

УДК 519.677:51-37:531-2

МОДЕЛИРОВАНИЕ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОМОЛЬНОГО УСТРОЙСТВА С БОЧКООБРАЗНОЙ РАБОЧЕЙ КАМЕРОЙ

Лозовая С. Ю., Рядинская Л. В.

Белгородский государственный национальный исследовательский университет (НИУ «БелГУ»), Белгород, Россия (308015 г. Белгород, ул. Победы, 85), e-mail: lozwa@mail.ru

В научном исследовании на примере помольных агрегатов малых размеров с бочкообразной деформируемой помольной камерой произведено теоретическое исследование изменения сил, действующих на загрузку с точки зрения механики сплошной среды, что обосновано сложностью кинематики и динамики загрузки в рабочей камере. Рассмотрев кинематику мелющих тел в смеси с измельчаемым материалом, были построены математические модели, на основе которых разработан компьютерный комплекс программ, направленный на определение силовых характеристик устройств в зависимости от степени деформирования корпуса, а, следовательно, и от конструктивных и технологических параметров помольной камеры. С использованием полученных данных проведен численный эксперимент, результаты которого позволяют качественно и количественно оценить влияние энергетических потерь, расходуемых в машинах на производственные показатели.

Ключевые слова: силовая характеристика, помольное устройство, рабочая камера, мелющие тела, загрузка, кинематика.

SIMULATION THE STRENGTH CHARACTERISTICS OF GRINDING WITH THE BARREL-CAMERA WORK

Lozovaya S. Y., Ryadinskaya L. V.

Belgorod State National Research University, Belgorod, Russia (308015, Belgorod, Pobeda str., 85), e-mail: lozwa@mail.ru

In this scientific research on the case study of small-sized grinding device with dome-shaped form-in-place process chamber we carried out theoretical research of changing the thrusts effecting the load ratio from the point of view of continuum mechanics. It is explained by complexity of mechanics and dynamics of load ratio in process chamber of grinding devices under study. Having studied the grinding body kinematics in the mixture of mill charge, we developed mathematical model, on the basis of which we worked out computer program system aimed to quantify power characteristics of devices depending on the body distortion degree, and therefore on design factors and process parameters of grinding process chamber. Using the resulting data, we carried out numerical experiment which allows us to qualify and quantify the influence of machine power loss on production index.

Keywords: power characteristics, grinding device, the working chamber, grinding media, loading, kinematics.

Описываемое помольное устройство (рис. 1) состоит из неподвижного корпуса бочкообразной формы 1, изготовленного из эластичного материала, в который после деформирования поместили мелющие тела 2. Ролики 4, закрепленные на водиле 3, обкатывают корпус, тем самым перемещают мелющие тела, таким образом, материал интенсивно измельчается ввиду большого количества точечных контактов.

Используя принципы механики сплошной среды [1], можно определить силовые характеристики, действующие на загрузку в помольной камере.

Принимаем допущения:

1) рассматриваемая среда (мелющие тела в смеси с измельчаемым материалом) однородна по всему объему;

- 2) скорость вращения водила с обкатывающими роликами или частота воздействий, имитирующих вращение водила, является постоянной, что соответствует установившимся режимам работы мельницы и движению среды;
- 3) системой отсчета является ось неподвижного деформируемого корпуса, и движение частиц по отношению к этой системе отсчета принимается за абсолютное.

