

## ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ ШАРИКОВОГО АВТОБАЛАНСИРА В КОНСТРУКЦИИ ОДНОДИСКОВОГО РОТОРА НА ШАРНИРНОЙ И ПОДАТЛИВОЙ ОПОРАХ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ АВТОБАЛАНСИРОВКИ

Применение шариковых автобалансирующих устройств (АБУ) позволяет снизить уровень вибрации и повысить надежность машин, содержащих врачающийся ротор. При определенных условиях они автоматически уравновешивают ротор, устранивая тем самым возникновение радиальной центробежной силы от статического дисбаланса. Существует ряд работ, в которых исследованы основные свойства шариковых АБУ [1-4 и др.]. При этом в известных работах предполагается, что плоскость автобалансира проходит через центр масс ротора, т.е. совпадает с плоскостью дисбаланса его диска. Однако, подобное расположение автобалансира в реальной машине далеко не всегда возможно в силу ее конструктивных и функциональных особенностей. В данной работе анализируется влияние расположение АБУ в конструкции ротора на эффективность его автобалансировки.

В качестве физической модели роторной машины рассмотрим однодисковый неуравновешенный ротор, установленный на двух опорах, одна из которых податливая, а вторая – шарнирная и абсолютно жесткая (рис.1). Подобная механическая система характерна для многих машин, например, для центрифуг, центробежных сепараторов и др. В общем случае диск может располагаться как консольно, так и между опорами. Центр масс диска С отстоит от точки О крепления диска к валу на расстояние  $r=OC$ , что определяет статическую неуравновешенность ротора. На роторе в сечении А установлен автобалансир, представляющий собой круговую полость с помещенными в нее  $n$  шариками массой  $m$  каждый. Нередко эта полость выполняется в одном из конструктивных элементов ротора и заполняется маслом. Плоскость АБУ (сечение А) отстоит от центра масс диска на расстояние  $L_A$  вдоль линии вала. Текущее положение диска будем характеризовать координатами  $x$  и  $y$  точки О, а угловое положение  $j$ -го шарика – углом  $\Phi_j$ , отсчитываемым от неподвижной оси  $x$ . Указанные величины принимаем в качестве обобщенных координат механической системы. Будем полагать, что диск и автобалансир совершают плоские движения и гироскопический эффект отсутствует.

Используя уравнения Лагранжа второго рода, можно получить следующие уравнения движения механической системы

$$\begin{aligned} \left[ M + (1+\nu)^2 nm \right] \ddot{x} + \beta \dot{x} + Kx &= Mr\omega^2 \cos \omega t + (1+\nu)mR \sum_{j=1}^n (\ddot{\phi}_j \sin \phi_j + \dot{\phi}_j^2 \cos \phi_j) ; \\ \left[ M + (1+\nu)^2 nm \right] \ddot{y} + \beta \dot{y} + Ky &= Mr\omega^2 \sin \omega t + (1+\nu)mR \sum_{j=1}^n (-\ddot{\phi}_j \cos \phi_j + \dot{\phi}_j^2 \sin \phi_j) ; \\ mR^2 \ddot{\phi}_j - \beta_0 (\dot{\phi}_j - \omega) &= mR(1+\nu)(\ddot{x} \sin \phi_j - \ddot{y} \cos \phi_j), \quad j = 1, 2, \dots, n , \end{aligned}$$

