



**УДАРНО-ВИБРАЦИОННЫЕ
СИСТЕМЫ И МАШИНЫ
ДЛЯ СТРОИТЕЛЬНОЙ
И ГОРНОЙ ОТРАСЛЕЙ**

Материалы VI международного
научного симпозиума

25 - 26 апреля 2017 г.

ОРЕЛ

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФГБОУ ВО «ОРЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ И.С. ТУРГЕНЕВА»
РОССИЙСКАЯ ИНЖЕНЕРНАЯ АКАДЕМИЯ
ИНТЦ «ОРЕЛ-ИНЖИНИРИНГ»

**УДАРНО-ВИБРАЦИОННЫЕ
СИСТЕМЫ И МАШИНЫ ДЛЯ
СТРОИТЕЛЬНОЙ И ГОРНОЙ
ОТРАСЛЕЙ**

Материалы VI международного
научного симпозиума

25-26 апреля 2017 г.

Орел 2017

УДК 62.752: 621.01:621.22:622.23.05: 622.235
ББК 30.605.2+30.605.3

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Главный редактор: д-р техн. наук, проф. Л.С. Ушаков

д-р техн. наук, проф. С.Ю. Радченко
д-р техн. наук, проф. Л.А. Савин
д-р техн. наук, проф. В.И. Чернышев
к-т техн. наук, доц. Ю.Н. Каманин
к-т техн. наук, доц. Р.А. Ределин

М38 Ударно-вибрационные системы и машины для строительной и горной отраслей:

материалы VI международного научного симпозиума/под ред. д-ра техн. наук, профессора Л.С. Ушакова. – Орел: ОГУ имени И.С. Тургенева, 2017 – 450 с.

Материалы VI международного научного симпозиума «Ударно-вибрационные системы и машины для строительной и горной отраслей» являются обобщением теоретических и экспериментальных исследований, выполненных авторскими коллективами и отдельными исследователями в России и странах зарубежья. Представленные материалы посвящены рассмотрению и решению актуальных проблем разработки, создания и исследования ударно-вибрационных систем, моделированию гидромеханических приводов и мехатронных устройств, созданию виброзащитных устройств, а также экономическим аспектам внедрения инновационных технологий в строительной и горной отраслях промышленности.

Материалы симпозиума предназначены для специалистов – разработчиков ударной, вибрационной техники, мехатронных устройств и элементов гидравлического привода, а также могут быть полезны для преподавателей, аспирантов и студентов.

©ОГУ имени И.С. Тургенева, 2017
©Коллектив авторов, 2017

УДК 621.926.3

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЭКСЦЕНТРИКОВОГО ВАЛКА
ВИБРОВАЛКОВОГО ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ

Сотник Л.Л.¹, Русан С.И.¹, Сиваченко Л.А.²

*¹УО «Барановичский государственный университет», г. Барановичи,
Беларусь*

²ГУВПО «Белорусско-Российский университет», г. Могилев, Беларусь

Измельчение является подготовительной стадией переработки строительных материалов к участию их в последующих физико-химических взаимодействиях с целью получения новых продуктов и изделий [1]. Известно большое количество самых разнообразных измельчительных машин, однако это многообразие является следствием, как их технологического несовершенства, так и недостаточно реализованных потенциалов развития [2].

Одними из широко применяемых для процесса измельчения машин являются валковые агрегаты. Одним из возможных представителей валковых агрегатов является вибровалковый измельчитель. Вибровалковый измельчитель

относится к группе кинематических вибрационных машин, у которых ведущее звено имеет вполне определенное абсолютное или относительное движение, зависящее только от геометрических размеров ведущего механизма.

В данной работе представлен анализ движения точки валка установленного на эксцентриковом валу измельчителя, кинематическая схема которого приведена на рис. 1. Вибровалковый измельчитель состоит из корпуса 1, на которой в соответствующих опорах 2, 3 посредством цапф 4, 5 смонтирован валок совершающий постоянное вращательное движение, а в опорах 7, 8 установлен эксцентриковый вал 9, опирающийся на опоры 10, 11 подвижного валка 12. На концах эксцентрикового вала установлены дебалансы 13, 14. Опоры 7, 8 способны перемещаться в направляющих с пружинами безопасности 15, 16, в целях предотвращения заклинивания. Эксцентриковый вал 9 устанавливается в опорах 7, 8 с эксцентриситетом r относительно центральной оси подвижного валка 12.

