент инерции и параметр жесткости поперечного сечения вала в зоне повреждения, через  $\varphi$ ,  $M$  – угол поворота и крутящий момент в сечении стержня, причем для полого вала с кольцевым сечением [12]

$$J_k = J_p = \frac{\pi(R^4 - r^4)}{2},$$

$$j_p \leq J_p, \quad F = \pi(R^2 - r^2), \quad (2)$$

где  $R$  и  $r$  – внешний и внутренний радиусы поперечного сечения вала.

Между крутящим моментом  $M$  и относительным углом закручивания  $\theta$  принимается следующая зависимость

$$M = GJ_k \theta, \quad \theta = \frac{\partial \varphi}{\partial x}. \quad (3)$$

Уравнение крутильных колебаний имеет вид

$$GJ_k \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} - \rho J_p \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = 0, \quad M = GJ_k \frac{\partial \varphi}{\partial x}. \quad (4)$$

Граничные условия записываются

$$\begin{aligned} M &= c_{1x} \varphi + J_1 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} (x=0), \\ M &= -c_{2x} \varphi - J_2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} (x=L). \end{aligned} \quad (5)$$

Условия стыкования решений при  $x=x_c$  и  $x_{cl}=x_c+l$  (условия равенства крутящих моментов и углов поворота) имеют вид

$$\frac{\partial \varphi_1}{\partial x} = m_k^2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial x}, \quad \varphi_1 = \varphi_2, \quad (x = x_2), \quad (6)$$

$$m_k^2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial x} = \frac{\partial \varphi_3}{\partial x}, \quad \varphi_2 = \varphi_3, \quad (x = x_{cl}),$$

$$m_k^2 = \frac{J_k}{J_p}. \quad (7)$$

Частное решение задачи (4) имеет вид:

$$\varphi = (A_i \cos \alpha_i x + B_i \sin \alpha_i x) \sin \omega_i t (\alpha_i = \omega_i / \alpha_i),$$

$$\alpha_1 = \alpha_3 = \omega_i / a_1 = \omega_i \sqrt{\rho J_p / GJ_k},$$

$$\alpha_2 = \alpha_1 m_p / m_k, \quad m_p = \sqrt{J_p / J_p}.$$

Шесть констант в этом решении, записанном для областей  $0 \leq x \leq x_c$ ,  $x_c \leq x \leq x_{cl}$ ,  $x_{cl} \leq x \leq L$ , определяются из шести граничных условий (5)–(7). Для того чтобы  $A_i$ ,  $B_i$  ( $i=1 \div 3$ ) не были равны нулю одновременно, необходимо, чтобы следующий определитель равнялся нулю

$$\det(\alpha_{ij}) = 0. \quad (8)$$

Ненулевые элементы этого определителя записываются в виде

$$a_{11} = c_{1x} - J_1 \omega_i^2, a_{12} = -GJ_k \alpha_1,$$

$$a_{25} = (-c_{2x} + J_2 \omega_i^2) \cos(\alpha_3 L) + GJ_k \alpha_3 \sin(\alpha_3 L),$$

$$a_{26} = (-c_{2x} + J_2 \omega_i^2) \sin(\alpha_3 L) - GJ_k \alpha_3 \cos(\alpha_3 L),$$

$$a_{31} = \sin(\alpha_1 x_c), a_{32} = -\cos(\alpha_1 x_c),$$

$$a_{33} = -m_k m_p \sin(\alpha_2 x_c), a_{34} = m_k m_p \cos(\alpha_2 x_c),$$

$$a_{41} = \cos(\alpha_1 x_c), a_{42} = \sin(\alpha_1 x_c),$$

$$a_{43} = -\cos(\alpha_2 x_c), a_{44} = -\sin(\alpha_2 x_c),$$

$$a_{53} = \alpha_1 m_k m_p \sin(\alpha_2 x_{cl}),$$

$$a_{54} = -\alpha_1 m_k m_p \cos(\alpha_2 x_{cl}), a_{55} = -\alpha_3 \sin(\alpha_3 x_{cl}),$$

