

Ю.В. Иванов (Ижевский государственный технический университет)

Амортизаторы подшаботной виброизоляции молотов*

Рассмотрены варианты амортизаторов для виброизолирующих установок кузнечных молотов. Предложено использование рессор в качестве амортизаторов для всех конструкций молотов. Рекомендуется для создания регулируемой системы виброизоляции молота использовать комбинированные рессорно-пневматические амортизаторы.

Variants of shock-absorbers for vibrationisolateing installations forge hammers are considered. Use of springs is offered as shock-absorbers for all designs hammers. It is recommended for creation of adjustable system vibration isolation hammer to use the combined spring-pneumatic shock-absorbers.

Ключевые слова: виброизоляция; молот; амортизаторы; рессоры.

Key words: vibration isolation; hammer; shock-absorbers; springs.

В настоящее время применение виброизолирующих установок кузнечных молотов является обязательным условием обеспечения безопасных условий труда персонала. В существующих установках используются несколько типов амортизаторов, основными из которых являются металлические, неметаллические и комбинированные.

Из металлических амортизаторов для подшаботной виброизоляции молотов наибольшее распространение получили рессоры, причем в варианте их свободной опоры на основание [1]. Известно применение для фундаментной виброизоляции демпфера сухого трения из кольцевых пружин [2], которые реализованы в проектах подшаботной виброизоляции при использовании тарельчатых пружин. Возможна также торсионная система виброизоляции, однако такой опыт пока отсутствует.

В конструкциях виброизолирующих установок можно использовать как специализированные рессоры, так и железнодорожные с последующей их доработкой. "Нетрадиционная" схема установки рессор, когда их "уши" обрезают и крепят конструкцию непосредственно на основание [3], не увеличивает их жесткость. Эти амортизирующие элементы в том случае, когда их не перегружают, эксплуатируются в течение длительного времени.

Демпферы сухого трения из кольцевых пружин, согласно [2], работают при значительных нагрузках (до 575 МПа) при сравнительно небольшом ходе (0,011 м). Учитывая, что при подшаботной виброизоляции молотов послеударное смещение молота достигает 0,02 м, а габаритные размеры демпферов лимитированы едва ли не в большей степени, чем при фундаментной виброизоляции, применение их нецелесообразно.

Демпфирующие характеристики пакета тарельчатых пружин существенно зависят от наличия между ними смазочного слоя, уменьшаясь до значений, не обеспечивающих требуемых величин. Использовать можно любые рессоры с рабочей стрелой прогиба не менее 50 мм, жесткостью более 10 кН/см, в дополнение к рекомендуемым [1]. Если есть выбор, желательно использовать рессоры, листы которых имеют продольный выступ во избежание разворота и сферический выступ в области обоймы для предотвращения расползания листов.

Вполне допустимо применение для подшаботной виброизоляции гофрированных металлических листов с прокладками или разным шагом [4], если жесткость выбранного из них пакета позволяет обеспечить парциальную частоту колебаний молота 3...5 Гц. В известных конструкциях их использование оправдано лишь для замены древесных подушек.

Из неметаллических амортизаторов традиционно применение резин и резиноподобных материалов. А в качестве комбинированных могут использоваться резино-пружинные, пружинно-гидравлические, пневмогидравлические амортизаторы. Последние, несмотря на компактность и высокую нагрузочную способность, для подшаботной виброизоляции пока не используются.

В работе [5] показано, что, как правило, эффективное снижение вибраций до нормируемых значений достигается при парциальных частотах молота 3...5 Гц и суммарной деформации амортизаторов 40...50 мм и более.

Опыт эксплуатации виброизолирующих установок с резино-пружинными элементами показывает, что в процессе эксплуатации происходит существенное изменение прочностных и жесткостных характеристик амортизаторов, при этом наблюдается снижение эффективности виброизоляции.

* В работе принимали участие А.И. Храмой и М.С. Коган.

