

УДК 621.452.3.03:621.822.6

В.Н. ПАВЛЕНКО, С.В. НИКИТИН, В.В. УСИК

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СИЛЫ РОТОРА, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ НА ПОДШИПНИКИ**

Приведены описание, результаты и анализ эксперимента по определению радиальной нагрузки на подшипники, обусловленной действием центробежной силы от дисбаланса ротора. В результате эксперимента были определены перемещения корпуса подшипников при частоте вращения ротора 0–3000 мин<sup>-1</sup>. Используя эти данные и математическую модель колебания корпуса подшипников, определили радиальную нагрузку на подшипники. В основу модели были положены вынужденные колебания с вязким демпфированием. В результате рассчитанная радиальная нагрузка на один подшипник оказалась равна 620 Н, что соизмеримо с основной осевой нагрузкой, равной 981 Н.

**Ключевые слова:** опорный узел, подшипник качения, испытательный комплекс, центробежная сила, вынужденные колебания, вязкое демпфирование.

**Введение**

В ранее опубликованной статье [1] описана экспериментальная установка и методика проведения исследований, связанных с определением момента трения и температуры в подшипниках качения со стальными и керамическими шариками. Нагружение подшипников осуществлялось осевой нагрузкой различной величины. Предусмотренной в программе испытаний постоянной радиальной нагрузки в эксперименте добиться не удалось по техническим причинам. Это было связано с тем, что не удалось в течение эксперимента поддерживать постоянным давление воздуха в нагружателе типа аэро-статический подшипник. Вместе с тем анализ условий проведения эксперимента и полученных результатов позволил предположить, что на подшипники действовала существенная (по крайней мере, на высоких оборотах вращения) центробежная сила от неуравновешенности ротора, обусловленная смещением центра масс ротора и сближением тел качения и колец под нагрузкой.

Для определения величины этой центробежной силы был проведен специальный эксперимент, который позволил определить опытным путем эту силу непосредственно на установке. Для этого корпусу, в котором были установлены испытываемые подшипники, была обеспечена некоторая возможность перемещения в вертикальной плоскости. Это обеспечивалось фиксацией корпуса накладками и гайками, под которые были подложены пружины. Наверху одной из накладок был установлен штырь, который упирался индуктивный датчик, фиксировавший вертикальные перемещения корпуса под-

шипников при воздействии центробежной силы (рис. 1).

Перед началом эксперимента была проведена тарировка датчика путем приложения разных уровней нагрузки и фиксации величины перемещения корпуса с помощью ЭВМ.

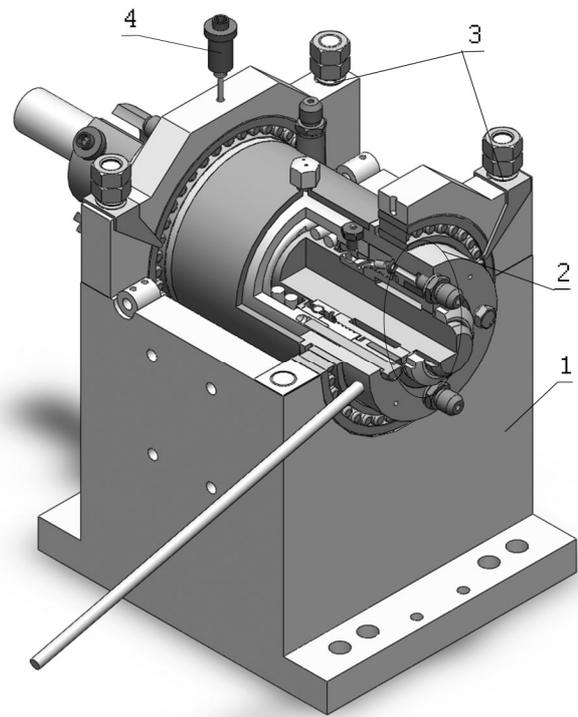


Рис. 1. Блок испытываемых подшипников:  
1 – корпус станины, 2 – подвижная часть,  
3 – пружины, 4 – индуктивный датчик

Результаты замеров перемещения приведены на рис. 2.

