

можно существенно снизить амплитуду крутильных колебаний, не допуская возбуждения автоколебаний на частоте p . На практике этого можно добиться путем установки резиновой прокладки между станиной дробилки и фундаментом. Величина h зависит от величины s , которая определяется формулой (4). Параметр s тем больше, чем меньше толщина дробимого слитка металла. Следовательно, при дроблении слитка большой толщины амплитуда автоколебаний (A) на частоте p может быть гораздо больше, чем при дроблении тонких слитков. Расчеты показывают, что в этом случае толщина слитка не должна превышать $50 \div 60$ мм для данной прочности дробимого слитка металла ($\sigma_p \approx 2500$ МПа). В качестве дополнительной упругой связи, т.е., резиновой прокладки, согласно методики инженерного расчета [4] принимаем ребристую резину средней жесткости, у которой динамический модуль упругости $E=(200-250)10^5$ Н/м² допустимая нагрузка на сжатие $\sigma = (3-4) \cdot 10^5$ Н / м².

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванченко Ф.К., Красношапка В.А. Динамика металлургических машин. М.: Металлургия, 1983.- 295 с.
2. Кузбаков Ж.И. Условия эксплуатации и характер нагружения щековых дробилок при измельчении особо прочных материалов. / Материалы международной научно-практической конференции. Комплексная переработка минерального сырья. Караганда, 2008. – С. 220 –228.
3. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Музеймек Ю.Ф. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.
4. Руководство по проектированию виброизоляции машин и оборудования. М.: Стройиздат, 1972. – 80 с.

УДК 621.926.22

КОЛЕБАНИЯ ПРИВОДНОГО УСТРОЙСТВА ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ И МЕРЫ ПО ИХ ЛОКАЛИЗАЦИИ

Ж.И. Кузбаков, кандидат технических наук, доцент кафедры «Металлургия» РГП на ПХВ «Актюбинский региональный государственный университет им. К. Жубанова», г. Актобе, Республика Казахстан, E-mail: agu_metallurgy@mail.ru

Аннотация. При дроблении ферроматериалов предлагается использовать щековую дробилку с простым качанием щеки, являющейся с точки зрения динамики более совершенной машиной, чем дробилка со сложным движением щеки.

Ключевые слова: шатун, эксцентриковый вал, распорные плиты, маховики, колебания, приводное устройство, локализация.

VIBRATIONS OF THE JAW CRUSHER DRIVE UNIT AND MEASURES FOR THE LOCALIZATION OF IT

G. Kuzbakov, PhD, Associate Professor, Department of Metallurgy
Aktobe Regional State University K.Zhubanova, Aktobe city, Kazakhstan, E-mail:
agu_metallurgy@mail.ru

Abstract. In this article for crushing ferros encouraged to use jaw crusher with a simple swing cheeks.

Keuwords: connecting rod, eccentric shaft, spacer plate, flywheels, vibrations, driving device, localization.

Введение. Во многих машинах основными нагрузками, определяющими прочность и долговечность, являются динамические нагрузки колебательного характера [1]. При установившемся движении опасные колебания возникают главным образом при наличии периодического силового воздействия на ведущую или ведомую массу в неравновесных системах, к которым относится щековая дробилка. Щековые дробилки применяются во многих отраслях промышленности. В ферросплавной отрасли они применяются как при подготовке сырых материалов, так и для дробления готовой продукции – плоских слитков металла.

Величина и характер колебательных нагрузок зависят от динамических параметров упругих систем (жесткости связей и масс), закона изменения технологических нагрузок, зазоров в узлах соединений деталей (распорных плит и сухарей) и др. Так, колебательная составляющая скорости подвижной щеки при захвате плоского слитка металла зависят от момента дробления динамического момента от сил инерции, от момента инерции шатуна с маховиками.

Поскольку амплитуда колебательной составляющей скорости обратно пропорционально моменту инерции массы, шатун всегда приобретает дополнительную колебательную составляющую скорости, несколько раз больше, чем ротор электродвигателя.

Значительное изменение скорости подвижной щеки, вследствие колебаний, может явиться причиной неустойчивого захвата плоского слитка металла с возникновением пробуксовки и вылетом металла из камеры дробления, сгоранием клиновых ремней привода. Кроме того, устойчивые колебания дробильной машины могут являться причиной усталостного разрушения станины и фундамента.

