

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ АМОРТИЗАТОРОВ ОТДАЧИ РУЧНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МОЛОТКОВ

В. И. БАБУРОВ, И. И. ТРУШАКОВ, А. В. ПИКУЛЬ, А. Н. ЩИПУНОВ

(Представлена кафедрой горных машин, рудничного транспорта и горной механики)

Вибрация ручных пневматических молотков генерируется различными силами, среди которых основными являются: действие на корпус переменного по величине и времени давления сжатого воздуха и соударения корпуса с рабочим инструментом. Интенсивность проявления этих вибрационных факторов зависит от очень многих причин и в первую очередь от величины усилия нажатия рабочего. Исследованиями, проведенными в нашем институте, установлено, что в зоне усилий, часто встречающихся в практике обрубки и клепки, наиболее опасным являются предельно основной режим работы молотков [1—3] и режим работы при усилнии нажатия 30—34 кг (с учетом веса молотка) [3]. Для рубильных молотков типа МР производства Томского электромеханического завода предельно основной режим наступает при нажатии, равном 22—24 кг, а для клепальных молотков типа КЕ того же завода — 24—26 кг [1, 3]. Приведенные значения усилий нажатия соответствуют условиям работы машины при давлении воздуха в сети 5 *ати*. В рассматриваемом режиме корпус молотка набегает на ограничительный буртик рабочего инструмента и соударяется с ним.

Реактивная сила, действующая на корпус при этом соударении, вызывает приращение амплитуды вибро смещения, в связи с чем амплитудно-силовая характеристика молотка [1] имеет в этом режиме максимум. При величине усилия нажатия, равном максимальному значению внутренней возмущающей силы для молотков типа КЕ, то есть 34—35 кг, набегание корпуса на буртик не происходит. В этом случае инструмент, отскакивая от обрабатываемого материала, сам наносит удар по молотку, вызывая тем самым новое увеличение вибро смещения корпуса [1—3]. Для молотков типа МР упомянутый режим характерен при усилнии нажатия 28—32 кг.

Таким образом, соударения корпуса с рабочим инструментом являются опасными для обслуживающего персонала [3, 4, 5]. Соударения к тому же носят ударный характер. За короткий промежуток времени, 0,0012—0,0015 *сек.*, сила соударения достигает 120—180 кг и более.

Гашение сил соударения обычно производится путем установки между ограничительным буртиком инструмента (зубила, обжимки или пики) и корпусом молотка упругих элементов из резины, тарельчатых пружин и т. д. Применяемые схемы расположения упругих элементов можно разделить на две группы:

- а) упругий элемент располагается снаружи молотка (рис. 1, а);
- б) упругий элемент располагается в передней части молотка (рис. 1, б).

В первом случае упругий элемент 4 помещен между стволом 1 молотка и инструментом 5. По мере износа элемента 4 рабочий легко заменяет его, не тратя на это много времени. Однако частая смена рабочего инструмента создает некоторые неудобства при эксплуатации молотков с упомянутыми амортизаторами. Кроме этого, последние не защищены от различных механических воздействий и поэтому быстро приходят в негодность.

Во втором случае амортизатор 4 вместе с рабочим инструментом 5 поддерживается гайкой 6, навинчиваемой на ствол 1.

Для смягчения ударного воздействия инструмента на корпус молотка в нашем институте была разработана специальная виброгасящая бокса (рис. 1, в). Виброгасящая бокса 3 вставляется в полость передней части ствола 1. Своим кольцевым выступом бокса опирается на пружину 4 и резиновую втулку 7. Выпадение боксы предотвращается гайкой 6. Пружина 4 служит для амортизации соударений между инструментом 5 и стволом 1. Втулка 7 предназначена для снижения ударного воздействия бойка на корпус, которое возникает при выходе хвостовика зубила из боксы. Достоинствами предложенной схемы амортизации являются:

- а) форма хвостовика рабочего инструмента может быть любой, что весьма важно при эксплуатации;

- б) установка амортизирующих элементов возможна без увеличения размеров и веса молотка;

- в) кроме смягчения соударений между инструментом и корпусом, ствол молотка предохраняется от разрушения ударами бойка при выходе инструмента из полости;

- г) простота конструкции и удобство эксплуатации;

- д) по мере износа бокса легко может быть заменена;

- е) упругие элементы защищены от механических воздействий, что способствует увеличению срока их службы.