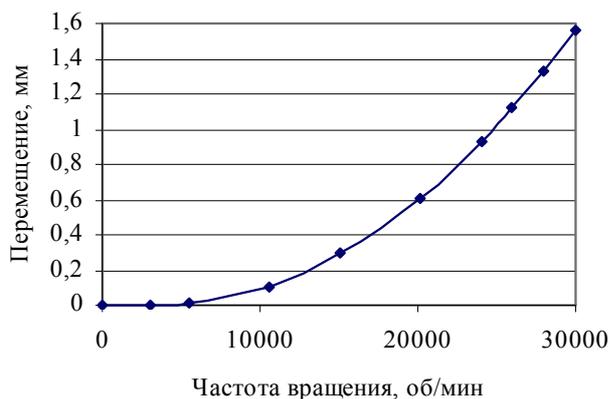


Рис. 2. Результат эксперимента

### Разработка математической модели

Для того чтобы выяснить, какое значение центробежной силы привело к измеренным колебаниям системы, была разработана математическая модель.

Основные допущения, положенные в основу модели:

- подвижная система представляет собой сосредоточенную массу, расположенную посередине между пружинами и подшипниками;
- все пружины имеют одинаковые жесткости, демпфирующие свойства, и предварительное обжатие;
- при ударе подвижной части о корпус станины деформируется только корпус станины.

Колебания системы рассматривались, как и измерялись, в вертикальной плоскости. Колебания системы моделировались как вынужденные колебания с вязким демпфированием. Система и приложенные силы представлены на рис. 3. Система состоит из сосредоточенной массы 3, верхней пружины сжатия 2 и нижней эквивалентной пружины сжатия 1. Нижняя пружина сжатия вводится для описания упругих деформаций корпуса станины под действием на нее корпуса подшипника. Вынужденные колебания системы будут порождаться вращающейся центробежной силой  $P$ , возникшей из-за несбалансированности ротора. Вязкое демпфирование (т.е. демпфирующая сила пропорциональна скорости) использовалось как наиболее простое с точки зрения математического исследования [2, с.65 и с.79]. Мы учитывали рассеивание энергии при упругом деформировании корпуса станины (с помощью эквивалентного коэффициента вязкого демпфирования  $d_m$ ) и конструкционное демпфирование за счет внутреннего трения в пружине и внешнего трения пружины о детали корпуса станины (с помощью эквивалентного коэффициента вязкого демпфирования  $d_k$ ).

Рассматривать колебания системы будем в три этапа:

1. Из состояния статического равновесия, при появлении центробежной силы, система движется вверх. Начальная вертикальная скорость системы равна нулю. Конец этого этапа наступает, когда деформация корпуса станины будет равна нулю.

2. Система продолжает двигаться вверх, достигает мертвой точки (вертикальная скорость системы равна нулю) и движется вниз до начала деформации корпуса станины. На этом этапе на корпус не действует нижняя эквивалентная пружина.

3. На систему вновь начинает действовать нижняя эквивалентная пружина. Система движется вниз до мертвой точки и затем вверх до момента, когда деформация корпуса станины будет равна нулю.

Дальнейшие колебания системы складываются из периодически повторяющихся 2-го и 3-го этапов, при этом изменяются значения начальной скорости на каждом этапе.

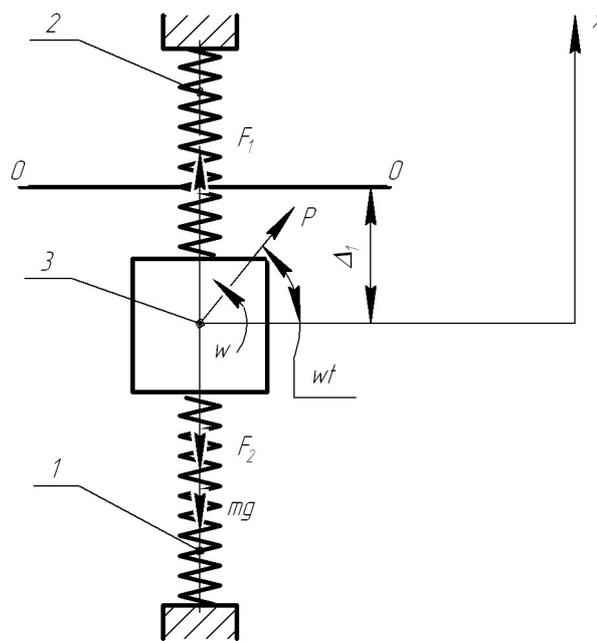


Рис. 3. Расчетная схема

Рассматривая движение системы вдоль оси  $X$  на 1-м и 3-м этапах, получим следующее уравнение:

