

**В.П. Рындин**

## **К ВОПРОСУ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ УДАРНОГО БУРЕНИЯ**

Описан эффективный амортизатор ударных импульсов из объемно сжатой резины для ударного бурения. Разработана конструкция амортизатора отраженных ударных волн, основанного на отражении ударных волн на границе двух сред, имеющих различную акустическую жесткость.

Ключевые слова: ударное бурение; ударный импульс; объемно сжатая резина; амортизатор.

**В** технике широко используются ударные процессы для бурения крепких пород, забивки свай, штамповки иковки. Ударные импульсы имеют большую амплитуду и малую длительность порядка 100–1000 мкс. Распространение импульсов носит волновой характер. Они могут отражаться и интерферировать. Каждый импульс переносит определенную порцию энергии. Пропуская ударные импульсы через волноводы с различным акустическим сопротивлением, можно изменять амплитуду, форму и продолжительность импульсов.

Волновые свойства импульсов и волноводы из акустически неоднородных материалов позволяют создавать эффективные амортизаторы, защищающие детали конструкции от разрушающего воздействия импульсных нагрузок.

Например, для снижения усилий, действующих во время удара на торец сваи, предложены жидкостные амортизаторы, в которых жидкость подвергается всестороннему сжатию.

Известно, что жидкости при всестороннем (объемном) сжатии выдерживают очень большие нагрузки при незначительных деформациях. Аналогично ведет себя резина. Резина широко применяется в различных типах амортизаторов, но их конструкции выполняются так, чтобы резина при осевом сжатии могла свободно деформироваться в поперечном направлении. Считалось грубой ошибкой допустить в амортизаторе объемное сжатие резины.

В объемно сжатом состоянии резина подобна жидкости. Для изменения ее объема на 1% надо создать давление порядка 20 МПа. Такой амортизатор, конечно, не может применяться для

больших перемещений — он слишком жесткий, но для амортизации ударных нагрузок вполне подходит. Покажем это на примере защиты ударных бурильных машин от отраженных ударных волн.

При разрушении породы во время бурения ударный импульс частично перемещается в породу, разрушая ее, а частично отражается в обратном направлении (к бурильной машине). Это вызвано тем, что акустические свойства породы и материала штанги различны. Известно, что полная передача энергии может быть достигнута, если механический импеданс внедрения лезвия коронки равен акустическому сопротивлению штанги.

$$\frac{P_{\text{в}}}{V_{\text{в}}} = \rho c F,$$

где  $P_{\text{в}}$  — мгновенное значение действующей силы на лезвии коронки,  $V_{\text{в}}$  — мгновенная скорость перемещения точки приложения силы,  $\rho$  — плотность материала штанги,  $c$  — скорость звука в штанге,  $F$  — площадь сечения штанги. Механический импеданс  $P_{\text{в}}/V_{\text{в}}$  на пути внедрения лезвия меняется от нуля до бесконечности, тогда как жесткость штанги — величина постоянная, поэтому указанное равенство соблюдается только в одной точке.

Следствием этого является неизбежное возникновение отраженного ударного импульса сжатия или растяжения, который по штанге возвращается к бурильной головке, вызывая дополнительные нагрузки на ее корпусе. Особенно опасны импульсы сжатия, которые разрушают опорные подшипники, через которые на штангу передаются осевые усилия. Конструкторы давно пытались нейтрализовать разрушающее действие отраженных импульсов сжатия. Исследования нагрузок, возникающих при бурении во вращательно-ударном механизме, показали, что осевые нагрузки имеют динамический характер и представляют собой затухающие колебания с частотой около 800 Гц. Амплитуда усилий зависит от типа буримой породы, и колеблется в пределах 24–43 кН. Большие нагрузки могут быть и в перфораторах при бурении крепких пород. Исследования показали, что величина усилий, действующих на корпус механизма вращателя бурильной головки, за счет отраженных ударных волн достигает 102 кН. Частота таких импульсных нагрузок определяется временем пробега ударной волны двойной длины штанги. Эти нагрузки вызваны неполной передачей волновой энергии от коронки к породе. Были попытки уменьшить действия осевых нагрузок постановкой между хвостовиком и корпусом машины

пакета дисковых пружин. На практике пружины эти часто ломались в процессе эксплуатации машины.

Наиболее приемлемым решением было размещение гидравлической подушки вместо дисковых пружин. Она обеспечивает эффективное гашение амплитуды отраженных волн, проходящих в корпус машины. Однако такое решение осложняет эксплуатацию бурильной машины, так как требует специальной гидравлической системы для подпитки.

Нами была разработана [1] простая конструкция амортизатора отраженных ударных волн, основанного на отражении ударных волн на границе двух сред, имеющих различную акустическую жесткость. Если между хвостовиком штанги и корпусом машины поставить деталь из материала с малой величиной удельной акустической жесткостью по сравнению со сталью, то отраженный импульс перейдет в корпус машины с уменьшенной амплитудой.

Конструкция фильтра должна обеспечивать постоянство точки соударения бойка с хвостовиком. Для этого величина осадки фильтра под действием усилия подачи не должна превышать 1 мм. Подбор материалов и эксперименты показали, наиболее подходящим для этой цели является эластомер, например, резина, работающая на сжатие в замкнутом объеме.

Скорость распространения ударной волны в резиновом стержне, находящемся в состоянии объемного сжатия, определялась экспериментальным путем на специальном стенде. Здесь же определялась форма и амплитуда падающей и прошедшей через фильтр волн.