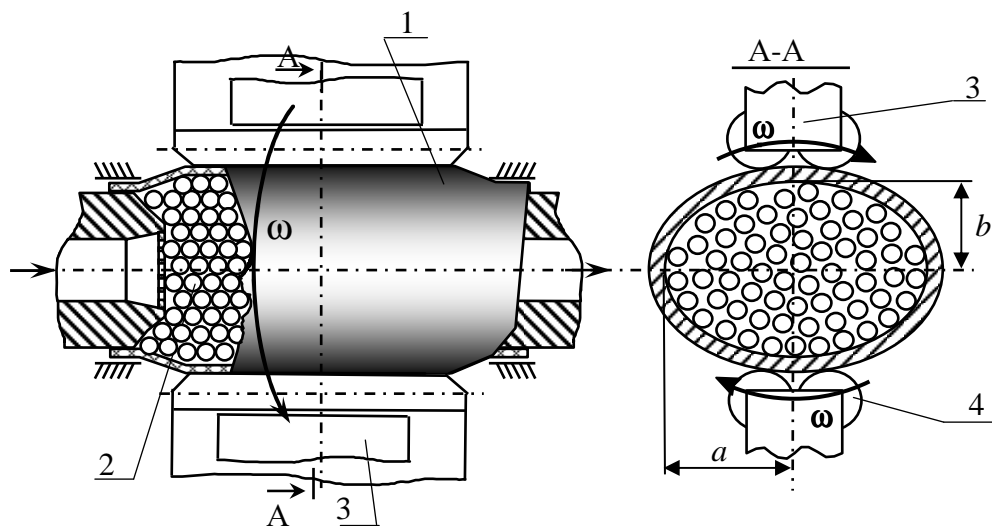


Рис. 1. Схема устройства с рабочей камерой бочкообразной формы, деформируемой в поперечном сечении вращением

Рассмотрим кинематику движения точки M вокруг оси неподвижной камеры в поперечном сечении (при относительном перемещении) вследствие воздействия на нее обкатывающих роликов.

Предположим, что в результате обкатывающего движения роликов любая точка будет совершать в плоскости YOZ движение по окружности с радиусом r (рис. 1) [4], изменяющимся в диапазоне $0 \leq r \leq a$; здесь a – большая полуось эллиптической части деформированной рабочей камеры.

Для описания движения точек загрузки (смесь мелющих тел и материала) введем в плоскости YOZ полярную систему координат $r(0 \leq r \leq a)$, $\varphi(0 \leq \varphi \leq 2\pi)$, где полярный угол φ отсчитывается от положительного направления оси Y (рис. 2, а). Изменение, которое со временем задается линейной функцией времени $\varphi = \omega_0 t$, здесь ω_0 – угловая скорость вращения материальной точки.

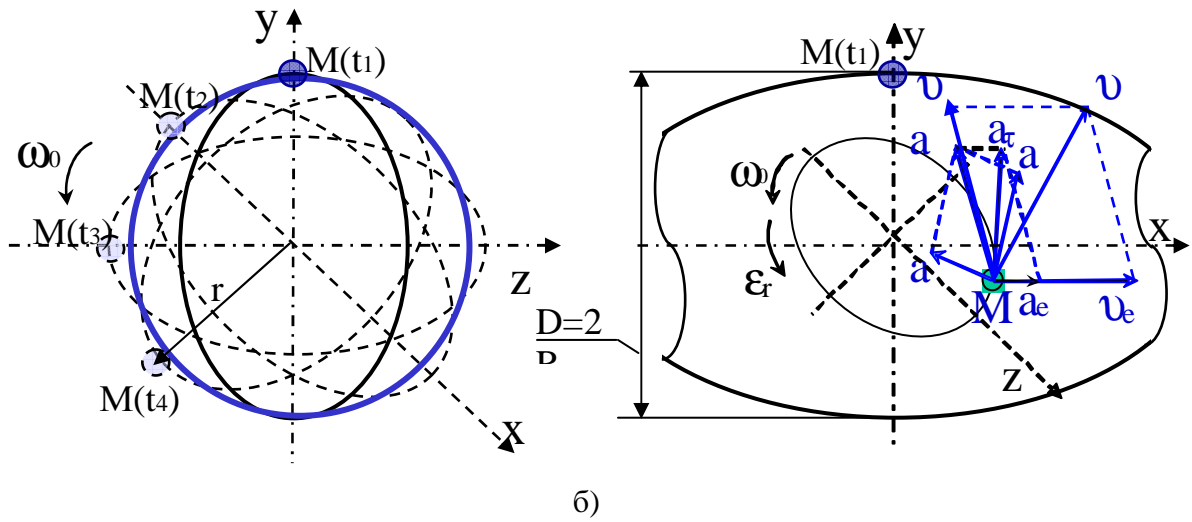


Рис. 2. Расчетная схема движения материальной точки M в рабочей камере бочкообразной формы

Для перехода из полярной системы координат в декартовую воспользуемся соотношениями [2]:

$$y = r \cos \varphi, \quad (1)$$

$$z = r \sin \varphi, \quad (2)$$

где y, z – декартовы координаты точки в момент времени t ;

r – радиус кругового движения мелющих тел.

