

УДК 621.926

Л. А. Сиваченко¹, Л. Л. Сотник²

¹ Учреждение образования «Белорусско-Российский университет», Министерство образования Республики Беларусь, ул. Грушевская, 32, 212003 Могилев, Республика Беларусь, +375 (222) 70 36 78, 228011@mail.ru

² Учреждение образования «Барановичский государственный университет», Министерство образования Республики Беларусь, ул. Войкова, 21, 225404 Барановичи, Республика Беларусь, +375 (163) 62 54 61, Sotnikdin037@gmail.com

АНАЛИЗ РАБОТЫ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ЭКСЦЕНТРИКОВОГО ВАЛА ВИБРОВАЛКОВОГО ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ

Предложена новая конструкция вибровалкового измельчителя для переработки материалов. Описаны ее основные конструктивные элементы и выполнен анализ работы подшипников вала эксцентрикового вала и опорных подшипников. Предложено уравнивание динамических давлений с помощью вращающихся дебалансов. Выполнены расчеты усилий в эксцентриковых подшипниках вибрационного вала и подшипниках опор. Предложено условие незаклинивания при попадании недробимых элементов.

Ключевые слова: вибрационные машины; вибровалковый измельчитель; подшипник; эксцентриковый вал; эксцентриситет; уравнивание; дебалансы; динамические давления; усилия.

Рис. 4. Библиогр.: 7 назв.

L. A. Sivachenko¹, L. L. Sotnik²

¹ Belarusian-Russian University, the Ministry of Education of the Republic of Belarus, 32, Grushevskaya Str., 212003 Mogilev, Republic of Belarus, +375 (222) 70 36 78, 228011@mail.ru

² Baranovichi State University, the Ministry of Education of the Republic of Belarus, 21, Voykova Str., 225404 Baranovichi, Republic of Belarus, +375 (163) 62 54 61, Sotnikdin037@gmail.com

ANALYSIS OF THE WORK OF BEARING JUNCTIONS OF THE VIBROROLL GRINDER'S SUPPLEMENTARY SHAFT

A new design of vibroroll grinder for processing materials is offered. Its basic structural elements are described. The analysis of the work of roll bearings of supplementary shaft and support bearings is made. The balancing of dynamic pressure by means of rotating debalances is described. Dependence of efforts in eccentric bearings of vibration roll and support bearings is presented. A non-jamming condition of unshakable elements is offered.

Key words: vibration machines; vibroroll grinder; bearing; supplementary shaft; eccentricity; balancing; debalances; dynamic pressure; efforts.

Fig. 4. Ref.: 7 titles.

Введение. Сфера возможного применения вибрационной техники и технологии в горной промышленности определяется теми возможностями вибраций, которые известны сегодня. Вибрация разрушает или ослабляет связи в дисперсных средах: под воздействием вибраций различной интенсивности дисперсные среды переходят в состояние псевдооживления и так называемого виброоживления [1].

При воздействии вибрации легче преодолеваются силы сухого и вязкого трения, снижаются предел пластического деформирования и вязкость. Однако вибрации оказывают пагубное воздействие на конструкции: привод преодолевает огромные силы инерции, и элементы конструкции (в частности, подшипниковые узлы) подвергаются чрезмерным перегрузкам даже в тихоходных режимах. Вибрации в виде шума излучаются в окружающее

пространство, неблагоприятно влияют на обслуживающий персонал. Поэтому при внедрении вибрационных машин необходимо оптимально решать противоречивую проблему интенсификации режимов работы и снижения вредных вибрационных воздействий.

Основная часть. Постановка проблемы. Известно большое количество самых разнообразных измельчительных машин [2], однако это многообразие является следствием как их технологического несовершенства, так и недостаточно реализованных потенциалов развития. Вибрационные машины находят применение в различных сферах горного производства. Внедрение вибротехники в горнорудной промышленности осуществляется достаточно высокими темпами, так как существующие средства механизации оказались неконкурентоспособными с новой вибрационной техникой [1].