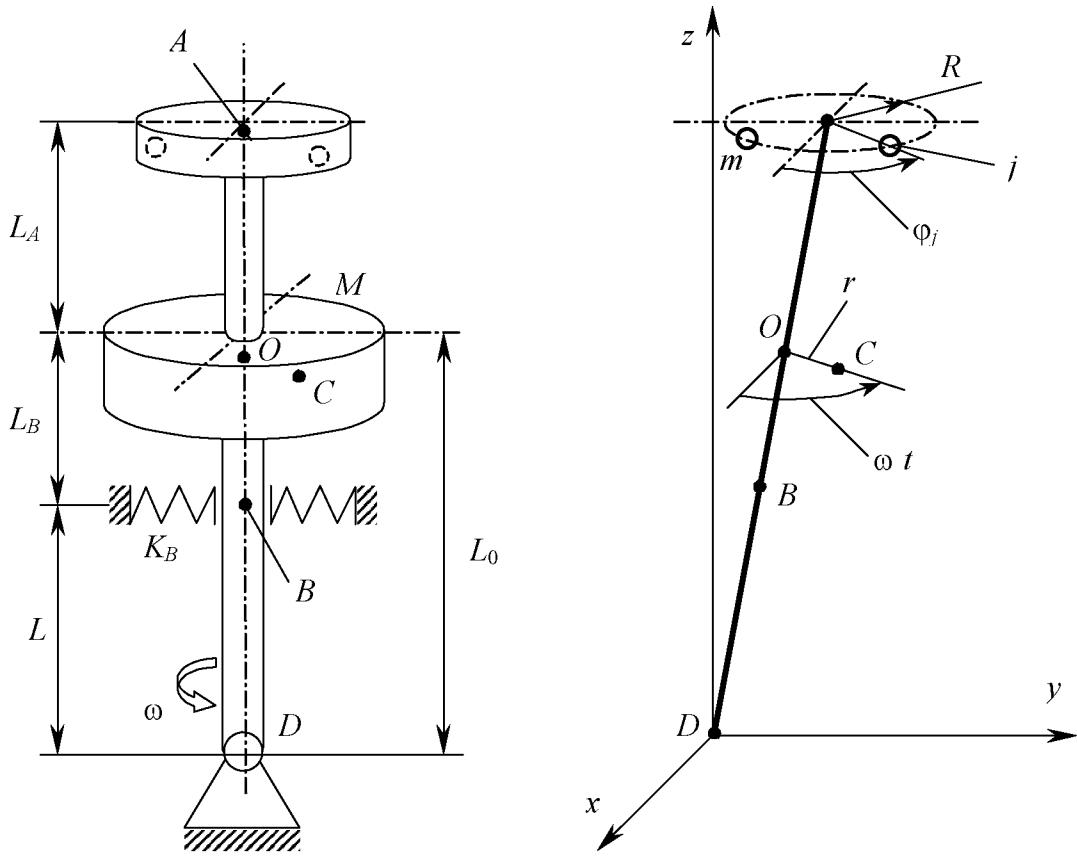


Рис.1. Схема ротора с автобалансиром

$$\text{где } v = \frac{L_A}{L_0}; \quad K = K_B \frac{L^2}{L_0^2};$$

$M$  – масса диска ротора;  $\beta$ ,  $\beta_0$  – коэффициенты вязкого трения ротора и шариков в АБУ;  $R$  - радиус окружности движения центров шариков в полости АБУ;  $\omega$  - угловая скорость вращения ротора.

Вводя обозначения

$$m_v = (1+v)^2 m; \quad R_v = R/(1+v),$$

эту систему уравнений можно записать в виде

$$\begin{aligned} \ddot{x} + \bar{\beta} \dot{x} + p_v^2 x &= \bar{M}_v r \omega^2 \cos \omega t + \bar{m}_v R_v \sum_{j=1}^n (\dot{\phi}_j \sin \phi_j + \dot{\phi}_j^2 \cos \phi_j) ; \\ \ddot{y} + \bar{\beta} \dot{y} + p_v^2 y &= \bar{M}_v r \omega^2 \sin \omega t + \bar{m}_v R_v \sum_{j=1}^n (-\dot{\phi}_j \cos \phi_j + \dot{\phi}_j^2 \sin \phi_j) ; \\ R_v \ddot{\phi}_j - \bar{\beta}_0 (\dot{\phi}_j - \omega) &= \ddot{x} \sin \phi_j - \ddot{y} \cos \phi_j, \quad j = 1, 2, \dots, n, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\text{где } \bar{M}_v = \frac{M}{M + nm_v}; \quad \bar{m}_v = \frac{m_v}{M + nm_v}; \quad p_v = \sqrt{\frac{K}{M + nm_v}}; \quad \bar{\beta} = \frac{\beta}{M + nm_v}; \quad \bar{\beta}_0 = \frac{\beta_0}{m_v R_v}.$$

Здесь коэффициент  $V$  отражает влияние несовпадения плоскости автобалансира с плоскостью дисбаланса диска на динамику механической системы. При положительном  $V$  автобалансир смещен относительно центра масс диска в сторону от шарнирной опоры ротора, а при отрицательном  $V$  - ближе к ней. Легко заметить, что при  $V=0$  полученная система уравнений (1) полностью совпадает с известными уравнениями движения [1, 2 и др.], не учитывающими данный фактор.

