ВЕСТНИК

№ 2(42)

Ижевского государственного технического университета

Апрель – июнь 2009

Издается с августа 1998 года

Рецензируемый научно-теоретический журнал • Выходит один раз в квартал

Редакционный совет

Б. А. Якимович, д-р техн. наук, проф. (главный редактор); *В. А. Алексеев*, д-р техн. наук, проф. (зам. главного редактора); *Ю. О. Михайлов*, д-р техн. наук, проф. (зам. главного редактора); *И. В. Абрамов*, д-р техн. наук, проф.; *В. З. Беленький*, д-р физ.-мат. наук, проф.; *Г. А. Буденков*, д-р техн. наук, проф.; *А. В. Вахрушев*, д-р физ.-мат. наук; *В. И. Гольдфарб*, д-р техн. наук, проф.; *В. Б. Дементьев*, д-р техн. наук, проф.; *И. З. Климов*, д-р техн. наук, проф.; *А. Л. Кузнецов*, д-р экон. наук, проф.; *В. А. Кутергин*, д-р техн. наук, проф.; *В. И. Кодолов*, д-р хим. наук, проф.; *А. М. Липанов*, д-р техн. наук, проф., акад. РАН; *В. Е. Лялин*, д-р техн. наук, д-р экон. наук, проф.; *А. И. Нистюк*, д-р техн. наук, проф.; *М. В. Петрова*, д-р полит. наук; *Ф. А. Романюк*, д-р техн. наук, проф.; *О. И. Шаврин*, д-р техн. наук, проф.; *М. И. Шишкин*, д-р экон. наук, проф.

Редакционная коллегия

Машиностроение
С. Н. Храмов, д-р техн. наук, проф.
В. Н. Диденко, д-р техн. наук, проф.
В. И. Добровольский, д-р техн. наук, проф.
С. А. Писарев, д-р техн. наук, проф.

Экономика
Р. А. Галиахметов, д-р экон. наук, проф.
Е. А. Полищук, д-р экон. наук, проф.
Н. Л. Тарануха, д-р экон. наук, проф.

Электроника, измерительная техника, радиотехника и связь
В. В. Хворенков, д-р техн. наук, проф.
О. В. Коробейникова, д-р техн. наук, проф.
В. А. Куликов, д-р техн. наук, проф.

Управление, вычислительная техника и информатика
А. И. Мурынов, д-р техн. наук, проф.
Ю. В. Веркиенко, д-р техн. наук, проф.
М. А. Сенилов, д-р техн. наук, проф.

Математика
А. В. Алиев, д-р физ.-мат. наук, проф.
И. Г. Русяк, д-р техн. наук, проф.
В. А. Тененев, д-р физ.-мат. наук, проф.

Педагогика и психология
В. С. Черепанов, д-р пед. наук, проф.
Е. В. Осмина, канд. психол. наук, доц.
Ю. Н. Семин, д-р пед. наук, проф.

Адрес редакции: 426069, Ижевск, Студенческая, 7, тел./факс (3412)58-38-77
http://www.istu.ru. E-mail: izdat@istu.ru

© Ижевский государственный технический университет, 2009
© Издательство ИжГТУ, 2009

Рецензируемый научно-теоретический журнал «Вестник Ижевского государственного технического университета» включен ВАК России в перечень ведущих научных журналов, в которых публикуются основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата и доктора наук.

Журнал зарегистрирован Управлением Федеральной службы по надзору в сфере связи и массовых коммуникаций по Удмуртской Республике. Свидетельство ПИ № ТУ 18-0063 от 17 апреля 2009 г.

УДК 621.974.4.001.24.4

Ю. В. Иванов, кандидат технических наук, докторант кафедры «Машины и технология обработки металлов давлением», тел. 8-922-500-93-71, e-mail: ivsot@mail.ru, Ижевский государственный технический университет

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕЙ УСТАНОВКИ КОВОЧНОГО МОЛОТА

Представлен анализ напряженно-деформированного состояния базовой детали виброизолирующей установки ковочного молота.

Ключевые слова: ковочный молот, виброизоляция, рессоры.

