УДК 621.73

**Д.В. Белюшин, Ю.А. Лагунова**

# РЕГРЕССИОННЫЙ АНАЛИЗ ЗАВИСИМОСТИ СИЛЫ ВДАВЛИВАНИЯ ОТ ПЛОЩАДИ И ТВЕРДОСТИ ФУТЕРОВКИ ВИБРОМАШИН

Приведен анализ экспериментальных данных, полученных при испытании вибромашин. На основе регрессионного анализа экспериментальных данных установлена зависимость силы вдавливания от параметров (площадь и твердость) резиновой футеровки. Зависимость характеризует величину допустимой нагрузки в области линейной деформации резины. Показано, что увеличение площади резинового слоя приводит к повышению влияния эффекта объемного сжатия на деформацию резины, что, в свою очередь, позволяет уменьшить толщину защитной футеровки. Рассмотрено положительное влияние резиновой футеровки на снижение ударных нагрузок в защищаемой металлической поверхности при условии правильного выбора толщины резинового слоя. Величина толщины резинового слоя должна соответствовать максимальной энергии удара, и, при этом, в зоне контакта испытывать деформацию не более 20 % от своей толщины (линейная зона деформации) для предотвращения пробоя резины. Приведено решение контактной задачи удара куска горной породы о резиновую футеровку и определяется допустимая деформация на площади соударения. В расчетах использован статический или динамический модуль Юнга для резины.

Ключевые слова: рабочие поверхности вибромашин, ударные нагрузки, резиновая футеровка, зона контакта, деформация, регрессионный анализ, модуль Юнга.

На протяжении многих лет полимерные материалы используют для защиты рабочих поверхностей горных машин, применение которых также позволяет снизить металлоемкость и энергопотребление машин и оборудования. В качестве защитных футеровок тяжело нагруженных машин применяются эластомеры (резина, полиуретана и др.). Например, резиновая футеровка используется для защиты рабочих поверхностей кузовов карьерных самосвалов, барабанов шаровых мельниц, лотков вибропитателей и конвейеров, бункеров, течек и др. Покрытие рабочих поверхностей вышеперечисленных машин резиной

ISSN 0236-1493. Горный информационно-аналитический бюллетень. 2016. № 7. С. 5–18.
© 2016. Д.В. Белюшин, Ю.А. Лагунова.

позволяет защитить их рабочие органы от абразивного износа и снизить ударные нагрузки, возникающие при загрузке крупнокусковых материалов. Несмотря на то, что резина имеет на порядок ниже прочностные характеристики, чем защищаемая стальная поверхность, срок ее службы довольно часто превышает показатели срока службы металлических поверхностей из легированных сталей. В результате эксплуатации машины напряжения при ударах по защищенной резиной металлической поверхности рабочих органов машин, как минимум, в 3...10 раз меньше, чем при ударе по незащищенной поверхности. При правильно подобранной толщине и твердости футеровки не происходит ее разрушения (пробой).

Целью исследования являлась разработка модели взаимодействия падающей кусковой горной массы с рабочими органами вибромашин для определения рациональных параметров напряженного состояния защищаемой поверхности и деформационных характеристик футеровок.

Так, в выполненных ранее экспериментальных и теоретических исследованиях [1, 2] было установлено, что при ударе через футеровку происходит значительная диссипация энергии удара в слое футеровки. Кроме того, как показали дальнейшие исследования [3], площадь контакта соударения через резину значительно (в 5...10 раз) больше точечного контакта при жестком ударе о металлическую поверхность. Время контакта при мягком ударе в 3...4 раза больше, чем при жестком ударе. Таким образом, возникает не точечная нагрузка (напряжение в точке соударения), а распределенная по площади мягкого контакта (участок вдавливания резины). При этом импульс силы удара растянут во времени при той же выполненной энергии удара.

Вышеперечисленные факты объясняют положительное влияние резиновой футеровки на снижение ударных нагрузок в защищаемой металлической поверхности при условии правильного выбора толщины резинового слоя. Последний должен соответствовать максимальной энергии удара, и, при этом, в зоне контакта испытывать деформацию не более 20% от своей толщины (линейная зона деформации) для предотвращения пробоя резины. При решении контактной задачи удара о резиновую футеровку из этих соображений определяется указанная допустимая деформация в площади соударения. В этом случае в расчетах используется статический или динамический модуль Юнга для резины.

При контактном взаимодействии кусковой горной массы с резиновой футеровкой авторам [4] удалось определить эмпири-

ческую взаимосвязь между глубиной ($z$, мм) и силой ($P$, $H$) вдавливания на основе обобщенной зависимости Н.А. Кильчевского:

$$z = A \cdot P^B, \qquad (1)$$

где коэффициент пропорциональности $A$ и показатель степени $B$, зависящие от диаметра сферического индентора $D$, толщины резинового слоя $h$ и равновесного модуля сдвига $G$ материала, определены экспериментальным путем. Показано, что отклонение теоретических кривых, основанных на теории контактного взаимодействия Г. Герца [5], по отношению к экспериментальным точкам достигают 150% и более, что можно объяснить неучтенным эффектом объемного сжатия резины.