Для обоснования и проведения анализа сил, действующих на загрузку в рабочей камере, предположим, что при деформировании камеры в поперечном сечении вращением мелющие тела в основном осуществляют движение по траектории согласно рисунку 2. По данной расчетной схеме действуют силы F_n, F_e и F_τ (рис. 3).

К материальной точке M (рис. 3) массы m , движущейся по окружности со скоростью \vec{v} , приложена сила \vec{F} , направление которой образует с вектором скорости \vec{v} некоторый угол. Точка, при этом, будет двигаться с ускорением, сонаправленным с силой \vec{F} . Ускорение можно разложить на составляющие: \vec{a}_n и \vec{a}_τ . Аналогично силу \vec{F} раскладываем на составляющие: касательную силу \vec{F}_τ , изменяющую модуль скорости точки (сила трения возникает при относительном сдвиге шаровой загрузки по отношению к внутренней поверхности помольной камеры и обусловлена действием касательной силы \vec{F}_τ^u) и нормальную \vec{F}_n , изменяющую направление скорости точки (сила трения возникает при относительном сдвиге смежных секториальных слоев шаровой загрузки и обусловлена действием распорной силы \vec{F}_n^u) [7].

Результирующая сил \vec{F}_n^u и \vec{F}_τ^u есть центробежная сила инерции \vec{F}_*^u .

В механике дисперсных сред установлено [6], что действующая в элементарном слое величина центробежной силы инерции \vec{F}_*^u связана с величинами распорных усилий следующей зависимостью:

$$dF_n^u = dF_\tau^u = \frac{1}{2} K_p dF_*^u, \quad (3)$$

где K_p – коэффициент распорного усилия [5].

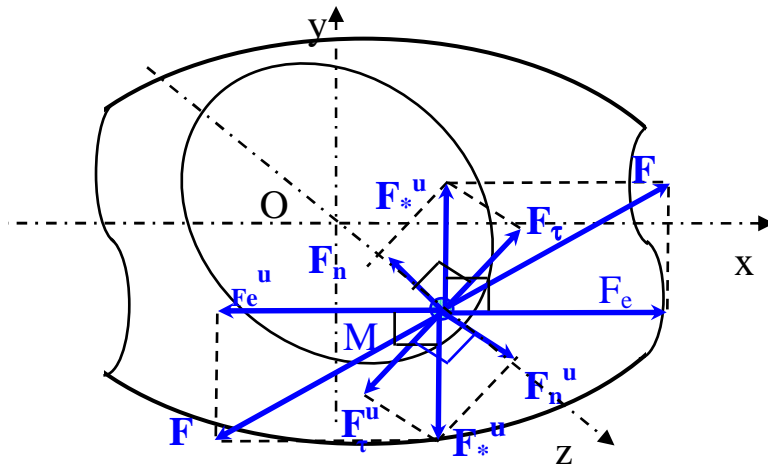


Рис. 3. Схема основных сил сопротивления действующих на материальную точку M

Сила трения F_n возникает при относительном сдвиге смежных секториальных слоев загрузки и обусловлена действием распорной силы.

Выделим в рабочей камере элементарный объем dV , тогда его масса равна:

$$dm = \rho r dr d\varphi dx, \quad (4)$$

где $\rho = \nu \rho_u + (1 - \nu) \rho_m$ – объемная плотность загрузки;

ν – отношение объема мелющих тел к объему рабочей камеры;

ρ_u – плотность мелющих тел;

ρ_m – плотность материала.

Элементарная сила dF_n , действующая на элементарный объем в приближении парного взаимодействия, равна:

$$dF_n = \frac{f_n}{2} (1 - f_n) \omega^2 r dm = \frac{f_n}{2} (1 - f_n) \rho \omega_0^2 d\varphi r^2 dr dx. \quad (5)$$

Сила F_n во всем объеме камеры определяется:

$$F_n = f_n (1 - f_n) \rho \omega_0^2 \int_0^{2\pi} d\varphi \int_0^{a\sqrt{1-\varepsilon^2 \sin^2 \varphi}} r^2 dr \int_0^{\frac{k_l L}{2}} dx \approx \frac{1}{3} k_l \pi f_n (1 - f_n) \rho a^3 \omega_0^2 L \left(1 - \frac{3}{4} \varepsilon^2\right), \quad (6)$$

где $f_n = 0,015$ – коэффициент трения скольжения материала мелющих тел (шаров) по измельчаемому материалу [3];

k_l – коэффициент отношения длины дуги камеры к длине камеры L .

