

УДК 62-272.22+272.6

**Мельник В.А.**

ПАО «ДМК им. Дзержинского»

## **Особенности расчета вибрационных устройств**

*Во многих циклах производства на металлургических предприятиях применяются вибрационные устройства, содержащие всегда пружинные или резиновые буферные элементы. Роль буферных элементов – увеличение амплитуды вибрации, виброизоляция несущей конструкции или плиты, на которой расположен двигатель. Отсутствие расчетов, которые можно применять в практических разработках, приводит к необходимости использовать специальные виброзащищенные встраиваемые электродвигатели. Автором получены расчетные зависимости, облегчающие выполнение расчетов вибрационных устройств.*

*Ил. 1. Библиогр.: 3 назв.*

**Ключевые слова:** *пружинный буфер, виброизоляция, амплитуда колебаний, формула.*

Vibratory devices are used in many production cycles in metallurgical companies and they always contain spring or rubber buffer components. As a superresonance mode of operation is usually used, the main purpose of buffer elements are increase of vibration amplitude, vibroinsulation of supporting frame or flag on which engine is installed. Lack of calculations which can be used in development engineering sometimes involves a use of special vibroprotected built in electric motors supplied only as a stator and a rotor, and therefore vastly complicates development. Calculations are usually made consecutively, approximately and they do not give a general idea of the influence of individual parameters for the purpose of design optimization. The author derived rated dependences which can facilitate vibratory device calculations.

**Keywords:** *spring buffer, vibroisolation, fluctuation amplitude, formula.*

В качестве вибрационных устройств на металлургических предприятиях применяются вибротроки, виброгрохоты, вибромельницы, вибротрамбовки (уплотнение стенок желобов), виброножи, виброразгрузчики смерзшихся материалов из полувагонов и хопперов, вибраторы доочистки вагонов на вагоноопрокидывателях. Режим вибрационного процесса характеризуется амплитудой колебаний (половина размаха колебаний), частотой колебаний, возмущающей силой дебаланса. Для некоторых устройств повышение эффективности достигается применением пригруза\*, но уменьшает амплитуду колебаний. Такие противоречия усложняют выполнение расчетов.

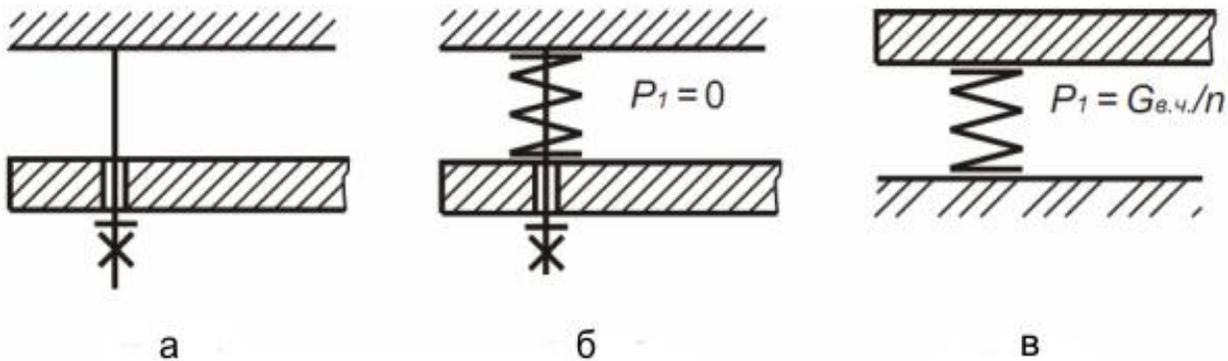
В большинстве случаев требуется виброизоляция корпуса устройства от рабочего органа или виброизоляция плиты, на которой установлен электродвигатель общепромышленного исполнения. В качестве виброизолирующих элементов применяются пружинные и резиновые буферы. В технической литературе встречаются расчеты для простейших случаев. Обычно следует ссылка на необходимость экспериментальной или эксплуатационной проверки. Анализ зависимостей значений расчетных величин и параметров показывает, что задачу можно решать известным из математики методом приближения, а значит выражение описывается квадратным уравнением. Остается его составить и получить решение.

Проектная работа с расчетами вибрационного устройства была выполнена в порядке исполнения служебных обязанностей. В статье не раскрывается суть выполненной разработки, отличительные признаки, предполагаемые к патентованию, чтобы не затрагивались коммерческие интересы работодателя, но содержит новый подход и сведения необходимые для разработчиков вибрационных устройств. При выполнении проектной работы в технических характеристиках была указана амплитуда колебаний до начала изготовления. Обычно даже в серийной продукции значение амплитуды колебаний отсутствует, т.к. амплитуду в разных направлениях необходимо считать отдельно.

