

## ОБОСНОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН С ИНЕРЦИОННЫМ ГАРМОНИЧЕСКИМ ВИБРОПРИВОДОМ

Букин С.Л. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Тел./Факс: +38(062)3010747; E-mail: s.bukin08@gmail.com

**Abstract:** The article is devoted to substantiation of quality indicators vibratory transport and technological machine (VTM). Also in common with other products of the indicators of the quality of these machines has a number of specific indicators, characteristic only for them. The article describes the main indicators of quality that can be obtained by the calculation method. In the group of the main indicators of destination VTM must be included the following indicators: technological performance of the vibrator; the power consumed by the vibrator when it is working; the coefficient of dynamic loads transmitted during operation of the vibrator to the support structure; stability operation mode; gain coefficient of the driving force. The analytical expressions for their quantitative determination. These indicators should be used for objective evaluation of the compared objects, solving tasks of optimization and identify areas for improvement in specific samples.

**Key words:** vibration machine, inertial drive, quality indicators, analytical expressions, numerical values

Вибрационные транспортно-технологические машины (ВТМ), осуществляющие в процессе транспортирования технологическую обработку полезных ископаемых, широко используются в угольной, горнорудной и других отраслях промышленности. К таким машинам относятся: горизонтальные виброконвейеры, вертикальные виброконвейеры и подъемники, вибрационные питатели и дозаторы, вибрационные грохоты; вибрационные сепараторы, вибрационные мельницы непрерывного действия, вибрационные сушилки и др.

В качестве вибровозбудителей колебаний в ВТМ используются эксцентриковые (кривошипно-шатунные), центробежные инерционные, гидравлические, электромагнитные и пневматические виброприводы. В горной промышленности применяются, в основном, эксцентриковые и инерционные вибровозбудители. Эксцентриковые вибровозбудители используются в относительно тихоходных ВТМ и характеризуются значительной нагруженностью деталей. Инерционные вибровозбудители чаще всего применяются в быстроходных ВТМ [1, 2].

Известно [3], что качество продукции формируется на следующих этапах жизненного цикла: планирование, проектирование, изготовление и эксплуатация. Важнейшим этапом, во многом определяющим качественный уровень продукции и обеспечивающим её конкурентоспособность, является этап проектирования. Несмотря на кажущуюся простоту вибрационных машин достичь запланированного уровня их совершенствования возможно только в результате всестороннего исследования и анализа различных вариантов структур. При этом сама конструкция вибромашины должна удовлетворять многим (в большинстве случаев противоречивым) требованиям: минимизация массы при достаточном уровне надежности, обеспечение высоких динамических показателей рабочего органа при малом уровне передаваемых на элементы здания нагрузок, повышение технологических показателей при снижении стоимости изделия и др. Таким образом, в процессе проектирования вибрационных машин производится выбор их оптимальных параметров, наилучшим образом удовлетворяющих предъявляемым к ним многочисленным требованиям. Обычно решение этой задачи осуществляется путем проработки нескольких альтернативных вариантов с использованием методов одно- и многокритериальной оптимизации.

Расчет показателей качества продукции по характеризующим ими свойствам имеет большое значение для объективной оценки сравниваемых объектов, а также определения направлений совершенствования конкретных образцов. Технико-экономические показатели качества любой промышленной продукции разделяются на несколько групп [3]: назначения, надежности, технологичности, стандартизации и унификации, эргономические, патентно-правовые, транспортабельности, экологические, эстетические, безопасности и экономические. Каждая группа основных показателей содержит подгруппы показателей качества, номенклатура которых зависит от вида продукции и выбирается в зависимости от поставленной задачи. По количеству характеризующих свойств все показатели подразделяются на единичные и комплексные [3]. Единичные показатели оценивают одно из свойств объекта. Комплексные показатели, характеризующие несколько свойств, получают путем «свертывания» нескольких критериев в один. Ряд показателей (критериев) качества могут быть определены лишь на основании статистических данных результатов эксплуатации машины (например, затраты на создание и эксплуатацию, суммарный полезный эффект от потребления продукции, наработка на отказ, среднее время восстановления и т.д.). Поэтому для оптимизации объектов на этапе проектирования они не применяются.

