

УДК 621.926.5

В.А. Настоящий, канд. техн. наук  
А.В. Лизунков, канд. техн. наук  
С.А. Джирма, канд. техн. наук

## УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕЗИНОВЫХ ФУТЕРОВОК СПЕЦИАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ДЛЯ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ БАРАБАНОВ ШАРОВЫХ МЕЛЬНИЦ

Одной из мировых тенденций улучшения показателей технического уровня измельчительного оборудования является создание машин, реализующих уже известные принципы работы, но с применением новых конструкционных материалов. Такие решения могут быть быстро внедрены в практику, так как основная конструкция машины производством уже освоена. Применительно к барабанным и трубным мельницам такой подход реализуется в применении резиновых футеровок рабочих поверхностей, а мировой практикой уже накоплен значительный положительный опыт их использования, который представляет собой сумму составляющих [1-6]:

- уменьшение потребности в запасных частях с увеличением их ресурса;
- снижение затрат на замену изношенных деталей;
- увеличение межремонтных пробегов,
- уменьшение потребления электроэнергии в связи со снижением материалоемкости;
- снижение содержания железа в продуктах измельчения;
- повышение производительности мельниц по готовому продукту.

Более широкое внедрение резины для футерования рабочих поверхностей барабанов шаровых мельниц сдерживается отсутствием совершенных теоретических методов расчета футеровок специальных конструкций, например футеровочных элементов с воздушными полостями и зазорами (рис. 1).

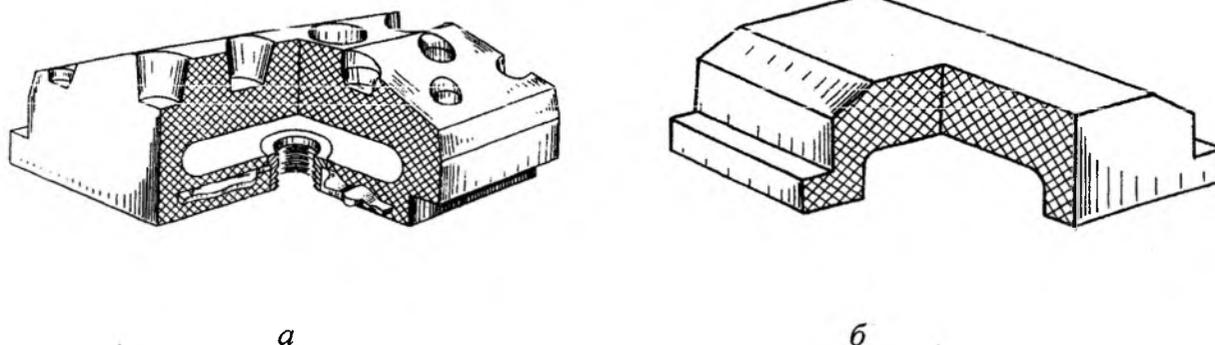


Рис. 1 Конструктивные схемы футеровок специальных конструкций:  
а) резиновая футеровка с воздушной полостью (оболочковая);  
б) резиновая футеровка устанавливаемая с зазором относительно защищаемой поверхности (буферная)

Определение геометрических параметров таких футеровок на стадии проектирования, как правило, требует предварительного экспериментального установления физико-механических характеристик элементов. В связи с этим, разработка методов расчета геометрических параметров резиновых футеровочных элементов, способных работать в условиях повышенных ударных нагрузок, интенсифицировать перемещение технологической и шаровой загрузки, технологических в изготовлении, простых в конструктивном исполнении и надежных в эксплуатации, что способствует повышению технологических и технико-экономических показателей мельниц, является актуальной и соответствует современным требованиям промышленности строительных материалов.

Для расчета параметров резиновых футеровочных плит, устанавливаемых с зазором относительно защищаемой поверхности, предложена динамическая модель процесса взаимодействия падающих тел с резиновой футеровкой (рис. 2), в целях упрощения приняты следующие допущения:

- падающее тело (мельющие шары, куски породы) принимаем в виде шара массой  $M$  и радиусом  $R$ , который обладает скоростью удара  $V_0$ ;
- удар считается прямым;
- опорные ребра могут рассматриваться как призматические упругие элементы, работающие на сжатие, с высотой, равной высоте воздушного зазора.