На рисунке показаны статические расчетные модели, содержащие условную плиту, на которой расположен дебалансный вибратор с вертикальными направленными колебаниями. В общем случае амплитуда колебаний плиты вверх для расчетной модели согласно рисунку вычисляется по формуле [1]

$$A = \frac{K}{G_{\text{в.ч.}}} = \frac{Ge}{G_{\text{в.ч.}}} \quad (1)$$

где  $K$  – статический момент дебаланса;  $G$  – вес дебаланса (дебалансов);  $G_{\text{в.ч.}}$  – вес всех вибрирующих частей;  $e$  – смещение центра тяжести (эксцентриситет) дебаланса.



**Рисунок. Статические модели:** а – расчетная; б – с учетом пружины; в – при колебании плиты вниз

На расчетной модели согласно рис. б в статике на плиту дополнительно действует вес пружины, но в динамике при колебании плиты вверх нужно учитывать силу рабочей деформации пружины. Формула (1) будет в этом случае не точной.

Для расчетной модели согласно рис. в при колебаниях плиты вниз жесткость пружины, см. [2]

$$z = \frac{P_3}{F_3} = \frac{P_2 - P_1}{h} = \frac{P_2 - \frac{G_{\text{в.ч.}}}{n}}{A}$$

где  $P_3$  – сила пружины при максимальной деформации;  $P_2$  – сила пружины при рабочей деформации;  $P_1$  – сила пружины при предварительной деформации;  $h$  – рабочий ход пружины;  $n$  – количество пружин.

Тогда сила пружины при рабочей деформации

$$P_2 = zA + \frac{G_{\text{в.ч.}}}{n} = \frac{P_3 Ge}{F_3 G_{\text{в.ч.}}} + \frac{G_{\text{в.ч.}}}{n} \quad (2)$$

Рекомендуемое сжатие резинового буфера составляет 30%, тогда жесткость

резинового буфера

$$z = \frac{P_3}{0,3H}$$

где  $H$  – высота резинового буфера в свободном состоянии.

Для резинового буфера сила при рабочей деформации

$$P_2 = \frac{P_3 G e}{0,3 H G} + \frac{G}{n} \quad (3)$$

По формулам (2) и (3) можно выполнять подбор пружин и резиновых буферов для конкретных проектируемых устройств. При жесткости пружин  $\approx 10$  кг/мм погрешность расчетов не превышает 1%. Расчеты показывают преимущество пружинных буферов перед резиновыми в случаях повышенных требований к виброизоляции. Из формул ясно, что увеличение количества пружин снижает силу рабочей деформации пружин, соответственно повышается виброизоляция. В реальных конструкциях возмущающая сила дебалансов расходуется и на силу, вызывающую рабочий ход пружин, что снижает амплитуду колебаний. Более точное значение формулы (2) примет вид

$$P_2 = \frac{P_3 G e}{F_3 P_2 n} + \frac{G}{n}$$

тогда

$$P_2^2 = \frac{P_3 G e}{F_3 n} + \frac{G}{n} P_2$$

или

$$P_2^2 - \frac{G}{n} P_2 - \frac{P_3 G e}{F_3 n} = 0$$

Решение этого квадратного уравнения выражается формулой

$$P_2 = \frac{\frac{G}{n} + \sqrt{\left(\frac{G}{n}\right)^2 + \frac{4P_3 G e}{F_3 n}}}{2} \quad (4)$$

Если в формуле (1)  $G_{в.ч.}$  заменить на  $G_{в.ч.} + P_2 n$ , то получим амплитуду колебаний вниз для виброгрохота (рис. в). Если пригруз виброразгрузчика равен по массе с рабочим органом и они связаны пружинными буферами, то амплитуду колебаний пригруза получим, если в формуле (1)  $G$  заменить на  $P_2 n - G_{в.ч.}$ . Для максимальной виброизоляции пригруза необходимо уменьшать жесткость пружин и увеличивать их количество до значения, когда амплитуда колебаний пригруза будет сопоставима со значением высоты свободного падения пригруза за время полупериода колебаний.

Практически, используя формулы (1) и (4), можно выполнить расчеты для большинства виброустройств, главное - правильно определить расчетную статическую модель и корректно использовать входящие в формулы зависимости. Для расчета площади резиновых буферных устройств можно использовать формулы и рекомендации, изложенные в [3].

### Выводы

Представленные расчетные зависимости и рекомендации позволяют более точно выполнять расчеты при проектировании вибрационных устройств, оптимизировать пружинные или резиновые буферы для достижения максимальной амплитуды вибрации или

виброизоляции, а также облегчить поиск компромисса, когда эти показатели важны одновременно. Статья может оказать помощь тем, кто впервые приступает к разработке вибрационных устройств и конструкторам со стажем.

### **Библиографический список**

1. Колодзий И.И. Машинист бетоноукладчика и формовочного оборудования / 3-е изд.- М.: Высшая школа, 1970.- С.172-173.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя / В 3-х т. Т3. 5-е изд.- М.: Машиностроение, 1979.- С.104-105.
3. Справочник конструктора штампов: Листовая штамповка / Под общ. ред. Л.И. Рудмана.- М.: Машиностроение, 1988.- С.42-44.