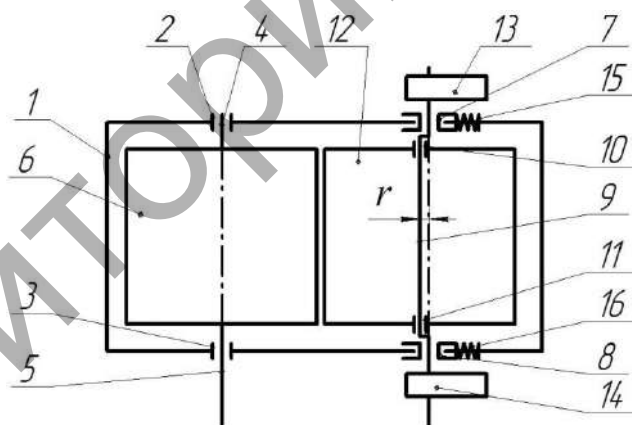


Рис. 1. Схема вибровалкового измельчителя

Вибрационное воздействие на материал осуществляется приданием одному из валков дополнительного движения эксцентрично относительно его центральной оси, что способствует созданию в измельчаемом материале сложного объемного нагружения, осуществляемого с большой частотой воздействия.

С одной стороны, при воздействии вибрации легче преодолеваются силы сухого и вязкого трения, снижаются предел пластического деформирования и вязкость. С другой стороны, вибрации оказывают и пагубное воздействие на конструкцию измельчителя: привод преодолевает огромные силы инерции и элементы конструкции, в частности, подшипниковые узлы подвергаются чрезмерным перегрузкам даже в тихоходных режимах. Поэтому при внедрении вибрационных машин необходимо оптимально решать противоречивую проблему интенсификации режимов работы и снижения вредных вибрационных воздействий.

Агрегаты с эксцентриковым приводом наиболее эффективны в низкочастотных колебательных системах. Он создает большие возмущающие усилия при невысоких частотах колебаний. В результате возникают большие силы инерции, которые передаются на подшипники эксцентрикового вала привода. Помимо этого в подшипниках возникают большие силы трения, что приводит к их выходу из строя.

Для решения вышеуказанных задач в машинах такого типа используют дебалансы. Уравновешивание динамических давлений при помощи вращающихся дебалансов решает сразу две задачи: снижает динамическое давление в кинематических парах привода и нагрузки, передаваемые на опорные подшипники.

В приводе измельчителя валок присоединен к эксцентриковому валу при помощи подшипникового узла (рис. 2).

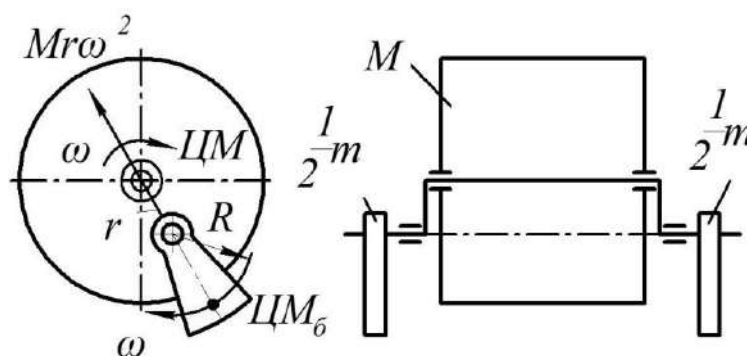


Рис.2. Схема уравновешивания динамических нагрузок в вибровалковом измельчителе

При работе вибровалкового измельчителя создается сила инерции:

$$P_{ин} = Mr\omega^2, \quad (1)$$

где M – масса валка, кг;

r – эксцентриситет вала вибровалкового измельчителя, м;

ω – угловая скорость эксцентрикового вала, об/мин.