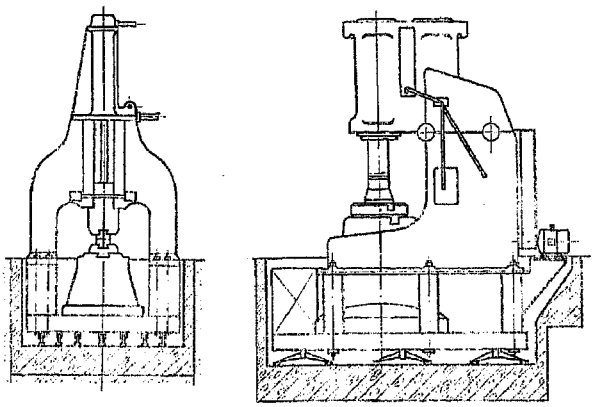
Ковочные молоты в среде кузнечно-прессовых машин занимают значительную часть, что связано с использованием упрощенного инструментария и возможности малотрудоемкого изготовления значительной части поковок на стадии заготовительного производства. Традиционный недостаток данных машин – наличие повышенной виброактивности, вследствие технологических ударных нагрузок и импульсного воздействия шабота молота на фундамент машины. Существующий уровень генерируемых вибраций превышает установленные санитарные нормы в 10 и более раз, что негативно влияет на обслуживающий персонал, увеличивая число профзаболеваний.

Вибрации, генерируемые ковочными молотами, представляют собой неустановившиеся импульсные колебания. Основная доля энергии спектральных составляющих сосредоточена в области частот 5–50 Гц. Максимальные значения виброперемещений достигают 1,2 мм, виброскорости – 100 мм/с. Максимальные перемещения в низкочастотной области (8–20 Гц) составляют до 1,2 мм, в высокочастотной (25–50 Гц) – до 0,5 мм. Несмотря на различный характер вибраций, создаваемых молотами, частота колебаний грунта на некотором расстоянии от молота одинакова для любого вида установки молота и равна 8–12 Гц.

При распространении их по грунту наблюдается расплывание волнового пакета, при этом волны возмущения, достигающие элементов зданий, формируют возбуждение резонансных колебаний несущих элементов конструкции здания, что приводит к появлению признаков разрушения.

Для снижения уровня действующих вибраций используются различные конструкции виброизолирующих установок молотов. Традиционно используемые с установкой молота на массивный, виброизолированный инерционный блок, они являются дорогостоящими по исполнению и затруднительными по эксплуатации [1]. Для штамповочных молотов традиционно используется схема подшаботной виброизоляции, в которой амортизаторы устанавливаются непосредственно под шабот молота [2]. Данные виброизолирующие установки успешно эксплуатируются в течение продолжительного времени, как у нас в стране, так и за рубежом. Для ковочных молотов, у которых разомкнутая конструкция станины, шабот располагается отдельно от стоек, установка амортизаторов непосредственно под шабот оказалась не эффективной. При данной установке шабот на амортизаторах при ударе поворачивался относительно стоек, неподвижно закрепленных на фундаменте, что приводило к сбрасыванию поковки с нижнего штампа. Кроме того, по данным завода, на котором установлен молот, снижается КПД удара [3].

Разработаны и внедрены в производство конструкции виброизолирующих установок всей гаммы ковочных молотов, в которых реализованы схемы замкнутых станин штамповочных молотов (рис. 1).



а *б*

Рис. 1. Схемы виброизолирующих установок ковочных молотов: *а* – арочный ковочный молот; *б* – пневматический ковочный молот

В разработанных конструкциях шабот и стойки станины связаны между собой опорной сварной рамой и проставками. Шабот на раме установлен на прокладке из конвейерной ленты и снабжен ограничителями смещения с расклиниванием. Проставки, опоры стоек и рама не имеют взаимного смещения за счет ограничителей, привариваемых после сборки молота. Для сочленения элементов станины в конструкции виброизолирующей установки используются специальные шпильки с амортизаторами. Рама установлена на амортизаторах, в качестве которых используются железнодорожные рессоры. В случае аналогичной виброизолирующей конструкции ко-

© Иванов Ю. В., 2009
Получено 22.01.09

вочного пневматического молота используется грузуравновешиватель, который центрирует вертикальные составляющие статической нагрузки установки.

