

**Библиографический список**

1. Хабардин В.Н. Совершенствование технологии и средств технического обслуживания машин с учетом требований экологической безопасности / В.Н. Хабардин // Эколого-экономические, социальные и технологические аспекты формирования и развития биосферного хозяйства: сб. матер. Междунар. науч.-практ.

конф., посвящ. 40-летию Римского клуба. – Иркутск, 2008. – С. 157-161.

2. Немцев А.Е. Система технического сервиса в АПК: монография / А.Е. Немцев. – Новосибирск: РАСХН. Сиб. отд. СибИМЭ, 2002. – 264 с.

3. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка / С.А. Иофинов, Г.П. Лышко. – 2-е изд. – М.: Колос, 1984. – 352 с.



УДК 631.363

**И.Я. Федоренко,  
В.В. Мозговых**

**ДИНАМИКА МОЛОТКОВОЙ ДРОБИЛКИ  
С ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСЬЮ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА**

**Ключевые слова:** виброактивность, измельчение, фуражное зерно, автобалансировка, синхронизация вращающихся объектов, условия существования режимов самобалансировки.

**Введение**

Дробилки с шарнирно подвешенными молотками широко применяются при измельчении фуражного зерна, а также других видов кормов. Это высокоскоростные машины – обычно угловая скорость вращения ротора составляет у них около  $300 \text{ с}^{-1}$ . Этим обуславливается большая виброактивность молотковых дробилок. Даже при тщательной статической и динамической балансировке ротора с молотками они генерируют высокочастотные вибрации, которые отрицательно воздействуют на саму дробилку, соседние машины и фундаменты.

Большинство конструкций молотковых дробилок содержат роторы с горизонтальной осью вращения. Однако в настоящее время стали появляться дробилки с вертикальной осью вращения ротора. В частности, такая дробилка разработана М.Г. Желтуновым в Алтайском ГАУ и выпускается мелкими сериями [1]. По такой схеме работает дробилка, производимая фирмой «Технэкс» (Екатеринбург) [2].

В процессе широких производственных испытаний дробилок конструкции Алтайского ГАУ было отмечено, что виброактивность этих машин существенно, в 2-3 раза, ниже серийных дробилок с горизонтальной осью вращения ротора.

Причины этого долгое время были неясны, поскольку далеко не очевидны. Потребовался скрупулезный теоретический анализ, прояснивший физические причины снижения виброактивности дробилок с вертикальной осью вращения ротора. Эта теория и приводится в данной статье.

**Теоретическая часть**

В процессе анализа задачи появилась гипотеза о том, что рабочие органы дробилки – шарнирно подвешенные молотки – выступают в роли автобалансиоров, уменьшающих дисбаланс ротора в целом. Однако сразу же возникал встречный вопрос: почему эту функцию молотки не выполняют в дробилках с горизонтальной осью вращения ротора? Ответ дает теория, в основу которой положена задача о движении ротора дробилки с молотками, рассматриваемыми как маятниковые подвески. Эту задачу удалось далее свести к задаче о синхронизации объектов с почти равномерными вращательными движениями [3].

Рассмотрим простейший вариант молотковой дробилки с вертикальным консольным валом, на котором крепится ротор (рис. 1). Ротор примем состоящим из одного ряда молотков, что характерно для дробилок малой производительности. Тем не менее, как увидим далее, все принципиальные динамические явления, характерные для дробилок с вертикальной осью вращения ротора, на такой простой схеме будут выявлены.

Для простановки осей координат и других обозначений выделим из рисунка 1 ротор и пару сопряженных молотков 1 и 2 (рис. 2).