Все вышеизложенное подтверждает необходимость определять в приводах машин, не только нагрузки в упругих звеньях, но и законы изме-

нения скоростей, ускорений и перемещений звеньев в переходных режимах, принять меры, обеспечивающих минимальные динамические нагрузки даже при повышенных режимах эксплуатации.

Материал и результаты исследований. Схему приводного устройства щековой дробилки представим в виде вертикально расположенного весоного вертикального стержня (шатун) с грузом на конце (распорные плиты) и горизонтально расположенного весоного вала (эксцентрик) с двумя массами на концах (маховиками). В первом случае возникают продольные колебания, а во втором — крутильные колебания.

Рассмотрим продольные колебания. Шатун дробилки представим в виде стержня, закрепленного одним концом неподвижно, а на другом конце расположен груз Q (рис. 1).

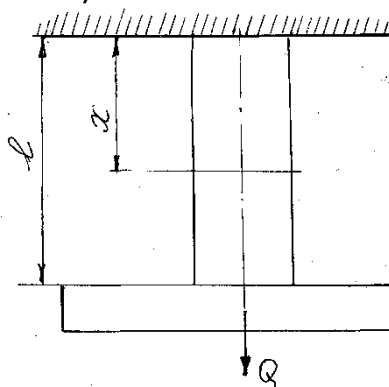


Рисунок 1 – Схема шатуна с распорными плитами на конце, совершающего продольные колебания.

Обозначим через u продольные перемещения произвольного сечения стержня с координатой x от положения равновесия, получим волновое уравнение

$$\frac{d^2 u}{dt^2} = a^2 \frac{d^2 u}{dx^2}. \quad (1)$$

Для сплошного призматического стержня $a = \sqrt{\frac{Eg}{\gamma}}$,

где a – скорость распространения упругой волны в стержне.

Для элементов постоянного сечения $a = \sqrt{\frac{c l g}{q}}$, где c – линейная

жесткость;

l – длина и q – вес единицы длины элемента.

Граничные условия: при $x = 0$ $u = 0$,

При $x = l$ $\Omega E \frac{du}{dx} = -\frac{Q}{g} \cdot \frac{d^2 u}{dt^2}$.

Решение (1) найдем в виде

$$u = X(A \sin pt + B \cos pt), \quad (2)$$

где X — нормальная функция только от x ;

p — частота одной из главных форм колебаний.

Подставим в уравнение (1)

$$a^2 \frac{d^2 X}{dx^2} + p^2 X = 0, \quad (3)$$

Получим решение

$$X = C \sin \frac{pX}{a} + D \cos \frac{pX}{a}. \quad (4)$$

Подставим граничные условия

$$\Omega E \frac{p}{a} \cos \frac{p\ell}{a} = \frac{Q}{g} p^2 \sin \frac{p\ell}{a}, \quad (5)$$

откуда после преобразования получим

$$\frac{q\ell}{Q} = \frac{p\ell}{a} \operatorname{tg} \frac{p\ell}{a}. \quad (6)$$

Формула (6) является частотным уравнением рассматриваемой системы, из которого можно найти значение p .

При малых значениях $\frac{q\ell}{Q}$ можно принять $\operatorname{tg} \frac{p\ell}{a} \approx \frac{p\ell}{a}$. Тогда

$$\frac{q\ell}{Q} = \frac{p^2 \ell^2}{a^2}.$$

Так как вес стержня (шатуна) значительно превышает вес груза (распорных плит), $\frac{p\ell}{a} = \frac{\pi}{2}$ или $p = \frac{\pi a}{2\ell}$.

Заменяя $a = \sqrt{\frac{c\ell g}{q}}$ и обозначая $\frac{q\ell}{g} = m$, получим $p = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{c}{m}}$.

Таким образом, частота основного тона колебаний стержня в $\frac{\pi}{2}$ раза выше частоты колебаний груза.

Теперь рассмотрим крутильные колебания. Схема приводного устройства представлена на рис. 2.