Одним из самых важных элементов, определяющих надежность вибрационной машины с эксцентриситетом, является подшипниковый узел. Наиболее часто встречающиеся отказы в работе таких машин связаны с поломкой подшипников.

Вибрационные машины относятся к агрегатам с наиболее неблагоприятными условиями и режимами работы подшипников. Специфика режима работы подшипника определяется следующими факторами: 1) значительные инерционные нагрузки, вызывающие колебательное движение подшипников вместе с машиной; 2) высокие удельные радиальные нагрузки, создаваемые дебалансами, достигающие значения более 10% динамической грузоподъемности подшипника; 3) высокие частоты вращения, составляющие 1 000...6 000 об./мин; 4) запыленность и загрязненность окружающей среды, отсутствие возможности подвода централизованной смазочной и охлаждающей жидкости, а также ремонта подшипникового узла на месте эксплуатации [3].

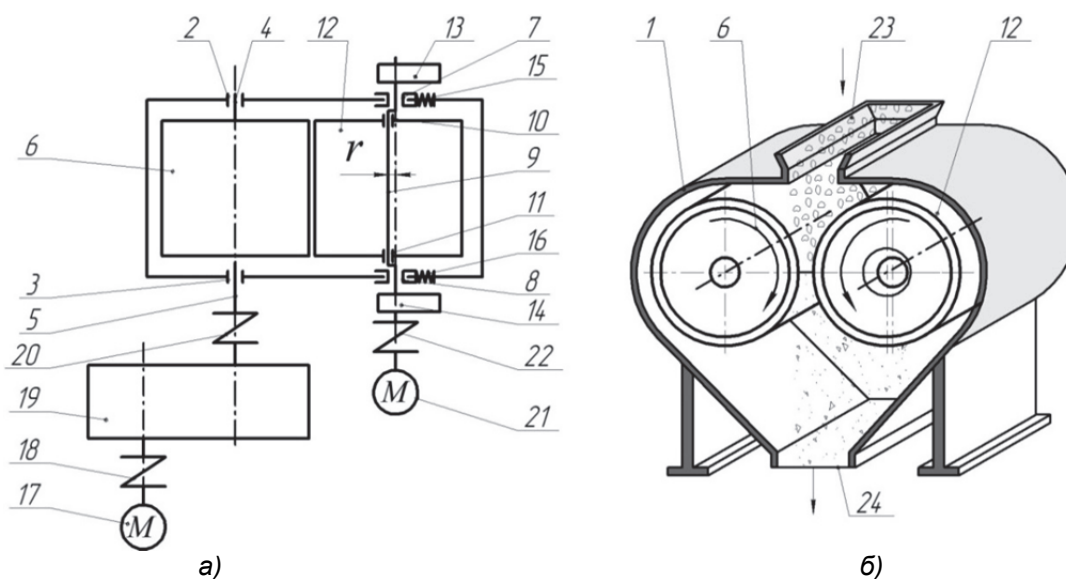
Таким образом, проблема надежности подшипниковых опор вибрационных механизмов измельчительных устройств существует с момента их создания и будет существовать, пока они используются. Причины этого лежат в сложности самой конструкции, а также высоких нагрузках испытываемых деталями подшипников.

Описание объекта исследования. Вибровалковый измельчитель относится к группе кинематических вибрационных машин, т. е. таких машин, у которых ведущее звено имеет вполне определенное абсолютное или относительное движение, зависящее только от геометрических размеров ведущего механизма.

В данной работе представлен анализ работы подшипниковых узлов вибровалкового измельчителя (рисунок 1).

Вибровалковый измельчитель состоит из рамы 1, на которой в соответствующих опорах 2, 3 посредством цапф 4, 5 смонтирован неподвижный валок 6, 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. Привод неподвижного валка 6 осуществляется от электродвигателя 17 через муфту 18, редуктор 19 и муфту 20, а подвижного валка — от электродвигателя 21 через муфту 22. Для загрузки и выгрузки материала предусмотрены устройства, выполненные в виде люков 23, 24 соответственно. Эксцентриковый вал 9 устанавливается в опорах 7, 8 с эксцентриситетом r относительно центральной оси подвижного валка 12 [4].

