

УДК 622.74: 621.928.235

Франчук В.П., д-р техн.наук, профессор,
Анциферов А.В., канд. техн. наук, доцент,
Дуганец В.И., студентка
(ГВУЗ «НГУ»)

УСИЛИЕ В ПРИВОДЕ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ВИБРАЦИОННОЙ МЕЛЬНИЦЫ

Франчук В.П., д-р техн.наук, професор,
Анциферов О.В., канд. техн. наук, доцент,
Дуганец В.И., студентка
(ДВНЗ «НГУ»)

ЗУСИЛЛЯ У ПРИВОДІ ВЕРТИКАЛЬНОГО ВІБРАЦІЙНОГО МЛИНА

Franchuk V.P., D. Sc. (Tech.), Professor,
Antsyferov O.V., Ph.D. (Tech.), Associate Professor,
Duganets V.I., student
(SHEI «NMU»)

THE DRIVE FORCE IN THE VERTICAL VIBRATORY MILL

Аннотация. Рассматриваются вертикальные вибрационные мельницы, для которых масса помольной камеры соизмерима с массой технологической нагрузки – измельчающие тела. На жесткий эксцентриковый привод такой мельницы передаются ударные нагрузки при взаимодействии шаров с днищем и крышкой помольной камеры. Это квазиударное нагружение полностью воспринимается шатунами и валами вибровозбудителя. Технологическая нагрузка приводится к системе с дискретными параметрами с приведенной массой и жесткостью. Неупругие сопротивления учитываются с использованием понятия о комплексном модуле упругости. Принимается, что характеристика приведенной упругой восстанавливающей силы технологической нагрузки является кусочно-линейной с симметричной нелинейностью. Записаны дифференциальные уравнения движения системы камера – технологическая нагрузка. Считая нелинейность малой принимается гармонический закон колебаний. По данным расчета на основе метода осреднения параметров, определяются нагрузки на вал привода от одной помольной камеры с учетом кусочно-линейной характеристики воздействия технологической нагрузки. Получено уравнение для определения нагружения на вал привода, которое используется для построения осциллограммы усилия за один период. Она имеет существенно нелинейный характер с резкими пиками и провалами, что негативно сказывается на работоспособности вала. Этот факт следует учитывать при его проектировании. Предлагается конструктивными мерами уменьшить степень влияния концентраторов напряжений.

Ключевые слова: вибромельница, вертикальные колебания, шаровая загрузка, удар, усиление на вал, расчет.

Введение. Тонкое и сверхтонкое измельчение используется для получения порошков из синтетических алмазов, различного состава карбидов, полировочных абразивов, добавок при создании конструктивных пластмасс со

специальными свойствами и т.п. Применяющиеся для этих целей барабанные мельницы, вибрационные мельницы с горизонтальным расположением барабана, планетарные мельницы, вихревые, различного рода истиратели и др. не всегда отвечают требованиям как по качеству, так и по чистоте конечного продукта. Разрушение материала в них происходит в значительной мере за счет истирания, что приводит к получению в конечном продукте частиц окатанной формы, что неприемлемо для абразивов. Также происходит загрязнение порошков материалом мелющих тел, что приводит к последующей химической обработке конечного продукта. Для измельчения прочных и абразивных материалов в порошковой металлургии нашли применение вертикальные вибрационные мельницы, в которых измельчение осуществляется за счет соударения мелющих тел без перекатывания и относительного скольжения [1]. Такие мельницы имеют высокие удельные производительности, однако для получения тонкоизмельченного продукта требуется изготовление мельниц достаточно большой высоты вследствие нерегулируемой гравитационной разгрузки измельчаемого материала. Конструкция такого образца мельницы показана на рис. 1.