В работе [6] авторы экспериментально рассмотрели вопрос ударного взаимодействия кусковой горной массы с рабочими поверхностями, что позволило определить доминирующие факторы и их числовые значения в процессе взаимодействия непосредственно в зоне контакта куска падающей горной породы с поверхностью рабочего органа (с защитным слоем и без него) горной машины. Впоследствии [7] удалось установить, путем регрессионного анализа, статистические модели напряжений ($\sigma$, МПа) в коробе рабочего органа и глубины вдавливания падающей горной породы ($z$, мм) в зависимости от энергии удара и параметров резиновой футеровки:

$$\begin{gathered}\sigma = 200,585 - 5,119 \cdot E_r + 1,755 \cdot E_k - \\ -4,912 \cdot h_r + 0,041 \cdot E_r^2 - 0,007 \cdot h_r^2 - 0,051 \cdot E_k \cdot h_r\end{gathered}; \qquad (2)$$

$$\begin{gathered}z = 7,066 - 0,145 \cdot E_r + 0,035 \cdot E_k + 0,275 \cdot h_r + 0,00074 \cdot E_r^2 + \\ +0,00053 \cdot E_k^2 - 0,019 \cdot h_r^2 - 0,0025 \cdot E_r \cdot h_r + 0,0019 \cdot E_k \cdot h_r\end{gathered}, \qquad (3)$$

где $E_г$ – твердость резины по Шору, ед.; $h_г$ – толщина резины, мм; $E_к$ – энергия удара, Дж.

Деформирование резины при ударных нагрузках происходит не как деформирование упругого элемента в площади контакта соударения, а как соударение с пластиной с конечными размерами, в десятки раз превышающими площадь контакта соударения. Таким образом, при деформировании резина будет испытывать объемное сжатие вокруг площади контакта. Однако при расчетах показателей жесткости эластомерных футеровок, исходя из которых происходит выбор ее толщины, не учитывается влияние объемного модуля.

В работе [8] авторами экспериментально установлено влияния эффекта объемного сжатия при контактных деформациях за-

щитных покрытий рабочих поверхностей горных машин из эластомеров. Установлено, что контактная жесткость деформируемой резиновой пластины футеровки увеличивается на 20–45% по отношению к жесткости элементарного объема (без учета объемного сжатия).

Проведем регрессионный анализ зависимости силы вдавливания от площади и твердости резины при заданной глубине вдавливания для определения напряжений в защищаемой поверхности горной машины.

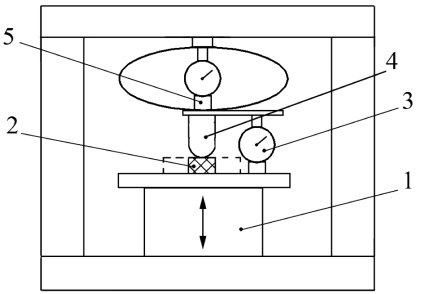


*Рис. 1. Схема лабораторного стенда*: 1 – механический пресс; 2 – резина разной площади; 3 – индикатор перемещения; 4 – сферический индентор; 5 – динамометр

Методика экспериментальных исследований [8] предусматривала статические испытания показателей работы резины при ударных нагрузках. В случае ударного взаимодействия сила удара принята равной силе вдавливания, как показано в процессе стендовых испытаний (рис. 1).

Лабораторный стенд состоит из механического пресса *1*, резины разной площади *2*, индикатора перемещения *3*, сферического индентора *4* и динамометра *5*. Исследовался процесс вдавливания сферического индентора *4* диаметром $D$ = 58 мм в листовую резину толщиной 24 мм и твердостью по Шору $E_г$ = 52–64. Сила внедрения индентора 4 в резину создавалась ручным механическим прессом *1*. Фиксировались глубина погружения индентора в резину $z$ с помощью индикатора перемещения часового типа *3* и сила вдавливания $P$, которая измерялась динамометром *5* (ДОСМ 3–0,1). В экспериментах постоянной величиной являлась глубина погружения индентора в резину $z$ = 4 мм, а переменными величинами – площадь $S_г$ и твердость резины $E_г$, при прочих равных условиях. Величина $z$ выбиралась исходя из условия деформации резинового слоя не более чем на 20%, так как в области малых деформаций зависимость «сила-деформация» линейна и наиболее предпочтительна для предотвращения разрушения резины.