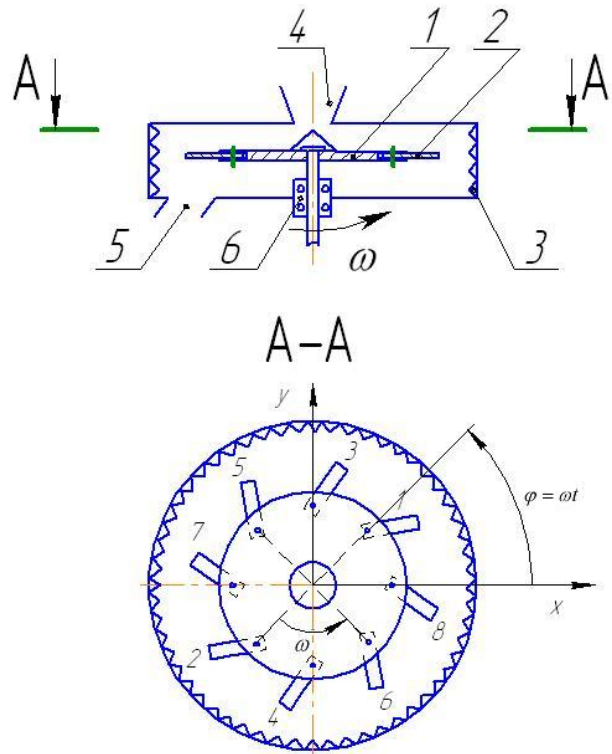


Рис. 1. Принципиальная схема дробилки с вертикальной осью вращения ротора:

1 – диск; 2 – шарнирные молотки; 3 – дека; 4, 5 – загрузочная и выгрузная горловины; 6 – подшипник вала ротора

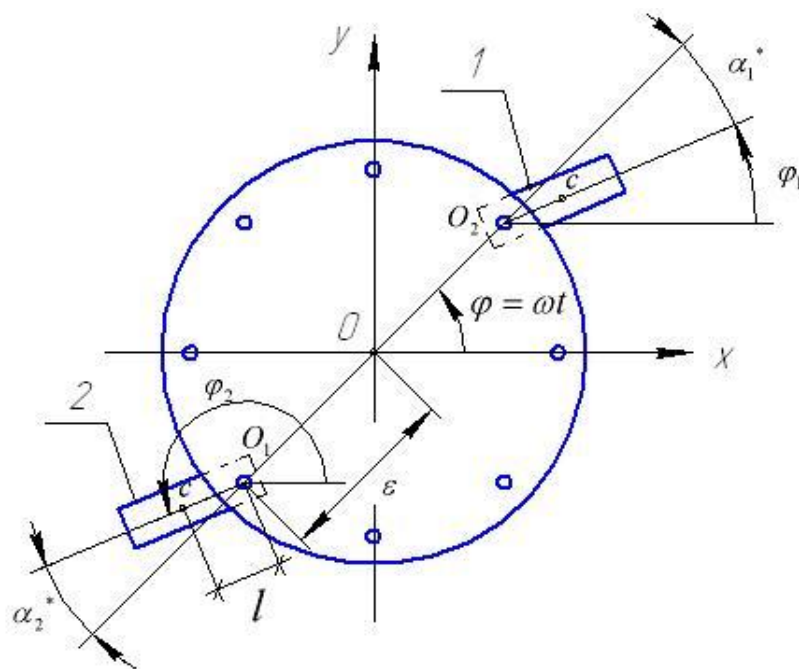


Рис. 2. Динамическая схема системы «диск – молотки»

Итак, рисунки 1 и 2 позволяют сформулировать задачу о стационарном движении сидящего на вертикальном валу диска, к которому присоединены физические маятники (молотки) с осями вращения, перпендикулярными плоскости диска. В такой постановке задача рассматривалась Л.И. Мачабели, а затем И.И. Блехманом, но только для двух молотков [3]. У дробилок число молотков доходит до нескольких десятков (на рис. 1 для упрощения их показано восемь), тем не менее методику и результаты данных исследований мы сочли возможным применить и в нашем случае.

Следуя этим авторам, будем отыскивать условия существования и устойчивости движения системы «диск – молотки», при котором молотки (маятники) взаимно уравновешивают друг друга так, что центр диска остается неподвижным в пространстве и, таким образом, на подшипники вала и на неподвижное основание не передается неуравновешенных усилий.

При такой постановке задачи допускается, что вал ротора может изгибаться. При консольном креплении ротора это условие заведомо выполняется.