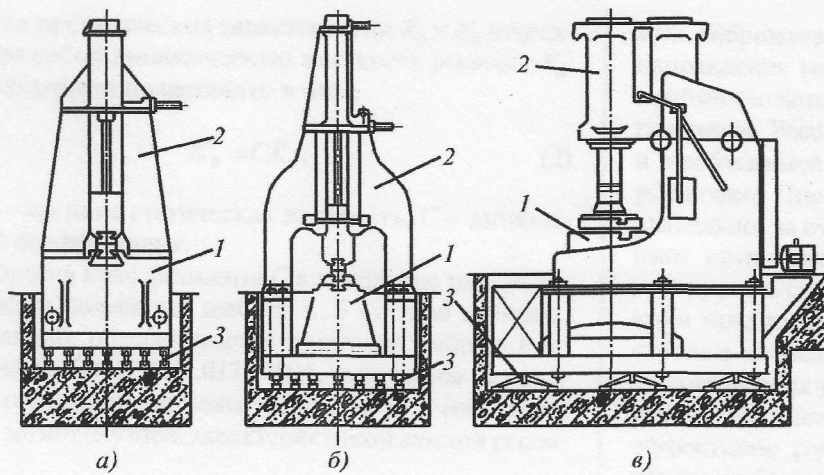


Рис. 1. Конструктивные схемы виброизолирующих установок кузнечных молотов:

а — штамповочный; б — ковочный; в — ковочный пневматический; 1 — шабот; 2 — станина молота; 3 — рессоры

В настоящее время разработаны и внедрены в производство конструкции виброизолирующих установок для всей гаммы штамповочных и ковочных молотов, в которых реализованы схемы виброизоляции с применением железнодорожных рессор (рис. 1). Использование многоступенчатых железнодорожных рессор (рис. 2) в качестве амортизаторов в случае отсутствия их перегрузки зарекомендовало себя с наилучшей стороны из-за простоты и надежности. Подобные конструкции прошли апробацию в течение более 15 лет и показали хорошие результаты.

Особенность виброизоляции ковочных молотов состоит в том, что эти машины имеют разомкнутую станину, в которой шабот молота не связан со стойками станины. При виброизоляции отдельно шабота с низкой частотой при нанесении технологических ударов происходит снижение КПД удара и сброс поковки со штампа из-за раскачки. Для устранения этого в конструкциях виброизолирующих установок ковочных молотов используется опорная сварная рама,

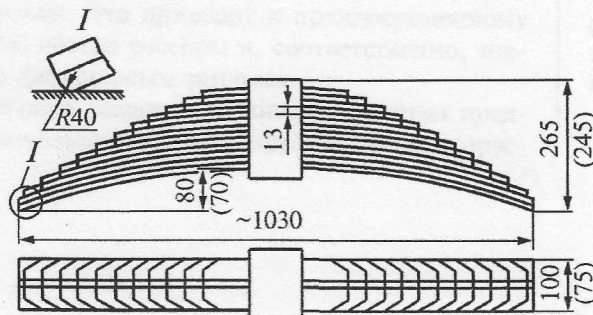


Рис. 2. Железнодорожные рессоры для виброизолирующих молотов

опирающаяся на амортизаторы и создающая жесткую связь между шаботом и стойками станины как в случае штамповочных молотов. Шабот на раме установлен на прокладке из конвейерной ленты и снабжен ограничителями смещения с клином.

Виброизолирующие установки пневматических, ковочных молотов также используют опорную сварную раму. Особенность данных конструкций состоит в том, что используется дополнительная установка груза-уравновешивателя, которая с учетом С-образной станины молота смещает центр масс к оси приложения нагрузки виброизолирующей установки, что устраняет раскачку машины.

Конструктивные параметры виброизолирующих установок следующие: статическая осадка молота до 40 мм; динамическое смещение машины после удара 10...15 мм; время до затухания колебаний — 0,3 с; частичная частота колебаний конструкции 3...4 Гц; виброперемещение фундамента 0,15 мм; виброскорость фундамента 5 мм/с.

Анализ представленной [1] экспериментальной нагрузочно-разгрузочной характеристики многоступенчатой железнодорожной рессоры показывает, что, начиная с какого-то положения статического равновесия, цикл нагрузка—разгрузка осуществляется по закону, аналитически описываемому следующими зависимостями:

$$N_p = \begin{cases} K_n Y - e^{-b(Y-C_1)} & \text{— нагрузка} \\ K_p Y - e^{b(Y-C_2)} & \text{— разгрузка,} \end{cases} \quad (1)$$

где N_p , Y — соответственно сила реакции и деформация рессоры; K_n , K_p — жесткость рессоры соответственно при нагрузке и разгрузке; b — коэффициент кривизны; C_1 , C_2 — постоянные сдвига переходных кривых.