$$m\ddot{x} = F_1 - F_2 - d_m\dot{x} - d_k\dot{x} - mg + P \sin wt.$$

В этом уравнении:

$x$  — перемещение, измеряется от состояния статического равновесия и считается положительным, когда направлено вверх;

$m$  — масса подвижной части блока испытываемых подшипников;

$w$  — угловая скорость ротора установки;

$P$  – амплитуда вращающейся центробежной силы;

$F_2 = (x + \Delta - \Delta_1) \cdot c_2$  – реакция на подвижную массу со стороны верхних пружин;

$\Delta$  – предварительное обжатие верхних пружин, контролировалось при затяжке фиксирующих гаек;

$\Delta_1$  – величина, на которую уменьшилось обжатие верхних пружин, когда деформировался корпус станины под действием веса подвижной части ( $mg$ ). Получена из статического равновесия колебательной системы

$$\Delta_1 = \frac{c_2 \cdot \Delta + mg}{c_1 + c_2};$$

$c_2$  – суммарный коэффициент жесткости четырех верхних пружин;

$F_1 = (\Delta_1 - x) \cdot c_1$  – реакция на подвижную массу со стороны корпуса станины;

$c_1$  – коэффициент жесткости эквивалентной пружины:

$$c_1 = 2 \cdot \frac{E \cdot S}{l},$$

где  $E$  – модуль упругости стали ( $E = 2 \cdot 10^{11}$  Па);  $S$  – условная площадь деформируемой части корпуса станины (рис. 4);

$$S = \frac{150 + 205}{2} \cdot 25 = 4437,5 \text{ мм}^2 = 4437,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$l$  – условная высота деформируемой части,  $l = 110 \cdot 10^{-6}$  м;

таким образом

$$c_1 = 2 \cdot \frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 4437,5 \cdot 10^{-6}}{110 \cdot 10^{-6}} = 1,61 \cdot 10^{10} \approx 2 \cdot 10^{10} \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

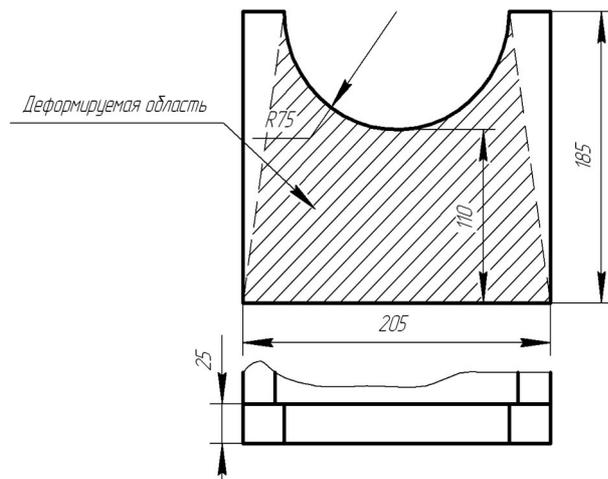


Рис. 4. К расчету коэффициента жесткости эквивалентной пружины

После преобразований получим уравнение колебания системы в дифференциальном виде:

$$m\ddot{x} + (d_m + d_k)\dot{x} + (c_1 + c_2)x = P \sin \omega t.$$

Вводя обозначения  $k_1^2 = \frac{c_1 + c_2}{m}$ ,  $2n = \frac{d_m + d_k}{m}$

и  $q = \frac{P}{m}$ , получим

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + k_1^2 x = q \sin \omega t. \quad (1)$$