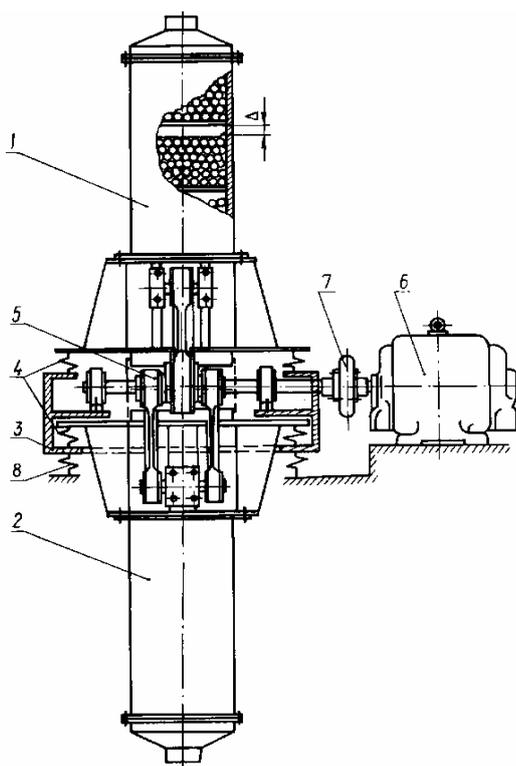


Рисунок 1 – Вертикальная вибрационная мельница МВВ-0,3-2

Две помольные камеры 1 и 2 колеблются в противофазе, за счет чего нагрузки на фундамент сведены к минимуму. Направленное вертикальное движение относительно рамы 3 осуществляется расположением упругих связей 4 и конструкцией двух приводов 5. Каждый привод вращается от отдельного электродвигателя 6 через муфту 7. Мельница устанавливается на амортизаторы 8. Вибродарный режим измельчения обеспечивается подбором технологического зазо-

ра Δ между шарами и крышкой камеры. Такие мельницы хорошо зарекомендовали себя при относительно грубом помоле массовых грузов в непрерывном режиме. Для тонкого измельчения ценных продуктов (синтетические алмазы, корунд и т.п.) при малой производительности более приемлема конструкция уравновешенной мельницы с одноуровневым расположением помольных камер и периодическим режимом измельчения (рис. 2).

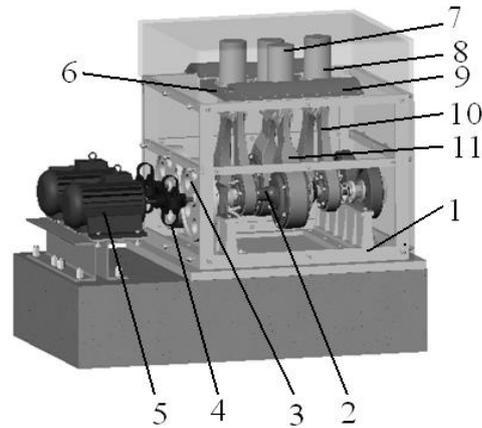


Рисунок 2 – Четырехкамерная вертикальная вибрационная мельница MBV-0,15-4

Мельница состоит из корпуса 1, на котором размещены два эксцентриковых вала 2, связанных между собой парой одинаковых зубчатых колес 3. Валы через лепестковые муфты 4 приводятся в движение электродвигателями 5. На каждом валу установлено по три шатуна (два крайних 10 и один средний 11), связанных с независимо установленными платформами 6, которые соединены с корпусом упругими элементами 9. На двух крайних платформах установлено по одной 8, а на средней – две секционированные помольные камеры 7. Крайние эксцентрики валов смещены относительно среднего на 180° , поэтому средние помольные камеры перемещаются в противофазе с крайними. Принцип работы мельницы такой же, как и мельницы MBV-0,3-2. При равенстве масс подвижных частей, связанных с разнонаправленными эксцентриками валов, их силы инерции уравновешиваются и на корпус мельницы не передаются. Точно также компенсируются и ударные нагрузки от взаимодействия мелющих тел с помольными камерами, что обеспечивает высокую энергонапряженность при движении технологической нагрузки и эффективность помола. Однако эти нагрузки полностью воспринимаются шатунами и валами вибровозбудителя, т.е. эти элементы подвержены сложному, квазиударному нагружению.