Предполагается также, что диск сам по себе статически и динамически уравновешен, а центр диска в силу малости возможных колебаний совершает их только в плоскости диска.

Число молотков будем считать четным.

В предположении, что вращение диска является равномерным, крутильные колебания ротора не рассматриваем.

В связи с введенными ограничениями система «диск – молотки» имеет  $n + 2$  степеней свободы ( $n$  – число молотков). Ее движение в неподвижной системе координат  $xy$  может быть описано  $n$  уравнениями движения молотков-маятников с учетом неподвижности их осей и двумя уравнениями малых колебаний диска с учетом реакций, возникающих от наличия молотков:

$$I_i \ddot{\varphi}_i + k_i \dot{\varphi}_i = ml(\ddot{x} \sin \varphi_i + \ddot{y} \cos \varphi_i) + \sigma m \varepsilon l \omega^2 \sin(\varphi_i - \omega t); \quad (i = \overline{1, n}), \quad (1)$$

$$M \ddot{x} + cx = \sum_{i=1}^n ml(\ddot{\varphi}_i \sin \varphi_i + \dot{\varphi}_i^2 \cos \varphi_i), \quad (2)$$

$$M \ddot{y} + cy = \sum_{i=1}^n ml(\ddot{\varphi}_i \cos \varphi_i - \dot{\varphi}_i^2 \sin \varphi_i), \quad (3)$$

где  $x, y$  – координаты центра тяжести диска;

$\varphi_i$  – угол поворота  $i$ -того молотка, отсчитываемый от положительного направления оси  $Ox$  против хода часовой стрелки;

$m$  – масса одного молотка;

$\varepsilon$  – расстояние от центра диска до осей молотков;

$l$  – расстояние от оси подвеса молотка до его центра тяжести;

$k$  – коэффициент вязкого сопротивления вращению молотка, обусловленного действием зернового слоя;

$c$  – изгибная жесткость вала ротора;

$\omega$  – угловая скорость вращения диска;

$\sigma$  – величина, принимающая значение либо плюс 1, либо минус 1, в зависимости от направления момента от центробежной силы;

$I = J + m \varepsilon^2$  ( $J$  – момент инерции молотка относительно оси подвеса);

$M = m_d + nm$  – масса всей системы (ротора), при этом  $m_d$  – масса диска, вал считаем невесомым.

Система уравнений (1)-(3) существенно нелинейна, поскольку содержит связи между колебательными и вращательными координатами данной механической системы. Движение молотков вокруг оси подвеса вызывает колебания диска, что отражается правыми частями уравнений (2) и (3). Обратное влияние колебаний диска на движение молотков отражается слагаемыми типа  $m \ddot{x} \sin \varphi_i$ . Как показано

И.И. Блехманом, именно эти слагаемые определяют самосинхронизацию вращения роторов и самобалансировку систем с маятниковыми подвесками [3].

Слагаемое  $m \varepsilon l \omega^2 \sin(\varphi_i - \omega t)$  представляет собой центробежную силу, развиваемую  $i$ -тым молотком.

Систему уравнений (1)-(3) решаем методом малого параметра согласно рекомендациям [3]. Для этого в уравнении (1) в левой и правой частях введем член  $k_i \omega$ , и в первом приближении примем, что молотки вращаются с диском равномерно с угловой скоростью  $\omega$ . При указанных допущениях в первое уравнение введем малый параметр  $\mu$ :

$$I_i \ddot{\varphi}_i + k_i(\dot{\varphi}_i - \omega) = \mu [ml(\ddot{x} \sin \varphi_i + \ddot{y} \cos \varphi_i) + \sigma m \varepsilon l \omega^2 \sin(\varphi_i - \omega t)]; \quad (i = \overline{1, n}). \quad (4)$$