По результатам лабораторных исследований [8] осуществлен графический анализ в виде пространственной модели зависимости силы вдавливания от от площади $S_г$, см$^2$ и твердости резины $E_г$, ед.

Регрессионные зависимости силы вдавливания (функция отклика) от вышеперечисленных факторов получили на основании выполненных исследований, с общим объемом статистических данных $n = 34$, в следующем виде:

$$P = a_0 + a_1 \cdot S_r + a_2 \cdot E_r + a_3 \cdot S_r \cdot E_r + a_4 \cdot S_r^2 + a_5 \cdot E_r^2 . \qquad (4)$$

Общее количество слагаемых уравнения регрессии составило $m = 5$. Расчет модели методом наименьших квадратов производился средствами прикладного пакета обработки статистических данных SPSS Statistics с применением встроенной функции «Шаговый отбор». При работе алгоритма независимые переменные ($x_i$), которые имеют наибольшие коэффициенты частичной корреляции с зависимой переменной ($P$), пошагово включаются в регрессионное уравнение [8]. После каждого шага оценивалась адекватность полученной модели $F$ (коэффициент Фишера) и коэффициент детерминации $R^2$, а факторы, коэффициенты регрессии которых, по статистике Стьюдента, оказывались незначимыми ($t_{tabl} \geq t_{ai}$), исключались из регрессионной зависимости без особого влияния на результативный признак $P$. По знаку коэффициента регрессии $a_i$ можно определить влияние соответствующего фактора $x_i$: положительный знак свидетельствует о возрастании функции $P$ при увеличении фактора $x_i$, отрицательный – о снижении [9], а абсолютное значение коэффициента $a_i$ показывает, на сколько измениться результативный признак при изменении соответствующего фактора на единицу.

Расчетная зависимость силы вдавливания аппроксимируется:

$$P = -170,795 + 0,055 \cdot S_r \cdot E_r - 0,16 \cdot S_r^2 + 0,138 \cdot E_r^2 .$$

При этом коэффициент Фишера $F = 375,54$, а коэффициент множественной корреляции $R^2 = 0,986$ показывает, что изменчивость функции $P$ на 98,6% объясняется влиянием учтенных в модели факторов. Зависимость, в виде поверхности, представлена на рис. 2.

Зависимость силы вдавливания от площади резины $S_г$ имеет параболический характер: сила вдавливания $P$ повышается с увеличением площади резины, при прочих равных условиях (при $E_г = \text{const}$). Здесь проявляется эффект объемного сжатия – чем больше площадь резины площади контакта, тем больше проявляется его влияние. Аналогичный характер имеет зависимость силы вдавливания $P$ от твердости резины $E_г$.

Итак, основными факторами, оказывающими влияние на защитные свойства футеровки, является ее толщина, твердость,

сила вдавливания и площадь, при этом не учитывается комплексное воздействие изменения площади резиновой футеровки или модуля объемного сжатия. С использованием прикладного пакета обработки статистических данных SPSS Statistics методом наименьших квадратов был проведен регрессионный анализ экспериментальных данных. Установлены регрессионные зависимости возникающих напряжений в коробе и глубины вдавливания от параметров защитной резиновой футеровки (твердость и площадь) и энергии удара, моделирующей падение кусков горной породы на рабочий орган горных машин. Полученная математическая модель позволяет определять рациональные параметры деформационных характеристик футеровок и напряженного состояния защищаемой поверхности.

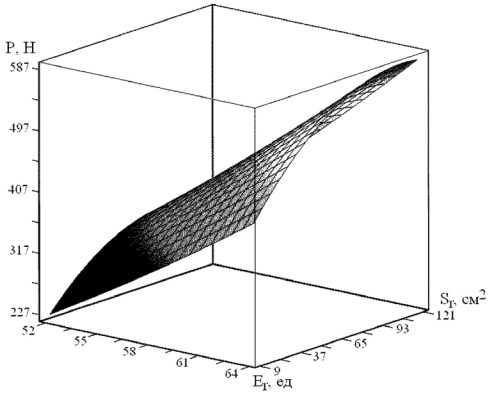


*Рис. 2. Расчетная зависимость силы вдавливания P от площади $S_r$ и твердости резины $E_r$*

Повышение эффективности переработки и обогащения минерального сырья при снижении себестоимости разработки месторождений полезных ископаемых является актуальной проблемой, для решения которой необходим, как индивидуальный, так и комплексный подход к изучению новых методов и способов расчета составных частей технологического процесса. При этом необходимо учесть, что затраты на покупку нового или ремонт старого оборудования составляют большую долю финансовых расходов на предприятиях.

Теоретические исследования в этой области опираются на основы расчета колебаний и удара [10, 11], а в работе [12] авторами решались вопросы, связанные с расчетами и изготовлением защитных резиновых футеровок, которые показали высокую эффективность в предохранении от ударных нагрузок и износа рабочих поверхностей горных машин.