Предлагается при составлении уравнений движения использовать зависимости (1) и применять ЭВМ для их решения [1]. Численный анализ показал, что такой подход обеспечивает более точное решение задачи о колебаниях молота на рессорах, чем описанный ниже. Однако последний прост, реализуется известными формулами, не требует машинного решения.

Если провести диагональ в фигуре нагрузочной характеристики рессоры и принять допущение, что нагружение рессоры происходит вдоль этой линии, то получаем линейную зависимость силы от деформации упругого элемента. Но угол наклона этой диагонали к оси абсцисс, т.е. жесткость рессоры, существенно от-

личается от статических характеристик K_p и K_n и представляет собой динамическую жесткость рессоры K_d , которую можно представить в виде

$$K_d = CK_c, \quad (2)$$

где K_c — средняя статическая жесткость; C — динамический коэффициент.

Величина коэффициента C в диапазоне парциальных частот колебаний шабота 3...5 Гц, при которых, как правило, обеспечивается снижение вибраций до требований ГОСТ 12.1.012–2004, отличается от среднего его значения не более чем на 10 % и составляет ~2, т.е. может служить характеристикой данной рессоры.

Расчет максимального перемещения молота после удара, при изменении силы реакции рессоры по закону (1) и его зависимости в виде

$$N_p = K_d Y \quad (3)$$

показал, что при использовании вместо K_n величины K_d несоответствие значений $Y_{\max}$ уменьшается более чем на 15 %. Таким образом, зависимости (2), (3) позволяют при расчете заведомо обеспечить запас по перемещению шабота и по нагрузкам на упругие элементы и, следовательно, по величине вибраций, создаваемых молотом.

Поскольку типов рессор, пригодных для использования в виброизолирующих установках и изготавливаемых для железнодорожной техники несколько, значение динамического коэффициента и средней жесткости можно уточнить калибровкой для каждого типа-размера рессоры. Использование при выполнении расчетов данного коэффициента динамичности позволяет более точно рассчитать параметры виброизолирующей установки кузнечных молотов.

В настоящее время с учетом постоянно возрастающих требований по вибробезопасности рабочих мест необходимо снижать собственные частоты виброустановки. При технической реализации этого требования с учетом существующих площадей опорных поверхностей составных шаботов молотов размещенное число рессор оказывается превышенным по допускаемым нагрузкам. Это приводит к преждевременному разрушению листов рессоры и, соответственно, значительным финансовым затратам.

Современное развитие технических систем предполагает использование регулируемых и адаптируе-

мых виброизолирующих установок молотов. Данное направление можно реализовать при использовании комбинированных рессорно-пневматических амортизаторов. Рессоры обеспечивают основную нагрузку и необходимое демпфирование виброизолирующей установки. Пневмоамортизаторы, установленные параллельно, за счет регулирования давления обеспечивают снижение нагрузок на рессоры и позволяют варьировать собственную жесткость. При этом создаются предпосылки для регулируемой частотной настройки виброизолирующей системы в зависимости от конкретных условий эксплуатации. Практика эксплуатации пневмоамортизаторов показала, что они эффективно работают длительное время, не требуя какого-либо дополнительного обслуживания.

Вывод

В настоящее время существуют различные схемы виброизолирующих установок кузнечных молотов с использованием рессор в качестве амортизаторов как наиболее надежных. Использование линейной зависимости сил реакции рессор от их деформации позволяет более просто и точно рассчитать параметры виброизолирующей установки в подшаботной рессорной виброизоляции.

Для дальнейшего совершенствования и создания новых регулируемых и адаптируемых виброизолирующих установок молотов следует использовать комбинированные рессорно-пневматические амортизаторы, конструкции которых рекомендуются к широкому внедрению в кузнечных цехах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Климов И.В., Кошелев В.П., Носов В.С. Виброизоляция штамповочных молотов. М.: Машиностроение, 1979. 134 с.
2. Щеглов В.Ф. Совершенствование кузнечного оборудования ударного действия. М.: Машиностроение, 1968.
3. Кошелев В.П. и др. Виброизолирующая подшаботная прокладка молота. А.С. № 889251, Б.И. 1981. № 46.
4. Рей Р.И. и др. Подшаботная прокладка молота. А.С. № 398321, Б.И., 1973. № 38.
5. Храмой А.И., Козлов А.В., Колчин А.П. Конструирование и расчет виброизолирующих установок штамповочных молотов // Кузнечно-штамповочное производство. 1981. № 10. С. 23–25.

Юрий Васильевич Иванов, канд. техн. наук