

УДК 622.23

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧИ ЭНЕРГИИ УДАРА
ЧЕРЕЗ ЗАМКНУТУЮ КАМЕРУ С ЖИДКОСТЬЮ**

В. Э. Еремьянц, Б. С. Султаналиев, Мелис кызы Назира

*Институт машиноведения НАН КР, E-mail: eremjants@inbox.ru,
ул. Скрябина, 23, 720055, г. Бишкек, Кыргызская Республика*

Рассмотрены различные модели ударной системы молота с передачей энергии удара в замкнутой камере с жидкостью. Доказано, что в модели поршень и инструмент могут быть представлены в виде твердых недеформируемых тел, а камера с жидкостью — в виде безынерционного упругого элемента. На основе анализа модели установлены зависимости усилий в камере с жидкостью, при контакте инструмента с породой и коэффициента передачи энергии удара в породу от параметров камеры и жесткости контакта инструмента с породой. Предложен алгоритм расчета динамики такой ударной системы, учитывающий утечки жидкости, изменение ее вязкости и объемного модуля упругости в зависимости от давления.

Молот, поршень, камера с жидкостью, инструмент, удар, давление, объемный модуль упругости, утечки, алгоритм расчета

DOI: 10.15372/FTPRPI20180609

Производительность молотов для разрушения горных пород, прочных и мерзлых грунтов зависит от их ударной мощности, которая определяется как произведение энергии единичного удара на его частоту. Установлено, что увеличивать ударную мощность целесообразно за счет повышения энергии удара [1, 2]. При этом необходимое усилие прижатия ударной машины к обрабатываемому объекту растет менее интенсивно, чем при увеличении ударной мощности за счет повышения частоты ударов. В свою очередь энергию удара следует повышать увеличением скорости поршня, поскольку увеличение массы поршня влечет за собой возрастание массы и габаритов всей ударной машины. Но скорость поршня ограничена напряжениями, возникающими в элементах ударной системы, которые прямо пропорционально зависят от скорости соударения.

Поиск возможностей повышения энергии удара без существенного увеличения массы и габаритов ударной машины привел к появлению конструкторских решений, в которых энергия от поршня к инструменту передается через замкнутый объем жидкости. Такое решение обеспечивает уменьшение амплитуды импульса, генерируемого в инструменте, и увеличение его длительности. Это дает возможность повысить предупредительную скорость поршня в 1.5–2 раза по сравнению со скоростями в существующих машинах и, следовательно, увеличить энергию удара от 2 до 4 раз.

Кроме этого, как отмечено в [3], при передаче энергии удара через столб жидкости исключается влияние непараллельности соударяющихся торцов на напряжения, возникающие в элементах ударной системы. Это влияние может быть существенным. Например, в [4] экспериментальными исследованиями доказано, что непараллельность торцов при ударе может приводить к возникновению в инструменте изгибных волн деформаций, которые, налагаясь на продольные волны, могут увеличивать суммарные напряжения в элементах ударной системы вдвое. При непараллельных ударных торцах в контакте поршня с инструментом возникает динамический момент. Этот момент приводит к биениям поршня и инструмента в направляющих втулках и быстрому износу всех элементов.

Одной из первых машин с передачей удара через замкнутый объем жидкости был молот 514 НЕФТИ фирмы “Джой” (США), рекламные проспекты которого появились в начале 80-х годов XX в. Его ударная система состояла из двухступенчатого поршня 1 (рис. 1), камеры с жидкостью 2, четырехступенчатого инструмента 3. Замкнутая камера образуется поршнем 1, инструментом 3 и втулкой 4. Расчетная масса бойка при плотности материала 7800 кг/м^3 составляет 43 кг, а инструмента 70.35 кг. В дальнейшем этот молот так и не вошел в серийное производство по неизвестной причине.