Целью исследования является получение и анализ силовых зависимостей в элементах привода как функций от соотношения масс рабочий орган – загрузка применительно к вертикальной вибрационной мельнице.

Теоретические исследования. Динамическая расчетная схема может быть представлена как система с жестким эксцентриковым приводом радиуса r и частотой вращения ω . (рис. 3). Считается, что распределенные параметры приведены к дискретным [2] с приведенной массой m_2 и жесткостью c_3 , масса корпуса мельницы m_1 и жесткость опорных амортизаторов c . Колебания

корпуса осуществляются жестким эксцентриковым приводом.

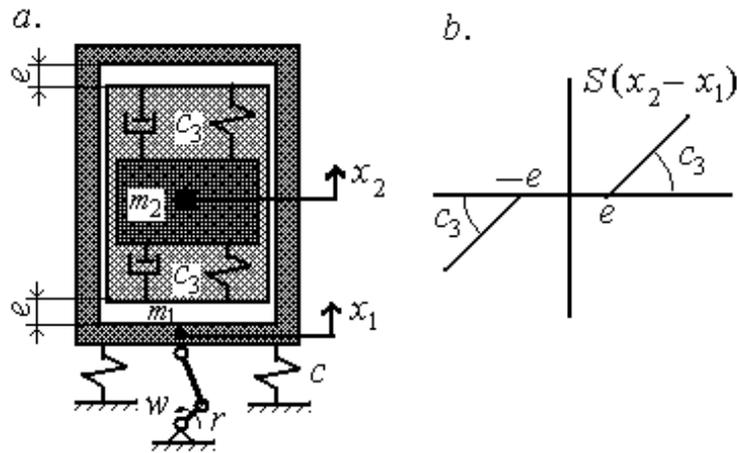


Рисунок 3 – Расчетная схема для определения параметров движения технологической нагрузки

Уравнение, описывающее движение центра тяжести технологической нагрузки имеет вид

$$m_2 \ddot{x}_2 - S(x_1 - x_2) = 0 \quad (1)$$

Функция упругой восстанавливающей силы технологической нагрузки $S(x_1 - x_2)$ графически представлена на рис. 3, b. Аналитически она может быть записана как

$$S(x_1 - x_2) = \begin{cases} 0 & \text{при } -e < x_1 - x_2 < e; \\ c_3(x_1 - x_2) - c_3e & \text{при } e < x_1 - x_2 < \infty; \\ c_3(x_1 - x_2) + c_3e & \text{при } -\infty < x_1 - x_2 < -e. \end{cases} \quad (2)$$

Введем координату $x_{12} = x_1 - x_2$, тогда уравнение (1) переписется как

$$m_2 \ddot{x}_{12} - S x_{12} = -m_2 \ddot{x}_1. \quad (3)$$

Неупругие сопротивления будем учитывать согласно принципа Вольтерра в конечных выражениях чисто упругого решения с использованием понятия о комплексном модуле упругости, введенное Е.В. Сорокиным [Е.В. Сорокин, 1960]. В этом случае коэффициент жесткости c_3 заменяется временным оператором

$$c_t = c_3 (1 + i\psi_1), \quad (4)$$

где ψ_1 – коэффициент поглощения энергии; i – мнимая единица.