В состав основных показателей ВТМ обязательно должны быть включены показатели назначения, рассмотренные ниже.

#### **Показатели динамичности рабочего режима.**

Простейшим видом стационарного вибрационного воздействия является гармоническое, к основным параметрам которого относятся амплитуда  $A$  и частота  $\omega$ . Однако уже давно установлено, что ни амплитуда, ни частота однозначно не определяют эффект вибрационного воздействия на технологический процесс. Оценка критерия эффективности вибрации должна включать сочетание этих двух параметров [1, 4, 5, 6]: амплитуда виброускорения  $A\omega^2$ , затраченная работа  $A^2\omega^2$ , энергия  $A^2\omega^3$ , резкость  $A\omega^3$  и, чаще всего, коэффициент режима работы

$$K_v = \frac{A\omega^2}{g} \cdot \frac{\sin \beta}{\cos \alpha},$$

где  $g$  – ускорение земного тяготения,  $m/c^2$ ;

$\alpha_0$  – угол наклона рабочего органа к горизонту, рад;

$\beta$  – угол направления колебаний к горизонту, рад.

#### **Технологические показатели работы вибромашин.**

**Производительность ВТМ** определяется выражением [6]

$$Q = 3,6vs\rho\psi, \text{ т/ч,}$$

где  $s$  – площадь поперечного сечения грузонесущего органа,  $m^2$ ;

$v$  – скорость движения материала по рабочему органу ВТМ,  $m/c$ ;

$\rho$  – насыпная плотность транспортируемого материала,  $t/m^3$ ;

$\psi$  – коэффициент заполнения поперечного сечения грузонесущего органа.

Скорость транспортирования груза по рабочему органу ВТМ зависит от целого ряда факторов (интенсивности динамического режима вибромашин, физико-механических свойств транспортируемого материала и др.) и может быть определена расчётным или экспериментальным методами [1, 6-9 и др.].

**Эффективность грохочения.** Вибрационные грохоты отличаются от других ВТМ тем, что процесс транспортирования материала происходит одновременно с разделением его на классы крупности на просеивающей поверхности. Поэтому масса перемещаемого материала не остается постоянной при его продвижении по ситам грохота. Качество процесса грохочения обычно оценивается при помощи эффективности процесса  $E$  - выраженной в процентах или долях единицы отношение массы подрешетного продукта к массе нижнего класса в исходном материале [10].

Несмотря на многообразие моделей процесса грохочения только некоторые из них позволяют оценить качество разделения при учёте ограниченного числа факторов, влияющих на процесс [11]. В большинстве случаев принятые допущения выхолащивают важные физические особенности процесса. Анализ известных моделей процесса грохочения показал, что большие перспективы имеют вероятностные модели процессов разделения, эффективно описывающие эволюцию дисперсных систем со случайными свойствами. Внимание заслуживают такие модели, которые на основе результатов тестовых лабораторных экспериментов позволяют прогнозировать качественные показатели процесса разделения на виброгрохотах промышленных типоразмеров. К ним относятся, например, стохастическая модель грохочения, предложенная Е.А. Непомнящим [12] и существенно развитая В.А. Огурцовым [13].

#### **Энергопотребление вибромашины.**

Большинство вибрационных машин представляют собой колебательную систему, в которой за один период колебаний происходит полный цикл превращения кинетической энергии в потенциальную и наоборот. Поэтому в рабочем (установившемся) режиме не требуется расхода энергии на преодоление сил инерции подвижных масс и сил упругости элементов основной связи и виброизолирующих опор (подвесок). Мощность привода необходима только для преодоления сил сопротивления колебательному процессу вибрирующей части машины, вращательному движению приводного механизма и непосредственно для осуществления технологического процесса.

Общая мощность  $N$ , потребляемая электродвигателем привода вибровозбудителя инерционной ВТМ, включает в себя:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5, \text{ Вт},$$

где  $N_1$  - мощность на поддержание вибрации;

$N_2$  - мощность для преодоления трения в подшипниках вибровозбудителя;

$N_3$  - мощность для осуществления технологической операции;

$N_4$  - мощность для преодоления сопротивления в трансмиссии;

$N_5$  - потери мощности в электродвигателе привода вибровозбудителя.