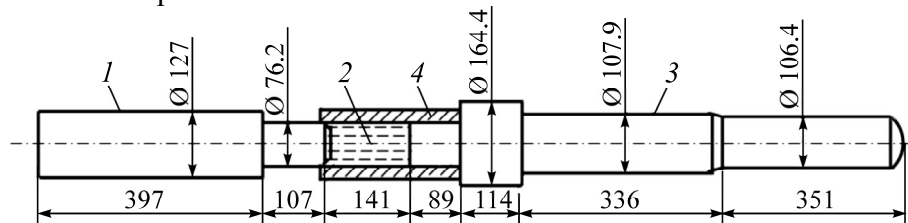


Рис. 1. Схема ударной системы молота 514 НЕФТИ

В Советском Союзе идея передачи энергии удара через столб жидкости развивалась в работах [5, 6]. Были предложены и исследованы различные схемы ударных машин с регулируемым ударным импульсом путем передачи удара через прослойку или столб жидкости. В отличие от молота 514 НЕФТИ рассматриваемые в этих работах машины предназначались для бурения горных пород. В них инструмент имел длину 3 м и более. Это определило необходимость представлять в модели инструмент как упругий стержень и использовать для описания его колебаний волновую теорию удара. При этом принималось, что длина инструмента такова, что волна, отраженная от забоя, не оказывает влияние на передачу энергии удара в инструмент. В данной модели (рис. 2) жидкостная камера 3, образованная промежуточным элементом 2, хвостовиком 4 инструмента 5 и корпусом камеры 6, ступенчатая и удар поршнем 1 производится по промежуточному элементу 2, опирающемуся на столб жидкости.

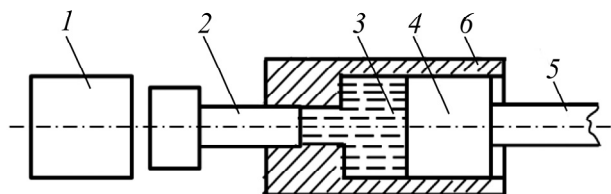


Рис. 2. Расчетная схема ударной системы [6]

На основе анализа этой модели [3] делаются следующие выводы. С уменьшением столба жидкости коэффициент передачи энергии удара на инструмент и максимальная амплитуда ударного импульса увеличиваются и приближаются к единице при использовании в качестве промежуточного элемента прослойки жидкости толщиной 0.2 – 15 мм.

При ударе происходит деление энергии поршня на части за счет различных масс поршня и промежуточного элемента, а также сжимаемости жидкости. Это позволяет уменьшать амплитуду импульса силы в штангах и увеличивать длительность импульса. Максимальная амплитуда ударного импульса в зависимости от свойств жидкости и соотношения диаметров ступенчатой жидкостной камеры изменяется по линейному закону.

Несмотря на отмеченные преимущества, серийного выпуска машин не произошло. В связи с этим сотрудники Института машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики (НАН КР) предложили создать молот с передачей энергии удара через столб жидкости на базе российского молота ГПМ [7]. Ударная система молота отличается от системы бурильной машины, приведенной в [3, 5, 6]. В молоте длина инструмента соизмерима с длиной бойка и их диаметры отличаются друг от друга незначительно (рис. 1). Эти различия определили необходимость продолжения исследований передачи энергии удара в замкнутом объеме жидкости применительно к молотам для разрушения горных пород. Исследования проводились на примере ударной системы молота 514 НЕФТИ (рис. 1).

В [8] рассмотрены две модели этой системы. В одной из них поршень и инструмент представлялись как упругие стержни, в другой — как недеформируемые твердые тела с массами m_1 и m_2 (рис. 3а). В обеих моделях камера с жидкостью моделировалась безынерционным упругим элементом с коэффициентом жесткости c_1 :

$$c_1 = \frac{E_1 S}{l}, \quad (1)$$

где E_1 — модуль объемной упругости жидкости; S, l — соответственно площадь поперечного сечения и длина жидкостной камеры.