Экспериментальному изучению ударного взаимодействия кусков горной породы с рабочими поверхностями посвящена работа [3], в которой были определены доминирующие факторы и их числовые значения в процессе взаимодействия не-

посредственно в зоне контакта куска падающей горной массы с поверхностью рабочего органа (с защитным слоем либо без него).

Одним из важнейших параметров при выборе футеровки является ее толщина, которая должна обеспечивать не только защиту рабочей поверхности горной машины, но и предотвращать от предельных деформаций резины, не допуская ее преждевременного износа. В проведенных исследованиях [13] установлено, что на изменение величины деформации резины или глубины вдавливания ($z$, мм) также влияет энергия удара ($E_к$, Дж), твердость ($E_г$, ед. по Шору) и толщина резины ($h_г$, мм). Однако в этой работе не был учтен фактор комплексного влияния изменения площади эластичной футеровки $S_г$, ведь при решении контактной задачи удара о резиновую футеровку и при расчете допустимой деформации используется стандартный динамический модуль Юнга, который не учитывает влияние площади футеровки. Решение этой задачи было освещено в работе [14], в ходе которой были установлены зависимости глубины вдавливания, времени удара и напряжения от энергии удара, твердости и площади резины. При этом определено, что использование эффекта объемного сжатия позволяет снизить напряжения в защищаемых рабочих поверхностях на 20–25%.

При проведении экспериментальных исследований [15] варьировался один из параметров при фиксированных значениях других, а затем эксперименты повторялись при других значениях фиксированных переменных. Такой подход позволяет провести многофакторный регрессионный анализ (при $h_г = 24$ мм). Общий вид зависимостей напряжения в коробе ($\sigma$, МПа) и глубины вдавливания ($z$, мм) от перечисленных выше факторов рассчитывались на основании выполненных исследований и задавались в следующей форме:

$$Y = a_0 + \sum_{i}^{n} a_i \cdot x_i + \sum_{i}^{n} a_{ii} \cdot x_i^2 + \sum_{i<j}^{n} a_{ij} \cdot x_i \cdot x_j \ , \qquad (5)$$

где $Y$ – функция отклика; $a_0$ – свободный член уравнения; $a_i \cdot x_i$, $a_{ii} \cdot x_i^2$ – линейные и квадратичные слагаемые в виде произведений коэффициентов регрессии $a_i$ на факторы $x_i$; $a_{ij} \cdot x_i \cdot x_j$ – слагаемые парных произведений факторов; $n$ – число переменных факторов. Расчет модели методом наименьших квадратов производился средствами прикладного пакета обработки статистических данных SPSS Statistics с применением встроенной функции «Шаговый отбор» [16].

Таким образом, в результате расчета получена обобщенная регрессионная зависимость возникающих в коробе машины напряжений от параметров резиновой футеровки (твердость $E_г$, площадь $S_г$) и энергии удара $E_k$ в следующем виде (объем выборки составил 70 измерений функции отклика):

$$\sigma = -7,379 + 0,209 \cdot E_r - 0,004 \cdot E_k^2 + 0,009 \cdot E_r \cdot E_k + \\ +0,0004 \cdot E_r \cdot S_r + 0,0006 \cdot E_k \cdot S_r \quad (6)$$

Полученная регрессионная зависимость с высоким уровнем адекватности описывает полученные экспериментальные данные, что подтверждает расчетная статистика Фишера $F = 492,2$. Коэффициент детерминации $R^2 = 0,936$ показывает, что изменчивость функции σ на 93,6% объясняется влиянием учтенных в модели факторов.

На рис. 3 представлены графики зависимости напряжения в коробе σ от энергии удара $E_k$ при фиксированной твердости резины по Шору ($E_г = 56$ ед.) и различных вариациях ее площади $S_г$. В исследуемом диапазоне значений переменной $E_k$ функция σ квадратично возрастает. При увеличении силы удара происходит увеличение напряжения, что объясняется уменьшением демпфирующих свойств и ростом жесткости резины вследствие увеличения скорости ударного импульса.