Конструкция виброизолирующей установки ковочного молота при ударе ведет себя подобно штамповочному молоту. Сочлененная замкнутая станина плавно смещается на рессорах. Вибрации демпфируются внутри системы и на фундамент не передаются. Послеударное перемещение опорной рамы достигает 11–15 мм, время затухания колебаний – 0,1–0,3 с. При скорости падающих частей перед ударом до 6,4 м/с парциальная частота колебаний конструкции составляет 2,6–3,8 Гц. Параметры вибрации фундамента следующие: виброперемещение – 0,15 мм; виброскорость – 5 мм/с. Таким образом, полученные параметры при сопоставлении с ГОСТ 12.1.012–90 соответствуют нормам.

Для эффективной эксплуатации молота представляет научно-практический интерес оценка напряженно-деформированного состояния опорной рамы виброизолирующей установки ковочного молота. Рама служит для установки элементов ковочного молота на виброизолирующие опоры и определяет работоспособность всей конструкции виброизолирующей установки. По характеру нагружения, размерам и форме раму можно рассматривать как очень толстую плиту. Верхняя и нижняя поверхности этой плиты образованы массивными стальными листами, а внутренний объем заполнен ребрами жесткости, образующими в плане прямоугольную решетку нерегулярной структуры. Сочленение всех элементов конструкции произведено сваркой.

Основной нагрузкой, которую испытывает рама в процессе эксплуатации, является импульсное контактное давление со стороны опорной поверхности шабота, возникающее после удара по шаботу падающими частями молота. Через прорезиненную прокладку (транспортерная лента) контактные нагрузки передаются на верхний лист рамы, далее – на ребра жесткости и нижний лист рамы, а затем на виброизолирующие опоры виброустановки.

В процессе нагружения рама деформируется, при этом она испытывает сложные напряжения во всех плоскостях. Их величина зависит от размеров рамы, толщины листов и высоты ребер жесткости. Для того чтобы рама могла выдержать длительную эксплуатацию, имела приемлемые размеры и массу, необходим расчет напряженно-деформированного состояния. В настоящее время такой расчет возможен при использовании метода конечных элементов [4].

Нагружение рамы носит существенно динамический характер. Однако определение ее напряженно-деформированного состояния в нестационарной постановке, т. е. с учетом всех динамических эффектов, является серьезной научной проблемой и связано со значительными затратами. В то же время для определения пригодности рамы к эксплуатации достаточно иметь верхнюю оценку действующих в ней напряжений. Эта задача проще и может быть решена в статической постановке без учета колебаний рамы и связанных с ними сил инерции. Поэтому далее будем считать, что на раму, установленную на упругие опоры, действует постоянное и равномерно распределенное по всей площади контакта давление, величина которого равна максимуму контактного давления, создаваемого шаботом.

Процесс передачи энергии падающих частей молота шаботу протекает в течение нескольких сотых долей секунды. Это время существенно меньше, чем время деформирования рамы, поэтому будем считать, что в начальный момент шабот имеет некоторую начальную скорость, а равнодействующая приложенных к нему нагрузок равна нулю.

Сделанное допущение позволяет легко определить верхний предел величины контактного давления. Очевидно, что максимум будет наблюдаться в том случае, если вся энергия шабота перейдет в энергию упругой деформации прокладки:

$$P_{max} = \left(\sqrt{C_п M_ш V_ш^2} + G_ш\right) \Big/ F_п, \qquad (1)$$

где $C_п$ – жесткость резиновой прокладки; $M_ш$ – масса шабота; $V_ш$ – начальная скорость шабота; $G_ш$ – вес шабота; $F_п$ – площадь прокладки.

