

Кондратова Елена Васильевна, доцент  
ЧВВМУ им. П.С. Нахимова

## К ВОПРОСУ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ДОПУСКАЕМЫХ ДИСБАЛАНСОВ КАРДАННЫХ ВАЛОВ

**Аннотация.** Рассмотрена методика определения допускаемых дисбалансов карданных валов. На примере сдвоенного кардана Гука установлена взаимосвязь между значениями виброскорости и коэффициентом дисбаланса. Получена зависимость для определения допускаемого дисбаланса.

**Ключевые слова:** Карданный вал, сдвоенный кардан Гука, колебания, неуравновешенность, виброскорость, допускаемый дисбаланс.

Первый патент на балансировочное устройство был получен канадцем Мартинсоном в 1870 г. С тех пор вопросы уравнивания вращающихся масс требуют пристального внимания. Действуют несколько стандартов на балансировку роторов различных машин и инструментов.

Известно, что валы соединенные карданным механизмом, имеют переменную скорость вращения, причем колебания скорости зависят от угла «излома» валов. Для валов с двойным карданом Гука (рис. 1) колебания величин  $\omega_1$  и  $\omega_3$  не столь значительны, так как конструктивно обычно удается выдержать равенство углов  $\gamma_1 = \gamma_2$ . Возможные колебания угловой скорости отдельных узлов карданного вала, наличие упругой связи между отдельными элементами и сил трения в соединениях могут быть причинами возникновения колебаний, которые могут быть усилены за счет неодинаковой жесткости вала относительно главных осей инерции, податливости опор и их анизотропности, зазоров в подшипниках и целого ряда других факторов.

Необходимо отметить еще одну особенность валов со сдвоенным карданом Гука – взаимосвязь крутильных и изгибных колебаний за счет особенности конструкции крестовин при наличие углов излома.

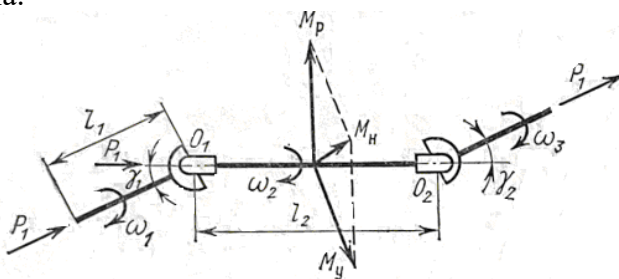


Рисунок 1. Вал с двойным карданом Гука

Наиболее сложным вопросом в технологическом процессе динамической балансировки любого ротора, в том числе и карданного вала, является назначение норм допускаемых дисбалансов, так как здесь приходится учитывать не только быстроту процесса самой балансировки, но и высокую точность измерительных систем и надежность оборудования, долговечную работу опорных устройств и величину допускаемых вибраций. Кроме того, на величину допускаемого дисбаланса карданного вала влияют еще ряд дополнительных факторов, в том числе наличие масс, совершающих возвратно-поступательное движение, неблагоприятное сочетание которых может привести к появлению дополнительных неустранимых дисбалансов. Как доказал профессор В.А. Щепетильников величина дополнительных дисбалансов может во много раз превышать допустимые значения. При вращении на опорах любого неуравновешенного ротора возникают дополнительные динамические усилия, величину которых можно охарактеризовать с помощью коэффициента

$K_i = \frac{R_i}{Q_i}$ , где  $R_i$  – динамическая сила,  $Q_i$  – статическая, малоизменяющаяся по величине и направлению сила.

Коэффициент  $K_i$ , который можно назвать коэффициентом дисбаланса, изменяется в широких пределах, но для нормальной работы подшипниковых узлов он обязательно должен быть меньше единицы. В специальной литературе можно найти различные значения  $K_i$ , изменяющиеся пределах 0,01 – 0,05. Из статического анализа существующих допускаемых норм дисбалансов можно рекомендовать, значение коэффициента  $K_i = 0,1$ .

Известно, что мерой неуравновешенности является величина дисбаланса, характеризующего в статике смещение центра тяжести ротора с оси вращения:  $D = me^2$ , где  $m$  – масса ротора,  $e$  – смещение центра тяжести с оси вращения  $K_i$ .

В стандарте на балансировку электродвигателей нормируется величина виброскорости, т. е. величина  $e\omega$ . Однако при нормировании дисбаланса по  $e\omega$  не учитываются зазоры в подшипниках, частоты собственных колебаний и другие факторы динамического характера. По этой причине одной из задач и явилось установление взаимосвязи между значениями виброскорости  $e\omega$  и коэффициентом дисбаланса.