Расчетные графики регрессионной зависимости напряжения в коробе от твердости резины при разной ее площади и фиксированной энергии удара ($E_k = 15,6$ Дж) показаны на рис. 4. Для сравнения достоверности расчетных и экспериментальных значений на графики нанесены точки, полученные опытным путем. Зависимость имеет линейный характер, при увеличении

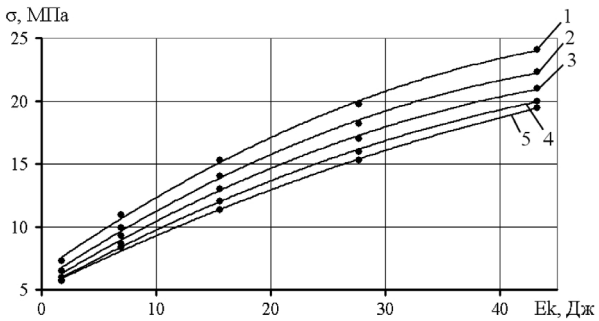


*Рис. 3. Зависимость напряжения в коробе σ от энергии удара $E_k$ при разной площади резинового слоя $S_г$:* 1 – $S_г = 121$ мм²; 2 – $S_г = 81$ мм²; 3 – $S_г = 49$ мм²; 4 – $S_г = 25$ мм²; 5 – $S_г = 9$ мм²

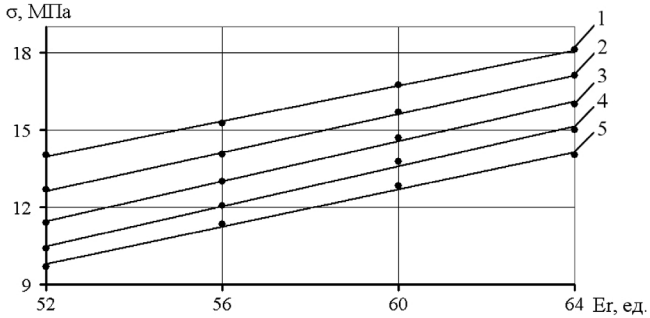


*Рис. 4. Зависимость напряжения в коробе σ от твердости резины $E_r$ при разной площади резинового слоя $S_г$:* 1 – $S_г$ = 121 мм²; 2 – $S_г$ = 81 мм²; 3 – $S_г$ = 49 мм²; 4 – $S_г$ = 25 мм²; 5 – $S_г$ = 9 мм²

твердости резины напряжение увеличивается, что объяснятся снижением упруго-вязких свойств эластомерных материалов.

На рис. 5 представлены расчетные графики зависимости напряжения в коробе от площади резинового слоя (твердость резины $E_г$ = const = 56 ед.) при варьировании энергии удара о футеровку. Зависимость обладает линейным характером – при увеличении площади резины напряжения в рабочей поверхности увеличиваются, тем самым подтверждается отрицательное влияние эффекта объемного сжатия на демпфирующие свойства резины, что приводит к увеличению характеристик жесткости эластичной футеровки и снижению ее защитных свойств.

Аналогичным образом установлена многофакторная регрессионная зависимость глубины вдавливания $z$ от параметров резины и энергии удара (выборка составила 70 измерений):

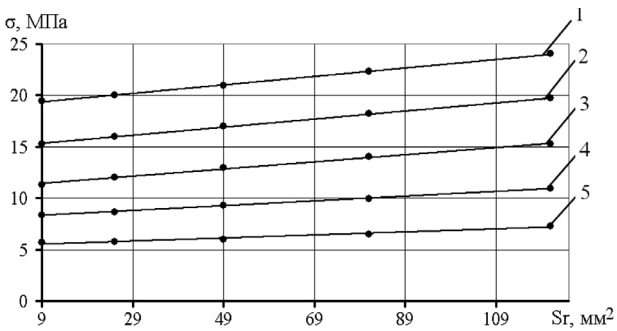


*Рис. 5. Зависимость напряжения в коробе σ от площади резинового слоя $S_г$ при разной энергии удара $E_k$:* 1 – $E_k$ = 43,2 Дж; 2 – $E_k$ = 27,7 Дж; 3 – $E_k$ = = 15,6 Дж; 4 – $E_k$ = 6,9 Дж; 5 – $E_k$ = 1,7 Дж

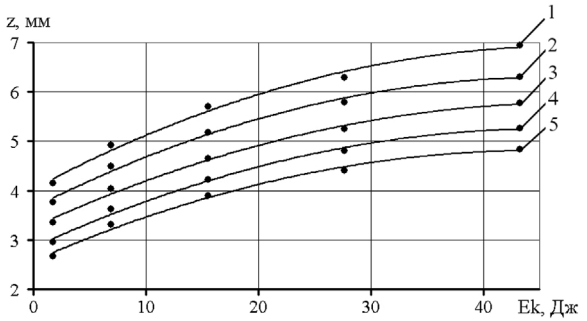


*Рис. 6. Зависимость глубины вдавливания z от энергии удара $E_k$ при разной площади резинового слоя $S_г$:* 1 – $S_г$ = 121 мм²; 2 – $S_г$ = 81 мм²; 3 – $S_г$ = 49 мм²; 4 – $S_г$ = 25 мм²; 5 – $S_г$ = 9 мм²

$$z = 28,747 - 0,674 \cdot E_r - 0,047 \cdot S_r + 0,004 \cdot E_r^2 - \\ -0,001 \cdot E_k^2 + 0,0001 \cdot S_r^2 + 0,002 \cdot E_r \cdot E_k + \\ +0,0004 \cdot E_r \cdot S_r - 0,0001 \cdot E_k \cdot S_r \qquad (7)$$

Статистические характеристики этой регрессионной зависимости: коэффициент детерминации $R^2 = 0,924$ и статистика Фишера $F = 249,9$ подтверждают достоверность и адекватность модели. Графики расчетной зависимости глубины вдавливания от энергии удара и параметров резины представлены на рис. 6–7.