В первом случае движение сечений стержней описывалось одномерными волновыми уравнениями, решение которых определялось методом Даламбера по методикам, изложенным в [9]. Во втором случае уравнения движения системы имели вид

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (x_1 - x_2) = 0, \quad (2)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_1 (x_1 - x_2) = -P_2(x_2), \quad (3)$$

где x_1, x_2 — перемещения поршня и инструмента соответственно; $P_2(x_2)$ — характеристика сопротивления горной породы внедрению инструмента.

Исследовались два крайних случая: когда инструмент опирается на жесткую поверхность и когда его рабочий конец свободен. В результате решения уравнений движения при начальных условиях

$$x_1(0) = 0, \quad x_2(0) = 0, \quad \dot{x}_1(0) = V_0, \quad \dot{x}_2(0) = 0$$

для усилий в жидкостной камере найдено:

$$P_1(t) = \frac{c_1 V_0}{k} \sin kt, \quad k = \sqrt{\frac{c_1}{m}}, \quad m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2},$$

где V_0 — скорость поршня в начальный момент удара; t — время; m — приведенная масса системы. При жесткой опоре приведенная масса равна m_1 .

В качестве примера на рис. 3б приведены диаграммы изменения усилия в жидкостной камере от времени, полученные по волновой теории удара (кривая 1) и по уравнениям (2), (3) (кривая 2) при жесткой опоре инструмента и скорости удара 10 м/с. Показано, что модель

с жесткими телами дает практически такой же результат, что и волновая модель. Но в отличие от волновой модели она описывается простыми аналитическими функциями, не требующими громоздких расчетов. В рассмотренном примере максимальная сила в жидкостной камере составляет 486 кН, что соответствует давлению 106.6 МПа. Такие же напряжения возникают в сечениях участков поршня и инструмента, входящих в камеру с жидкостью (рис. 1).

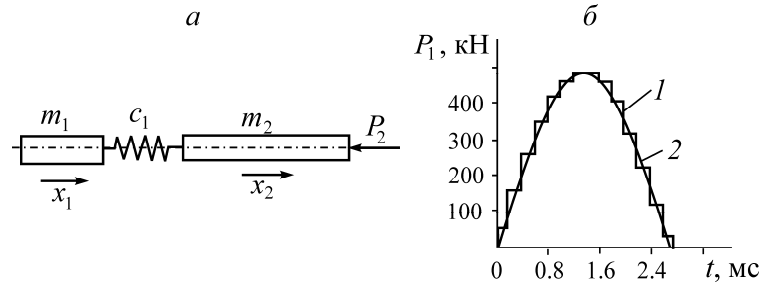


Рис. 3. Расчетная схема ударной системы (а) и ударный импульс, генерируемый в камере с жидкостью (б)

Обычно при проектировании ударных машин принимают, что допускаемые напряжения в элементах ударной системы равны 240–260 МПа. Отсюда следует, что использование жидкостной камеры позволяет увеличить скорость поршня перед ударом в 2 раза. При этом энергия удара увеличится в 4 раза при напряжениях в поршне и инструменте, не превышающих допускаемые.

С использованием дискретной модели (рис. 3а) проведен анализ взаимодействия инструмента ударной системы с крепкими горными породами, прочными и мерзлыми грунтами. При этом на основании результатов, полученных в [9–11], сопротивление крепких горных пород и прочных грунтов внедрению инструмента описывалось кусочно-линейными характеристиками (рис. 4).

