

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЧАСТИ РАБОЧЕГО ОРГАНА РЕССОРНОЙ МЕЛЬНИЦЫ

В.Н. Клочков, Е.А. Шаройкина, В.А. Кемова, Л.А. Сиваченко

Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«Белорусско-российский университет», г. Могилев, Беларусь

Одной из актуальных задач в строительстве является получение сыпучих смесей мелкого помола, наиболее эффективным и экономичным способом. Следовательно, разработка рациональных помольных мельниц является насущной задачей [1].

Стержневое измельчение масштабно ориентировано на использование в качестве рабочих элементов стержней диаметром 2–50 мм, а также рессор или пластик. Это могут быть отдельные элементы, установленные кассетно или блочно. Для эффективной работы мельницы очень важно, чтобы ее рабочие элементы совершали вертикальные вибро-колебания заданной амплитуды и актуальной частоты. В зависимости от этого будут зависеть такие параметры, как характер измельчения, усилие, необходимое на деформацию рабочего органа и количество рессор (стержней) в комплекте.

В данной статье рассматривается расчет рабочего органа рессорной мельницы, представляющей собой изогнутый пруток диаметром 5 мм. Схема нагружения представлена на рис. 1.

Для определения перемещения рабочей части  $\Delta$  применялся способ интегрирования Максвелла – Мора [2, 3].

В основу расчета положены зависимости для расчета кривых брусьев большой кривизны:

$$\frac{r}{d} \geq 5,$$

где  $r$  — радиус кривизны бруса, мм;  $d$  — диаметр поперечного сечения, мм.

В расчетах приняты обозначения:  $L$  — расстояние между крайними точками бруса, мм;  $f$  — расстояние от хорды, соединяющей крайние точки бруса, до наиболее удаленной точки бруса, мм;  $l$  — расстояние между опорами, мм.

Радиус кривизны рассчитывается по формуле (1)

$$r = \frac{f}{2} + \frac{L^2}{8f}. \quad (1)$$

Брус опирается на роликовые опоры. Полная реакция, возникающая в опоре, равна

$$R = \frac{Pl}{2h} = \frac{Pl}{2l \sin \alpha} = \frac{P}{2 \sin \alpha}, \quad (2)$$

где  $\alpha = 90^\circ - \beta$ , где

$$\beta = \arcsin \frac{l}{2r}. \quad (4)$$

Горизонтальная и вертикальная составляющие полной реакции соответственно равны:

$$P_1 = R \cos \alpha = \frac{P}{2 \sin \alpha} \cos \alpha = \frac{P}{2} \operatorname{ctg} \alpha, \quad (5)$$

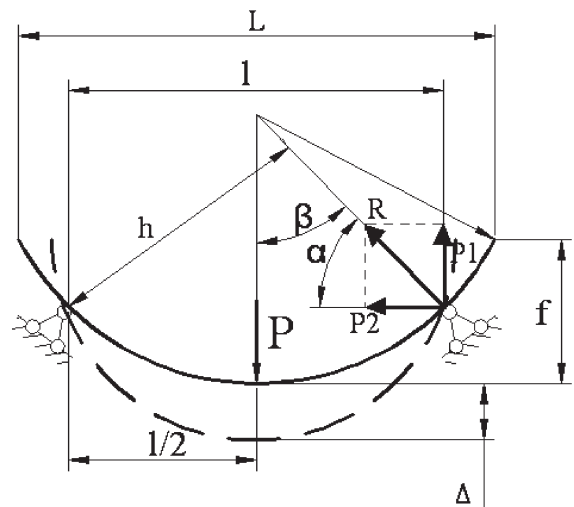


Рис. 1. Расчетная схема части рабочего органа

$$P_2 = R \sin \alpha = \frac{P}{2 \sin \alpha} \sin \alpha = \frac{P}{2}. \quad (6)$$

Для составления выражения изгибающих моментов от единичной силы и грузовой нагрузки использовались следующие зависимости:

$$M = -P_1 r (\cos(\beta - \varphi) - \cos \beta) - P_2 r (\sin \beta - \sin(\beta - \varphi)), \quad (7)$$

где  $\varphi$  — произвольный угол кривого бруса, находящийся в пределах от 0 до  $\beta$ .