Горизонтально расположенный стержень (эксцентриковый вал) имеет по концам массы (маховики) с моментами инерции J_1 и J_2 . Угловое перемещение произвольного сечения обозначим v . Волновое уравнение движения рассматриваемой системы будет

$$\frac{dv^2}{dt^2} = a^2 \frac{dv^2}{dx^2}, \quad (7)$$

$$a = \sqrt{\frac{Gg}{\gamma}} \quad \text{или} \quad a = \sqrt{\frac{c\ell^2}{J_0}};$$

где G — модуль упругости второго рода;
 c — угловая жесткость стержня;
 J_0 — момент инерции стержня.

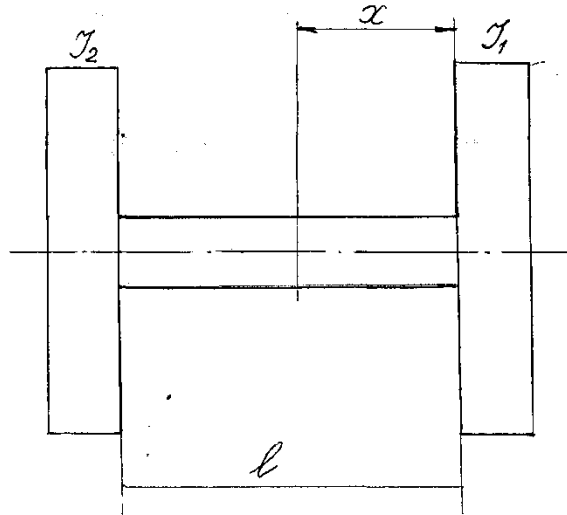


Рисунок 2 – Схема эксцентрикового вала с двумя массами по концам, совершающего крутильные колебания

Граничными условиями будут при $x = 0$

$$\text{при } x=0 \quad J_1 \frac{d^2 v}{dt^2} = G_p J_p \frac{dv}{dx};$$

$$\text{при } x=\ell \quad J_2 \frac{d^2 v}{dt^2} = -G J_p \frac{dv}{dx},$$

где J_p — полярный момент инерции сечения стержня. Решение (7) найдем в виде

$$v = X(A \sin pt + B \cos pt), \tag{8}$$

где X — нормальная функция от x , определяющая форму колебаний системы.

Подставим в уравнение (7)

$$a^2 \frac{d^2 X}{dx^2} + p^2 X = 0, \tag{9}$$

$$\text{откуда} \quad X = C \sin \frac{pX}{a} + D \frac{pX}{a}. \tag{10}$$

Подставляя граничные условия, получим

$$-D p^2 J_1 = C \frac{p}{a} G J_p;$$

$$p^2 \left(D \cos \frac{p\ell}{a} + C \sin \frac{p\ell}{a} \right) J_2 = \frac{p}{a} G J_p \left(-D \sin \frac{p\ell}{a} + \frac{p a J_1}{G J_p} \cos \frac{p\ell}{a} \right). \tag{11}$$

исключая постоянные интегрирования

$$p^2 \left(\cos \frac{p\ell}{a} + \frac{paJ_1}{GJ_p} \sin \frac{p\ell}{a} \right) J_2 = -\frac{p}{a} GJ_p \left(\sin \frac{p\ell}{a} + \frac{PaJ_1}{GJ_p} \cos \frac{p\ell}{a} \right). \quad (12)$$

Или, преобразуя, получим

$$\operatorname{tg} \frac{p\ell}{a} = \frac{\frac{J_1 + J_2}{J_0} \cdot \frac{p\ell}{a}}{\frac{J_1 J_2}{J_0^2} \cdot \frac{p^2 \ell^2}{a^2} - 1}; \quad (13)$$

Откуда определяем частоту p .

При малых значениях J_0 , полагая, $\operatorname{tg} \frac{p\ell}{a} = \frac{p\ell}{a}$ и пренебрегая единицей в знаменателе формулы (13), получим

$$\frac{p^2 \ell^2}{a^2} = \frac{(J_1 + J_2) J_0}{J_1 J_2}$$

Заменяя $a^2 = \frac{c\ell^2}{J_0}$, найдем

$$p = \sqrt{\frac{(J_1 + J_2)c}{J_1 J_2}}. \quad (14)$$

По формуле (14) можно определить частоту колебаний двухмассовой системы с невесомым упругим звеном.

Одним из путей локализации колебаний является использование демпфирующих устройств. Они бывают двух типов: динамические и использующие внешние силы трения [2].