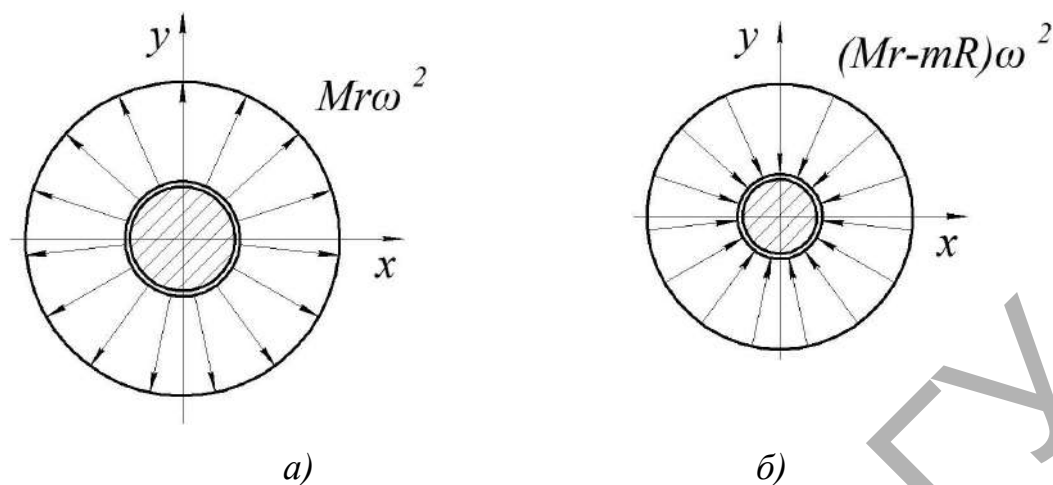
Данная сила направлена по прямой наружу, соединяя центр вращения вала и центр эксцентрика [3]. На внутреннем кольце подшипника эксцентрика всегда в одном направлении действует постоянная нагрузка $Mr\omega^2$, а на внешнее кольцо эксцентрика действует вращающаяся нагрузка, поэтому на этом участке подшипника нагрузка изменяется по гармоническому закону с амплитудой $Mr\omega^2$ (рис. 3, а). На внутренние кольца подшипников вала действуют в одном направлении постоянные нагрузки $Mr\omega^2$, а на отдельные участки подшипника – меняющиеся по гармоническому закону нагрузка с амплитудой $\frac{1}{2}Mr\omega^2$.

Установим на валу в направлении противоположном повороту эксцентрика два дебалансных груза с кинематическим моментом дебалансов:

$$\frac{1}{2}mR = Mr, \quad (2)$$

где m – масса дебаланса, кг.

В результате динамические давления в подшипниках вала будут полностью уравновешены. Динамические давления на подшипник при этом не изменятся (рис. 3, б).



a – эпюр нагружения подшипниковых узлов эксцентрика,

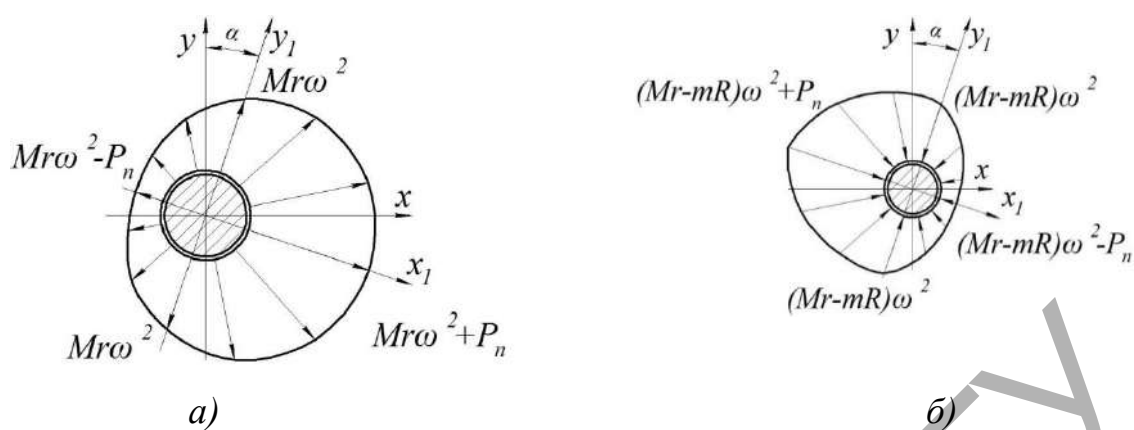
б – эпюр нагружения подшипниковых узлов опор вала

Рис. 3. Эпюр нагружения подшипниковых узлов

Для обеспечения нормального измельчения в валковых агрегатах угол захвата α не должен превышать двойного угла трения φ . По коэффициенту трения для реальных случаев $f = 0,30 \dots 0,45$, угол трения составляет $\varphi = 16^\circ 40' \dots 24^\circ 20'$. Для практически гладких валков $\alpha = 16^\circ \dots 24^\circ$, чтобы исключить выдавливание измельчаемых кусков из валковой зоны [4].