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.



а — вид сверху; б — вид сбоку

Рисунок 1. — Кинематическая схема вибровалкового измельчителя

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, а также нагрузки, передаваемые на опорные конструкции.

В приводе вибровалкового измельчителя валок присоединен к эксцентриковому валу при помощи подшипникового узла (рисунок 2, а). Вибрацию подшипников необходимо рассмотреть в двух различных направлениях:

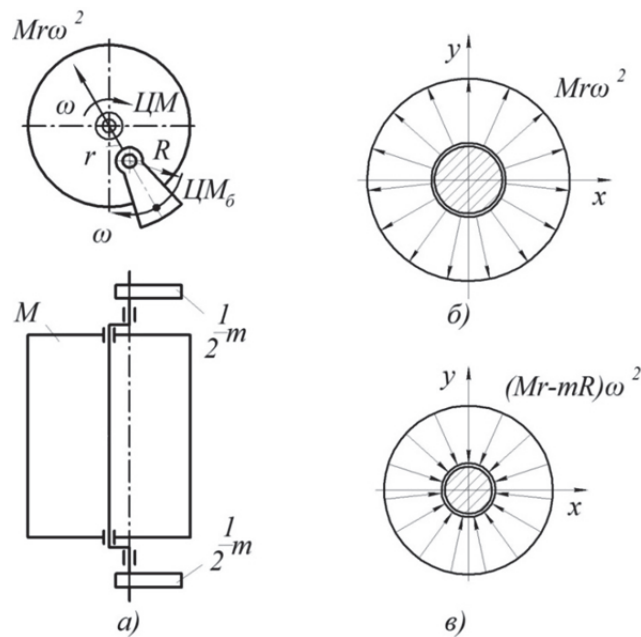
- абсолютные вибрации, вовлекающие в колебательное движение всю машину;
- относительные вибрации, связывающие колебания отдельных элементов подшипника и, соответственно, относительное перемещение в них.

В данной работе рассматривается лишь теоретический аспект первого направления — абсолютные вибрации, так как для изучения второго направления — относительные вибрации — недостаточно теоретических данных, необходимо исследовать работу подшипников в различных условиях и режимах.

При работе вибровалкового измельчителя создается сила инерции $P_{ин}$, определяемая по формуле $P_{ин} = Mr\omega^2$, где M — масса рабочего органа машины (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 [1]. 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 $Mr\omega^2$ (рисунок 2, б).

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 $\frac{1}{2}Mr\omega^2$.



а — динамическое нагружение; б — эпюр нагружения подшипниковых узлов эксцентрика; в — эпюр нагружения подшипниковых узлов опор

Рисунок 2. — Схема уравновешивания динамических нагрузок в вибровалковом измельчителе

Установим на валу в направлении, противоположном повороту эксцентрика, два дебалансных груза с кинематическим моментом дебалансов: $\frac{1}{2}mR = Mr$, где m — масса дебаланса, кг.

В результате динамические давления в опорных подшипниках вала будут полностью уравновешены. Динамические давления на подшипник при этом не изменятся (см. рисунок 2, в).

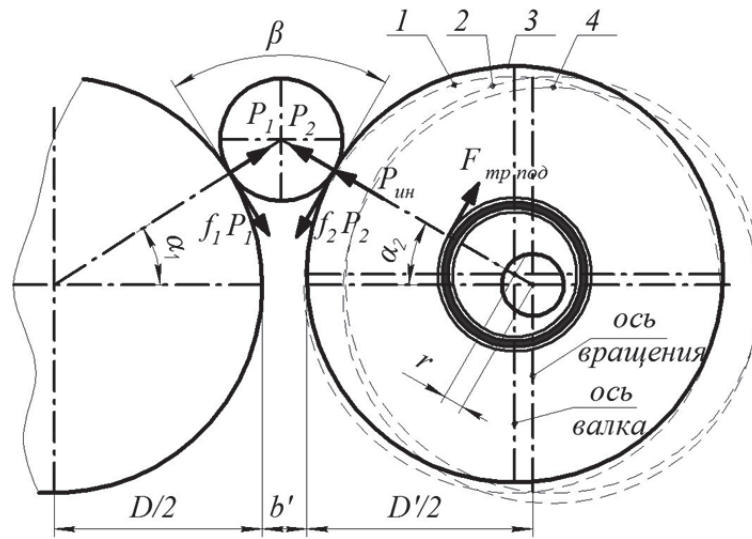
Результаты исследования и их обсуждение. В качестве примера рассмотрим работу вибровалкового измельчителя со следующими параметрами (рисунок 3).