F_τ – сила трения, возникающая при относительном сдвиге шаровой загрузки по отношению к внутренней поверхности рабочей камеры и обусловленная действием касательной силы

F_τ^u .

Элементарная сила dF_τ , действующая на элементарный объем dV , равна:

$$dF_\tau = f_\tau \omega^2 r dm = f_\tau \omega_0^2 \rho r dS_\kappa dx, \quad (7)$$

где $f_\tau = 0,055 - 0,08$ – коэффициент трения скольжения материала мелющих тел по материалу камеры [3].

При определении F_τ можно считать, что расстояние от центра траектории до точки M шарового слоя равно $r = \left(\frac{D}{2} - r_u\right) = \left(\frac{D}{2} - \frac{d_u}{2}\right)$, а масса мелющих тел равна массе шарового слоя,

прилегающего к стенке камеры. Поэтому сила F_τ может быть определена по формуле:

$$F_\tau = 2f_\tau \omega_0^2 \rho \left(\frac{D}{2} - \frac{d_u}{2}\right) S_\kappa \int_0^{\left[\frac{k_l L}{2d_u}\right] d_u} dx, \quad (8)$$

где $\left[\frac{k_l L}{2d_u}\right]$ – целое число, равное количеству шаров.

Площадь кольца из шаров, расположенных вдоль корпуса, задается выражением:

$$S_\kappa \approx \frac{\pi d_u^2}{4} I_\kappa, \quad (9)$$

где I_κ – количество шаров в кольце, определяемое следующими соотношениями:

$$I_\kappa = \pi \left(\frac{y_n}{r_u} - (2m - 1) \right), \quad (10)$$

$$m = \left[\frac{k_l L}{4r_u} \right], \quad (11)$$

$$y_n = \sqrt{R_c^2 - ((n_i - 1)r_u)^2} - R_c + D/2, \quad (12)$$

$$n_i = \left[\frac{D}{4r_u} \right]. \quad (13)$$

Тогда окончательно сила F_τ во всем объеме камеры определяется выражением:

$$F_\tau = \pi d_u^3 f_\tau \omega_0^2 \rho (D - d_u) \left[\pi \left(\frac{\sqrt{R_c^2 - ((n_i - 1)r_u)^2} - R_c + D/2}{r_u} - \left(\left[\frac{k_l L}{2r_u} \right] - 1 \right) \right) \right] \left[\frac{k_l L}{2d_u} \right]. \quad (14)$$

F_e – сила трения, возникающая при переносном перемещении шаровой загрузки вдоль камеры, обусловлена силой F^u , возникающей вследствие неоднородности сечения камеры по длине, которая является векторной суммой сил:

$$\vec{F}^u = \vec{F}_e^u + \vec{F}_*^u. \quad (15)$$

Элементарная сила dF_e , действующая на элементарный объем dV , равна:

$$dF_e = f_e \omega_0^2 \rho \, d\varphi r^2 dr \sqrt{1 + \frac{\left(\frac{1-f_e}{2}\right)^2 L^2}{L^2 + \left(r(\varphi) - \frac{D}{2}\right)^2}} dL, \quad (16)$$

где $f_e = 0,015$ – коэффициент трения скольжения материала мелющих тел по измельчаемому материалу [3].

Сила F_e во всем объеме dV рабочей камеры определяется:

$$F_e = 2f_e \omega_0^2 \rho \int_0^{2\pi} d\varphi \int_0^{a\sqrt{1-\varepsilon^2 \sin^2 \varphi}} r^2 dr \int_0^{\frac{k_l L}{2}} \sqrt{1 + \frac{\left(\frac{1-f_e}{2}\right)^2 L^2}{L^2 + \left(r(\varphi) - \frac{D}{2}\right)^2}} dl \approx$$

$$\approx \frac{2}{3} \pi f_e \left(1 + \frac{1}{2} \left(\frac{1-f_e}{2}\right)^2\right) \rho \omega_0^2 a^3 k_l L \left(1 - \frac{3}{4} \varepsilon^2\right) \quad (17)$$

Вычисление интеграла (17) осуществлялось, приближенно используя метод малого параметра, по которому производилось разложение подынтегральной функции в ряд с учетом, что в данном случае $r(\varphi) \approx R$.