**Мощность, необходимая на поддержание вибрации.** Для линейной системы с сосредоточенными параметрами среднее значение мощности, необходимой для поддержания установившейся периодической вибрации в такой системе, равно [1]

Мощность, затрачиваемая виброприводом на преодоление сопротивлений в упругих связях,

$$N_1 = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \mu_{ij} c_{ij} \dot{q}_i \dot{q}_j dt, \text{ Вт},$$

где  $\dot{q}_i, \dot{q}_j$  - обобщённые скорости, м/с;

$c_{ij}$  – элемент матрицы коэффициентов жёсткости упругих элементов, Н/м;  
 $\mu_{ij}$  – элемент матрицы коэффициентов внутренних сопротивлений упругих элементов, с;  
 $n$  – число степеней свободы.

После интегрирования и преобразований можно получить выражение для определения средней мощности. Например, для одномассовой инерционной вибромашины средняя мощность, рассеиваемая в окружающую среду  $N_1^*$  [14] равна

$$\langle N_1^* \rangle = \frac{\mu_u c_u m_g^2 r^2 \omega^6}{2 \left[ (\mu_u c_u \omega)^2 + (c_u - M \omega^2)^2 \right]}, \text{ Вт},$$

где  $M = m + m_g$ ,

$m$  – масса рабочего органа и уравновешенных частей центробежного вибровозбудителя, кг;

$m_g$  – масса неуравновешенных частей центробежного вибровозбудителя, кг;

$r$  – эксцентриситет дебалансного вибровозбудителя, м;

$c_u$  – коэффициент жесткости опорных (подвесных) виброизоляторов, Н/м;

$\mu_u$  – коэффициент внутренних сопротивлений виброизоляторов, с.

**Мощность, расходуемая на преодоление сил трения в подшипниках центробежного вибровозбудителя.** Для дебалансного вибровозбудителя внутренние потери в основном представляют собой потери на трение в подшипниковых узлах дебалансного вала [1]

$$N_2 = \frac{1}{2} \omega f d_g \int_0^{2\pi} R d\varphi, \text{ Вт},$$

где  $f$  – приведенный к валу коэффициент трения качения подшипника;

$d_g$  – диаметр внутреннего кольца подшипника, м;

$R$  – реакция в подшипнике, Н;

$\varphi$  – угол поворота дебаланса, рад.

Мощность на преодоления сил трения в подшипниках зависит от режимов работы ВТМ: резонансного, дорезонансного и зарезонансного. Исследованию затрат энергии в подшипниках вибровозбудителей посвящены многочисленные работы [14-18 и др.]. Так, в работе А.Н. Картавого [14] получены выражения для определения мощности, необходимой для преодоления сил трения в подшипниках одновального и самобалансного вибровозбудителей инерционной вибромашины. Для одновального вибровозбудителя, создающего круговые колебания рабочего органа, эта мощность равна

$$\langle N_{2\text{с1}} \rangle = \frac{f d_g m_g r \omega^3}{2} \left[ 1 + \frac{q \omega^2 (\omega_0^2 - \omega^2)}{(2\mu_u c_u \omega)^2 + (\omega_0^2 - \omega^2)} \right], \text{ Вт},$$

где  $q = m_g / m$ ,

$\omega_0$  – частота собственных колебаний, рад/с.

**Энергия, расходуемая на технологический процесс.** Считают, если обрабатываемая среда имеет массу, сопоставимую с массой рабочего органа машины, либо она обладает значительным энергопоглощением, то ее необходимо учитывать при динамическом анализе тем или иным способом [19...22].

Для вибромашин, транспортирующих материал с подбрасыванием, мощность, расходуемая на транспортирование, равна [6]:

$$\langle N_3 \rangle = (2...3)10^{-3} m_2, \text{ кВт},$$

где  $m_2$  - масса материала, находящегося на рабочем органе ВТМ, кг.