Полагая, что  $n^2 < k_1^2$  и  $k_{д1}^2 = k_1^2 - n^2$ , получим общее решение дифференциального уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами с правой частью в виде [3]:

$$x = X_0 + X_q,$$

где  $X_0$  – общее решение дифференциального уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами без правой части,

$$X_0 = e^{-nt} (B \cos k_{д1}t + D \sin k_{д1}t);$$

$X_q$  – частное решение дифференциального уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами с правой частью,

$$X_q = M \cos \omega t + N \sin \omega t.$$

Произвольные постоянные  $M$  и  $N$  определим, подставив частное решение в (1):

$$\begin{aligned} & -M\omega^2 \cos \omega t - N\omega^2 \sin \omega t + \\ & + 2n(-M\omega \sin \omega t + N\omega \cos \omega t) + \\ & + k_1^2 (M \cos \omega t + N \sin \omega t) = q \sin \omega t, \end{aligned}$$

откуда

$$\begin{cases} -M\omega^2 + 2nN\omega + k_1^2 M = 0; \\ -N\omega^2 - 2nM\omega + k_1^2 N = q \end{cases}$$

и

$$N = \frac{q(k_1^2 - \omega^2)}{(k_1^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}; \quad M = \frac{-2qn\omega}{(k_1^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}.$$

Постоянные  $B$  и  $D$  определим, используя начальные условия. Для первого этапа в начальный момент времени перемещение и вертикальная скорость системы равны нулю, то есть  $x(0) = 0$  и  $\dot{x}(0) = 0$ , тогда  $B = -M$  и  $D = \frac{nB - N\omega}{k_{д1}}$ . Для

третьего этапа  $x(0) = \Delta_1$  и  $\dot{x}(0) = V_3$ , тогда

$$B = \Delta_1 - M \text{ и } D = \frac{V_3 + nB - N\omega}{k_{д1}}.$$

На втором этапе движения системы получим уравнение:

$$m\ddot{x} + F_2 + d_k \dot{x} + mg = P \sin \omega t.$$

Вводя обозначения

$$k_2^2 = \frac{c_2}{m}, \quad 2n_2 = \frac{d_k}{m},$$

$$q = \frac{P}{m} = \frac{m_p \cdot w^2 \cdot (e + \delta_{II})}{m} \quad \text{и} \quad \Delta_2 = \Delta - \Delta_1$$

получим

$$\ddot{x} + 2n_2 \dot{x} + k_2^2 x = q \sin \omega t - \frac{gm + c_2 \Delta_2}{m}.$$

Полагая, что  $n_2^2 < k_2^2$  и  $k_{д2}^2 = k_2^2 - n_2^2$ , получим общее решение дифференциального уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами с правой частью в виде [3]:

$$x = e^{-n_2 t} (B \cos k_{д2} t + D \sin k_{д2} t) + M \cos \omega t + N \sin \omega t + L,$$

где постоянные коэффициенты равны:

$$N = \frac{q(k_2^2 - w^2)}{(k_2^2 - w^2)^2 + 4n_2^2 w^2};$$

$$M = \frac{-2qn_2 w}{(k_2^2 - w^2)^2 + 4n_2^2 w^2}; \quad L = -\frac{gm + c_2 \Delta_2}{c_2}$$

при начальных условиях  $x(0) = \Delta_1$  и  $\dot{x}(0) = V_2$ :

$$B = \Delta_1 - M;$$

$$D = \frac{V_2 + n_2 B - Nw}{k_{д2}}.$$

Таким образом, перемещение системы во время колебаний можно представить в виде табличной функции (табл. 1)

Последующие этапы это периодически повторяющиеся этапы II и III, но со значением начальной скорости  $V_2$  и  $V_3$ , равной скорости в конце предыдущего этапа.

Подбирая значение центробежной силы  $P$ , можно достичь совпадения амплитуды колебаний, рассчитанной по математической модели при установившемся колебании, с амплитудой колебаний, полученной в эксперименте.