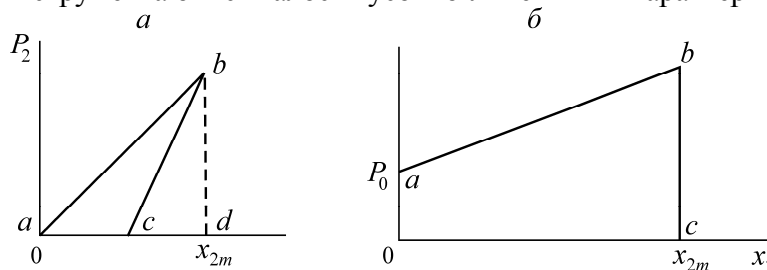


Рис. 4. Характеристики сопротивления внедрению инструмента для крепких горных пород (а) и прочных мерзлых грунтов (б)

Для крепких горных пород сопротивление среды описывается зависимостью

$$P_2(x_2) = c_2 x_2,$$

для прочных и мерзлых грунтов —

$$P_2(x_2) = P_0 + c_2 x_2,$$

где c_2 — коэффициент жесткости контактной характеристики инструмента и породы.

Подстановка этих характеристик в правую часть уравнения (3) и решение уравнений приводит к следующим соотношениям для крепких горных пород:

$$P_1(t) = \frac{m_1 V_0}{\lambda_2^2 - \lambda_1^2} \left[\lambda_1 \left(\lambda_2^2 - \frac{c_1}{m_1} \right) \sin \lambda_1 t + \lambda_2 \left(\frac{c_1}{m_1} - \lambda_1^2 \right) \sin \lambda_2 t \right],$$

$$P_2(t) = \frac{c_2 m_1 V_0}{c_1 (\lambda_2^2 - \lambda_1^2)} \left(\frac{c_1 - \lambda_1^2}{m_1} \right) \left(\lambda_2^2 - \frac{c_1}{m_1} \right) \left[\frac{1}{\lambda_1} \sin \lambda_1 t - \frac{1}{\lambda_2} \sin \lambda_2 t \right],$$

где

$$\lambda_1 = \sqrt{k_1 - \sqrt{k_1^2 - k_2^2}}, \quad \lambda_2 = \sqrt{k_1 + \sqrt{k_1^2 - k_2^2}}, \quad k_1 = \frac{1}{2} \left(\frac{c_1}{m_1} + \frac{c_1}{m_2} + \frac{c_2}{m_2} \right), \quad k_2^2 = \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2}.$$

Максимальное значение усилий в контакте инструмента с породой P_{2m} и коэффициент передачи энергии удара в породу η определяются по формулам:

$$P_{2m} = \frac{k_2 m_1 V_0}{\lambda_2 - \lambda_1} \sin \frac{2\pi \lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_2}, \quad \eta = \frac{c_1}{m_2 (\lambda_2 - \lambda_1)^2} \sin^2 \frac{2\pi \lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_2}.$$

В результате анализа модели при разрушении крепких горных пород установлены зависимости усилий в жидкостной камере P_1 и в контакте инструмента с породой P_2 от времени, а также зависимости максимальных значений усилий и коэффициента передачи энергии удара в породу η от коэффициента жесткости контактной характеристики инструмента с породой c_2 .

Эти зависимости для молота НЕFTI с коэффициентом жесткости жидкостной камеры c_1 , равном 55 МН/м, при скорости удара 10 м/с приведены на рис. 5. Видно, что максимальные усилия в жидкостной камере, а следовательно, на ударных торцах поршня и инструмента практически линейно зависят от жесткости контакта инструмента с породой, причем эта зависимость незначительна. С увеличением коэффициента жесткости породы в 5 раз — от 200 до 1000 МН/м — усилия возрастают от 375 до 450 кН, т. е. в 1.2 раза.

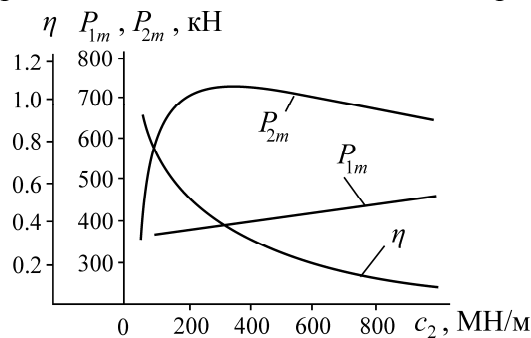


Рис. 5. Зависимость максимальных усилий в жидкостной камере P_{1m} при контакте инструмента с горной породой P_{2m} и коэффициента передачи энергии удара в породу η от жесткости контакта инструмента с породой c_2