Учитывая, что $x_1 = r \sin \omega t$, уравнение (3) преобразуется к виду

$$m_2 \ddot{x}_2 + S x_{12} = m_2 r \omega^2 \sin \omega t. \quad (5)$$

Используя метод Крылова-Боголюбова [Н.Н. Боголюбов, Ю.Н. Митропольский, 1962], принимаем решение уравнения (5) в виде $x = a \sin(\omega t + \varphi) = a \sin \psi$, а зависимость между амплитудой a и частотой ω колебаний получим из выражения

$$a[p_e^2(a) - \omega^2] = r \omega^2, \quad (6)$$

где $p_e^2(a) = p^2[1 - k(z)]$ – частота собственных нелинейных колебаний технологической нагрузки; $p = \sqrt{c_3/m_2}$ – частота собственных колебаний «невозмущенной» системы; $k(z) = \frac{2}{\pi} [\sin^{-1}(z) + z\sqrt{1-z^2}]$ – коэффициент нелинейности; $z = e/a$ – отношение зазора между технологической нагрузкой и днищем помольной камеры к амплитуде относительных колебаний технологической нагрузки и помольной камеры.

Из выражения (6) получить значение амплитуды колебаний затруднительно, поэтому оно обычно выражается в явном виде относительно ω .

При учете неупругих сопротивлений следует учитывать, что квадрат частоты собственных колебаний является числом комплексным. Тогда частота ω определится как модуль комплексного числа.

Исследования показывают [3], что приближенные методы, основанные на осреднении параметров, как это было сделано для данного примера, дают по точности достаточно хорошие результаты при определении перемещений и скоростей движения. Что же касается ускорений, то здесь ошибка может быть значительной, соизмеримой с самим результатом. Поэтому при определении нагрузок на привод следует применить более точный метод, основанный на использовании обобщенных функций [4].

Используя данные расчета, полученные на основе метода осреднения параметров, определим нагрузки на вал привода от одной помольной камеры с учетом кусочно-линейной характеристики воздействия технологической нагрузки.

Уравнение для определения усилия на вал привода имеет вид

$$F = (c - m_1 \omega^2) r \sin(\psi - \varphi) + m_2 p^2 [(a \sin \psi - e) + \psi_1 a \cos \psi] H [(a \sin \psi)^2 - e^2], \quad (7)$$

где φ – фазный угол относительных перемещений помольной камеры и технологической нагрузки, определяется как аргумент комплексного числа,

характеризующего амплитуду колебаний;

$$H \left[(a \sin \psi)^2 - e^2 \right] = \begin{cases} 1 & \text{при } (a \sin \psi)^2 - e^2 > 0 \\ 0 & \text{при } (a \sin \psi)^2 - e^2 < 0 \end{cases} \text{ – единичная функция Хевисайда.}$$

Результаты и их обсуждение. Осциллограмма изменения усилия в приводе показана на рис. 4.