Таблица 1

Уравнение колебательного движения системы

Этап	Уравнение
I	$x(t) = e^{-n_1 t} (B \cos k_{д1} t + D \sin k_{д1} t) + M \cos \omega t + N \sin \omega t,$ $N = \frac{q(k_1^2 - w^2)}{(k_1^2 - w^2)^2 + 4n_1^2 w^2}, \quad M = \frac{-2qnw}{(k_1^2 - w^2)^2 + 4n_1^2 w^2}, \quad B = -M, \quad D = \frac{nB - Nw}{k_{д1}}$
II	$x(t) = e^{-n_2 t} (B \cos k_{д2} t + D \sin k_{д2} t) + M \cos \omega t + N \sin \omega t + L,$ $N = \frac{q(k_2^2 - w^2)}{(k_2^2 - w^2)^2 + 4n_2^2 w^2}, \quad M = \frac{-2qn_2 w}{(k_2^2 - w^2)^2 + 4n_2^2 w^2}, \quad L = -\frac{gm + c_2 \Delta_2}{c_2}, \quad B = \Delta_1 - L - M,$ $D = \frac{V_2 + n_2 B - Nw}{k_{д2}}$
III	$x(t) = e^{-n_1 t} (B \cos k_{д1} t + D \sin k_{д1} t) + M \cos \omega t + N \sin \omega t,$ $N = \frac{q(k_1^2 - w^2)}{(k_1^2 - w^2)^2 + 4n_1^2 w^2}, \quad M = \frac{-2qnw}{(k_1^2 - w^2)^2 + 4n_1^2 w^2}, \quad B = \Delta_1 - M, \quad D = \frac{V_3 + nB - Nw}{k_{д1}}$

Для определения эквивалентного коэффициента вязкого демпфирования  $d_k$  воспользуемся выражением, полученным в [2, с.81]:

$$d_k = \frac{s}{\pi \cdot w},$$

где  $s$  – коэффициент пропорциональности,

$s = \frac{U_k}{A^2}$ ;  $U_k$  – работа, рассеянная за один цикл,

определялась как площадь фигуры, ограниченной линиями зависимости силы от перемещения при приложении и снятии нагрузки;  $A$  – амплитуда деформации пружины,

таким образом

$$d_k = \frac{U_k}{\pi \cdot w \cdot A^2}.$$

Будем считать, что процессы рассеивания энергии при тарировке пружин совпадали с аналогичными процессами при работе установки, тогда можно воспользоваться результатами тарировки пружин (рис. 5).

## Результаты расчетов

Результаты расчета эквивалентного коэффициента вязкого демпфирования  $d_k$  приведены в табл. 2.

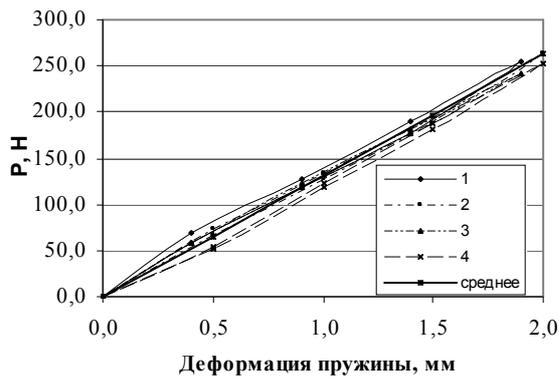


Рис. 5. Экспериментальное определение жесткости пружин

Для дальнейших расчетов примем осредненное

$$d_k = 3 \frac{Hc}{m}$$

Таблица 2

Коэффициент вязкого демпфирования пружин

		Среднее (по четырем пружинам)	Суммарное (для четырех пружин)
Амплитуда, мм		1,95	-
Рассеянная работа, Дж		0,009684	0,038738
Рассеянная работа, %		3,833982	15,33593
Коэффициент вязкости, Нс/м	Угловая скорость, 1/с		
	523,59878	1,558404	6,233614
	1047,1976	0,779202	3,116807
	1570,7963	0,519468	2,077871
	2094,3951	0,389601	1,558404
	2617,9939	0,311681	1,246723
3141,5927	0,259734	1,038936	

Для определения эквивалентного коэффициента вязкого демпфирования  $d_m$  воспользуемся вышеприведенной формулой, а также зависимостью рассеянной работы от логарифмического декремента колебаний, приведенной в [4, с.12-14]:

$$U_k = 2\delta W,$$

где  $W$  – амплитудное значение потенциальной энергии системы;  $\delta$  – логарифмический декремент затухания.