Существует определенное отношение коэффициентов жесткостей камеры с жидкостью и контактной характеристики инструмента, при которой усилия в контакте инструмента с породой максимальные. В данном примере для молота НЕFTI наибольшее усилие в контакте инструмента с породой отмечается при изменении жесткости породы от 200 до 600 МПа. При этих усилиях давление в жидкостной камере и напряжения в поршне и инструменте достигают 80 МПа, что в 3 раза меньше напряжений, допускаемых по условию прочности элементов ударной системы.

При использовании лезвийного инструмента контактная жесткость инструмента с породой зависит от длины породоразрушающих лезвий, угла их приострения и свойств породы: модуля упругости, пористости, влажности [9]. С учетом свойств породы полученные зависимости позволяют подбирать размеры жидкостной камеры и параметры инструмента из условия обеспечения максимальной силы в контакте инструмента с породой.

Согласно рис. 5, коэффициент передачи энергии удара в породу с уменьшением жесткости контактной характеристики c_2 от 1000 до 50 МПа/м возрастает. Но дальнейшие исследования показали, что при снижении коэффициента жесткости c_2 менее 50 МН/м коэффициент передачи энергии резко уменьшается до нуля.

Для молота НЕFTI при внедрении инструмента в грунт с начальным сопротивлением P_0 , равном 50 МН, и скорости поршня в момент удара 10 м/с коэффициент передачи энергии удара в инструмент составляет 0.884, а величина внедрения равна 38 мм. Следует отметить, что за время удара инструмент внедряется всего на 7.5 мм, а остальное перемещение инструмента происходит по инерции за счет его кинетической энергии.

В рассмотренных работах не учитывалось влияние давления и температуры жидкости на плотность, вязкость и объемный модуль упругости, хотя оно может быть существенным. В [12] приведены зависимости коэффициента сжимаемости гидравлических масел от температуры и давления. Объемный модуль упругости является величиной, обратной коэффициенту сжимаемости. В [13] по данным [12] построены зависимости объемного модуля упругости от температуры и давления (рис. 6). Цифры 1–6 на рис. 6а соответствуют давлениям 0.1; 10; 20; 30; 40; 50 МПа, а на рис. 6б — температурам 20; 30; 40; 50; 60; 70°C.

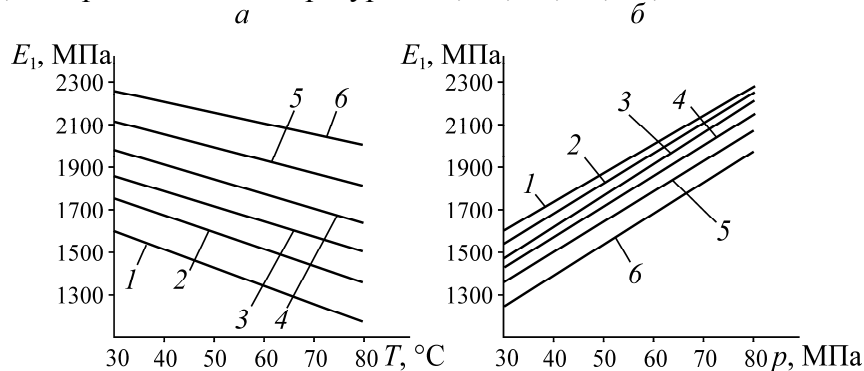


Рис. 6. Зависимость объемного модуля упругости масла МГ-30 от температуры (а) и давления (б)

Представленные зависимости близки к линейным. С увеличением температуры объемный модуль упругости уменьшается. Например, при давлении 10 МПа в рабочем диапазоне температур жидкости от 40 до 60°C объемный модуль упругости уменьшается на 9 %, а при давлении 50 МПа — на 4 %.