Прогиб в произвольном сечении можно определить по известной формуле интеграла Мора (2):

$$\Delta = \int_0^\beta \frac{M \bar{M}}{E F e} d\varphi, \quad (8)$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения бруса, мм<sup>2</sup>;  $\rho$  — расстояние до нейтральной оси, мм;  $e$  — расстояние от нейтральной оси сечения до его центра тяжести (эксцентриситет), мм;  $M, \bar{M}$  — выражения изгибающих моментов от действия заданной и единичной нагрузок соответственно.

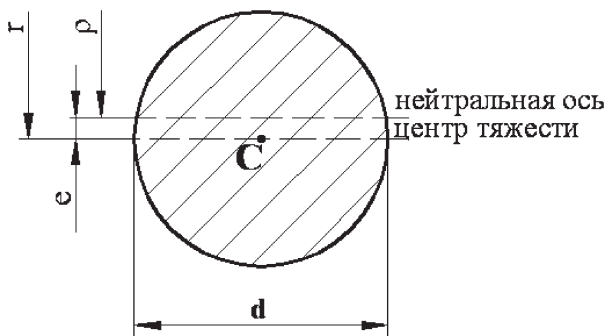


Рис. 2. Сечение бруса круглого поперечного сечения с положением нейтральной оси и центра тяжести

Для круглого поперечного сечения бруса

$$F = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (9)$$

$$\rho = \frac{d^2}{4(2r - \sqrt{4r^2 - d^2})}, \quad (10)$$

$$e = r - \rho. \quad (11)$$

От действия единичной нагрузки  $\bar{P} = 1$  составляющие полной реакции и выражение изгибающего момента можно представить аналогично формулам (4), (5), (6), (7). Выражение интеграла и его решение имеет вид:

$$\begin{aligned} \Delta &= 2 \int_0^\beta \frac{M \bar{M}}{E F e} d\varphi = \frac{2}{E F e} \int_0^\beta [(-P_1 r (\cos(\beta - \varphi) - \cos \beta) - P_2 r (\sin \beta - \sin(\beta - \varphi)))(-P_1 r (\cos(\beta - \varphi) - \cos \beta) - P_2 r (\sin \beta - \sin(\beta - \varphi)))] d\varphi = \\ &= \frac{2}{E F e} [P_1 \bar{P}_1 r^2 (\frac{1}{2} \beta + \beta \cos^2 \beta - \frac{3}{4} \sin 2\beta) + (P_2 \bar{P}_1 r^2 + P_1 \bar{P}_2 r^2) \frac{1}{2} (-\beta \sin 2\beta - \frac{3}{2} \cos 2\beta + 2 \cos \beta - \frac{1}{2}) + P_2 \bar{P}_2 r^2 (\frac{1}{2} \beta + \beta \sin^2 \beta - 2 \sin \beta + \frac{3}{4} \sin 2\beta)]. \quad (12) \end{aligned}$$

Для определения перемещений в прямом бруске можно применить известную зависимость интеграла Мора:

$$\Delta = \frac{P l^3}{48 E I_x}, \quad (13)$$

где  $I_x = \frac{\pi d^4}{64}$  — осевой момент инерции круглого поперечного сечения бруса.

Для исследования были взяты 3 образца из закаленной пружинной стали 65Г диаметром 5 мм со следующими размерами:

- 1)  $L = 200$  мм,  $f = 67$  мм,  $r = 108,13$  мм,  $e = 1,445 \cdot 10^{-2}$  мм;
- 2)  $L = 173$  мм,  $f = 76$  мм,  $r = 87,225$  мм,  $e = 1,792 \cdot 10^{-2}$  мм;
- 3)  $f = 0$ ,  $r = \infty$ .

На данные образцы прикладывались нагрузки в диапазоне 100...550 Н и определялись величины прогибов от их действия. Данные расчетов приведены в табл. 1.

Для проверки полученных результатов был проведен расчет с использованием численного метода — метода конечных элементов. Расчет проводился для образца с размерами  $L = 200$  мм,  $f = 67$  мм,  $r = 108,13$  мм,  $e = 1,445 \cdot 10^{-2}$  мм, под нагрузкой  $P = 100$  Н в 3D-графопостроителе Solid Works с интегрированным пакетом CosmosWorks.