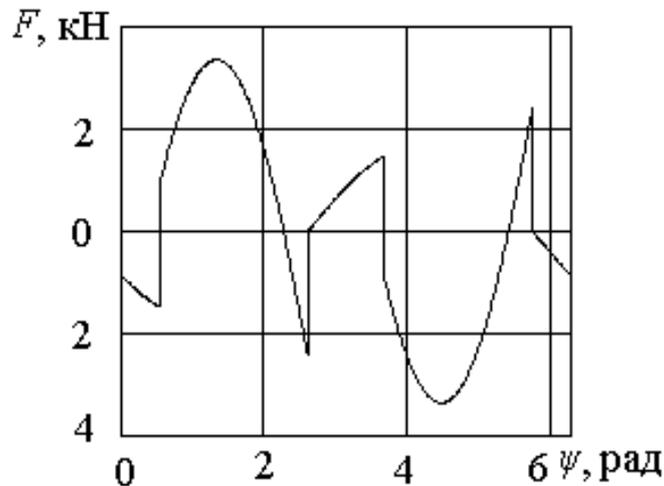


Рисунок 4 – Осциллограмма усилия в приводе

Ее анализ показывает, что характер нагружения носит существенно нелинейный (негармонический) характер с резкими пиками и провалами, что негативно сказывается на работоспособности вала и подшипников. Однако этот недостаток компенсируется положительными технологическими преимуществами, связанными с виброударным воздействием на измельчаемый материал. Но при проектировании вала следует учитывать этот факт. Для этого необходимо конструктивными мерами уменьшить количество и степень влияния концентраторов напряжений – элементов, наиболее чувствительных к нелинейному, знакопеременному силовому воздействию. Анализ напряженно-деформированного состояния показывает, что наибольшие напряжения проявляются именно в зоне перехода диаметров эксцентрикового вала привода, т.е. в зоне наибольшей концентрации напряжений. На практике, достаточная прочность вала привода была достигнута после того, как радиусы передов между нагруженными участками вала мельницы МВВ-2-0,3 были приняты 10 мм (вместо 1 мм по условиям посадки подшипников).

Выводы. Использование вертикальных колебаний помольной камеры в сочетании с использованием жесткого эксцентрикового вибровозбудителя обеспечивает эффективное измельчение прочных и абразивных материалов. Вместе с тем виброударный режим взаимодействия мелющих тел с помольной камерой приводит к сложному динамическому нагружению привода, что

необходимо учитывать при проектировании его элементов. При этом метод расчета напряженно-деформированного состояния валов привода вертикальной вибрационной мельницы, работающей в режиме виброударного измельчения, требует дальнейшего уточнения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Франчук, В.П. Применение виброударного нагружения для получения технической керамики с заданными свойствами / В.П. Франчук, А.В. Анциферов, Е.Ю. Светкина // Вестник Харьковского технического университета «ХПИ». Сб. науч. трудов. – Харьков: 2001. – № 18. – С. 100-105.
2. Франчук, В.П. Принципы приведения технологической нагрузки к системе с дискретными параметрами / В.П. Франчук // Вібрації в техніці та технологіях. Всеукраїнський науково-технічний журнал. – № 4 (64). – 2011. – С. 5-11.
3. Франчук, В.П. Применение обобщенных функций при решении задач динамики нелинейных систем вибрационных технологических машин. / В.П. Франчук // Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины. Сборник научных статей по материалам XI Международной научно-технической конференции «Вибрация – 2014» в 2 частях, часть 2. Курск.: 2014. – С. 357-364.
4. Франчук, В.П. Использование принципа Вольтерра и комплексного модуля упругости при учете неупругих сопротивлений в колебательных системах с существенной асимметричной нелинейностью / В.П. Франчук, А.В. Анциферов // Науковий вісник НГАУ. – 2000. – № 2. – С. 30-32.

REFERENCES

1. Franchuk, V.P., Antsiferov, A.V. and Svetkina, A.Yu. (2001), “The application of vibro-impact loading for technical ceramics with the desired properties”, *Vestnik Kharkovskogo tehniceskogo universiteta «KhPI»*, no 18, pp. 100-105.
2. Franchuk, V.P. (2011), “The principles of bringing the processing load to the system with discrete parameters”, *Vibratsii v tehnike i tehnologiyakh*, no. 4 (64), pp. 5-11.
3. Franchuk, V.P. (2014), “The use of generalized functions in solving problems of dynamics of nonlinear systems vibration of technological machines”, *Vibratsionnyie tehnologii, mekhatronika i upravlyaemye mashini*, [Vibration technology, mechatronics and managed machines], *Vibratsiya – 2014*, [Vibration – 2014], Kursk, Russia, part 2, pp. 357-364.
4. Franchuk, V.P. and Antsiferov, A.V. (2000), “The use of Volterra principle and complex modulus of elasticity considering non-elastic resistances in oscillating systems with considerable asymmetric nonlinearity”, *Naukoviy visnik NGAU*, no. 2, pp. 30-32.