Анализ системы уравнений (1) показывает, что она в первом приближении имеет следующие устойчивые частные решения:

при  $\omega < p_v$

$$\begin{aligned} x &= \frac{\omega^2}{p_v^2 - \omega^2} (\bar{M}_v r + n \bar{m}_v R_v) \cos \omega t ; \\ y &= \frac{\omega^2}{p_v^2 - \omega^2} (\bar{M}_v r + n \bar{m}_v R_v) \sin \omega t ; \\ \varphi_j &= \omega t + \alpha_j ; \quad \alpha_j = 0 , \quad j = 1, 2, \dots, n ; \end{aligned} \quad (2)$$

при  $\omega > p_v$

$$x = y = 0 ; \quad \varphi_j = \omega t + \alpha_j ; \quad \sum_{j=1}^n \cos \alpha_j = -\frac{Mr}{m_v R_v} ; \quad \sum_{j=1}^n \sin \alpha_j = 0 , \quad (3)$$

где  $\alpha_j$  - постоянный угол, характеризующий положение  $j$ -го шарика относительно полости АБУ.

Решения (2), (3) соответствуют стационарному движению механической системы, при котором шарики неподвижны относительно АБУ. Собственные колебания предполагаются затухающими.

Заметим, что все представленные выше результаты могут быть получены из уже известных [1, 2 и др.], но не учитывающих указанный фактор, путем простой замены постоянных параметров  $m$  и  $R$  на  $m_v$  и  $R_v$ .

Рассмотрим влияние параметра  $V$  на особенности движения механической системы. Как видно из (2), при докритическом движении системы влияние  $V$  заключается лишь в некотором изменении амплитуды колебаний ротора - при увеличении  $V$  (с учетом знака) амплитуда колебаний растет.

Значение критической скорости вращения  $p_v$  снижается при положительном  $V$  и возрастает при отрицательном  $V$ . Однако, учитывая, что обычно  $n m \ll M$ , влияние  $V$  на  $p_v$  весьма незначительно.

С практической точки зрения наиболее важно выявить влияние расположения АБУ вдоль линии вала при закритическом режиме движения ротора, что является необходимым условием устойчивости автобалансировки. В случае  $V \neq 0$ , как следует из (3), наблюдается проявление эффекта автобалансировки. Благодаря тому, что шарики занимают определенные устойчивые положения в полости АБУ, поперечные колебания ротора отсутствуют несмотря на его неуравновешенность. Однако при этом эффективность автобалансировки заметно снижается (по сравнению со случаем  $V=0$ ) вследствие возникновения реакции, нагружающей жесткую шарнирную опору D, вал ротора и корпус машины. Действительно, как нетрудно установить, амплитуда реакции в опоре D без учета трения определяется выражением

$$R_D = \frac{v}{1+v} Mr\omega^2 \quad (4)$$

и обращается в нуль только при  $v=0$ . При отсутствии конструктивной возможности обеспечения прохождения плоскости АБУ через центр масс ротора предпочтительнее размещать автобалансир более удаленным от шарнирной опоры ( $v>0$ ). В этом случае при равной абсолютной величине смещения  $|v|$  значение  $R_D$  оказывается меньшим (см.(4)).

Физической причиной возникновения дополнительной реакции является то, что при  $v\neq 0$  устранение статического дисбаланса ротора невозможно без появления динамического дисбаланса (пары неуравновешенных центробежных сил инерции). При этом положение шариков в АБУ таково, что общий центр масс механической системы не лежит на оси вращения ротора.

Отрицательным свойством реакции  $R_D$  является ее неограниченный рост при увеличении  $\omega$ , в то время как применение АБУ наиболее эффективно именно в высокооборотных роторных машинах. С другой стороны, амплитуда реакции  $R_{D0}$  в шарнирной опоре ротора той же конструкции, но без автобалансира, в критической области при увеличении  $\omega$  асимптотически снижается до некоторой величины, что очевидно из выражения

$$R_{D0} = \frac{1-v_0}{v_0} Mr p^2 \frac{\omega^2}{p^2 - \omega^2} \quad , \quad (5)$$