При движении подвижной части блока подшипников вниз, в момент деформации корпуса станины, кинетическая энергия блока подшипников трансформируется в потенциальную энергию корпуса станины и часть ее рассеивается, т.е. кинетическая энергия подвижной части блока подшипников:

$$W_k = W + U_k = W(1 + 2\delta),$$

откуда

$$W = \frac{W_k}{1 + 2\delta} = \frac{mV^2}{2(1 + 2\delta)},$$

где  $V$  – скорость блока подшипников в момент начала деформации корпуса станины.

Таким образом,

$$d_m = \frac{U_k}{\pi \omega A^2} = \frac{2\delta W}{\pi \omega A^2} = \frac{\delta m V^2}{\pi \omega A^2 (1 + 2\delta)}.$$

Из анализа колебаний без демпфирования было выяснено, что скорость  $V < 0,3 \frac{M}{c}$ , величина деформации корпуса станины  $A < 10 \text{ мкм}$ .

При угловой скорости  $\omega = 3141,59 \frac{1}{c}$  и  $\delta = 1\%$

$$d_m = \frac{0,01 \cdot 18,395 \cdot 0,3^2}{3,14 \cdot 3141,59 \cdot (10 \cdot 10^{-6})^2 (1 + 2 \cdot 0,01)} = 16453,677 \frac{Hc}{m}.$$

Для дальнейших расчетов примем осредненное

$$d_m = 20000 \frac{Hc}{m}.$$

На рис. 6 приведен пример расчета колебаний на основе исходных данных из табл. 3.

Если посмотреть результаты моделирования колебаний в установившемся режиме (табл. 4), то можно заметить, что в уравнении колебаний перемещения от вынужденных колебаний на два порядка меньше амплитудного значения, который мы ищем.

Значение  $e^{-n t}$  и  $e^{-n_2 t}$  близко к единице. Поэтому для ускорения вычислений в последующих расчетах принимаем  $N_{II} = N_{III} = M_{II} = M_{III} = 0$ .

Таблица 3

Исходные данные к расчету колебаний

Величина	m, кг	m <sub>1</sub> , кг	e, мкм	$\delta_{II}$ , мкм	$\omega$ , 1/с	P, Н	$\Delta$ , м	$\Delta_1$ , м	$\Delta_2$ , м	c <sub>1</sub> , Н/м	c <sub>2</sub> , Н/м	d <sub>k</sub> , $\frac{Hc}{m}$	d <sub>m</sub> , $\frac{Hc}{m}$
Значение	18,395	3,850	50	10	3141	2279	$5 \cdot 10^{-4}$	$2,217 \cdot 10^{-8}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{10}$	$5,26 \cdot 10^5$	3	20000

Таблица 4

Значения параметров в установившемся режиме

Величина	$n, 1/c$	$n_2, 1/c$	$k_{д1}, 1/c$	$k_{д2}, 1/c$	$N_{II}/N_{III}, м$	$M_{II}/M_{III}, м$	$B_{II}/B_{III}, м$	$L, м$	$V_2/V_3, м/с$	$D_{II}/D_{III}, м$	$\frac{X_{maxII}}{X_{maxIII}}, м$
Значение	543,7	0,082	$3,3 \cdot 10^4$	169,1	$\frac{-1,26 \cdot 10^{-5}}{1,15 \cdot 10^{-7}}$	$\frac{-6,55 \cdot 10^{-10}}{-3,65 \cdot 10^{-10}}$	$\frac{-8,43 \cdot 10^{-4}}{-2,25 \cdot 10^{-8}}$	$-8,43 \cdot 10^{-4}$	0,38/ -0,398	$\frac{2,47 \cdot 10^{-3}}{-1,21 \cdot 10^{-5}}$	$\frac{1,780 \cdot 10^{-3}}{-11,76 \cdot 10^{-6}}$

В качестве условия, характеризующего установившийся режим, принимаем равенство вертикальных скоростей подвижной части в конце третьего и начале второго этапов.