$$a_{56} = \alpha_3 \cos(\alpha_3 x_{cl}),$$

$$a_{63} = \cos(\alpha_2 x_{cl}), a_{64} = \sin(\alpha_2 x_{cl}),$$

$$a_{65} = -\cos(\alpha_3 x_{cl}), a_{66} = -\sin(\alpha_3 x_{cl}).$$

Если частное решение представить в амплитудной форме  $\varphi_i = C_i \sin(\alpha_i x + \delta_i) \sin \omega_i t$ , то частотное уравнение после исключения шести констант  $C_i$ ,  $\delta_i$  ( $i=1, 2, 3$ ) записывается

$$\operatorname{tg} \left\{ \alpha_2 x_{cl} + \arctg \left[ m_k^2 \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \operatorname{tg} \left( \alpha_1 x_c + \arctg \frac{GJ_k \alpha_1}{c_{1x} - J_1 \omega_i^2} \right) \right] \right\} - \quad (9)$$

$$- \alpha_2 x_2 \} = m_k^2 \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \operatorname{tg} \left( \alpha_3 x_{cl} + \arctg \frac{GJ_k \alpha_3}{-c_{2x} + J_2 \omega_i^2} - \alpha_3 L \right).$$

**Прямая задача.** Решение уравнения (9) проведено численно для следующих параметров системы:  $G=0,77 \cdot 10^{11}$  Па,  $\rho=7800$  кг/м<sup>3</sup>,  $L=0,6$  м,  $R=0,03$  м,  $r=0,025$  м,  $J_p=9,817 \cdot 10^{-6}$  м<sup>4</sup>,  $J_1=0,04$  кгм<sup>2</sup>,  $J_2=0,15$  кгм<sup>2</sup>,  $c_1=0$  Н·м,  $c_2=0$  Н·м. При этом первая, вторая собственные частоты колебаний вала без надреза  $\omega_1=16451,0632$  с<sup>-1</sup>,  $\omega_2=32902,1265$  с<sup>-1</sup>. Для вала с надрезом при  $x_c=0,02$  м,  $l=0,005$  м,  $m_p=1,0$ ,  $m_k=0,2$  решение прямой задачи дает, что круговые частоты крутильных колебаний вала  $\omega_1=16402,4122$  с<sup>-1</sup>,  $\omega_2=32432,8635$  с<sup>-1</sup>. Видно, что частоты крутильных колебаний вала уменьшились.

На рис. 5 приводятся зависимости круговых частот крутильных колебаний вала  $\omega_1$  (фрагмент а),  $\omega_2$  (фрагмент б) от длины надреза  $l$  для параметров  $m_p=1$ ,  $m_k=0,2$  и различных  $x_c$  (в м) (кривая 1 – 0,2; 2 – 0,22; 3 – 0,24). Видно, что частоты крутильных колебаний уменьшаются с увеличением длины надреза.