Влияние и характер зависимостей глубины вдавливания $z$ от площади резинового слоя $S_г$ при разной энергии удара $E_к$ представлен на рис. 8. Зависимость носит квадратичный характер. При увеличении площади резины по отношению к постоянной

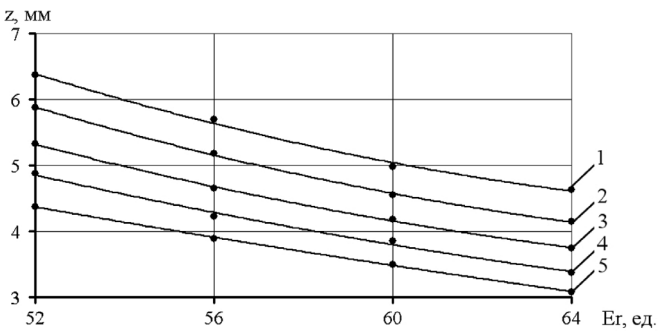


*Рис. 7. Зависимость глубины вдавливания z от твердости резины $E_r$ при разной площади резинового слоя $S_г$:* 1 – $S_г$ = 121 мм²; 2 – $S_г$ = 81 мм²; 3 – $S_г$ = 49 мм²; 4 – $S_г$ = 25 мм²; 5 – $S_г$ = 9 мм²

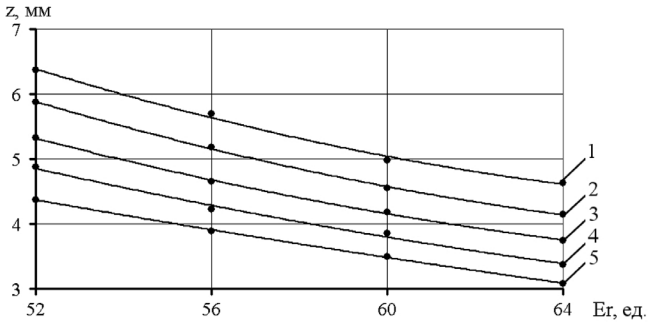


*Рис. 8. Зависимость глубины вдавливания z от площади резинового слоя $S_г$ при разной энергии удара $E_k$*: 1 – $E_k$ = 43,2 Дж; 2 – $E_k$ = 27,7 Дж; 3 – $E_k$ = 15,6 Дж; 4 – $E_k$ = 6,9 Дж; 5 – $E_k$ = 1,7 Дж

площади индентора происходит уменьшение деформации резины, что объясняется проявлением эффекта объемного сжатия. Такой эффект говорит о том, что наличие резины вне границы площади отпечатка индентора приводит к увеличению характеристик жесткости эластичной футеровки.

**Выводы**

Установленная регрессионная зависимость силы вдавливания от параметров резиновой футеровки, характеризует величину допустимой нагрузки в области линейной деформации резины. При увеличении площади резинового слоя повышается влияние эффекта объемного сжатия, приводящего, к увеличению модуля упругости резины. Модуль упругости оказывает существенное влияние на параметры защитных эластомерных футеровок, позволяя уменьшить ее толщину в области допустимых деформаций. Это также позволит сократить себестоимость футеровки.

Выполненные экспериментальные и теоретические исследования показали необходимость использования поправочного коэффициента при расчетах модуля упругости полимерных материалов, так как в настоящее время модуль упругости не учитывает влияние эффекта объемного сжатия при изменении площади эластомера, и применяются значения модуля, полученные лишь для единичного участка. Однако в зависимости от твердости резины, поправочный коэффициент будет находиться в пределах 20–25%.

В результате проведенных исследований установлена регрессионная зависимость возникающих напряжений в коробе и глу-

бины вдавливания от параметров резиновой футеровки (твердость и площадь) и энергии удара при падении кусков горной породы на рабочий орган горных машин.

Полученная математическая модель взаимодействия падающих кусков горной породы с рабочими органами горных машин позволяет определять рациональные параметры напряженного состояния защищаемой поверхности и деформационных характеристик футеровок. Примером оптимизационной задачи может послужить минимизация функции $\sigma = f(E_г, S_г, E_к) \to \min$ при накладываемых ограничениях по деформации эластичной футеровки $z \leq 20\%$.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**


1. *Потураев В. Н.*, *Дырда В. И.*, *Надутый В. П.* Резина в горном деле. – М.: Недра, 1974. – 150 с.