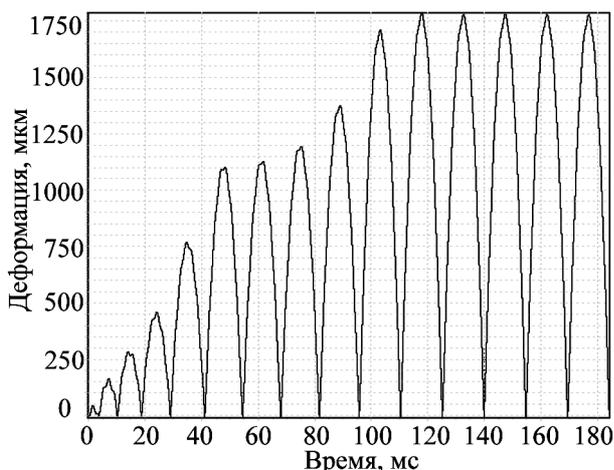


Рис. 6. Колебания системы при частоте вращения 30000 об/мин и центробежной силе 2279Н

Для нахождения этих значений была составлена система уравнений:

$$\begin{cases} D_{II} = \frac{V_2 + n_2 \cdot B_{II} - N_{II} \cdot w}{k_{д2}}; \\ D_{III} = \frac{V_3 + n \cdot B_{III} - N_{III} \cdot w}{k_{д1}}; \\ V_2 = e^{-n \cdot t_3} ((D_{III} k_{д1} - n \cdot B_{III}) \cos k_{д1} t_3 + \\ + (B_{III} k_{д1} + n D_{III}) \sin k_{д1} t_3) + N_{III} w \cos \omega t_3 + M_{III} \sin \omega t_3; \\ V_3 = e^{-n_2 t_2} ((D_{II} k_{д2} - n_2 B_{II}) \cos k_{д2} t_2 + \\ + (B_{II} k_{д2} + n_2 D_{II}) \sin k_{д2} t_2) + N_{II} w \cos \omega t_2 + M_{II} \sin \omega t_2; \\ e^{-n_2 t_2} (B_{II} \cos k_{д2} t_2 + D_{II} \sin k_{д2} t_2) + M_{II} \cos \omega t_2 + \\ + N_{II} \sin \omega t_2 + L = \Delta_1; \\ e^{-n \cdot t_3} (B_{III} \cos k_{д1} t_3 + D_{III} \sin k_{д1} t_3) + M_{III} \cos \omega t_3 + \\ + N_{III} \sin \omega t_3 = \Delta_1, \end{cases}$$

где  $V_2$  – скорость в начале второго этапа;  $V_3$  – скорость в начале третьего этапа;  $t_2$  – время, в течение которого система находится на втором этапе своего движения;  $t_3$  – время, в течение которого система находится на третьем этапе своего движения.

Решая это уравнение, можно найти значения постоянной  $D$  в установившемся режиме и далее используя уравнение движения на втором участке найти максимальное перемещение. Результаты расчета для разных частот вращения и центробежной силы представлены на графике рис. 7. По этим графикам можно определить значения центробежной силы, которые соответствуют измеренным в эксперименте перемещениям. Эти значения приведены на графике рис. 8.

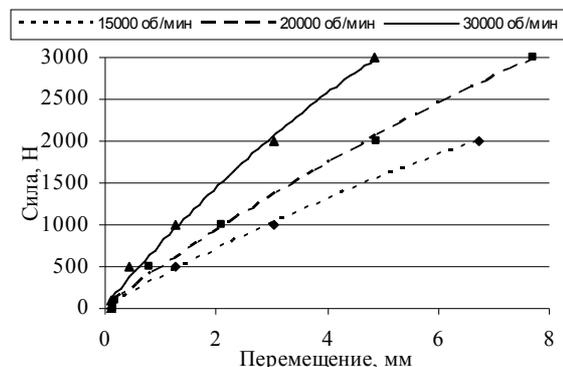


Рис. 7. Зависимость амплитуды перемещения системы от центробежной силы

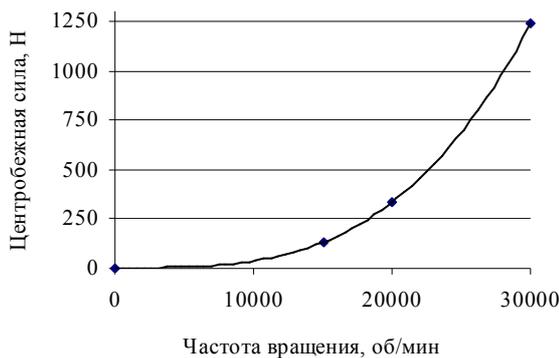


Рис. 8. Зависимость центробежной силы, действующей на пару подшипников, от частоты вращения ротора