Полный переход кинетической энергии в потенциальную возможен при условии, что рама остается неподвижной. В действительности это не так. В упругую энергию переходит лишь часть энергии шабота. Часть ее остается у шабота, а часть уходит на разгон рамы. В этой постановке максимальное контактное давление может быть найдено исходя из законов сохранения энергии и импульсов. Принимая во внимание, что опоры виброизоляции имеют жесткость на порядок меньше, чем жесткость прокладки и поэтому не могут оказывать существенного влияния на процесс нагружения рамы, получаем следующее выражение:

$$P_{max} = \left(\sqrt{C_п M_ш V_ш^2 \left(1 - M_ш \big/ \left(M_ш + M_р\right)\right)} + G_ш\right) \Big/ F_п, \qquad (2)$$

где $M_р$ – масса рамы.

Разница между давлениями, полученными из выражений (1) и (2), зависит от соотношения масс рамы и шабота. Для 5-тонного ковочного молота М1547 это соотношение составляет 1/5, что приводит к отличию давлений в 2,5 раза.

Другим важным фактором, влияющим на величину контактного давления, является деформация рамы. Жесткость рамы одного порядка с жесткостью резиновой прокладки. Поэтому это влияние существенно, но учесть его простым образом не представляется возможным. Ясно, что деформация рамы влияет в сторону уменьшения контактного давления и при определении верхнего предела может не учитываться. При выполнении основного расчета будет использоваться выражение (1). Выражение (2) будем применять для дополнительных оценок.

Основными несущими элементами рамы являются прямоугольные пластины. При эксплуатации рамы пластины испытывают как деформации растяжения/сжатия, так и деформации изгиба. Это значит,

что при формировании конечно-элементной модели рамы необходимо использовать конечный элемент в форме прямоугольной пластины, сопротивляющейся растяжению/сжатию и изгибу. Считаем, что конечные элементы соединены между собой жестко, а в местах стыка у них нулевая толщина. Упругие опоры амортизаторов рамы представим упругими реакциями, значения которых могут быть определены до проведения расчета из соотношения

$$F_н = \mathrm{sum}(F_i),\ F_i = F_j,\ i, j = 1, n, \qquad (3)$$

где $F_н$ – нагрузка; n – число опор; F_i – реакция i-й опоры.

Расчеты по методу конечных элементов проводились при помощи специально разработанных программных средств в форме метода перемещений. Для решения систем уравнений применяется метод Гаусса. Определяли величину напряжений для плоского напряженного состояния σ_x, σ_y, τ_{xy} и величины эквивалентных напряжений σ_i.

При расчетах было установлено, что в нагруженной раме имеются две зоны с максимальными напряжениями. Первая зона расположена в средней части нижнего листа. Основными в ней являются напряжения растяжения/сжатия. Во второй зоне большие значения имеют как напряжения растяжения/сжатия, так и напряжения, связанные с изгибом. В эту зону попадает часть верхнего листа, соприкасающегося с шаботом. Место расположения первой опасной точки для каждой из рассчитанных рам, как правило, располагается на ребре, которое наиболее близко подходит к средней части рамы. Вторая опасная точка располагается в центре нагруженного давлением «окна», имеющего наибольшую площадь.

При расчетах использованы следующие значения модуля упругости и коэффициента Пуассона: $E = 2 \cdot 10^6$ кг/см^2, $\nu = 0{,}31$. Эквивалентные растягивающие напряжения в опасных точках найдены по четвертой теории прочности (критерий удельной потенциальной энергии формоизменения Губера – Мизеса – Генки) [5], которая дает хорошую сходимость результатов. Для второй опасной точки эквивалентные напряжения подсчитывались с учетом взаимного действия напряжений изгиба и растяжения/сжатия. Результаты расчетов показывают, что для 2-тонных и 5-тонных ковочных молотов эквивалентные растягивающие напряжения в 1-й опасной точке составляют 76 и 130 МПа соответственно. Аналогичные напряжения во 2-й опасной точке составляют 115 и 140 МПа. Допускаемые напряжения в условиях длительного одноосного циклического нагружения образцов, содержащих сварной шов, для различных марок сталей составляют более 80–135 МПа [6].