2. *Потураев В. Н.*, *Дырда В. И.*, *Круш И. И.* Прикладная механика резины. – Киев: Наукова думка, 1975. – 214 с.

3. *Надутый В. П.*, *Сухарев В. В.*, *Белюшин Д. В.* Исследование напряженного состояния рабочего органа вибрационной машины с защитным слоем при ударных нагрузках // Вібрації в техніці та технологіях. – 2012. – Вип. 4(68). – С. 71–75.

4. *Надутый В. П.*, *Ободан Ю. Я.* Экспериментальные исследования взаимодействия жесткого штампа с эластичным слоем / Транспортные и горные машины: Сборник научных трудов. – Киев: Наукова думка, 1983. – С. 69–73.

5. *Голоскоков Е. Г.*, *Филиппов А. П.* Нестационарные колебания деформируемых систем. – Киев: Наукова думка, 1977. – 338 с.

6. *Надутый В. П.*, *Сухарев В. В.*, *Белюшин Д. В.* Определение напряженного состояния вибропитателя для выпуска руды из блока при ударных нагрузках // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2013. – № 1. – С. 60–62.

7. *Надутый В. П.*, *Сухарев В. В.*, *Белюшин Д. В.* Аппроксимация результатов экспериментальных исследований ударного взаимодействия горной массы с рабочими поверхностями вибромашин // Вібрації в техніці та технологіях: Всеукр. наук.-техн. журнал. – 2013. – Вып. 1. – С. 43–50.

8. *Надутый В. П.*, *Сухарев В. В.*, *Белюшин Д. В.* Исследование влияния эффекта объемного сжатия при определении параметров защитных покрытий из эластомеров / Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць ІГТМ НАН України. Вип. 109. – 2013. – – С. 64–72.

9. *Кухарев В. Н.*, *Салли В. И.*, *Эрперт А. М.* Экономико-математические методы и модели в планировании и управлении: Учебник. – К.: Выща шк., 1991.– 303 с.

10. *Гольдсмит В.* Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел. – М.: Госстройиздат, 1965. – 448 с.

11. *Пановко Я. Г.* Основы прикладной теории колебаний и удара. – Л.: Машиностроение, 1976. – 240 с.

12. *Потураев В. Н.*, *Дырда В. И.*, *Надутый В. П.* Резина в горном деле. – М.: Недра, 1974. – 150 с.

13. *Надутый В. П.*, *Сухарев В. В.*, *Белюшин Д. В.* Результаты исследований ударного взаимодействия кусковой горной массы с футерованной рабочей поверхностью машин // Науковий вісник НГУ. – Вип. 4(132). – 2013. – С. 54–58.

14. *Надутый В. П.*, *Сухарев В. В.*, *Белюшин Д. В.* Идентификация результатов экспериментальных исследований ударного взаимодействия рабочего органа машины с горной массой / Геотехническая механика: меж-вед. сб. научн. тр. ИГТМ НАН Украины. Вып. 115. – 2014. – С. 93–101.

15. *Сухарев В. В. Левченко П. В.*, *Белюшин Д. В.*Анализ факторов, влияющих на механизм ударного взаимодействия эластичной футеровки с горной массой / Геотехническая механика: межвед. сб. научн. тр. ИГТМ НАН Украины. Вып. 111. – 2013. – С. 160–170.

16. *Бююль А., Цефель П.* SPSS: искусство обработки информации. Анализ статистических данных и восстановление скрытых закономерностей: Пер. с нем. – СПб.: ООО «ДиаСофт ЮП», 2005. – 608 с. ГИАБ

**КОРОТКО ОБ АВТОРАХ**

*Белюшин Дмитрий Владимирович*[1] – аспирант,
*Лагунова Юлия Андреевна*[1] – доктор технических наук, профессор, e-mail: yu.lagunova@mail.ru,
[1] Уральский государственный горный университет.

Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. 2016. No. 7, pp. 5–18.

UDC 621.73

**D.V. Belyushin, Yu.A. Lagunova**

## REGRESSION ANALYSIS DEPENDENCE OF THE FORCE ON THE AREA OF INDENTATION AND HARDNESS LININGS VIBRATOR

In the article the analysis of experimental data obtained during the test vibrators. The article, based on regression analysis of the experimental data the dependence of the force pressing on the parameters (area and hardness) of the rubber lining. Dependence characterizes the load capacity in the field of linear deformation of rubber. It is shown that the increase in the area of the rubber layer increases the effect of the influence on volumetric compression deformation of rubber, which, in turn, reduces the thickness of the protective lining.