Масса материала, перемещающегося по рабочему органу вибрационного конвейера, равна

$$m_{2(к)} = QL / 3,6v, \text{ кг}.$$

Материал, находящийся на сите грохота, распределяется по ситам грохота неравномерно. Для виброгрохотов с однородным полем колебаний и плоской формой просеивающей поверхности скорость движения материала практически равномерна. В этом случае высота слоя технологической нагрузки является максимальной в зоне загрузки грохота и существенно уменьшается к зоне разгрузки. Для определения массы материала, находящегося на просеивающей поверхности виброгрохота, В.К. Пресняков предложил следующее выражение [23]

$$m_{2(г)} = QL [100 + a(\xi - 1)] / 3,6v, \text{ кг},$$

где  $\xi = E / Lg(1 - E)$ .

Червоненко А.Г. получена эмпирическая зависимость мощности, потребляемой электродвигателем грохота под нагрузкой от производительности грохота по питанию [24], из которой можно определить мощность, расходуемую на виброперемещение материала

$$\langle N_3 \rangle = (0,012...0,014) Q, \text{ кВт}.$$

**Мощность, необходимая для преодоления сопротивления в трансмиссии.**

Расчет мощности, необходимой для преодоления сопротивления в трансмиссии, производится по общим, принятым в машиностроении правилам. В качестве структурных элементов в составе трансмиссии привода инерционного вибровозбудителя могут использоваться: компенсирующие упругие муфты (лепестковые, с торообразной оболочкой), карданные валы, клиноременные передачи, зубчатые передачи. Механические потери обусловлены трением в зубчатых зацеплениях, карданных шарнирах, подшипниках, манжетах (сальниках) и т. п. Величина этих потерь зависит, главным образом, от качества обработки и смазки поверхностей трущихся деталей.

Общий КПД трансмиссии равен произведению коэффициентов полезного действия ее элементов

$$\eta_{тр} = \eta_{ум} \eta_{кв} \eta_{кп} \eta_{зп},$$

где  $\eta_{ум}$ ,  $\eta_{кв}$ ,  $\eta_{кп}$ ,  $\eta_{зп}$  – кпд упругой муфты, карданного вала, клиноременной передачи, зубчатой передачи соответственно.

Тогда потери мощности в трансмиссии определяются из выражения

$$\langle N_4 \rangle = (1 - \eta_{тр}) (\langle N_1 \rangle + \langle N_2 \rangle + \langle N_3 \rangle), \text{ Вт.}$$

#### **Потери мощности в электродвигателе привода вибровозбудителя**

В работе [25] подробно рассмотрен энергетический баланс асинхронного электродвигателя привода вибромашины. Потери на перемагничивание и вихревые токи в магнитопроводе, а также механические потери (трение в подшипниках, вентиляторные сопротивления) представляют собой постоянные величины для данного двигателя, не зависящие от нагрузки на валу. Потери на нагрев обмоток статора и ротора зависят от соответствующих токов, величина которых определяется полезной мощностью. Величина потребляемой мощности двигателем на холостом ходу зависит от его номинальной (паспортной) мощности  $N_0$ . Тогда потери мощности в электродвигателе привода вибровозбудителя можно определить как

$$\langle N_5 \rangle = (1 - \eta(k)) (\langle N_1 \rangle + \langle N_2 \rangle + \langle N_3 \rangle + \langle N_4 \rangle),$$

где  $\eta(k)$  - кпд двигателя в зависимости от коэффициента неравномерности вращения  $k$ .

**Стабильность режима колебаний.** Под стабильностью  $S$  режима колебаний рабочего органа вибромашины И.И. Блехман предложил понимать вероятность того, что конец контрольного вектора  $b$  не выйдет за пределы заданной области  $B$  в течение некоторого промежутка времени  $T_o$  [1].

Стабильность машины удобно характеризовать обратной ей величиной – чувствительностью  $R$ , определяющей возможность отклонения от заданного закона колебаний [26, 27]:

$$R = |\Delta A|_{\max} / A_0,$$

где  $|\Delta A|_{\max}$  – максимально возможное отклонение нормальной амплитуды колебаний

$A_0$  рабочего органа вибромашины под действием «дрейфующих» параметров.