Исходя из этого, получаем, что изменение системы координат $x_1 y_1$ в пространстве (рис. 4), находится в пределах 8° , что для практических расчетов можно не учитывать.

Очевидно, что в процессе работы, силы инерции, действующие на подшипники валка и эксцентрикового вала от массы валка и массы дебалансов, в определенных положениях валка суммируются с усилием на валок от разрушаемой частицы, а при повороте вычитаются.



а – эпюр нагружения подшипниковых узлов эксцентрика,
 б – эпюр нагружения подшипниковых узлов опор вала
 Рис.4. Эпюр нагружения подшипниковых узлов с учетом усилия
 от разрушения частицы

Зная, что усилие, передаваемое на подшипниковые узлы от валка равно усилию, с которым он давит на разрушаемую частицу P_n , можно определить значения сил в подшипниках эксцентрика и подшипниках вала.

Суммарное усилие на подвижном валке:

$$\Sigma P = P_n + P_{ин} \cos \alpha_2 = \sigma_{сж} L \frac{D\alpha}{2} \mu + (Mr - mR) \omega^2 \cos \alpha, \quad (3)$$

где $\sigma_{сж}$ – предел прочности материала при сжатии, Па;

L – длина рабочей поверхности валка, м;

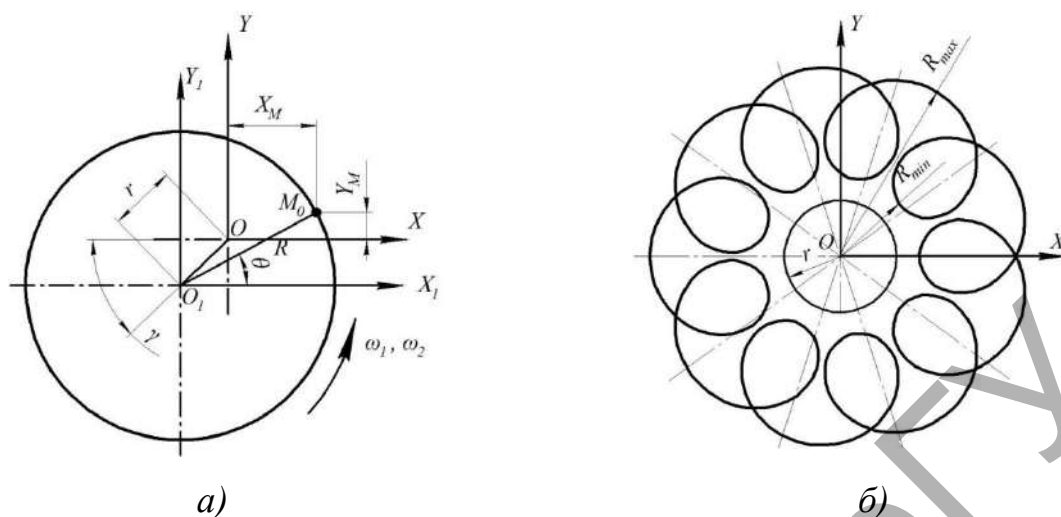
D – диаметр эксцентрикового валка, м;

μ – коэффициент, учитывающий степень разрыхленности материала;

P_n – усилие от разрушаемого материала на подшипники, Н.

Для определения оптимальных конструктивно-технологических параметров измельчителя необходимо провести теоретический анализ движения точек валка.

Совместим неподвижную систему координат XOY с осью эксцентрикового вала – центром колебаний, а подвижную систему $X_1O_1Y_1$ с осью подшипника валка, совершающего плоскопараллельное движение (рис. 5).



a – схема для анализа движения точки, *б* – траектория движения точки вибровалка

Рис. 5. Анализ движения точки вибровалка

Рассмотрим перемещение точки M_0 окружности валка. В процессе работы валок совершает сложное движение, состоящее из переносно-поступательного относительно системы $X_1O_1Y_1$ и вращательного по отношению к ней же, а также вращательного движения по отношению к системе XOY .

Эксцентриковый вал вращается с постоянной угловой скоростью ω_1 .

В первом приближении, будем считать, что валок находится в постоянном контакте с измельчаемым материалом. Наложим на него условие постоянного вращательного движения с угловой скоростью ω_2 .

Обрабатываемый материал может постоянно находиться в контакте с валком измельчителя, но этот контакт может также периодически теряться. Отрыв от рабочей поверхности может происходить в следствии того, что связь измельчаемого материала с валком является неудерживающей [3].