Тогда порождающая система уравнений ( $\mu = 0$ ) будет иметь вид:

$$I_i \ddot{\varphi}_i^\circ + k(\dot{\varphi}_i^\circ - \omega) = 0; \quad (i = \overline{1, n}), \quad (5)$$

$$\ddot{x}^\circ + p^2 x^\circ = \frac{nml}{M} \sum_{i=1}^n (\ddot{\varphi}_i^\circ \sin \varphi_i^\circ + \dot{\varphi}_i^{\circ 2} \cos \varphi_i^\circ), \quad (6)$$

$$\ddot{y}^\circ + p^2 y^\circ = \frac{nml}{M} \sum_{i=1}^n (\ddot{\varphi}_i^\circ \cos \varphi_i^\circ - \dot{\varphi}_i^{\circ 2} \sin \varphi_i^\circ), \quad (7)$$

где  $\varphi_i^\circ, x^\circ, y^\circ$  – значения переменных при  $\mu = 0$ ;

$$p^2 = \sqrt{\frac{c}{M}} - \text{собственная частота изгибных колебаний вала ротора.}$$

Интегрирование первого уравнения порождающей системы приводит к результату:

$$\varphi_i^\circ = \omega t + \alpha_i; \quad (i = \overline{1, n}), \quad (8)$$

где  $\alpha_i$  – произвольная постоянная, по своему смыслу представляющая собой угол отклонения молотка от прямой  $O_1O_2$ , равномерно вращающейся с угловой скоростью  $\omega$ .

Отклонение молотков от радиального направления объясняется сопротивлением зернового слоя. Значение этого угла, как будет показано ниже, определяется соотношением моментов от силы сопротивления центробежной силы и вибрационного момента. Следовательно, уравнения (6) и (7) могут быть записаны в виде:

$$\ddot{x}^\circ + p^2 x^\circ = \omega^2 \frac{nml}{M} \sum_{i=1}^n \cos(\omega t + \alpha_i), \quad (9)$$

$$\ddot{y}^\circ + p^2 y^\circ = -\omega^2 \frac{nml}{M} \sum_{i=1}^n \sin(\omega t + \alpha_i). \quad (10)$$

Решения уравнений подобной структуры для установившихся колебаний известны:

$$x^\circ = \frac{\omega^2}{p^2 - \omega^2} \cdot \frac{nml}{M} \cdot \sum_{i=1}^n \cos(\omega t + \alpha_i), \quad (11)$$

$$y^\circ = -\frac{\omega^2}{p^2 - \omega^2} \cdot \frac{nml}{M} \cdot \sum_{i=1}^n \sin(\omega t + \alpha_i). \quad (12)$$

Анализ последних уравнений показывает, что полное уравнивание ротора (т.е.  $x^\circ = 0; y^\circ = 0$ ) возможно при условиях:

$$\sum_{i=1}^n \cos(\omega t + \alpha_i) = 0, \quad (13)$$

$$\sum_{i=1}^n \sin(\omega t + \alpha_i) = 0. \quad (14)$$

Фактически это означает, что начальные фазы  $\alpha_i$  для сопряженных молотков, находящихся на одном диаметре, должны различаться на  $\pi$ , т.е.:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \alpha_1^*; & \alpha_2 &= \pi + \alpha_1^*; \\ \alpha_3 &= \alpha_3^*; & \alpha_4 &= \pi + \alpha_3^*; \\ \dots & \dots; & \dots & \dots; \\ \alpha_{n-1} &= \alpha_{n-1}^*; & \alpha_n &= \pi + \alpha_{n-1}^*. \end{aligned} \quad (15)$$

При этом центробежные силы, развиваемые сопряженными молотками, взаимно компенсируют друг друга, что и ведет к уравниванию.

При равенстве коэффициентов  $k$  вязкого сопротивления зернового слоя движению молотков следует, что

$$\alpha_1^* = \alpha_3^* = \dots = \alpha_{n-1}^* = \alpha^*. \quad (16)$$

Таким образом, полное уравнивание ротора с вертикальной осью вращения во время работы дробилки возможно в том случае, если все молотки загружены одинаково (в уравнениях это отражается равенством коэффициентов  $k_i$  и фаз  $\alpha_i$ ).

В рассматриваемой дробилке это условие можно выполнить, если загрузка зерном идет сверху по центру ротора (рис. 1). Равномерному распределению зерна по молоткам способствует консольное крепление ротора, благодаря чему условия загрузки становятся самыми благоприятными.