Известно, что эффект амортизации зависит при прочих постоянных условиях от типа и упругих свойств амортизирующих элементов [4, 6—9]. Для выявления эффективности гашения вибрации молотка от обратных ударов инструмента в зависимости от типа упругих элементов авторами были проведены соответствующие испытания.

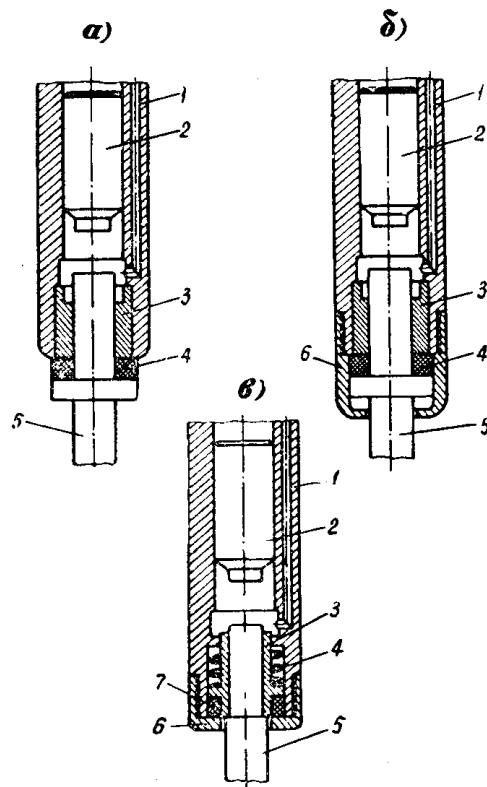


Рис. 1. Схемы установки амортизаторов отдачи.

1 — ствол; 2 — ударник; 3 — направляющая бокса; 4 — амортизатор отдачи; 5 — рабочий инструмент; 6 — гайка передняя; 7 — резиновая втулка

- В качестве амортизаторов устанавливались:
- а) сплошная резиновая втулка (рис. 2, а);
 - б) резиновая втулка с нарезками на наружной поверхности (рис. 2, б);
 - в) резиновые кольца со стальными шайбами (рис. 2, в);
 - г) стальная пружина (рис. 2, г).

Размеры упругих элементов в свободном состоянии показаны на рис. 2. До проведения опытов были определены жесткости всех элементов. Замер величины деформации производился путем нагружения амортизаторов, помещенных в переднюю полость молотка. Графики изменения деформации в зависимости от величины нагрузки на элемент приведены на рис. 3, а средние значения их жесткости даны в табл. 1. Испытания осуществлялись при следующих условиях.

Рубильный молоток МР-5 (энергия удара — 1,2 кГм, частота ударов в минуту — 2200, вес — 5 кг) устанавливался на стенде в наклонном положении [10]. Обрабатываемым материалом служила стальная плита (Ст. 3), а рабочим инструментом зубило весом 0,83 кг с формой режущей кромки в виде двустороннего клина с углом заострения 40°. Давление воздуха в сети поддерживалось равными 5 атм. Усилие нажатия, создававшееся пневматическим поршневым податчиком, определялось по формуле

$$R_n = F_n \cdot P_n + Q_m \cdot \sin \alpha, \quad \text{кг}, \quad (1)$$

где R_n — усилие нажатия на молоток, кг;
 F_n — площадь поперечного сечения поршня податчика равна 20 см²;
 P_n — давление воздуха в цилиндре податчика устанавливалось равным 1,4 кг/см²;
 Q_m — вес молотка, кг;
 α — угол наклона молотка к обрабатываемому изделию равен 50°. Подставив указанные значения в формулу (1), получим величину усилия нажатия, равную 32 кг.