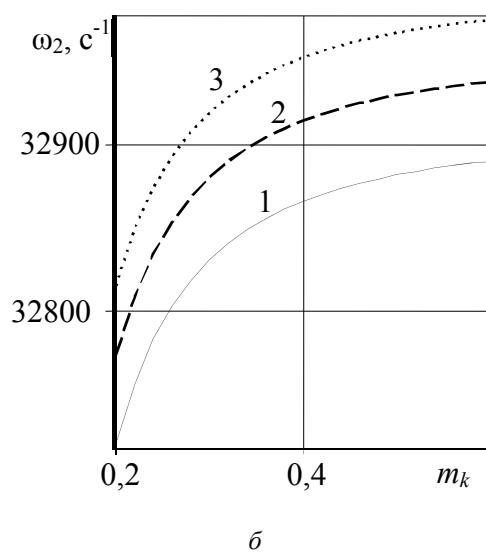
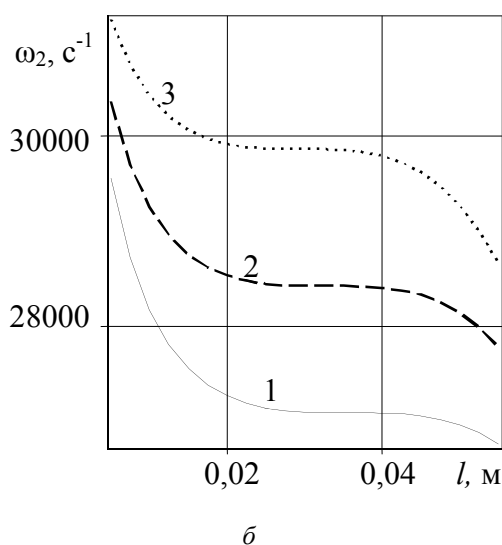
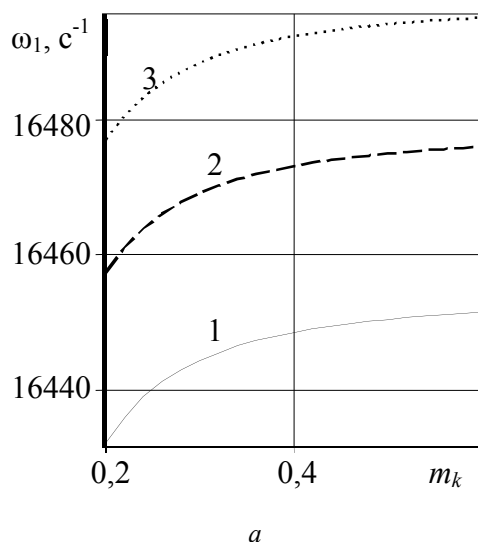
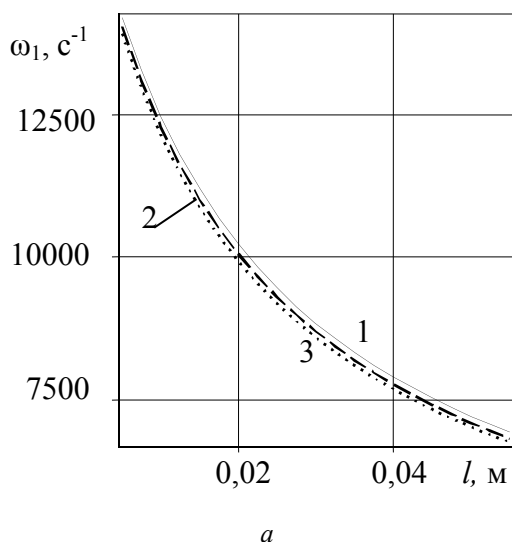


Рис. 5

Рис. 6

На рис. 6 приводятся зависимости круговых частот крутильных колебаний вала  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  от параметра  $m_k$  для координаты надреза  $x_c=0,02$  м, длины надреза  $l=0,0025$  м и различных  $m_p$  (кривая 1 – 1,0; 2 – 0,8; 3 – 0,6). Отметим, что частоты крутильных колебаний увеличиваются с увеличением параметра жесткости в зоне надреза.

**Обратная задача.** Если частотное уравнение записать для двух частот свободных крутильных колебаний, то из полученной системы уравнений определяются параметры  $m_k$  и  $m_p$  при известной координате повреждения  $x_c$  и его длине  $l$ . Например, для координаты повреждения  $x_c=0,02$  м, длины  $l=0,005$  м для круговых частот крутильных

колебаний вала  $\omega_1=16440$  рад/с,  $\omega_2=32760$  рад/с решение обратной задачи дает, что стержень имеет параметры  $m_k=0,21499$ ,  $m_p=0,96507$ .

На рис. 7 приводятся зависимости параметров:  $m_k$  (фрагмент а),  $m_p$  (фрагмент б) от круговой частоты крутильных колебаний стержня  $\omega_1$ , для  $\omega_2=32760$  рад/с (кривая 1),  $\omega_2=32770$  рад/с (кривая 2),  $\omega_2=32780$  рад/с (кривая 3) для координаты повреждения  $x_c=0,02$  м, длины  $l=0,005$  м. Проведенные исследования показывают, что при известных координате повреждения и его длине по двум частотам свободных крутильных колебаний можно определить параметр жесткости и полярный момент инерции в зоне повреждения.