В дробилках же с горизонтальной осью вращения ротора, где подача зерна осуществляется также сверху, верхние молотки отклоняются от удара о поток зерна больше, чем нижние. Поэтому центробежные силы, генерируемые молотками, будут разными. Это и нарушает балансировку ротора несмотря даже на то, что он предварительно, до установки в машину, был отбалансирован статически и динамически, а молотки идеально подобраны по массе.

Вернемся, однако, к дробилке с вертикальной осью вращения ротора. Зададимся теперь вопросом, как будет вести себя система «диск – молотки» при неидеальных условиях работы. Например, если молотки загрузились неравномерно, то коэффициенты  $k_i$  уже нельзя считать одинаковыми.

Рассмотрим эту задачу на примере взаимодействия двух сопряженных молот-

ков 1 и 2 (рис. 2). Уравнения (1)-(3) для этого случая могут быть переписаны в виде [3]:

$$I\ddot{\varphi}_1 + k_1\dot{\varphi}_1 = ml(\ddot{x} \sin \varphi_1 + \ddot{y} \cos \varphi_1) - m\varepsilon l \omega^2 \sin(\varphi_1 - \omega t), \quad (17)$$

$$I\ddot{\varphi}_2 + k_2\dot{\varphi}_2 = ml(\ddot{x} \sin \varphi_2 + \ddot{y} \cos \varphi_2) + m\varepsilon l \omega^2 \sin(\varphi_2 - \omega t); \quad (18)$$

$$M\ddot{x} + cx = ml(\ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1) + ml(\ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2), \quad (19)$$

$$M\ddot{y} + cy = ml(\ddot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 - \dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_1) + ml(\ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 - \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2). \quad (20)$$

Отвечающая уравнениям (17)-(20) порождающая система допускает семейство решений:

$$\varphi_1^\circ = \omega t + \alpha_1; \quad (21)$$

$$\varphi_2^\circ = \omega t + \alpha_2; \quad (22)$$

$$x^\circ = \frac{\omega^2}{p^2 - \omega^2} \cdot \frac{ml}{M} [\cos(\omega t + \alpha_1) + \cos(\omega t + \alpha_2)], \quad (23)$$

$$y^\circ = -\frac{\omega^2}{p^2 - \omega^2} \cdot \frac{ml}{M} [\sin(\omega t + \alpha_1) + \sin(\omega t + \alpha_2)]. \quad (24)$$

При введении порождающих уравнений для (17) и (18) мы допускаем, что правая часть этих уравнений равна нулю. И.И. Блехманом показано, что тождественно это не выполняется, а лишь в среднем за период колебаний. Таким образом, осредняя правые части указанных уравнений, получаем уравнения для определения значений параметров  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  [3]:

$$ml\omega^2 \left[ \varepsilon \sin \alpha_1 + \frac{ml}{M} \cdot \frac{\omega^2}{p^2 - \omega^2} \sin(\alpha_1 - \alpha_2) \right] - k_1 \omega = 0; \quad (25)$$

$$ml\omega^2 \left[ -\varepsilon \sin \alpha_2 + \frac{ml}{M} \cdot \frac{\omega^2}{p^2 - \omega^2} \sin(\alpha_1 - \alpha_2) \right] - k_2 \omega = 0. \quad (26)$$

По смыслу эти уравнения являются уравнениями равновесия средних моментов сил, действующих на молотки в установившемся движении. Кроме обычно рассматриваемых моментов от центробежной силы  $W_u = ml\varepsilon \omega^2 \sin \alpha_i$ , момента сопротивления движению молотков  $W_c = k_i \omega$  здесь появился новый:

$$W_\varepsilon = \frac{ml}{M} \cdot \frac{\omega^2}{p^2 - \omega^2} \sin(\alpha_1 - \alpha_2), \quad (27)$$

который принято называть вибрационным [3].

Это можно трактовать как дополнительные средние моменты, действующие на молотки вследствие колебаний диска, на котором они шарнирно закреплены. Как будет показано далее, вибрационные моменты могут создавать как дополнительные сопротивления для некоторых молотков, так и добавочные вращающие моменты для других молотков.