С учетом кинематической схемы (см. рисунок 3) условие захвата частицы примет вид $P_1 \sin \alpha_1 + P_2 \sin \alpha_2 + P_{\text{ин}} \sin \alpha_2 + F_{\text{тр. под}} \cos \alpha_2 \leq f_1 P_1 \cos \alpha_1 + f_2 P_2 \cos \alpha_2$, где D и D' — диаметры валка с неподвижной осью и эксцентрикового валка соответственно, м; b' — переменный зазор между валками, м; α_1 и α_2 — углы захвата на соответствующих валках, град; P_1 и P_2 — усилие от валка на разрушаемый материал, Н; $F_{\text{тр. под}}$ — сила трения, возникающая в подшипниках, Н; f_1 и f_2 — коэффициенты трения между частицей и соответствующими валками.

Угол захвата в валковых агрегатах — это угол β между двумя касательными к поверхностям в точках соприкосновения с измельчаемым материалом, что поясняется рисунком 3. Кусок материала будет захватываться, если $\beta \leq 2\varphi$ или $\alpha \leq \varphi$.

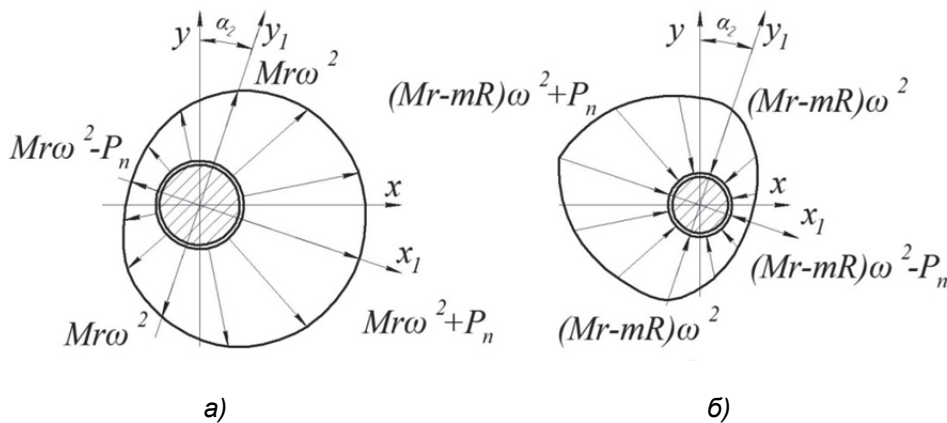
Для обеспечения нормального измельчения в валковых агрегатах угол захвата не должен превышать двойного угла трения. По коэффициенту трения для реальных случаев $f = 0,30 \dots 0,45$, угол трения составляет $\varphi = 16^\circ 40' \dots 24^\circ 20'$. Для практически гладких валков $\alpha = 16^\circ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

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



Положение подвижного вала: 1 — ширина выходной щели минимальна; 2 — ширина выходной щели максимальна; 3 — максимальное усилие сжатия частицы; 4 — минимальное усилие сжатия частицы

Рисунок 3. — Кинематические параметры вибровалкового измельчителя



а — эпюр нагружения подшипниковых узлов эксцентрика;
б — эпюр нагружения подшипниковых узлов опор

Рисунок 4. — Схема уравнивания динамических нагрузок в вибровалковом измельчителе

Очевидно, что в процессе работы силы инерции, действующие на подшипники вала и эксцентрикового вала от массы вала и массы дебалансов, в определенных положениях вала суммируются с усилием на валок от разрушаемой частицы, а при повороте на угол 180° вычитаются.