## Вывод

В статье приведены описание, результаты и анализ эксперимента по определению радиальной нагрузки на подшипники, обусловленной действием центробежной силы от дисбаланса ротора. В резуль-

тате эксперимента были определены перемещения корпуса подшипников при частоте вращения ротора 0-30000 мин<sup>-1</sup>. Предложена математическая модель колебания корпуса подшипников, в основу которой положены вынужденные колебания с вязким демпфированием.

### Литература

1. Доценко В.Н. Вопросы исследования керамических и гибридных подшипников качения и их применение в авиационных двигателях / В.Н. Доценко, С.В. Никитин //Авиационно-космическая техни-

ка и технология. – 2008. – № 8 (55). – С. 138-144.

2. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер; пер. с англ. Л.Г. Корнейчука; под ред. Э.И. Григолюка. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.

3. Бермант А.Ф. Краткий курс математического анализа: учебник для вузов / А.Ф. Бермант, И.Г. Араманович. – 8-е изд., испр. и доп. – М.: Наука; Гл.ред.физ.-мат.лит., 1973. – 720с.

4. Писаренко Г.С. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов: справочник / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К.: Наук. думка, 1971. – 376 с.

Поступила в редакцию 24.05.2010

**Рецензент:** д-р физ.-мат. наук, доцент В.А. Меньшиков, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ВІДЦЕНТРОВОЇ СИЛИ РОТОРА, ЩО ДІЄ НА ПІДШИПНИКИ

*В.М. Павленко, С.В. Нікітін, В.В. Усік*

Наведено опис, результати й аналіз експерименту по визначенню радіального навантаження на підшипники, обумовленого дією відцентрової сили від дисбалансу ротора. У результаті експерименту були визначені переміщення корпусу підшипників при частоті обертання ротора 0-30000 хв<sup>-1</sup>. Використовуючи ці дані й математичну модель коливання корпусу підшипників, визначили радіальне навантаження на підшипники. В основу моделі були покладені вимушені коливання із гнучим демпфіруванням. У результаті розраховане радіальне навантаження на один підшипник дорівнює 620 Н, яке порівнянне з основним осьовим навантаженням, що дорівнює 981 Н.

**Ключові слова:** опорний вузол, підшипник кочення, випробувальний комплекс, відцентрова сила, вимушені коливання, грузле демпфірування.

### EXPERIMENTAL DEFINITION OF THE CENTRIFUGAL FORCE OF THE ROTOR APPLIED TO THE BEARINGS

*V.N. Pavlenko, S.V. Nikitin, V.V. Usik*

The description, results and the experiment analysis of definition of radial load on the bearings, caused by action of the centrifugal force from a rotor unbalance, are resulted. As a result of experiment oscillations of the bearing housing have been defined at a rotor speed 0-30000 rpm. Radial loading on bearings have been defined using this data and mathematical model of oscillations of the bearing housing. The mathematical model basis is forced oscillations with viscous damping. As a result radial load on one bearing has been calculated. It appeared equal 620N that is comparable to the main axial load equal 981 N.

**Key words:** a shaft bearing, a ball bearing, a test rig, a centrifugal force, forced oscillations, viscous damping.

**Павленко Віталій Николаевич** – канд. техн. наук, доцент, проректор Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», заведующий кафедрой «Теоретическая механика и машиноведение», Харьков, Украина, e-mail: v.pavlenko@khai.edu.

**Никитин Сергей Владимирович** – ассистент кафедры «Теоретическая механика и машиноведение» Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: nikitinsrg@rambler.ru.

**Усік Віктор Васильевич** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Теоретическая механика и машиноведение» Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.