Если бы вал ротора не обладал изгибной подвижностью, то вибрационный момент отсутствовал бы, и углы  $\alpha_i$  определялись из равенства моментов от центробежной силы  $W_u$  и силы сопротивления  $W_c$ :

$$ml\varepsilon \omega^2 \sin \alpha_1 - k_1 \omega = 0, \quad (28)$$

$$-ml\varepsilon \omega^2 \sin \alpha_2 - k_2 \omega = 0. \quad (29)$$

Принимая, как и ранее в (15)

$$\alpha_1 = 0 + \alpha_1^*; \quad (30)$$

$$\alpha_2 = \pi + \alpha_2^*, \quad (31)$$

получим

$$\alpha_1^* = \arcsin\left(\frac{k_1 \omega}{ml\varepsilon \omega^2}\right), \quad (32)$$

При наличии изгибных колебаний вала диска для вычисления  $\alpha_1^*$  и  $\alpha_2^*$  необходимо решать трансцендентные уравнения (25) и (26). При введении в них соотношений (30), (31) и обозначений

$$ml\varepsilon \omega^2 = A; \quad ml\omega^2 \cdot \frac{ml}{M} \cdot \frac{\omega^2}{p^2 - \omega^2} = B, \quad (34)$$

они примут вид:

$$A \sin \alpha_1^* - B \sin(\alpha_1^* - \alpha_2^*) - k_1 \omega = 0; \quad (35)$$

$$A \sin \alpha_2^* + B \sin(\alpha_1^* - \alpha_2^*) - k_2 \omega = 0. \quad (36)$$

Сложим почленно эти уравнения:

$$\sin \alpha_1^* + \sin \alpha_2^* = \frac{\omega}{A} (k_1 + k_2). \quad (37)$$

Поскольку синус по значению не может превосходить единицы, то имеем следующее условие существования самобалансировки ротора дробилки:

$$\frac{\omega}{A} (k_1 + k_2) < 2. \quad (38)$$

Расписывая значение  $A$ , получим:

$$\frac{(k_1 + k_2) \omega}{2ml\varepsilon \omega^2} < 1. \quad (39)$$

Очевидно, что в целом по ротору с  $n$  молотками это соотношение можно записать в виде:

$$\left(\sum_{i=1}^n k_i\right) \omega < nml\varepsilon \omega^2. \quad (40)$$

Соотношение (40) имеет простой физический смысл: сумма всех моментов от сил сопротивлений, действующих на молотки, должна быть меньше модуля суммы центробежных сил, возникающих при движении этих рабочих органов.

Далее вычтем почленно из уравнения (35) уравнение (36), тогда будем иметь:

$$A(\sin\alpha_1^* - \sin\alpha_2^*) - 2B\sin(\alpha_1^* - \alpha_2^*) = (k_1 - k_2)\omega \quad (41)$$

С учетом малости углов  $\alpha_1^*$  и  $\alpha_2^*$ , а тем более их разности, с некоторым приближением можно записать:

$$A(\alpha_1^* - \alpha_2^*) - 2B(\alpha_1^* - \alpha_2^*) = (k_1 - k_2)\omega, \quad (42)$$

откуда

$$\alpha_1^* - \alpha_2^* \approx \frac{(k_1 - k_2)\omega}{A - 2B}. \quad (43)$$

Следовательно, вибрационный момент можно подсчитать по формуле:

$$W_g \approx (k_1 - k_2)\omega \cdot \frac{B}{A - 2B}. \quad (44)$$

Как видим, при одинаковой нагрузке на молотки ( $k_1 = k_2$ ) вибрационный момент не возникает, что является следствием отсутствия изгибных колебаний вала ротора.