Кроме величины  $R$  используют и коэффициенты чувствительности амплитуды колебаний  $A$  от возмущающих отклонений, лежащих в диапазоне  $b_{io} - \delta_i^* \leq b_i \leq b_{io} + \delta_i^{**}$  (здесь  $b_{io}$  – номинальное значение параметра  $b_i$ ;  $\delta_i^*$  и  $\delta_i^{**}$  – соответственно нижнее и верхнее максимально возможные отклонения параметра  $b_i$ ) [27]:

$$r_i = \partial A / \partial b_i,$$

где  $i = 1, 2, \dots, n$  – количество «дрейфующих» параметров.

**Усиление вынуждающей силы.** Усиление вынуждающей силы, представляющее собой степень использования вынуждающей силы, развиваемой вибровозбудителем, а также резонансные свойства системы, оценивается коэффициентом усиления [1]

$$k_{yc} = P / P_0 = mA / m_g r,$$

где  $P$  – амплитуда силы, необходимой для сообщения рабочей массе  $m$  гармонических колебаний с заданной амплитудой  $A$  и частотой  $\omega$ ;

$P_0$  – амплитуда вынуждающей силы, развиваемой дебалансным вибровозбудителем.

#### **Степень уравновешенности вибромашины.**

Степень уравновешенности вибромашины характеризуется коэффициентом передачи динамической силы на опоры вибромашины [1]

$$k_{\text{пос}} = P_{\phi} / P_0,$$

где  $P_{\phi}$  – амплитуда динамической силы, передаваемая при работе вибромашины на опорные конструкции.

#### **Направления дальнейших исследований.**

Для проведения структурно-параметрической многокритериальной оптимизации исследуемой машины кроме выбранных критериев необходимы математические модели объектов исследования, целевая функция и оптимизационный алгоритм [28, 29].

Поэтому основными направлениями дальнейших исследований являются:

- разработка математических моделей динамики подвижных масс изучаемых вариантов вибромашин;
- разработка математических моделей вибротранспортирования обрабатываемого материала, а также технологического процесса, для осуществления которого собственно и создаётся машина;
- моделирование динамики исследуемых вибромашин в установившемся и переходных режимах;
- обоснование целевой функции, функциональных ограничений и оптимизационного алгоритма;
- решение задач оптимизации.

При этом качество проектируемых перспективных вибромашин предполагается оценивать по приведенным выше локальным критериям. Это функционалы, оценивающие:

- технологические показатели работы;
- уровень динамичности рабочего режима;
- мощность, потребляемая машиной при ее работе;
- уровень динамических нагрузок, передаваемых при работе вибромашины на опорные конструкции;
- стабильность рабочего режима;
- усиления вынуждающей силы.

**Список литературы:** 1. Вибрации в технике: Справочник. Т.4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. - М.: Машиностроение, 1981.- 509 с. 2. Косенко Е.А. Обоснование параметров привода вибротранспортных машин: Автореф. дис. ... к.т.н., Екатеринбург, 2012. - 20 с. 3. Таныгин В.А. Основы стандартизации и управления качеством продукции. – М.: Из-во стандартов, 1989. – 208 с. 4. Вибрации в технике: Справочник. Т.1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В. Болотина. - М.: Машиностроение, 1978.- 352 с. 5. Гусев Б.В. Вибрационная технология бетона / Б.В. Гусев, В.Г. Зазимко. – К.: Будівельник, 1991. – 160 с. 6. Потураев В.Н. Вибрационные транспортирующие машины / В.Н. Потураев, В.П. Франчук, А.Г. Червоненко. – М.: Машиностроение, 1964. - 272 с. 7. Nawrocki J. Analizytczhe metody okreslenia predkosd materialy na sicie // Rudy i inetale niezebazhe. – 1965, - №5. – S. 86-99. 8. Блехман И.И. Вибрационное перемещение / И.И. Блехман, Г.Ю. Джанелидзе. – М.: Наука, 1964. - 411