Об авторах

Франчук Всеволод Петрович, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры горных машин и инжиниринга, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет» (ГБУЗ «НГУ»), Днепр, Украина, franchuk@nmu.org.ua

Анциферов Александр Владимирович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры горных машин и инжиниринга, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет» (ГБУЗ «НГУ»), Днепр, Украина, antsiferovo@nmu.org.ua

Дуганец Валерия Ивановна, студентка кафедры горных машин и инжиниринга, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет» (ГБУЗ «НГУ»), Днепр, Украина

About the authors

Franchuk Vsevolod Petrovich, Doctor of Technical Sciences (D. Sc), Professor, Professor in Department of Mining machines and Engineering, The State Higher Educational Institutional «National mining university» (SHEI «NMU»), Dnepr, Ukraine, franchuk@nmu.org.ua

Antsiferov Alexandr Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Associate Professor, Associate Professor in Department of Mining Machines and Engineering, The State Higher Educational Institutional «National mining university» (SHEI «NMU»), Dnepr, Ukraine, antsiferovo@nmu.org.ua

Duganets Viktoriya Ivanovna, student in Department of Mining Machines and Engineering, The State Higher Educational Institutional «National mining university» (SHEI «NMU»), Dnepr, Ukraine

Анотація. Розглядаються вертикальні вібраційні млини, для яких маса помольної камери порівнянна з масою технологічного навантаження – подрібнюючі тіла. На жорсткий

ексцентриковий привід млина передаються ударні навантаження при взаємодії куль з днищем і кришкою помольної камери. Це квазиударне навантаження повністю сприймається шатунами і валами віброзбудника. Технологічне навантаження приводиться до системи з дискретними параметрами з приведеними масою і жорсткістю. Непружні опори враховуються з використанням поняття про комплексний модуль пружності. Приймається, що характеристика наведеної пружною поновлюючої сили технологічного навантаження є кусково-лінійною із симетричною нелінійністю. Записані диференціальні рівняння руху системи камера – технологічне навантаження. Враховуючи нелінійність малою приймається гармонійний закон коливань. За даними розрахунку на основі методу осереднення параметрів, що визначається навантаження на вал приводу від однієї помольної камери з урахуванням кусково-лінійної характеристики впливу технологічного навантаження. Отримано рівняння для визначення навантаження на вал приводу, за яким побудовано осцилограму зусилля за один період. Вона має суттєво нелінійний характер з різкими піками і провалами, що негативно позначається на працездатності валу. Цей факт слід враховувати при його проектуванні. Пропонується конструктивними заходами зменшити ступінь впливу концентраторів напруг.

Ключові слова: вібротлин, вертикальні коливання, кульове завантаження, удар, зусилля на вал, розрахунок

Abstract. In this paper, the vertical vibratory mills are considered, in which weight of the grinding chamber is comparable with the weight of technological load, i.e. of grinding bodies. In such mills, the shock loads are transmitted to the positive eccentric drive when balls interact with the bottom and lid of the grinding chamber. Such quasi shock load fully falls on the vibration exciter rods and shafts.

The technological load is reduced to the system with discrete parameters with reduced mass and stiffness. Inelastic resistances are taken into account in terms of using a concept of complex modulus. It is assumed that a reduced characteristic of elastic restoring force of the technological load is piecewise-linear one with a symmetric nonlinearity. The differential equations of the “camera – technological load” system motion are recorded. As nonlinearity is assumed low, a harmonic law of oscillations is applied. Basing on the calculation results and using method of parameters averaging, the loads on the drive shaft caused by one grinding chamber are specified by the piecewise-linear characteristic of the technological load action. An equation is formulated for determining the loads on the drive shaft, which is used for building a waveform of the force per one period. The waveform has a strongly nonlinear character with sharp peaks and dips, which adversely affects the shaft operation. This fact should be taken into account while designing the shafts. It is proposed to reduce the stress concentrator impact by constructive measures.

Key words: vibratory mill, vertical oscillation, ball download, shock, force on the shaft, calculation

Стаття поступила в редакцію 16.12.2016

Рекомендовано к печати д-ром техн. наук В.П. Надутым