Возвратимся к уравнениям (35) и (36). С учетом полученной приближенной формулы (43) и малости разности углов  $\alpha_1^* - \alpha_2^*$ , запишем их в виде:

$$A \sin \alpha_1^* - (k_1 - k_2)\omega \cdot \frac{B}{A - 2B} - k_1\omega = 0; \quad (45)$$

$$A \sin \alpha_2^* + (k_1 - k_2)\omega \cdot \frac{B}{A - 2B} - k_2\omega = 0. \quad (46)$$

Поменяв для удобства знаки в числителях и знаменателях средних членов этих уравнений, будем иметь:

$$A \sin \alpha_1^* - (k_2 - k_1)\omega \cdot \frac{B}{2B - A} - k_1\omega = 0; \quad (47)$$

$$A \sin \alpha_2^* + (k_2 - k_1)\omega \cdot \frac{B}{2B - A} - k_2\omega = 0, \quad (48)$$

откуда имеем формулы для подсчета углов  $\alpha_1^*$  и  $\alpha_2^*$ :

$$\alpha_1^* = \arcsin \left[ \frac{k_1\omega}{A} + \frac{(k_2 - k_1)\omega}{A} \cdot \frac{B}{2B - A} \right]; \quad (49)$$

$$\alpha_2^* = \arcsin \left[ \frac{k_2\omega}{A} - \frac{(k_2 - k_1)\omega}{A} \cdot \frac{B}{2B - A} \right]. \quad (50)$$

Проанализируем формулы (47)-(50). Пусть  $k_2 > k_1$ , тогда в (47) вибрационный момент  $W_g < 0$ , т.е. действует как дополнительный момент сопротивления для мо-

лотка 1, при этом угол  $\alpha_1^*$  увеличивается (в сравнении с тем вариантом, когда вал ротора не совершал бы изгибных колебаний). На молоток 2 тоже действует вибрационный момент, но со знаком плюс, т.е. как бы добавка к моменту от центробежной силы, а угол  $\alpha_2^*$  уменьшается.

Таким образом, подвижность ротора дробилки приводит к тому, что углы отклонения молотков от радиального направления сближаются между собой по величине, а это означает самобалансировку.

Если бы не было взаимного влияния молотков друг на друга, то разность фаз составляла бы:

$$\Delta\alpha' = \alpha_1^* - \alpha_2^* \approx \frac{k_1\omega}{A} - \frac{k_2\omega}{A} \approx \frac{(k_1 - k_2)\omega}{A}. \quad (51)$$

При гибком вале эта разность составляет (43):

$$\Delta\alpha'' = \alpha_1^* - \alpha_2^* \approx \frac{(k_1 - k_2)\omega}{A - 2B}. \quad (52)$$

Чем меньше  $\Delta\alpha''$ , тем ближе ротор к полному самоуравновешиванию. Условия появления самобалансировки, используя величины  $\Delta\alpha'$  и  $\Delta\alpha''$ , очевидно, можно записать в виде:

$$\xi = \frac{\Delta\alpha'}{\Delta\alpha''} = 1 - \frac{2B}{A} > 1. \quad (53)$$

С учетом обозначений (34) будем иметь:

$$\xi = 1 - \frac{2ml}{M\varepsilon} \cdot \frac{\omega^2}{p^2 - \omega^2}. \quad (54)$$

Для ротора с  $n$  молотками будет справедлива формула:

$$\xi = 1 - \frac{nml}{M\varepsilon} \cdot \frac{\omega^2}{p^2 - \omega^2}. \quad (55)$$

Таким образом, условие самобалансировки можно записать в виде неравенства:

$$\omega > p. \quad (56)$$

Условие (56) совпадает с условием самоцентрирования роторов. Это явление было открыто Лавалем; оно отличается от явления самобалансировки тем, что вал, на котором сидит ротор, несколько деформируется и вращается в изогнутом виде. Существенное самоцентрирование происходит при  $\omega \gg p$  [4]. Для более полного исследования явления самобалансировки по выражению (55) построим график в координатах  $\omega - \xi$  (рис. 3). При этом значение

$$\eta = \frac{nml}{M\varepsilon} \quad (57)$$

было принято на уровне  $\eta = 0,1$  (это минимальное значение  $\eta$ , что может встретиться в молотковых дробилках). При увеличении значения  $\eta$  происходит усиление самобалансировочных свойств конструкции. Это обеспечивается длинными тяжелыми молотками.