с. **9.** Гончаревич И.Ф. Динамика вибрационного транспортирования. – М.: Наука, 1972. – 244 с. **10.** Андреев С.Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых, 3 изд. / С.Е. Андреев, В.А. Перов, В.В. Зверевич. – М.: Недра. 1980. – 415 с. **11.** Вайсберг Л.А. Вибрационное грохочение сыпучих материалов: моделирование процесса и технологический расчёт грохотов / Л.А. Вайсберг, Д.Г. Рубисов. – СПб: Институт «Механобр». 1994. – 47 с. **12.** Непомнящий Е.А. К теории процесса грохочения // Обогащение руд. – 1960. №5. – С. 23-33. **13.** Огурцов В.А. Процессы грохочения сыпучих строительных материалов: моделирование, расчёт и оптимизация. Автореф. дисс. ... д.т.н. – Иваново, 2010. – 40 с. **14.** Картавый А.Н. Вибрационные агрегаты для переработки минерального и техногенного сырья. Моделирование и элементы расчета по критериям энерго- и ресурсоэффективности. – М.: МГГУ, 2014. – 328 с. **15.** Лесин А.Д. Вибрационное измельчение материалов: Элементы теории и методика расчета основных параметров вибромельниц. // - М.: Промстройиздат, 1957. – 115 с. **16.** Бауман В.А. Вибрационные машины и процессы в строительстве / В.А. Бауман, И.И. Быховский. - М.: Высшая школа, 1977. - 255 с. **17.** Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. – М.: Недра, 1986. - 144 с. **18.** Варсанюфьев В.Д. Вибрационные бункерные устройства на горных предприятиях. – М.: Недра, 1984. – 183 с. **19.** Потураев В.Н. Определение "присоединенной массы" вибрационных конвейеров и грохотов / В.Н. Потураев, А.Г. Червоненко // Обогащение руд. - 1966. - № 6. - С. 39-41. **20.** Потураев В.Н. Об учёте влияния технологической нагрузки при динамическом расчете вибрационных конвейеров и грохотов / В.Н. Потураев, А.Г. Червоненко // Обогащение полезных ископаемых. - 1967. - Вып. 2. - С. 81-91. **21.** Лукьяненко А.Ф. Об учёте влияния технологической нагрузки при динамическом расчете вибрационных конвейеров и грохотов // Обогащение полезных ископаемых. – Киев: Техника. – 1978. - Вып. 23. – С. 30-37. **22.** Пресняков В.К. Приближенный способ учета обрабатываемого материала на движение вибрационных и резонансных грохотов // Обогащение полезных ископаемых. – Киев: Техника. – 1973. - Вып. 13. – С. 87-92. **23.** Пресняков, В.К. Определение количества сыпучего материала, находящегося на ситах грохотов // Тр. инст. Гипромашуглеобогащение: Углеобогатительное оборудование. Т. 2. – М.: Недра, 1967. - С.310-313. **24.** Червоненко А.Г. Аналитическое исследование виброперемещения сыпучего материала по рабочим поверхностям, совершающим полигармонические прямолинейные колебания // В кн.: Проблемы вибрационной техники. – К.: Наукова думка. – 1970. - С. 116-134. **25.** Калмыков М.А. К вопросу выбора приводного двигателя вибромашин / М.А. Калмыков, А.В. Романченко, В.В. Яковенко // Энергосберегающие технологии и оборудование. №5/7 (47), 2010. – С. 45-51. **26.** Блехман И.И. Стабильность рабочего режима вибрационных машин / И.И. Блехман, А.Д. Рудин // Вибрационная техника: Мат. науч.-техн. конф. - М.: НИИИНФОРМСТРОЙДОРКОММУНМАШ, 1986. - С. 300-306. **27.** Блехман И.И. Синхронизация динамических систем. - М.: Наука, 1971.- 895 с. **28.** Генкин М.Д. Постановка и решение задач оптимального проектирования / М.Д. Генкин, В.К. Гринкевич, В.И. Сергеев, Р.Б. Статников // Машиноведение, 2004, №5. С. 34-42. **29.** Соболев И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников // - М.: Наука, 1981.