Сравнение численных результатов эквивалентных напряжений с экспериментальными данными напряжений, возникающими в опорной раме при ее эксплуатации, проведено на примере 2-тонного ковочного молота. Напряжения были рассчитаны по значениям деформаций, определяемых методом тензометрирования. Тензодатчики наклеивались на верхний лист рамы между шаботом и стойкой молота на расстоянии 0,5 м от края. Получены следующие амплитудные значения напряжений: вдоль рамы – 16,5 МПа, поперек – 10,5 МПа. Результаты расчета напряжений в зоне наклейки тензодатчиков приведены на рис. 2. В целом расчетные значения напряжений хорошо согласуются с экспериментальными данными, отклонения с учетом принятых допущений при составлении расчетной схемы составляют 20–30 %.

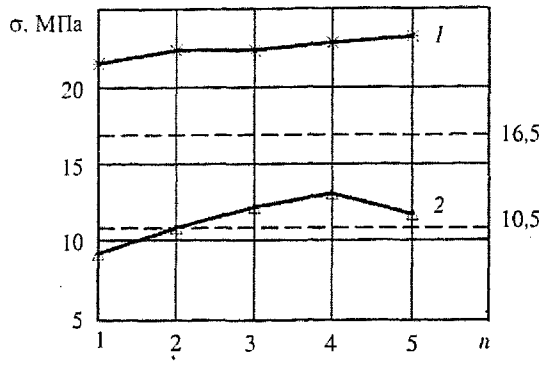


Рис. 2. Расчетные напряжения в верхнем листе рамы в зоне наклейки тензодатчиков: *n* – номер узла конечного элемента; *1* – напряжения вдоль рамы; *2* – напряжения поперек рамы

Исследования влияния жесткости виброизолирующих опор показали следующее. Жесткость опор оказывает существенное влияние на напряженно-деформированное состояние рамы. Для определения характера этого влияния были проведены расчеты рамы 5-тонного ковочного молота для трех видов опор: 1 – абсолютно жесткие, нагрузка уравновешивается реакциями опор; 2 – абсолютно податливые, нагрузка уравновешивается силами инерции; 3 – упругие с величиной жесткости, равной динамической жесткости рессор, нагрузка уравновешивается равными между собой реакциями опор.

Наибольшие напряжения в 1-й опасной точке получены для абсолютно податливых опор, а наименьшие – для абсолютно жестких. Во 2-й опасной точке напряжения, связанные с изгибом, слабо зависят от жесткости опор. Проведенные расчеты показывают, что для всех рам наиболее нагруженными элементами конструкции являются верхний и нижний листы. Их напряженное состояние существенно неоднородно. Наибольшие напряжения сосредоточены в средней части, тогда как концы практически не нагружены. В средней части поле напряжений также неравномерно. Основные силовые потоки сосредоточиваются в окрестностях ребер. В особых условиях нагружения находится часть верхнего листа, нагруженного контактным давлением. На этом участке, помимо сжимающих напряжений, связанных с общей деформацией рамы, действую значительные напряжения изгиба.

Анализ напряженного состояния рамы показывает, что возможно два типа повреждений. Первый связан с появлением трещин в средней части нижней пластины в местах ее контакта с ребрами, а по вто-

рому – разрушается часть верхнего листа, нагруженного давлением и совпадающего с «окном» сотовой конструкции, имеющим наибольшую площадь. Первый тип разрушения может быть устранен путем увеличения размеров рамы и ее конструктивных элементов. В первую очередь это относится к высоте рамы и толщине листов. Наибольший эффект приносит увеличение толщины листов, но этот путь связан со значительным увеличением массы рамы. Частично проблема может быть решена за счет использования листов с разной толщиной. В этом случае толстые листы необходимо укладывать в центре рамы, а тонкие – на ее концах. Наиболее эффективный способ устранения разрушений второго типа – это установка в «окнах» решетки рамы дополнительных ребер жесткости.