Таким образом, буферная резиновая футеровка может рассматриваться как плита, опирающаяся по контуру на амортизаторы.

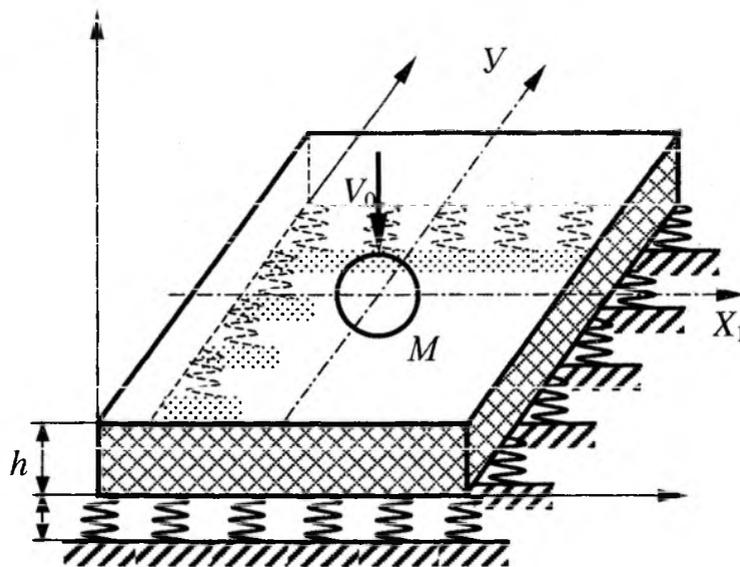


Рис. 2. Динамическая модель ударного взаимодействия шара с буферной резиновой футеровкой

Согласно динамической модели ударного взаимодействия шара с футеровкой буферной конструкции (рис. 2) деформация поверхности складывается из контактного внедрения шара в поверхность резины  $\varepsilon [P(t_1)]$ , прогиба слоя резины над воздушным зазором  $W(x, y, x_1, y_1, t)$  и осадки опорных кромок  $\Delta [P(t_1)]$ , рассматриваемых как упругие элементы сжатия. Выражение для перемещения центра тяжести шара запишется в виде

$$V_0 \cdot t - \frac{1}{M} \cdot \int_0^t dt \cdot \int_0^t P(t_1) \cdot dt_1 = \varepsilon \cdot [P(t_1)] + W(x, y, x_1, y_1, t) + \Delta [P(t_1)] \quad (1)$$

где  $V_0, M$  – скорость и масса падающего шара.

Зависимость между контактной деформацией  $\epsilon$  при внедрении металлического шара в резиновую плиту и действующей силой  $P$  запишется в виде [1]

$$\epsilon[P(t)] = [k \cdot P(t)]^{\frac{2}{3}} \quad (2)$$

где  $k$  – эмпирический коэффициент характеризующий деформации.

Контактное внедрение шара в плоскость для случая соударения разномодульных тел определится [7]

$$\epsilon[P(t_1)] = \left[ \frac{P(t_1)}{\sqrt{R}} \cdot \left( \frac{1 - \nu_p^2}{G_p} + \frac{1 - \nu_c^2}{G_c} \right) \right]^{\frac{2}{3}} \cdot d_\epsilon \quad (3)$$

где  $P(t_1)$  – контактная сила;  $R$  – радиус шара;  $G_p, G_c$  – модули упругости второго рода материалов: футеровки (резина) и ударника (стальной шар);  $\nu_p, \nu_c$  – коэффициенты Пуассона материалов футеровки и шара соответственно;  $d_\epsilon$  – функция эксцентриситета (согласно [8] для шара  $d_\epsilon = 0,52$ ).