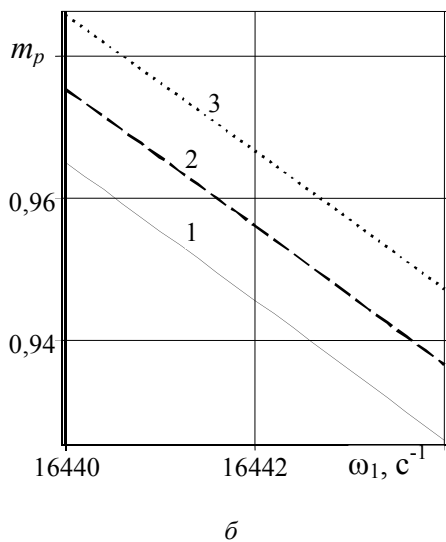
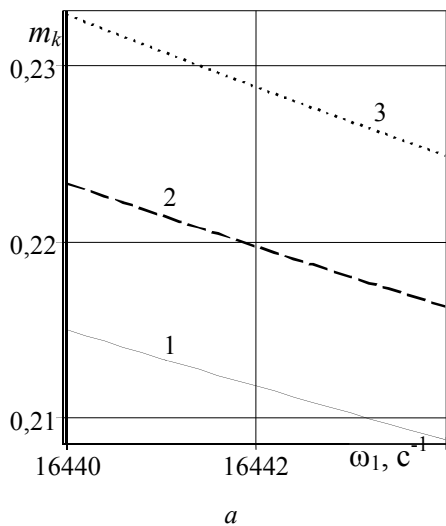


Рис. 7

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Задача вибродиагностики лопаток рабочего колеса центробежного вентилятора позволила определить спектр собственных частот и форм колебаний. На основе полученного спектра собственных частот находятся резонансные частоты колебаний. Полученные резонансные частоты и формы колебаний позволяют выполнить разработку конструктивно-технологических мероприятий лопатки, направленных на обеспечение надежности. Следует также отметить, что полученные собственные частоты, найденные расчетным и экспериментальным путем, различаются не более чем на 23,5%. Для повышения точности расчетных и экспериментальных исследований по определению собственных частот колебаний лопаток рекомендуется увеличить число узлов конечных элементов лопатки с уточнением ее физической модели, а также проведение испытаний вращающегося ротора.

Во второй части работы найдены частоты крутильных колебаний вала ротора вентилятора, которые уменьшаются с увеличением длины дефекта в виде надреза и увеличиваются с увеличением параметра жесткости. По двум собственным частотам крутильных колебаний при известных координатах повреждения и длине дефекта определяются полярный момент инерции и параметр жесткости поперечного сечения вала в зоне повреждения.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **G. M. L. Gladwell.** Inverse problems in vibration. Dordrecht, Boston, London: Kluwer Academic Publishers, 2004. (Русский перевод: Глэдвелл Г. М. Л. Обратные задачи теории колебаний. М. Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика». 2008. 608 с.)
2. **Ватульян А. О.** Обратные задачи в механике деформируемого твердого тела. М.: Физматлит. 2007. 224 с. [A. O. Vatulyan, *Inverse Problems in Mechanics of a Deformable Solid*, (in Russian). Moscow: Fizmatlit, 2007. ]
3. **Khakimov A. G.** Damage Diagnostics in a Vertical Rod with Concentrated Masses on the Elastic Suspender // International Journal of Mechanics and Applications. 2012. Vol. 2, No. 5. Pp. 70-73. [ A. G. Khakimov, "Damage Diagnostics in a Vertical Rod with Concentrated Masses on the Elastic Suspender", in *International Journal of Mechanics and Applications*, vol. 2, no. 5, pp. 70-73, 2012. ]

4. **Хахимов А. Г.** О собственных колебаниях вала турбокомпрессора с искусственным дефектом // ИВУЗ. Авиационная техника. 2011. № 1. С. 71–73. [ A. G. Khakimov, "On the Natural Vibrations of the Turbocompressor Shaft with an Artificial Defect", (in Russian), in *IVUZ. Aviacionnaya tekhnika*, no. 1, pp. 71-73, 2011. ]

5. **Ильгамов М. А.** Продольные колебания стержня с зарождающимися поперечными трещинами // МТТ. 2017. № 1. С. 23–31. [ M. A. Il'gamov, "Longitudinal Vibrations of a Bar with Incipient Transverse Cracks", (in Russian), in *МТТ*, no. 1, pp. 23-31, 2017. ]

6. **Guangming Dong, Jin Chen.** Vibration analysis and crack identification of a rotor with open cracks // Japan Journal of Industrial and Applied Mathematics. 2011. Vol. 28, No. 1. Pp. 171-182.