Зная, что усилие, передаваемое на подшипниковые узлы от вала, равно усилию, с которым он давит на разрушаемую частицу, т. е. $P_2 = P_n$, можно определить значения сил в подшипниках эксцентрика и подшипниках опор (где P_n — усилие от разрушаемого материала на подшипники, Н).

Усилие на неподвижном валке: $P_1 = \sigma_{\text{сж}} L l \mu$, где $\sigma_{\text{сж}}$ — предел прочности материала при сжатии, Па; L — длина рабочей поверхности валка, м; l — длина дуги на участке измельчения материала, вычисляемая по формуле $l = \frac{D\alpha}{2}$, м; μ — коэффициент, учитывающий степень разрыхленности материала (для прочных материалов $\mu = 0,2 \dots 0,3$).

Суммарное усилие на подвижном валке: $\Sigma P = P_{\text{п}} + P_{\text{ин}} \cos \alpha_2 = \sigma_{\text{сж}} L \frac{D\alpha_2}{2} \mu + (Mr - mR) \omega^2 \cos \alpha_2$.

Для обеспечения непрерывной работы вибровалкового измельчителя необходимо, чтобы при попадании в межвалковое пространство недробимых предметов, предохранительный механизм в виде пружин отводил валок на необходимое расстояние. Таким образом, должно выполняться условие: сила нажатия пружин подвижного валка $P_{\text{пр}}$ должна обеспечивать суммарное усилие ΣP . Значение силы сжатия пружины можно определить из формулы Кастильяно: $P_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{GUd^4}{4D^3n}}$, где G — модуль сдвига, МПа; U — потенциальная энергия, Дж; d — диаметр проволоки, м; D — диаметр пружины, м; n — количество витков пружины [7].

Заключение. На основании изложенного сделаем следующие выводы:

1) совмещение вибрационного и вращательного движения валка вибравалкового измельчителя позволяет увеличить усилие, приходящееся на измельчаемый материал, что интенсифицирует его движение и способствует увеличению производительности измельчителя и степени измельчения материала. Однако одновременно с этим увеличивается и усилие, приходящееся на подшипники как самого валка, так и эксцентрикового вала, что необходимо учитывать при проектировании вибрационных механизмов;

2) при установке на эксцентриковом валу в направлении, противоположном повороту эксцентрика, двух дебалансных грузов динамические давления в опорных подшипниках вала будут полностью уравновешены, но в процессе работы происходит изменение давлений согласно приведенным выше закономерностям;

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

Список цитируемых источников

1. Гончаревич, И. Ф. Вибротехника в горном производстве / И. Ф. Гончаревич. — М. : Недра, 1992. — 319 с.
2. Технологические аппараты адаптивного действия / Л. А. Сиваченко [и др.]. — Минск : Изд. центр БГУ, 2008. — 375 с.
3. Комиссар, А. Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации / А. Г. Комиссар. — М. : Машиностроение, 1987. — 384 с.
4. Сиваченко, Л. А. Вибровалковый измельчитель и основы его проектирования / Л. А. Сиваченко, И. А. Богданович, Л. Л. Сотник // Современные технологии и методы расчетов в строительстве : сб. науч. тр. — Вып. 5. — Луцк : Вежа-Друк, 2016. — С. 32—39.
5. Поникаров, И. И. Расчет машин и аппаратов химических производств и нефтепереработки (примеры и задачи) / И. И. Поникаров, С. И. Поникаров, С. В. Рачковский. — М. : Альфа-М, 2008. — 720 с.
6. Богданов, В. С. Процессы в производстве строительных материалов / В. С. Богданов, А. С. Ильин, И. А. Семиколенко. — Белгород : Везелица, 2007. — 512 с.
7. Беляев, Н. М. Сопrotивление материалов / Н. М. Беляев. — М. : Наука, 1976. — 607 с.