Прогиб слоя резины над воздушным зазором определится из выражения [9]

$$W(x, y, x_1, y_1, t) = \frac{4}{\rho \cdot h \cdot a \cdot b \cdot \omega_{11}} \cdot \int_0^t P(t_1) \cdot \gamma \cdot \sin \omega_{11} \cdot (t - t_1) \times \\ \times \sin \frac{\pi \cdot x_1}{a} \cdot \sin \frac{\pi \cdot y_1}{b} \cdot \sin \frac{\pi \cdot x}{a} \cdot \sin \frac{\pi \cdot y}{b} \cdot dt_1 \quad (4)$$

где  $\rho$  – плотность резины;  $h$  – толщина слоя резины над воздушным зазором;  $a$  и  $b$  – размеры футеровки в плане;  $t_1$  – текущее время;  $x_1, y_1$  – координаты приложения нагрузки (центральный удар наиболее неблагоприятный случай сочетания нагрузки, для которого  $(x_1 = \frac{a}{2}, y_1 = \frac{b}{2})$ ),  $\omega_{11}$  – частота колебаний слоя резины над воздушным зазором;

$$\omega_{11} = \frac{\pi^2}{a^2} \cdot (1 + \mu^2) \cdot \sqrt{\frac{D}{\rho \cdot h}} \quad (5)$$

здесь  $\mu = \frac{a}{b}$ ;  $D$  – цилиндрическая жесткость слоя,

$$D = \frac{E_p \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \nu_p^2)} \quad (6)$$

$E_p$  – модуль упругости резины первого рода.

$$\gamma' = \frac{2 \cdot I_1 \cdot (\gamma_{11} \cdot r)}{\gamma_{11} \cdot r} \quad (7)$$

$I_1$  – функция Бесселя первого порядка;  $r$  – радиус контакта шара с материалом футеровки,

$$\gamma_{11} = \frac{\pi}{a} \cdot \sqrt{1 + \mu} \quad (8)$$

Деформация опорного ребра  $\Delta [P(t_1)]$ , рассматриваемого как упругий прямоугольный элемент сжатия определится согласно [10]

$$\Delta [P(t_1)] = \frac{P(t_1) \cdot h_0 \cdot n}{E \cdot F \cdot \beta \cdot (\gamma_1 \cdot \gamma_2)} \quad (9)$$

где  $\gamma_1 = \frac{a_p}{h_0}$ ;  $\gamma_2 = \frac{b_p}{h_0}$ ;  $F = a_p \cdot b_p$  – площадь поперечного сечения ребра;  $a_p$  – длина опорного ребра,  $b_p$  – ширина опорного ребра;  $h_p = h_0$  – высота опорного ребра равная высоте воз-

душного зазора.

Соотношения для  $\beta$  принимаем [10]

$$\beta = 1 + \frac{1}{3} \cdot \gamma_2^2 - \frac{(2 + \gamma_2^2)^2}{3 \cdot (4 + \gamma_1^2 + \gamma_2^2)} \quad (10)$$

Конструкция буферной резиновой футеровки предполагает наличие четырех опорных ребер, поэтому для определения осадки опорного основания резиновой плиты в формулу (9) вводится значение количества ребер  $n$ .

Эффективная работа резиновой футеровки с воздушными полостями под действием ударных нагрузок обеспечивается при соблюдении следующих условий: прогиб слоя резины над воздушным зазором не должен превышать высоту последнего, напряжения возникающие в зоне контакта резины с падающим телом не должны превышать допустимых, напряжения, возникающие в волокнах слоя резины при ее прогибе также не должны превышать допустимых.

При внедрении шара в поверхность футеровки на окружности контакта в материале футеровки возникают растягивающие напряжения, максимальное значение которых определяется согласно [11]

$$(\sigma_z)_{\max} = 0,133 \cdot F_{\max} \quad (11)$$

где  $F_{\max}$  – удельное давление в зоне контакта,

$$F_{\max} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot P}{\pi^3 \cdot R^2 \cdot \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_c^2}{E_c} \right)^2}} \quad (12)$$

$E_c, E_p$  – модули упругости первого рода контактирующих ударника (металлический шар) и плоскости (резиновая футеровка) соответственно.