Таблица 1

Данные обработки диаграмм силы отдачи и смещения корпуса ручного пневматического молотка МР-5

Показатели	Типы амортизаторов				Без амортизатора
	стальная пружина	резиновая втулка с нарезками	сплошная резиновая втулка	резиновые кольца с шайбами	
1	2	3	4	5	6
Жесткость, кг/см . . .	20	56	176	195	—
Амплитуда вибросмещения, мм	0,50	0,67	0,72	0,9	1,0

1	2	3	4	5	6
Максимальная сила обратного удара, кг	45	92	120	132	160
Продолжительность импульса силы, создаваемого обратным ударом, сек .	0,0030	0,0026	0,0020	0,0022	0,0014
Импульс силы, обусловленный обратным ударом инструмента, кг·сек . .	0,067	0,119	0,120	0,145	0,112

С помощью электронной аппаратуры: осциллографа МПО-2, тензоусилителя ПЭТ-ЗВМ записывались вибросмещение и сила отдачи молотка МР-5. Запись смещения осуществлялась потенциометрическим

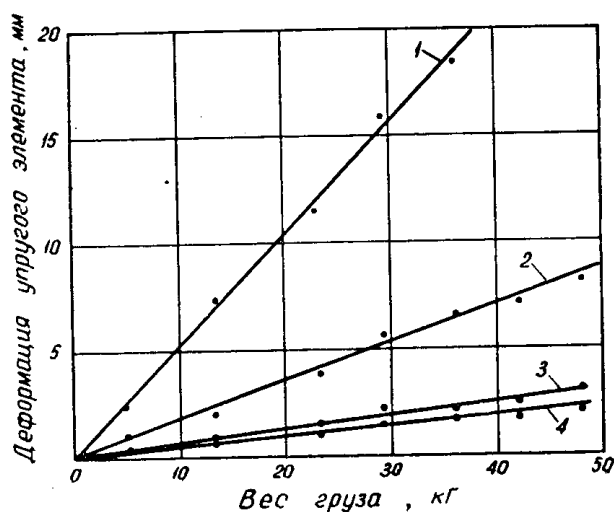


Рис. 3. Влияние величины нагрузки на деформацию амортизаторов отдачи.

1 — стальная пружина; 2 — резиновая втулка с нарезками; 3 — сплошная резиновая втулка; 4 — резиновые кольца со стальными шайбами

датчиком [11], а силы отдачи — консольным тензометрическим датчиком [10]. Таким образом, нами определялись следующие параметры вибрации молотка:

- а) A_k — амплитуда вибросмещения, мм;
- б) $F_{o.y.}$ — максимальная сила обратного удара рабочего инструмента по корпусу, кг (рис. 4, б);
- в) $t_{o.y.}$ — продолжительность импульса силы, создаваемой обратным ударом инструмента по корпусу, сек (рис. 4, а).

По последним двум параметрам вибрации определяли величину импульса, обусловленного обратным ударом, по формуле

$$I_{o.y.} = \int_0^t F_{o.y.} \cdot dt \approx \frac{1}{2} F_{o.y.} \cdot t_{o.y.}, \text{ кгсек.} \quad (2)$$

Диаграммы силы отдачи R_0 и смещения корпуса $S_{кор}$ для каждого типа испытанных амортизаторов помещены на рис. 4. Амплитуду смещения корпуса под действием обратного удара вычисляли по выражению

$$A_k = \frac{(a'_1 + a''_1) + (a'_2 + a''_2) + \dots + (a'_n + a''_n)}{2n} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^{i=n} (a'_i + a''_i), \text{ мм}, \quad (3)$$

где a' — смещение корпуса в сторону рукоятки в одном колебании, обусловленном обратным ударом инструмента, мм (рис. 4, в); a'' — смещение корпуса в сторону инструмента в этом же колебательном движении, мм.