Considered a positive impact rubber lining to reduce shock loads to protect metal surfaces with proper choice of the thickness of the rubber layer. The magnitude of thickness of the rubber layer should correspond to the maximum impact energy, and at the same time, in the contact area undergoes a deformation of not more than 20% of its thickness (linear crumple zone) to prevent the breakdown of the rubber. The article presents the solution of the contact problem shock piece of rock on the rubber lining and determined allowable strain on the area of the collision. The calculations used a static or dynamic Young's modulus for rubber.

Key words: countertops vibrators, shock loding, rubber lining, the contact zone, deformation, regression analysis, the Young's modulus.

**AUTHORS**

*Belyushin D.V.*[1], Graduate Student,
*Lagunova Yu.A.*[1], Doctor of Technical Sciences, Professor,
e-mail: yu.lagunova@mail.ru,
[1] Ural State Mining University, 620144, Ekaterinburg, Russia.

**REFERENCES**

1. Poturaev V. N., Dyrda V. I., Nadutyy V. P. *Rezina v gornom dele* (Rubber in mining), Moscow, Nedra, 1974, 150 p.

2. Poturaev V. N., Dyrda V. I., Krush I. I. *Prikladnaya mekhanika reziny* (Applied mechanics of rubber), Kiev, Naukova dumka, 1975, 214 p.

3. Nadutyy V. P., Sukharev V. V., Belyushin D. V. *Vibratsiï v tekhnitsi ta tekhnologiyakh*. 2012, no 4(68), pp. 71–75.

4. Nadutyy V. P., Obodan Yu. Ya. *Transportnye i gornye mashiny*: Sbornik nauchnykh trudov (Transport and mining machines: Collection of scientific papers), Kiev, Naukova dumka, 1983, pp. 69–73.

5. Goloskokov E. G., Filippov A. P. *Nestatsionarnye kolebaniya deformiruemykh sistem* (Unsteady oscillations in deformable systems ), Kiev, Naukova dumka, 1977, 338 p.

6. Nadutyy V. P., Sukharev V. V., Belyushin D. V. *Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost'*. 2013, no 1, pp. 60–62.

7. Nadutyy V. P., Sukharev V. V., Belyushin D. V. *Vseukr. nauk.-tekhn. zhurnal*, 2013, no 1, pp. 43–50.

8. Nadutyy V. P., Sukharev V. V., Belyushin D. V. *Geotekhnichna mekhanika: Mizhvid. zb. nauk. prats' IGTM NAN Ukraïni*. Vyp. 109 (Geotechnical mechanics: Interbranch collection of scientific papers of the Institute of Geotechnical Mechanics of the National Academy of Sciences of Ukraine, issue 109), 2013, pp. 64–72.

9. Kukharev V. N., Salli V. I., Erpert A. M. *Ekonomiko-matematicheskie metody i modeli v planirovanii i upravlenii*: Uchebnik (Economic-and-mathematical methods and models in planning and management: Textbook), Kiev, Vyshcha shkola, 1991, 303 p.

10. Gol'dsmit V. *Udar. Teoriya i fizicheskie svoystva soudaryaemykh tel* (Shock. Theory and physical properties of colliding bodies), Moscow, Gosstroyizdat, 1965, 448 p.

11. Panovko Ya. G. *Osnovy prikladnoy teorii kolebaniy i udara* (Backbone of the applied theory of vibrations and shock), Leningrad, Mashinostroenie, 1976, 240 p.

12. Poturaev V. N., Dyrda V. I., Nadutyy V. P. *Rezina v gornom dele* (Rubber in mining), Moscow, Nedra, 1974, 150 p.

13. Nadutyy V. P., Sukharev V. V., Belyushin D. V. *Naukoviy visnik NGU*, no 4(132). 2013, pp. 54–58.

14. Nadutyy V. P., Sukharev V. V., Belyushin D. V. *Geotekhnicheskaya mekhanika: mezhvedomstvennyy sbornik nauchnykh trudov IGTM NAN Ukrainy*. Vyp. 115 (Geotechnical mechanics: interdepartmental collection of scientific works of IGTM, issue 115), 2014, pp. 93–101.

15. Sukharev V. V. Levchenko P. V., Belyushin D. V. *Geotekhnicheskaya mekhanika: mezhvedomstvennyy sbornik nauchnykh trudov IGTM NAN Ukrainy*. Vyp. 111 (Geotechnical mechanics: interdepartmental collection of scientific works of IGTM, issue 111), 2013, pp. 160–170.

16. Byuyul' A., Tsefel' P. *SPSS: iskusstvo obrabotki informatsii. Analiz statisticheskikh dannykh i vosstanovlenie skrytykh zakonomernostey*: Per. s nem (SPSS: The art of information handling. Analysis of statistical data and recovery of hidden laws: German–Russian translation), Saint-Petersburg, OOO «DiaSoft YuP», 2005, 608 p.