Как показали исследования, неуравновешенность карданного вала незначительно увеличивает амплитуду крутильных колебаний, в то время как резко возрастает амплитуда и частота изгибных колебаний. Под действием сил неуравновешенности происходит изгиб вала по длине. Для упрощения можно предположить, что распределение масс и сечение вала постоянно по всей длине, а влияние сил трения пренебрежительно мало.

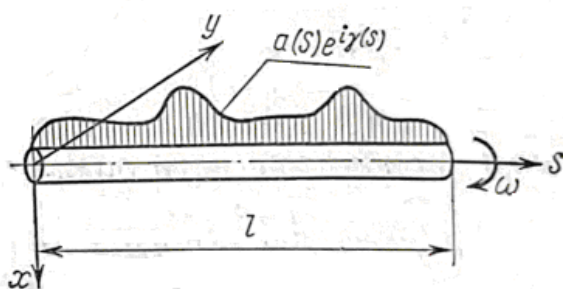


Рисунок 2. Ротор с произвольно распределенной неуравновешенностью

Уравнение движения такого ротора описывается дифференциальными уравнениями:

$$EI_x^{iv} + m\ddot{x} = m\omega^2 a(S) \cos[\omega t + \gamma(S)];$$

$$EI_y^{iv} + m\ddot{y} = m\omega^2 a(S) \sin[\omega t + \gamma(S)],$$

где  $a(S)$  – переменная по длине величина эксцентриситета (рис.2);  $\gamma(S)$  – переменный по длине вала угол между вектором дисбаланса и некоторой осью, вращающейся вместе с ротором со скоростью  $\omega$ ;  $m$  – распределенная масса;  $x, y$  – координаты положений;  $E, I$  – модуль упругости и момент инерции рассматриваемого сечения.

Полагая функцию  $a(S)e^{i\gamma(S)}$  непрерывной по длине, можно ее разложить в ряд Фурье по формам колебаний. Перейдя затем к комплексной форме ( $z = x + yi$ ) и решая исходные уравнения, можно получить

$$z = e^{i\omega t} \sum \frac{A_n + B_n}{1 - \gamma_n^2} (\gamma_n)^2 \sin(n \frac{\pi}{l} S), \quad (1)$$

где  $A_n$  и  $B_n$  – постоянные коэффициенты;  $\gamma = \frac{\omega}{\omega_k}$  – отношение рабочей и критической скорости.

Уравнение (1) выражает вынужденные колебания вала под действием сил неуравновешенности. Если предположить постоянство скоростей, т.е.  $\omega = \omega_k = const$ , то уравнение (1) можно привести к виду

$$\bar{u}(S) \approx \frac{a_n \gamma_n^2}{1 - \gamma_n^2} \sin\left(n \frac{\pi}{l} S\right). \quad (2)$$

где  $\bar{u}(S)$  – прогиб вала под действием сил неуравновешенности;  $a_n$  – амплитудное значение эксцентриситета.

При увеличении  $\omega$ , т.е.  $\lim \frac{\omega}{\omega_k} \rightarrow 1$ , резко возрастает прогиб вала, который может превысить допускаемое значение.

Следовательно, для установления норм допускаемых дисбалансов необходимо знать значение критической скорости  $\omega_k$ , величина которой может быть найдена известными методами.

На рис.1 возможно установить, что по известной величине прогиба вала можно найти величину дополнительной реакции  $R$  на подшипники крестовин, если предположить, что  $\sin\left(n \frac{\pi}{l} S\right) = 1$ :

$$R = \frac{1}{2} u'''(S) EI = -\frac{a_n \gamma_n^2 n^3}{1 - \gamma_n^2 l^3} EI \leq [R], \quad (3)$$

где  $R$  – дополнительная реакция на подшипниках;  $[R]$  – допускаемое значение нагрузки (в динамике) на подшипник.

Допускаемое значение нагрузки на подшипник  $[R]$  определяется из соотношения  $[R] = K_i Q$ , где  $Q$  – статическая грузоподъемность подшипника, определяемая общепринятыми методами по соответствующим таблицам с учетом режима работы и особенности эксплуатации рассматриваемого вала.

Используя зависимость  $D = me$ , можно преобразовать уравнение (2) таким образом, что можно будет определить величину допускаемого дисбаланса

$$[D] = \frac{2[R](1 - \gamma_n^2) ml^3}{\gamma_n^2 EI n^3}. \quad (4)$$

По полученной зависимости могут быть подсчитаны допускаемые дисбалансы карданных валов различных приводов.

#### Список литературы:

1. Щепетильников В.А. Основы балансировочной техники, Москва. – Машиностроение, 1975. – 256 с.
2. Шитиков Б.И. Динамическая балансировка роторов, Москва. – Машиностроение, 1975. – 124 с