По справочным данным скорость распространения звука в свободной резине около 40–50 м/с. В резиновом элементе, где резина находилась в состоянии объемного сжатия, скорость звука составляла 1500 м/с. С увеличением давления в резине скорость возрастала (рис. 1). Зная скорость звука в резине, можно вычислить для определенной длины амортизатора отношение

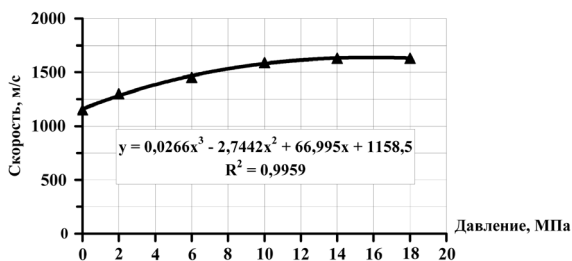


Рис. 1. Зависимость скорости звука в сжатой резине от давления

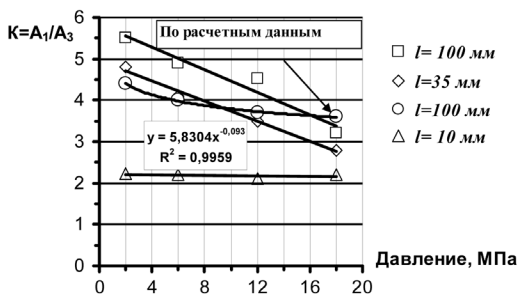


Рис. 2. Относительное изменение амплитуды проходящей волны в зависимости от давления и длины амортизатора

амплитуд падающей и проходящей волн. Такой амортизатор будет для ударной волны своего рода ловушкой, в которой она будет многократно отражаться от стенок, накладываясь на прошедшую в резину волну.

На рис. 2 показан расчетный график зависимости коэффициента уменьшения амплитуды от давления в резине  $K = f(p)$ , для  $l = 100$  мм. Коэффициент меняется от 3,6 до 5. На том же графике показаны экспериментальные значения коэффициента  $K$  для амортизаторов разной длины.

Из этих данных следует, что при длине эластичного элемента  $l = 10 \div 100$  мм и давлении в резине 15 МПа коэффициент уменьшения амплитуды волны, проходящей через амортизатор, изменяется в пределах  $K = 2,2 \div 4,5$ . Волна, прошедшая через амортизатор, регистрируемая датчиком значительно отличается от падающей по форме и амплитуде: ее длина возрастает, срезаются высокочастотные составляющие.

Импульсы, рассчитанные автором на электронной модели ударной системы, совпадают по форме и по амплитуде с реальными импульсами, полученными на стенде.

Волновой амортизатор не подходит для уменьшения статических перегрузок. В фундаментальном труде С.Д. Пономарева «Расчеты на прочность в машиностроении» [1, с. 342] показана конструкция амортизатора с резиной, работающей на объемное сжатие, как пример неправильного конструкторского решения. Действительно, резина, лишенная возможности деформироваться в стороны, является практически совершенно жесткой.

Однако, такой амортизатор служит хорошим фильтром для ударных волн. Он компактный, выдерживает значительные статические нагрузки, практически не нагревается в работе и в несколько раз снижает амплитуду ударных импульсов. Испытания

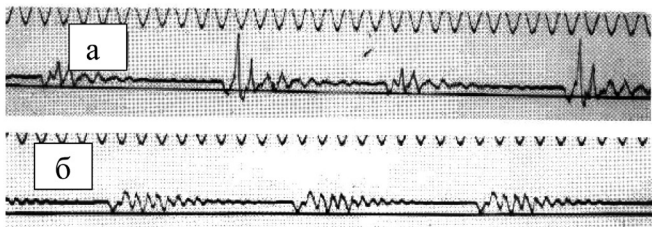


Рис. 3. Осциллограммы усилий на упорном стакане бурильной головки: а) без амортизатора, б) с амортизатором

на бурильных машинах показали, что он обеспечивает эффективную защиту бурильных машин от отраженных ударных волн.

Такие амортизаторы могут быть применены на транспорте, в бурильных установках, сваебойной технике и т.д. Везде, где необходимо уменьшить импульсные нагрузки.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рындин В. П. Отраженные импульсы при вращательно-ударном бурении // Вестник Кузбасского государственного технического университета. — 2004. — № 2. — С. 52–57.
2. Пономарев С. Д. Расчеты на прочность в машиностроении, т. 3. — М.: Машгиз, 1958. **ИДБ**

#### КОРОТКО ОБ АВТОРЕ

Рындин Владимир Прокопьевич — доктор технических наук, профессор, Кузбасский государственный технический университет, e-mail: dar248@rambler.ru.

Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. 2016. No. 8, pp. 146–150.

UDC  
622.233.95

V.P. Ryndin

#### IMPROVING THE IMPACT OF DRILLING

Described efficient absorber shock pulses of compressed rubber volume for percussive drilling. The design of the shock-absorber of the reflected shock waves based on reflection of shock waves on border of two environments having various acoustic rigidity is developed.

Key words: impact drilling, shock pulse, volume compression tires, shock.

#### AUTHOR

Ryndin V. P., Doctor of Technical Sciences, Professor, e-mail: dar248@rambler.ru, Kuzbass State Technical University named after T. Gorbachev, 650026, Kemerovo, Russia.

#### REFERENCES

1. Ryndin V. P. *Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2004, no 2, pp. 52–57.
2. Ponomarev S. D. *Raschety na prochnost' v mashino stroenii*, t. 3 (The strength calculations in mechanical engineering, vol. 3), Moscow, Mashgiz, 1958.