Схема нагружения и результат расчета представлены на рис. 3, 4.

Результаты данной работы могут найти широкое промышленное использование в части методологии создания принципиально новых технологических аппаратов.

Таблица 1

Данные расчета максимального перемещения части рабочего органа

Нагрузка $P$ , Н	Прогиб, мм		
	1 образец	2 образец	3 образец
100	2,65	6,18	1,14
150	3,97	9,27	1,71
200	5,3	12,4	2,29
250	6,62	15,5	2,86
300	7,95	18,5	3,44
350	9,27	21,63	4,01
400	10,6	24,72	4,58
450	11,92	27,81	5,15
500	13,24	30,91	5,75
550	14,57	33,99	6,3

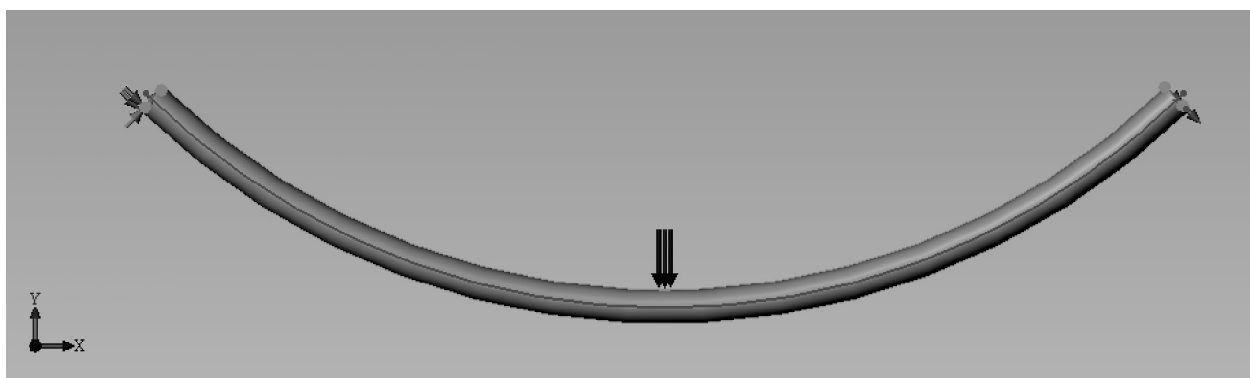


Рис. 3. Схема нагружения рабочего органа рессорной мельницы

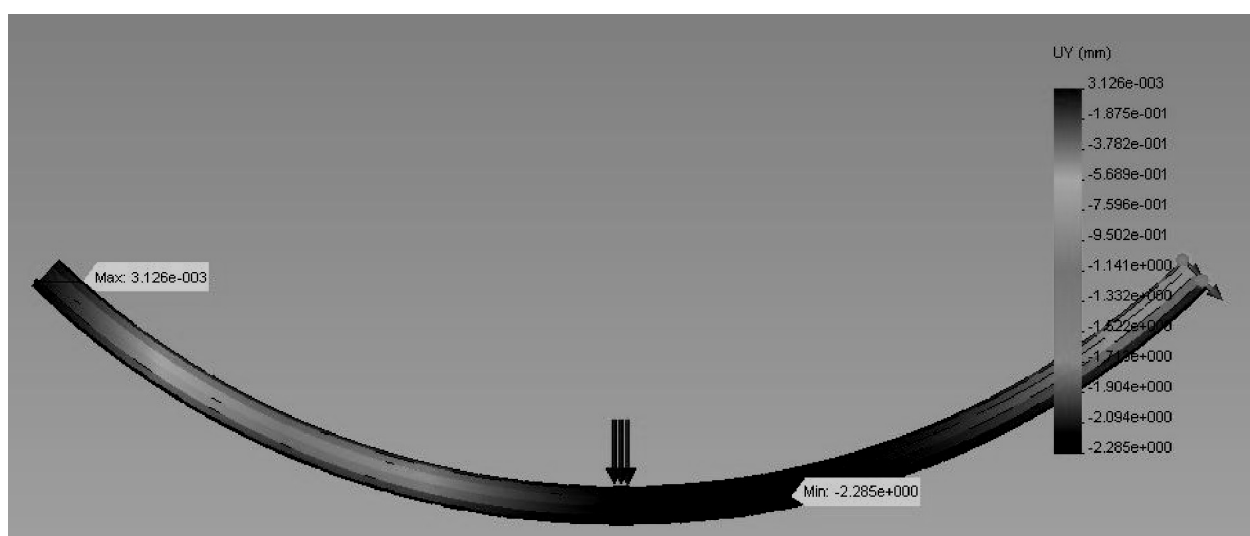


Рис. 4. Картина распределения перемещений вдоль оси  $Y$

По полученным данным можно сделать вывод, что применяемая математическая модель дает хорошие результаты совпадения с экспериментальными данными, процент расхождения равен 13. Данная

схема моделирования перемещения части рабочего органа может найти практическое применение при расчете стержня круглого сечения, части рабочего органа, при создании рессорно-стержневой мельницы.

**Литература**

1. Шаройкина, Е.А. Вибрационные рессорно-стержневые мельницы / Е.А. Шаройкина, Л.А. Сиваченко // Инженер механик: респуб. межотрасл. произв.-практ. журнал. — 2009. — № 2 (43). — С. 32–35.