Запишем уравнение движения точки M_0 в проекциях на оси координат XOY :

$$\begin{aligned} X_M &= R \cos \theta - r \cos \gamma; \\ Y_M &= R \sin \theta - r \sin \gamma, \end{aligned} \quad (4)$$

где R – радиус валка, м;

θ – угол поворота вала относительно системы координат $X_1O_1Y_1$, град;

γ – угол поворота эксцентрикового вала относительно системы координат XOY , град.

Представляет интерес полученные траектории движения вала по отдельности в координатах X и Y и изменение радиуса R (рис. 6).

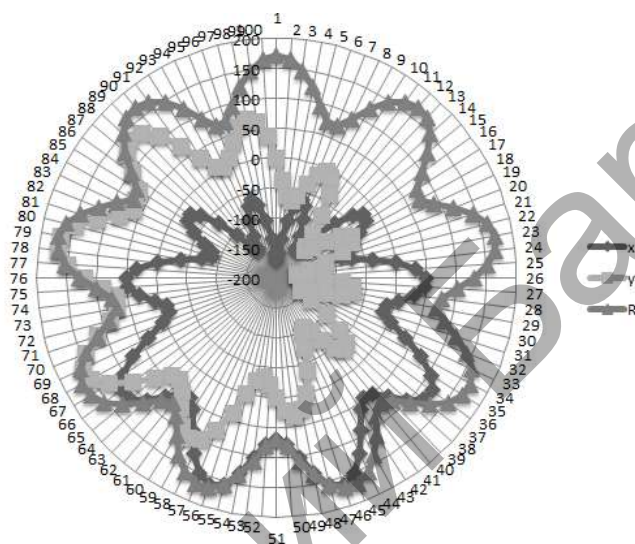


Рис. 6. График траектории движения точки вала в координатах X и Y и изменение радиуса R

Получив графики движения точки вала в различные моменты времени, можно определить значение межвалкового пространства и сил, действующих на разрушаемую частицу в этот момент.

Выводы. Во-первых, установив на эксцентриковом валу в направлении, противоположном повороту эксцентрика два дебалансных груза, динамические давления в опорных подшипниках вала будут полностью уравновешены (1), но в процессе работы происходит изменение давлений согласно приведенным выше закономерностям (2).

Во-вторых, совмещение вибрационного и вращательного движения вала измельчителя позволяет увеличить усилие, приходящееся на измельчаемый материал, а также интенсифицировать его продвижение, что способствует

увеличению производительности измельчителя и степени измельчения материала. Однако одновременно с этим увеличивается и усилие, приходящееся на подшипники, как самого валка, так и подшипники эксцентрикового вала (3), что необходимо учитывать при проектировании вибрационных механизмов.

В-третьих, при попадании недробимого материала в межвалковое пространство, на подшипники действует максимальное усилие (3). В целях предотвращения поломок как самих подшипников, воспринимающих динамическую нагрузки, так и других элементов вибровалкового измельчителя, необходимо наличие в конструкции специального предохранительного устройства, в виде пружин с направляющими, обеспечивающего отвод валка в сторону.

В-четвертых, совмещение вибрационного и вращательного движения валка измельчителя описывается уравнениями движения (4). Полученные выводы и разработанные уравнения движения точки валка расположенного на эксцентриковом валу вибровалкового измельчителя могут быть использованы при разработке методики инженерного расчета вибрационных машин подобного типа.

Литература

1. Богданов, В.С. Процессы в производстве строительных материалов / В.С. Богданов, А.С. Ильин, И.А. Семикопенко. — Белгород.: Везелица, 2007. — 512 с.
2. Сиваченко, Л.А. Вибровалковый измельчитель и основы его проектирования / Л.А. Сиваченко, И.А. Богданович, Л.Л. Сотник // Современные технологии и методы расчета в строительстве: сб. науч. тр. / под.ред. В.И. Швабюк — Луцк: Изд-во Вежа-Друк, 2016. — Вып. 5. — С. 32—39.
3. Гончаревич, И.Ф. Вибротехника в горном производстве / И.Ф. Гончаревич — М.: Недра, 1992. — 319с.

4. Поникаров, И.И. Расчет машин и аппаратов химических производств и нефтепереработки (примеры и задачи): Учебное пособие / И.И. Поникаров, С.И. Поникоров, С.В. Рачковский. — М.: Альфа-М, 2008. — 720 с.

АНАЛИЗ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ КРАНОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РЕГИСТРАТОРОВ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ

Репозиторий БарГУ