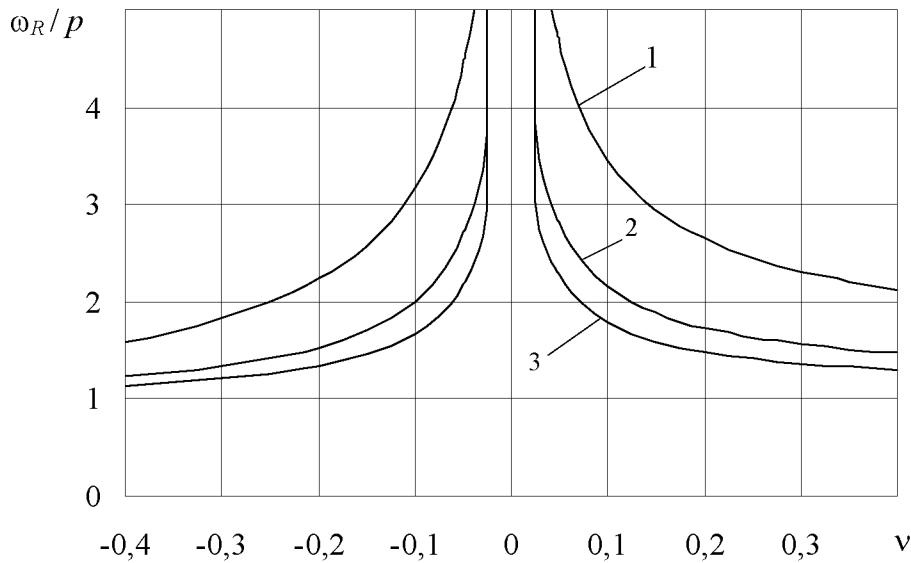
где  $v_0 = \frac{L}{L_0}$ ;  $p = \sqrt{\frac{K}{M}}$ .

Из сказанного следует, что применение шарикового автобалансира с целью разгрузки шарнирной опоры целесообразно лишь в случае, если рабочая скорость вращения ротора не превышает некоторой величины  $\omega_R$ . При  $\omega > \omega_R$  после установки АБУ на ротор реакция в шарнирной опоре становится больше своего начального значения. Приравнивая (4) и (5), находим выражение для граничной скорости вращения в виде

$$\omega_R = p \sqrt{1 + \left| \frac{(1-v_0)(1+v)}{v_0 v} \right|} \quad .$$

Как видим, значение  $\omega_R$  зависит не только от величины смещения АБУ ( $v$ ), но и от расположения диска ротора относительно опор ( $v_0$ ).

На рис.2 приведены относительные значения граничной скорости вращения в зависимости от  $v$  и  $v_0$ . Из рисунка видно, что при существенном смещении АБУ относительно центра масс ротора заметно сужается частотная область эффективного применения шарикового автобалансира по критерию нагрузки в шарнирной опоре. При этом следует учесть, что нижняя граница устойчивости автобалансировок в действительности не равна критической скорости  $p_v$ , как указано в (3), а несколько превосходит ее (обычно в 1,2...1,5 раза) [3,4].



**Рис.2 Зависимость граничной скорости вращения от параметров  $v$  и  $v_0$  :**

**1 -  $v_0=0,5$  ; 2 -  $v_0=0,75$  ; 3 -  $v_0=1,25$**

В случае если надежность шарнирной опоры достаточно велика, применение АБУ возможно и при  $\omega > \omega_R$  с целью использования других положительных свойств эффекта автобалансировки. К таким относятся: отсутствие отклонения оси ротора, что может быть важно из условий функционирования машины, и полная разгрузка податливой опоры. Кроме того, при  $v > 0$  увеличивается фактическая емкость АБУ, т.е. наибольшая величина дисбаланса ротора, которую автобалансир может полностью компенсировать.

Таким образом, установлено, что смещение АБУ относительно плоскости дисбаланса ротора отрицательно сказывается на эффективности его применения. Наиболее целесообразно следует считать установку АБУ в плоскости, проходящей через центр масс ротора. Другим вариантом может быть установка двух или более АБУ.

Результаты данной работы могут использоваться для более обоснованного выбора места установки шарикового автобалансира на роторе рассмотренной конструкции.

### Литература

1. Детинко Ф.М. Об устойчивости работы автобалансира для динамической балансировки. // Изв. АН СССР ОТН. Механика и машиностроение. - 1959. - №4. – с. 38-45.
2. Блехман И.И. Синхронизация в природе и технике. - М.: Наука, 1981. – 352 с.
3. Автоматическая балансировка роторов машин / А.А.Гусаров, В.И.Сусанин, Л.Н.Шаталов, Б.М.Грушин. - М.: Наука, 1979. – 151 с.
4. Горбенко А.Н., Радченко О.П. Численный анализ динамики процесса автобалансировки ротора с помощью шаров // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр. – Харьков: ХАИ, 1999. – Вып. 9. Тепловые двигатели и энергоустановки. – с. 409, 410.

Библиографическое описание статьи:

Горбенко А.Н. Влияние расположения шарикового автобалансира в конструкции однодискового ротора на шарнирной и податливой опорах на эффективность автобалансировки // Вестник Технологического университета Подолья, Часть 1. Технические науки, 2001, №1 – с. 43 – 47.