7. **Интегральный** диагностический признак идентификации повреждений в элементах стержневых конструкций / В. А. Акопьян и др. // Контроль. Диагностика. 2012. № 7. С. 50–56. [ V. A. Akopyan, et. al. "Integral Diagnostic Sign of Damage Identification in Elements of Rod Constructions", (in Russian), in *Kontrol'. Diagnostika*, no. 7, pp. 50-56, 2012. ]

8. **Соломахова Т. С., Чербышева К. В.** Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики: Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 176 с. [ T. S. Solomakhova, K. V. Cherbysheva, *Centrifugal fans. Aerodynamic diagrams and characteristics*, (in Russian). М.: Mashinostroenie, 1980. ]

9. **Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1979. 702 с. [ I. A. Birger, B. F. Shorr, G. B. Iosilevich, *Calculation of the strength of machine parts*, (in Russian). М.: Mashinostroenie, 1979. ]

10. **Конструкция** и проектирование авиационных газотурбинных двигателей / Д. В. Хронин и др. Под ред. Д. В. Хронины. М.: Машиностроение, 1989. 318 с. [ D. V. Hronin, et. al. Ed. D. V. Hronina, *The design and design of aircraft gas turbine engines*, (in Russian). М.: Mashinostroenie, 1989. ]

11. **Прочность, устойчивость, колебания** / Я. Г. Понавко и др. Под ред. И. А. Биргера. Справочник в 3 т. Т. 3. М.: Машиностроение, 1968. 567 с. [ Ya.G. Ponavko, et. al. Ed. I. A. Birger, *Durability, stability, fluctuations*, (in Russian). Reference in 3 vol. Vol. 3. М.: Mashinostroenie, 1968. ]

12. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов. М.: Наука. 1986. 512 с. [ V. I. Feodosyev, *Strength of materials*, (in Russian). Moscow: Nauka, 1986. ]

#### ОБ АВТОРАХ

**БЕЛЯЕВ Андрей Борисович**, зам гл. инженера БашНИ-Инефтемаш. Диплом инж. механик-экономист (УГАТУ, 2001). Иссл. в обл. технической диагностики деталей и узлов машиностроения, статики и динамики центробежных вентиляторных установок.

**ХАКИМОВ Аким Гайфуллинович**, вед. научный сотрудник Института механики им. Р. Р. Мавлютова УНЦ РАН. Диплом инж. механик (УАИ, 1970). Канд. физ.-мат. наук (КГУ, 1977). Иссл. в области динамики взаимодействия упругих и упруго-пластических тел с твердой, жидкой и газовой средой.

#### METADATA

**Title:** Vibrodiagnostic research elements rotor centrifugal fan.

**Authors:** A. B. Belyaev<sup>1</sup>, A. G. Khakimov<sup>2</sup>

**Affiliation:**

<sup>1</sup> Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

<sup>2</sup> Institute of Mechanics. R. R. Mavlyutova UC RAS, Russia.

**Email:** <sup>1</sup>okmim@ugatu.ac.ru, <sup>2</sup>hakimov@anrb.ru

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 23, no. 4 (86), pp. 3-10, 2019. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** The first part of the work presents the results of experimental studies to determine the natural frequencies and vibrational shapes of hollow blades filled with foam in the form of impellers for centrifugal fans of the TsCh-70 type. The determination of the values of natural frequencies and modes of oscillations by calculation was carried out according to the FEM program, a comparative evaluation of the calculation and experiment is given. In the second part of the work, the problem of determining the location and dimensions of the cross section of the hollow shaft of the rotor with damage at three natural frequencies of torsional vibrations is considered.

**Key words:** rotor; fan; shoulder blades; discs; deformation; voltage; frequency; torsional vibrations; rigidity; vibration diagnostics; fatigue.

**About authors:**

**BELYAEV, Andrei Borisovich**, Deputy Ch. Engineer BashNI-Инефтемаш. Diploma Ing. economist mechanic (USATU, 2001). Ex. in the region technical diagnostics of parts and components of mechanical engineering, with ... and the dynamics of centrifugal fan installations.

**KHAKIMOV, Akim Gaifullinovich**, Ved. Researcher, Institute of Mechanics. R.R. Mavlyutova UFSC RAS. Diploma Ing. mechanic. Graduated from the AIM in 1970. Thesis in 1977, Kazan State. university. Essl. in the field of the interaction of elastic and elastoplastic bodies with solid, liquid and gaseous media.