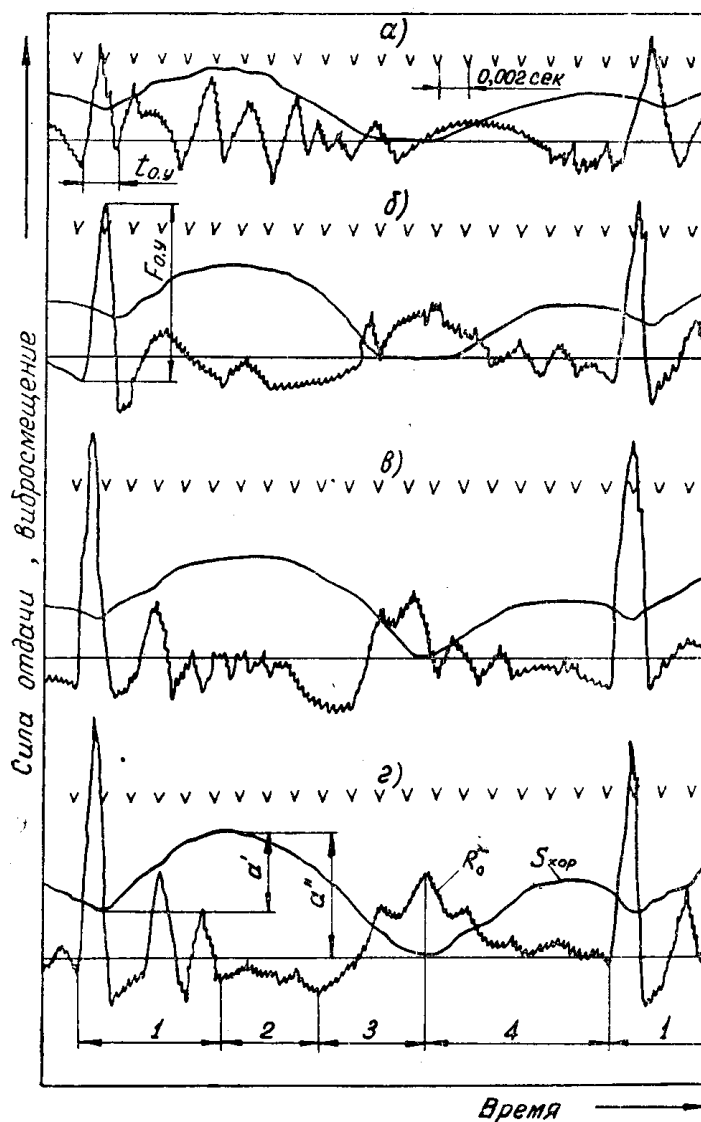


Рис. 4. Диаграммы силы отдачи и смещения корпуса рубильного молотка МР-5.

а) со стальной пружиной; б) с резиновой втулкой с нарезками; в) со сплошной резиновой втулкой; г) с резиновыми кольцами со стальными шайбами

Из рис. 4, видно что независимо от типа устанавливаемого в молоток амортизатора диаграмма силы отдачи R_0 (рис. 4, *з*) имеет следующие характерные особенности. Диаграмма R_0 имеет несколько ярко выраженных пик (зона 1, рис. 4, *з*). Это говорит о том, что инструмент, отскакивая от обрабатываемого материала, соударяется с корпусом не один раз, а два — четыре раза. Под действием этих ударов, и в особенности первого, корпус молотка преодолевает инерцию и изменяет направление своего движения (кривая $S_{\text{кор}}$ отклоняется вверх). В зоне 2 сила, действующая на рукоятку, несколько уменьшается. Это обусловливается давлением воздуха в передней полости на стенки корпуса. Под действием усилия нажатия корпус приближается к инструменту. В зоне 3 сила отдачи вновь увеличивается, поскольку сжатый воздух поступает в заднюю полость молотка. Под действием внутренней возмущающей силы, значение которой больше величины усилия нажатия, корпус молотка начинает двигаться в сторону рукоятки. В дальнейшем давление воздуха в задней полости уменьшается, снижается сила отдачи и корпус под действием силы прижатия устремляется к инструменту (зона 4).

В последующем характер изменения силы отдачи и смещения корпуса повторяется. Такое периодическое изменение параметров вибрации характерно для всех типов устанавливаемых в молоток амортизаторов. В табл. 1 приведены данные обработки диаграмм силы отдачи R_0 и смещения корпуса $S_{\text{ко}}$.