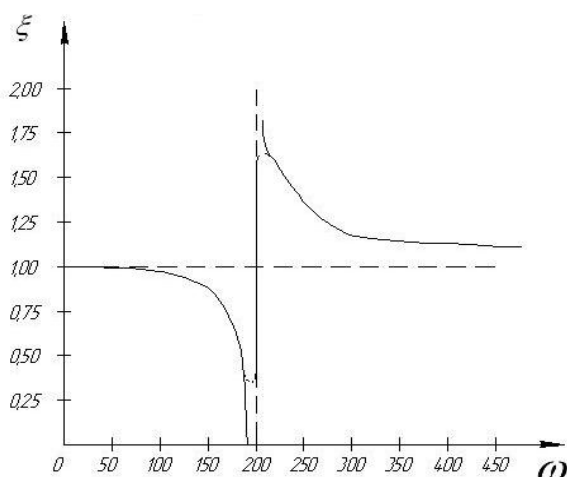


Рис. 3. График зависимости  $\xi = f(\omega)$   
(при  $\eta = 0,1$  и  $p = 200 \text{ c}^{-1}$ )

Поскольку при изгибных колебаниях ротора нами не было учтено демпфирование, то левая и правая части построенного графика при переходе через критическую угловую скорость  $p$  (своего рода резонанс) уходят в бесконечность. Поэтому пунктиром показаны реальные участки вблизи резонанса.

Видно, что в области  $\omega = 0 \dots p$  шарнирное крепление молотков вредно, поскольку  $\xi < 1$ , что означает разбалансировку ротора именно за счет молотков.

Зато в области после перехода критической угловой скорости наступает самобалансировка ротора. Важно, что она наиболее сильно проявляется в области, прилегающей к зоне резонанса. При  $\omega \gg p$  самобалансировка уменьшается, но при этом существенно проявляется самоцентрирование ротора (на рис. 3 это не показано).

Таким образом, можно констатировать, что в молотковой дробилке с шарнирным креплением молотков в закритической области  $\omega \gg p$  всегда происходит уравновешивание центробежных сил ро-

тора или по типу самобалансировки, или по типу самоцентрирования ротора.

Теперь появляется возможность оценить динамические свойства и виброактивность различных схем молотковых дробилок. Это мы сделаем в виде выводов.

### Выводы

1. Самая неудачная динамическая схема у серийно выпускаемых дробилок с горизонтальным расположением ротора и двумя опорами (типа КДУ-2, ДБ-5 и др.). Роторы у них жесткие, работают чаще в докритической области, поэтому за счет молотков происходит увеличение их дисбаланса. К тому же верхняя подача зерна, которое нужно измельчить, постоянно вызывает большее отклонение верхних молотков от радиального направления, чем нижних. Это также ведет к постоянной разбалансировке ротора.

Поэтому, даже если выполнить ротор такой дробилки гибким, разбалансировка все равно будет существенной.

2. Наиболее удачна конструктивная схема дробилки, разработанной в Алтайском ГАУ. Во-первых, за счет консольного крепления ротора обеспечивается его гибкость и работа в закритических областях ( $\omega \gg p$ ). Именно такие режимы обеспечивают самобалансировку за счет шарнирного крепления молотков. Во-вторых, консольное крепление ротора и вертикальное расположение его оси вращения обеспечивают равномерную начиная с верхних рядов загрузку каждого молотка. Это также способствует самобалансировке ротора.

### Библиографический список

1. Федоренко И.Я. Технологические процессы и оборудование для приготовления кормов: учебное пособие / И.Я. Федоренко. – М.: Форум, 2007. – 176 с.
2. Черепанов С. Современные технологии дробления / С. Черепанов, В. Карпушенко, М. Архипова // Птицеводство. – 2004. – № 1. – С. 34-35.
3. Блехман И.И. Синхронизация в природе и технике / И.И. Блехман. – М.: Наука, 1981. – 352 с.
4. Пановко Я.Г. Механика деформируемого твердого тела: современные концепции, ошибки и парадоксы / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1985. – 288 с.