Подставляя (12) в (11) получим выражение для нахождения максимальных напряжений возникающих в материале футеровки в процессе удара

$$(\sigma_z)_{\max} = \sqrt[3]{\frac{4,6 \cdot 10^{-4} \cdot P \cdot E_p^2}{R^2 \cdot \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_c^2}{E_c} \right)^2}} \quad (13)$$

Так как рекомендуемый динамический модуль упругости резины [12]  $E_p = 8$  МПа значительно меньше модуля упругости стали  $E_c = 210000$  МПа то для случая соударения металлического шара с плитой формулу (13) можно представить в виде

$$(\sigma_z)_{\max} = \sqrt[3]{\frac{4,6 \cdot 10^{-4} \cdot P \cdot E_p^2}{R^2 \cdot (1 - \nu_p^2)^2}} \quad (14)$$

Результаты исследований [12] позволяют полагать, что допускаемые напряжения растяжения износостойких резин можно принимать в пределах  $[\sigma]_z = 1,4 \dots 2,5$  МПа. При эпизодических нагрузках значения допустимых напряжений принимаются 2,5 МПа, а при числах циклов нагружений 1000 и более этот показатель должен быть снижен.

При прогибах слоя резины, в нижних волокнах возникают напряжения растяжения, которые могут быть определены [12]

$$(\sigma_z)_{\max} = \gamma \cdot E_p \quad (15)$$

Относительное удлинение волокна резины при прогибе пластины длиной  $a$  и толщиной  $h$  определится

$$\gamma = \frac{h \cdot W}{\frac{a^2}{4} + W^2} \quad (16)$$

В качестве примера применения методики рассмотрим определение параметров буферных резиновых футеровочных элементов для мельницы МШЦ 3600 x 5000, барабан которой на 40% объема заполнен мелющими шарами диаметром  $d = 80-100$  мм. Длина футеровочных элементов составляет  $a = 0,5$  м, ширина  $b = 0,47$  м, максимальная высота  $H = 0,12$  м. Размеры воздушного зазора  $a_3 = 0,44$  м,  $b_3 = 0,41$  м,  $h_0 = 0,03$  м. Размеры опорных ребер составляют  $b_p = 0,03$  м.

Уравнение (1) решается через интервал изменения толщины слоя резины над воздушным зазором  $h = 0,005$  м при постоянном значении  $h_0$ . Решение показывает, что допустимые значения напряжений в зоне контакта и относительного удлинения слоя резины обеспечивается до уменьшения толщины верхнего слоя до значения  $h_{\min} = 0,035$  м (рис 3). Таким образом, запас слоя резины, изнашивающейся в процессе эксплуатации, составляет 0,055 м.

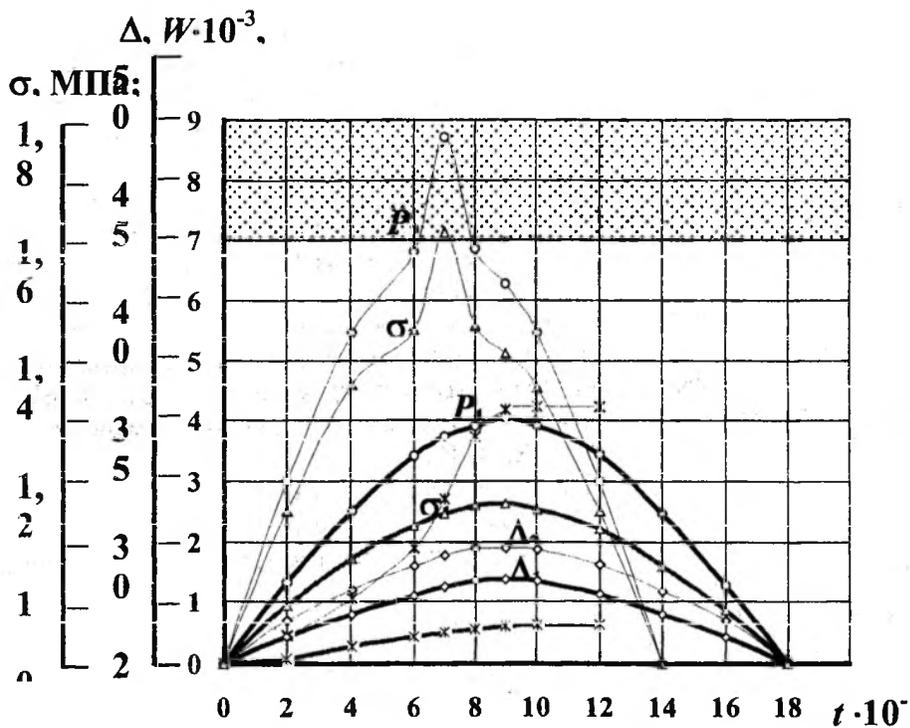


Рис. 3. Графическое решение уравнения ударного взаимодействия мелющего шара с буферной резиновой футеровкой:

индекс 1 – толщина слоя резины над воздушным зазором  $h = 0,09$  м;

индекс 2 – толщина слоя резины над воздушным зазором  $h = 0,035$  м;

 – область недопустимых значений;

 – контактная сила;

 – напряжения в материале футеровки;

 – осадка на опорных ребрах;

 – прогиб слоя резины над воздушным зазором.

Указанные параметры обеспечивают взаимозаменяемость резиновых футеровочных элементов с металлическими бронеплитами, что позволяет в 2...2,5 раза увеличить время межремонтных циклов, повысить производительность, уменьшить металлоемкость и энергоемкость измельчительного оборудования.

#### Литература

1. *Козлов М.С.* Экономическое обоснование гуммирования деталей машин // Тезисы докладов 1-й Всесоюзной научно-технической конф. "Проблемы повышения износостойкости и снижение металлоемкости промышленного оборудования методом гуммирования". – Ставрополь. – 1981. – С. 73-75.
2. *Маслаков А.Г.* Повышение надежности и эффективности работы шаровой мельницы с резиновой футеровкой // Тезисы докладов II Всесоюзной научно-технической конф. "Надежность и долговечность машин и приборов". – Куйбышев. – 1984. – С. 154.
3. *Оскаленко Г.Н., Шелудько Г.П., Прожуган С.Л., Колупайло Л.В.* Влияние замены металлической футеровки трубных мельниц резиновой на показатели процесса размола // Труды I-ой Всесоюзной научно-технической конференции "Проблемы повышения износостойкости и снижения металлоемкости промышленного оборудования методом гуммирования". – Ставрополь. – 1981. – С. 130-133.
4. *Настоящий В.А., Тарасенко Е.А.* Создание конструкций и методики расчетов оболочковых футеровок шаровых мельниц // Тезисы докладов региональной научно-практической конф. "Проблемы разработки и эксплуатации подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин". – Кировоград: КИСХМ – КО ИА Украины. – 1994. – С. 10-11.
5. *Настоящий В.А., Тарасенко А.А., Чижик Е.Ф.* Промышленные испытания специальных конструкций шаровых мельниц // Тезисы докладов региональной научно-практической конференции "Исследование и разработка современных конструкций и технологии производства, технического обслуживания и ремонта строительных и дорожных машин". – Кировоград: КИСХМ – КО ИА Украины. – 1993. – С. 10-11.
6. *Настоящий В.А., Тарасенко А.А., Маляров П.В., Чижик Е.Ф.* Выбор параметров и разработка конструкций резиновых футеровок рудоразмельных мельниц // Тезисы доповідей Міжнародної конф. "Сучасні шляхи розвитку гірничого обладнання і технологій переробки мінеральної сировини". – Дніпропетровськ: НГАУ. – 1997. – С. 22.
7. *Расчет рациональной толщины резинового защитного слоя рабочих органов вибромашин при ударных нагрузках / Надутый В.П.* – М.: 1977. – 10 с. – Дзп. в ВИНТИ. 1977 г., №2589-77.
8. *Лурье А.И.* Теория упругости. – М.: Наука, 1970. – 322 с.
9. *Маляров П.В., Настоящий В.А., Тарасенко А.А., Чижик Е.Ф.* Выбор параметров и разработка конструкций футеровок рудоразмельных мельниц // Вибрация в технике и технологии. – 1998. – N4(8). – С. 42-43.
10. *Потураев В.Н., Дырда В.И.* Резиновые детали машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 214 с.
11. *Кац А.М.* Теория упругости – М.: Государственное издание технической литературы, 1956. – 207 с.
12. *Потураев В.Н., Дырда В.И., Круш И.И.* Прикладная механика резины. –К.: Наукова думка, 1980. – 200 с.