Рассмотрим принцип действия демпфирующего устройства, т.е. динамического поглотителя колебаний. Для этого представим некоторую движущуюся упругую систему, состоящую из двух масс и не встречающую сопротивления. При этом одна из масс (ведущая) испытывает периодически изменяющуюся нагрузку $P \sin \omega t$, где P – максимальное значение периодической нагрузки; ω – угловая частота нагрузки. Для того, чтобы система сохраняла постоянную скорость, к ведущей массе присоединяем динамический поглотитель колебаний в виде массы с упругой связью. Тогда, рассматриваемая система будет состоять из трех масс, соединенных упругими звеньями (рис. 3).

Обозначим m_3 – массу динамического поглотителя; m_1 и m_2 – приведенные массы ведущего и ведомого элементов; s_1, s_2, s_3 – обобщенные координаты элементов системы.

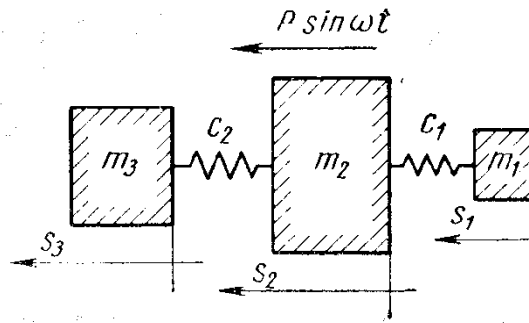


Рисунок 3 – Схема двухмассовой системы с присоединенным линейным динамическим поглотителем колебаний

Кинетическая энергия системы равна

$$T = \frac{m_1}{2} \left(\frac{ds_1}{dt} \right)^2 + \frac{m_2}{2} \left(\frac{ds_2}{dt} \right)^2 + \frac{m_3}{2} \left(\frac{ds_3}{dt} \right)^2,$$

а потенциальная энергия системы

$$\Pi = \frac{(s_1 - s_2)^2}{2} c_1 + \frac{(s_2 - s_3)^2}{2} c_2.$$

Используя уравнения Лагранжа второго рода, получим

$$m_1 \frac{d^2 s_1}{dt^2} + c_1 (s_1 - s_2) = 0; \tag{15}$$

$$m_2 \frac{d^2 s_2}{dt^2} - c_1 (s_1 - s_2) + c_2 (s_2 - s_3) = P \sin \omega t; \tag{16}$$

$$m_3 \frac{d^2 s_3}{dt^2} - c_2 (s_2 - s_3) = 0 \tag{17}$$

Исключая из уравнения (16) s_1 и s_2 и их производные, имеем

$$\frac{d^6 s_3}{dt^6} + a \frac{d^4 s_3}{dt^4} + e \frac{d^2 s_3}{dt^2} = f \sin \omega t, \tag{18}$$

где

$$a = \frac{\left[\frac{m_1}{c_1} (m_2 + m_3) + \frac{m_2}{c_2} (m_1 + m_2) \right] c_1 c_2}{m_1 m_2 m_3};$$

$$e = \frac{(m_1 + m_2 + m_3) c_1 c_2}{m_1 m_2 m_3};$$

$$f = \frac{P \left(1 - \frac{\omega^2 m_1}{c_1} \right) c_1 c_2}{m_1 m_2 m_3}.$$

Интегрируя дважды

$$\frac{d^4 s_3}{dt^4} + \frac{d^2 s_3}{dt^2} + e s_3 = -\frac{f}{\omega^2} \sin \omega t + E_1 t + F_1, \tag{19}$$

где E_1 и F_1 постоянные интегрирования.

Общее решение получаем в виде

$$S_3 = A \sin K_1 t + B \cos K_1 t + C \sin K_2 t + D \cos K_2 t - \frac{f \sin \omega t}{\omega^2(\omega^4 - a\omega^2 + \epsilon)} + \frac{E}{\epsilon} t + \frac{F_1}{\epsilon} \quad (20)$$

или, обозначая $\frac{f}{\omega^2(\omega^4 - a\omega^2 + \epsilon)} = d$; $\frac{E_1}{\epsilon} = E$; $\frac{F_1}{\epsilon} = F$,

$$S_3 = A \sin K_1 t + B \cos K_1 t + D \cos K_2 t - d \sin \omega t + E t + F_1, \quad (21)$$

где $K_{1,2} = \sqrt{\frac{a}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 - \epsilon}}$; A, B, C, D, E, F – постоянные интегрирования.