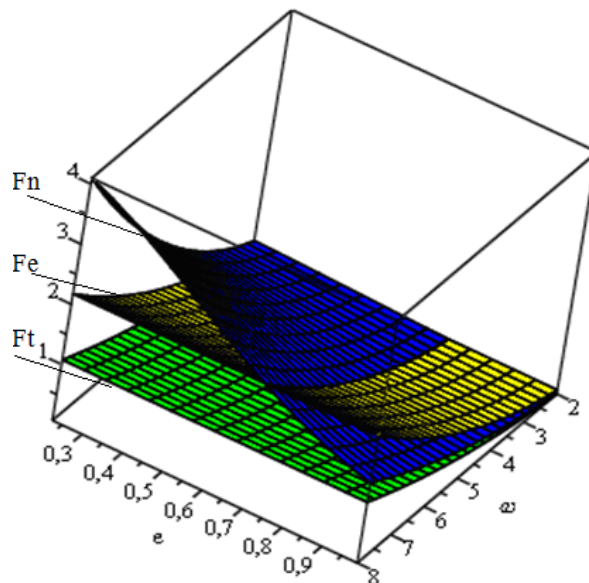


Рис. 4. График зависимости сил F_e , F_n , F_t (желтый – F_e , синий – F_n , зеленый – F_t), действующих на загрузку от частоты вращения привода в камерах, деформируемых в поперечном сечении вращением ($R=0,05$ м; $L=0,2$ м)

Для схем деформирования в поперечном сечении вращением наибольшее значение имеют силы (рис. 4): F_e (возникает при перемещении загрузки вдоль камеры) и F_t (возникает при сдвиге мелющих тел и материала по отношению к внутренней поверхности рабочей камеры, ее величина в основном обусловлена размером мелющих тел и коэффициентом трения материала мелющих тел по материалу внутренней поверхности камеры). Характер

изменения силы F_n показывает на то, что при увеличении степени деформирования интенсивность перемещения загрузки в центральной зоне также будет увеличиваться, но при увеличении размеров камеры и уменьшении размеров мелющих тел в центральной зоне может образоваться мертвая зона, что нужно учитывать при проектировании помольных устройств большего типоразмера.

Список литературы

1. Богданов В. С. Определение сил, действующих на загрузку в мельнице с продольно деформируемой рабочей камерой / В. С. Богданов, С. Ю. Лозовая, Д. А. Архипов // Энергосберегающие технологии в дорожной и строительной технике: Межвуз. сб. ст., Белгород: БелГТАСМ, 2002. – С. 32–36.
2. Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике. – 6-е изд., перераб. / М. Я. Выгодский. – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1963. – 870 с.
3. Крагельский И. В. Узлы трения машин: Справочник / И. В. Крагельский, Н. М. Михин. – М.: Машиностроение, 1984. – 264 с.
4. Лозовая С. Ю. Разработка дискретной модели мощности, затрачиваемой на помол материала в устройствах с цилиндрической деформируемой камерой / С. Ю. Лозовая, Л. В. Рядинская // Научные ведомости Белгородского государственного университета. История. Политология. Экономика. Информатика / под ред. Л. Я. Дятченко. – Белгород, 2010. – № 13 (84). – Вып. 15/1. – С. 107–111.
5. Никифоров А. Д. Инженерные методы обеспечения качества в машиностроении / А. Д. Никифоров, В. В. Бойцов: Учебное пособие. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 384 с.
6. Халфман Р. Л. Динамика / Р. Л. Халфман. – М.: Наука, 1972. – 568 с.
7. Яблонский А. А. Динамика / А. А. Яблонский, В. М. Никифорова. – 5-е изд., перераб. – М.: Высшая школа, 1977. – Ч. 2. – 368 с.

Рецензенты:

Трубаев Павел Алексеевич, д.т.н., доцент, зав. кафедрой теплоэнергетики, теплогазоснабжения и вентиляции, НОУ ВПО «Белгородский инженерно-экономический институт», г. Белгород.

Уваров Валерий Анатольевич, д.т.н., профессор, зав. кафедрой теплогазоснабжения и вентиляции Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова, г. Белгород.