Наиболее вероятно, что первый тип повреждений повлечет за собой полное разрушение рамы и сделает невозможным ее дальнейшую эксплуатацию. Во втором случае общего разрушения может и не произойти. Вопрос о дальнейшем использовании рамы, получившей местные повреждения, необходимо решать в каждом конкретном случае отдельно, учитывая все обстоятельства. Полученные на 2-тонном ковочном молоте данные по длительной эксплуатации виброизолирующей установки показали, что никаких трещин и остаточных деформаций в опорной раме не обнаружено. Экспериментальные значения напряжений хорошо согласуются с расчетными значениями. Это подтверждает правильность разработанной методики расчета напряженно-деформированного состояния опорной рамы и конструкции виброизолирующей установки ковочного молота.

Важное практическое значение имеет вопрос об уменьшении массы рамы. Проведенные расчеты показывают, что в рамах принятой конструкции заметный эффект можно получить лишь при использовании листов разной толщины, уложенных так, как было рекомендовано выше. Другие изменения конструкции при незначительном уменьшении массы приводят к резкому увеличению напряжений. Так, уменьшение толщины листа средней части рамы в среднем с 30 мм до 20 мм дает уменьшение массы для молота М1547 на 1,5 т, а напряжения увеличиваются в 1,5 раза. Проблема может быть решена, если в конструкции вместо листов и двутавров использовать уголки и швеллеры.

Наиболее нагруженной из всех конструкций рам оказалась рама для 5-тонного молота М1547. Расчет по приведенной методике показал, что верхняя оценка напряжений в 1-й опасной точке превышает уровень допускаемых напряжений. Для этой рамы был проведен дополнительный анализ ее напряженного состояния с учетом определения величины контактного давления по выражению (2). Получено значение эквивалентного напряжения 52 МПа, что меньше допускаемых напряжений.

Таким образом, сравнение полученных значений эквивалентных напряжений, являющихся верхней оценкой действительных напряжений, с допускаемыми напряжениями и экспериментальными напряжениями для рамы 2-тонного ковочного молота показывают, что разработанные конструкции опорных рам имеют достаточный запас прочности для их длительной безопасной эксплуатации.

Опыт эксплуатации виброизолирующих установок ковочных молотов, составляющий более 15 лет, показал, что приведенные конструкции виброизоляции эффективно работают, уменьшая уровень действующих вибраций до санитарных норм. При этом конструкции базовых элементов системы виброустановки, изготовленные с учетом приведенных рекомендаций, эффективно функционируют, не теряя своей работоспособности. Разработанные конструкции виброизолирующих установок ковочных молотов рекомендуются к широкому внедрению на машиностроительных предприятиях в кузнечных цехах.

Список литературы

1. Проектирование, строительство и эксплуатация виброизолированных фундаментов для штамповочных и ковочных молотов с весом падающих частей до 16 т (руководящий материал). – Воронеж : ЭНИКМАШ, 1967. – 83 с.

2. *Климов, И. В.* Виброизоляция штамповочных молотов / И. В. Климов, В. П. Кошелев, В. С. Носов. – М. : Машиностроение, 1979. – 134 с.

3. *Жачкин, Ю. В.* Фундамент ковочного молота с м.п.ч. 3 т мод. М134А с подрессоренным шаботом / Ю. В. Жачкин, С. К. Лапин // Кузнечно-штамповочное производство. – 1976. – № 3. – С. 22–24.

4. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов : справочник / В. И. Мяченков, В. П. Мальцев, В. П. Майборода и др. ; под общ. ред. В. И. Мяченкова. – М. : Машиностроение, 1989. – 520 с.

5. *Писаренко, Г. С.* Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. Г. Яковлев, В. В. Матвеев. – Киев : Наук. думка, 1988. – 736 с.

6. *Горский, А. И.* Определение допускаемых напряжений при расчетах на прочность / А. И. Горский, Е. В. Иванов, А. И. Кореновский. – М : НИИМаш, 1974.

Yu. V. Ivanov, Candidate of Technical Science, doctoral candidate of Department "Machines and Technology of Metal Forming", tel. 8-922-500-93-71, e-mail: ivsot@mail.ru, Izhevsk State Technical University

Analysis of Forging Hammer Vibration Isolation Design

The deformation mode analysis of the forging hammer base component is presented.

Key words: forging hammer, vibration isolation, bow springs.