Таким образом, в процессе испытаний установлено, что с увеличением жесткости упругого элемента возрастает амплитуда смещения корпуса и максимальная сила отдачи, обусловленная обратными ударами инструмента. Продолжительность соударения молотка с зубилом при этом уменьшается. Например, при повышении жесткости амортизатора почти в 10 раз сила обратного удара увеличивается в 3 раза, а время его действия становится меньшим на 27%.

Установка амортизирующего элемента позволяет значительно снизить силу толчков, обусловленных отскоками рабочего инструмента от обрабатываемого изделия, и, что особенно важно, увеличить время действия этих толчков. Упомянутое улучшает условия труда рабочих [12].

Результаты испытаний показывают, что наиболее эффективным амортизатором является стальная витая пружина. Однако подбирая тип упругого элемента, необходимо иметь в виду и следующее обстоятельство. Если жесткость элемента небольшая, то при работе молотка точка соударения ударника с хвостовиком рабочего инструмента будет перемещаться относительно ствола, что нарушит рабочий процесс машины. Молоток будет работать неустойчиво, а это весьма нежелательно, так как производительность его снизится. Такое явление как раз и наблюдалось при установке в качестве амортизатора стальной пружины с жесткостью 20 кг/см.

При установке резиновой втулки с нарезками на наружной поверхности, жесткость которой равна 56 кг/см, рубильный молоток работал уже достаточно устойчиво. Из изложенного следует, что для рубильных молотков типа МР наиболее приемлемой жесткостью амортизатора следует считать 50—70 кг/см.

Выводы

1. Силу отдачи, обусловленную соударениями молотка с рабочим инструментом, можно уменьшить в 2—3 раза путем установки в переднюю часть машины амортизирующих элементов жесткостью 50—70 кг/см (ручные пневматические молотки весом 4—7 кг).

2. Установка упругих элементов между рабочим инструментом и корпусом ручного пневматического молотка позволяет снизить амплитуду смещения в 1,5—2,0 раза, что благоприятно отражается на здоровье рабочих.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. Ф. Горбунов, В. И. Бабуров. Оценка вибрации рубильно-клепальных молотков. *Машиностроитель*, № 2, 1965.
 2. В. Ф. Горбунов, В. И. Бабуров, Л. С. Редутинский, А. В. Триханов, Г. Г. Пестов. Исследования вибрации ручного пневматического молотка при работе по различным материалам. *ЦНИИТЭИ Угля. Горные машины и автоматика*, № 56, 1964.
 3. В. И. Бабуров. Исследование пневматических рубильно-клепальных молотков. *Кандидатская диссертация*. Томск, 1964.
 4. Л. Я. Тартаковская. Физиолого-гигиеническая оценка пневматического рубильно-чеканного молотка с виброгасящим устройством. *Гигиена труда и профессиональные заболевания*, № 3, 1964.
 5. Сборник важнейших официальных материалов по вопросам гигиены труда и производственной санитарии. Выпуск 2, *Медгиз*, 1962.
 6. Л. Б. Король. Расчет виброизолирующих устройств перфораторов. *Сб. Совершенствование бурения шпуров и скважин*. Недра, 1964.
 7. А. А. Гоппен. Снижение вибраций клепальных молотков. *Сб. 1. Опыт борьбы с шумом и вибрацией в промышленности*. Московский дом научно-технической пропаганды, 1963.
 8. П. Т. Приходько. Горные машины в гигиеническом отношении. *Новосибирск*, 1963.
 9. З. М. Бутковская, Ю. А. Агашин, Ю. С. Корюкаев. Гигиеническая оценка новых типов клепальных молотков в условиях производственной эксплуатации. *Гигиена труда и профессиональные заболевания*, № 2, 1963.
 10. В. И. Бабуров, В. Ф. Горбунов, Ю. А. Опарин. Экспериментальная установка для исследования рубильно-клепальных молотков. *Известия ТПИ*, том 129, 1965.
 11. В. Ф. Горбунов, В. М. Гусаров, Л. С. Березин. Электрический способ записи виброграмм пневматических молотков. *Известия вузов, Горный журнал*, № 12, 1962.
 12. Е. Ц. Андреева-Галанина, В. Г. Артамонова. Экспертиза трудоспособности при вибрационной болезни. *Ленмедгиз*, 1963.
-