2. Дарков, А.В. Строительная механика: учебн. для строит. спец. вузов / А.В. Дарков, Н.Н. Шапошников. — 8-е изд., переработ. и доп. — М.: Высш. шк., 1986. — 607 с.: ил.
3. Леонтьев, Н.Н. Основы строительной механики стержневых систем: учеб. для вузов / Н.Н. Леонтьев, Д.Н. Соболев, А.А. Амосов. — М.: Ассоциация строительных вузов, 1996. — 541 с.

## ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА И ПЕРСПЕКТИВЫ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

*Канд. техн. наук, доц. Вайтехович П.Е., асс. Семенов Д.В., асс. Сидоров Н.Н.  
Белорусский государственный технологический университет*

Интенсификация работы технологических машин возможна за счет усложнения траектории движения рабочих органов и обрабатываемого материала, увеличения скорости их движения и перевода стационарных процессов в нестационарные. Все это может быть реализовано в машинах планетарного типа.

Характерной особенностью таких машин является наличие колеса, которое с помощью водила обкатывается по неподвижной поверхности. В зависимости от способа обкатки (внутренней или внешней) траектория отдельных точек колеса может описывать одну из «замечательных» кривых: гипоциклоиду и эциклоиду (рис. 1).

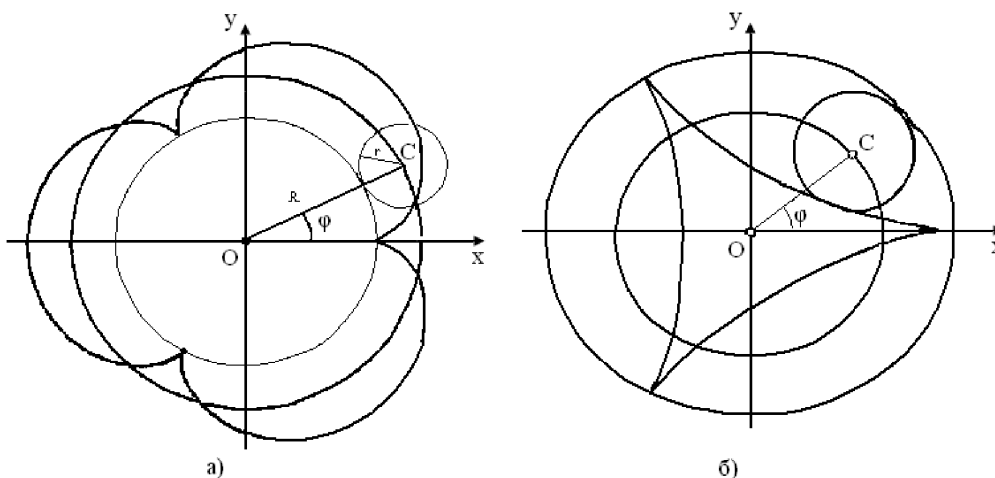


Рис. 1. Эциклоида (а) и гипоциклоида (б)