

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 усилии 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 вибросмещения, 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 вибросмещения корпуса [1—3]. Для молотков типа МР упомянутый режим характерен при усилии 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 букса (рис. 1, в). Виброгасящая букса 3 вставляется в полость передней части ствола 1. Своим кольцевым выступом букса опирается на пружину 4 и резиновую втулку 7. Выпадение буксы 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 буксы. 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 букса 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.

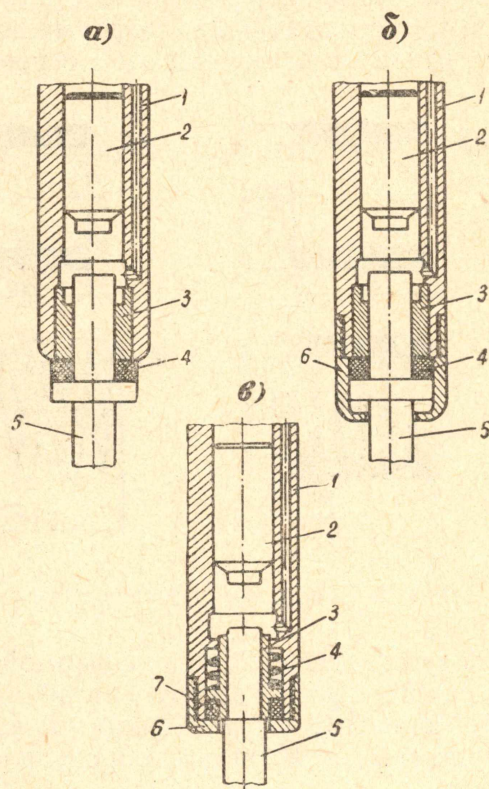


Рис. 1. Схемы установки амортизаторов отдачи.

1 — ствол; 2 — ударник; 3 — направляющая букса; 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]. Обработываемым 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 равным 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.

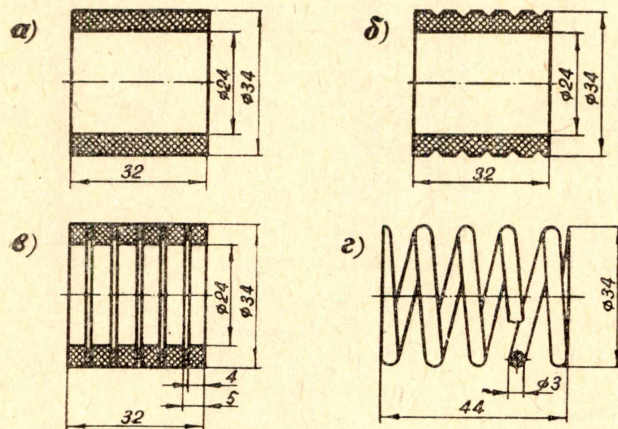


Рис. 2. Типы амортизаторов и их размеры

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

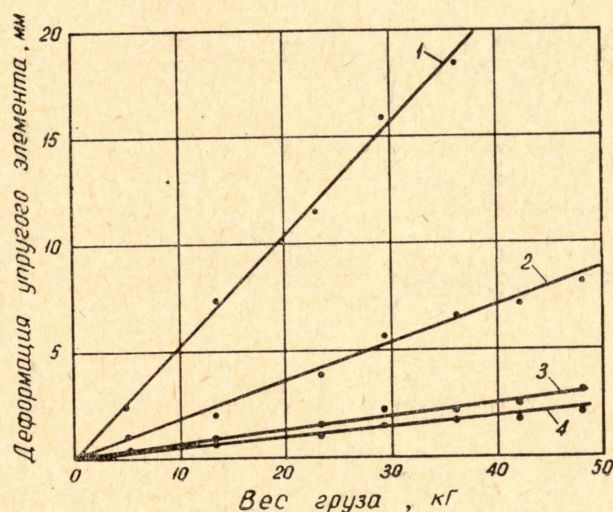


Рис. 3. Влияние величины нагрузки на деформацию амортизаторов отдачи.

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 $S_{\text{кор}}$ 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.

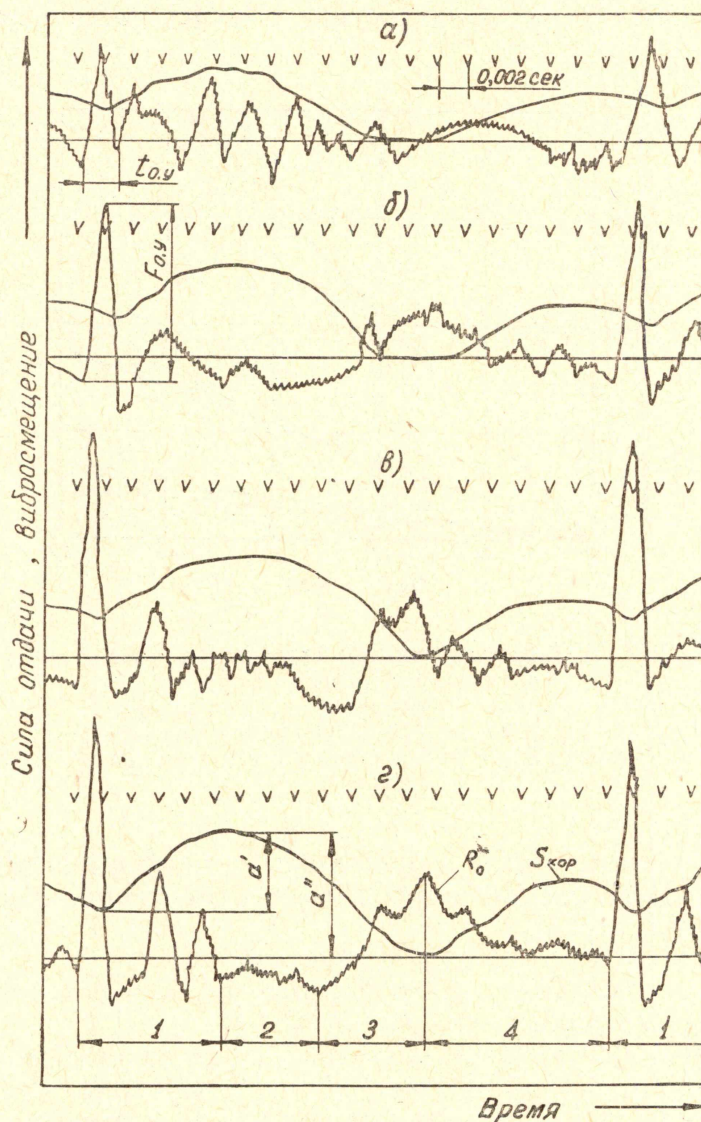


Рис. 4. Диаграммы силы отдачи и смещения корпуса рубильного молотка МР-5.

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 — $S_{\text{кор}}$.

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.
-