ния.

Для определения характера движения ведомой массы можем принять любые реальные начальные условия. Например, при $t = 0$ $S_3 = 0$,

$$\frac{d s_3}{d t} = v, \quad \frac{d^2 s_3}{d t^2} = \frac{d^3 s_3}{d t^3} = \frac{d^4 s_3}{d t^4} = \frac{d^5 s_3}{d t^5} = 0.$$

Подставляя их в решение (21), найдем

$$A = \frac{d \omega^3 (\omega^2 - K_2^2)}{K_1^3 (K_1^2 - K_2^2)}; \quad B = 0; \quad C = -\frac{d^3 \omega (\omega^2 - K_1^2)}{K_2^3 (K_1^2 - K_2^2)}; \quad D = 0$$

$$E = v - \frac{d \omega^3 [(K_1^2 - K_2^2) - \omega^2]}{K_1^2 K_2^2} + d \omega; \quad F = 0.$$

Тогда

$$S_3 = \frac{d^3 \omega}{(K_1^2 - K_2^2)} \left[\frac{\omega^2 - K_2^2}{K_1^3} \sin K_1 t - \frac{\omega^2 - K_1^2}{K_2^3} \sin K_2 t \right] + v t - \frac{d \omega^3 [(K_1^2 - K_2^2) - \omega^2]}{K_1^2 K_2^2} + d \omega t - d \sin \omega t \quad (22)$$

и скорость движения ведомой массы

$$\frac{d s_3}{d t} = \frac{d \omega^3}{K_1^2 - K_2^2} \left[\frac{\omega^2 - K_2^2}{K_1^2} \cos K_1 t - \frac{\omega^2 K_1^2}{K_2^2} \cos K_2 t \right] + v - \frac{d \omega^3 [(K_1^2 - K_2^2) - \omega^2]}{K_1^2 K_2^2} + d \omega - d \omega \cos \omega t. \quad (23)$$

Следовательно, чтобы скорость $\frac{d s_3}{d t}$ была постоянна и равнялась v ,

необходимо $d = 0$ т.е.

$$d = \frac{f}{\omega^2(\omega^4 - a\omega^2 + \epsilon)} = \frac{P \left(1 - \frac{\omega^2 m_1}{c_1} \right) c_1 c_2}{m_1 m_2 m_3 \omega^2 (\omega^4 - a\omega^2 + \epsilon)} = 0.$$

Это возможно при $c = m_1 \omega^2$.

Таким образом, для поглощения колебаний двухмассовой системы достаточно присоединить к ведущей массе третью массу m_3 и жесткость соединительного звена c_3 .

Соотношение c_3 , m_3 и частоты вынужденных колебаний ω должно быть

$$\omega = \sqrt{\frac{c_3}{m_3}}, \quad (24)$$

т. е. подвижная щека с передней распорной плитой и есть третье звено с массой m_3 и жесткостью c_3 в щековой дробилке с простым движением подвижной щеки.

Вывод. Щековая дробилка с простым качанием подвижной щеки, кроме существующих преимуществ [3], по своей конструкции, с точки зрения динамики, является более совершенной машиной, чем дробилка со сложным качанием щеки. Кроме того, из выражения (23) следует, что уменьшению колебаний способствует также увеличение жесткости C_2 и массы m_3 . На практике это означает, что при необходимости можно увеличить жесткость передней распорной плиты и массу подвижной дробящей плиты.

Локализация крутильных колебаний рассмотрена в работе [4].

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванченко Ф.К., Красношапка В.А. Динамика металлургических машин. – М: Металлургия, 1983. – С. 295.
2. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969, – 296 с.
3. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Музеймек В.А. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.
4. Кузбаков Ж.И. Снижение динамических нагрузок на станину щековой дробилки при дроблении высокопрочных материалов. / Материалы международной научно-практической конференции. Комплексная переработка минерального сырья. Караганда, 2008. 25-26 сентября, С. 228-234

УДК.622.23.05

ПРОБЛЕМЫ СООСНОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР ДЛИННОМЕРНЫХ ВАЛОВ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

В.Н. Марьенко, аспирант кафедры автомобилей и автомобильного хозяйства Государственного высшего учебного заведения «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина, e-mail: vados.v-ma@ya.ru