Расчеты показывают, что при передаче удара через камеру с жидкостью давление в ней превышает 50 МПа. Следовательно, при расчете динамики такой системы изменением объемного модуля упругости в рабочем диапазоне температур можно пренебречь, принимая среднее значение модуля из этого диапазона.

Зависимость объемного модуля упругости от давления жидкости более существенна. При увеличении давления от 10 до 50 МПа объемный модуль упругости увеличивается в 1.4 раза. Поэтому при моделировании рабочих процессов в ударной системе с передачей удара через столб жидкости следует учитывать зависимость объемного модуля упругости от давления.

На основании обработки данных, приводимых на рис. 6б, предложена следующая формула, учитывающая зависимость объемного модуля упругости жидкости от давления:

$$E_1 = E_0 + a_1 p, \quad (4)$$

где E_0 — модуль упругости жидкости при атмосферном давлении, МПа; p — давление жидкости, МПа; a_1 — коэффициент, зависящий от вязкости жидкости при стандартных условиях (температуре жидкости 50°C и давлении 0.1 МПа).

Зависимости плотности жидкости ρ и динамической вязкости μ от давления на основании результатов работы [13] аппроксимировались линейными функциями:

$$\rho = \rho_0 + a_2 p, \quad \mu = \mu_0 + a_3 p, \quad (5)$$

где ρ_0 , μ_0 — соответственно плотность и динамическая вязкость при стандартных условиях; a_2 , a_3 — коэффициенты, зависящие от вязкости жидкости при стандартных условиях.

При этом в указанном диапазоне изменения давлений погрешность определения плотности жидкости не превышает $\pm 0.2\%$, а динамической вязкости $\pm 3\%$.

Для масла МГ-30, наиболее часто используемого в гидросистемах мобильных машин, при рабочей температуре 50°C и давлении 0.1 МПа на основании данных работы [12] получено: $E_0 = 1450$ МПа, $a_1 = 14$, $\rho_1 = 863$ кг/м³, $a_2 = 0.52$ кг/(м³·МПа), $\mu_0 = 25 \cdot 10^{-3}$ Па·с, $a_3 = 0.72 \cdot 10^{-3}$ Па·с/МПа.

Второй недостаток предшествующих работ заключается в том, что в них не учитывались утечки жидкости через зазоры в сопряжениях поршня и инструмента с корпусом жидкостной камеры, которые могут влиять на динамику процесса. В связи с этим рассмотрена модель, в которой учитывается влияние давления на физические свойства рабочей жидкости и ее утечки через зазоры. Эти утечки находились по известной формуле [12]:

$$Q = \frac{\pi D \Delta p \delta^3}{12 \mu L}, \quad (6)$$

где D — средний диаметр зазора; Δp — перепад давлений на входе и выходе из зазора; δ — величина зазора; L — длина зазора.

Поскольку в рассматриваемых механизмах давление на входе в зазор на два-три порядка больше давления на выходе из зазора, принималось $\Delta p = p$.

Утечки происходят с двух сторон камеры (рис. 1) через зазоры между ее корпусом, поршнем и инструментом. Общие утечки можно определить через приведенную длину зазоров L по формуле

$$L = \frac{l_1 l_2}{l_1 + l_2},$$

где l_1 , l_2 — длина зазоров в сопряжении корпуса камеры с поршнем и инструментом соответственно.

Расчетная схема ударной системы представлена на рис. 7. В ней потери энергии на утечки жидкости моделировались силой вязкого сопротивления, пропорционального относительной скорости движения тел. Поскольку длина зазора между инструментом и корпусом камеры намного больше, чем между поршнем и корпусом, особенно в начале удара, при расчете учитывались только утечки со стороны поршня. Сила вязкого сопротивления описывалась функ-

цией $F = b\dot{x}_1$, где b — коэффициент вязкого сопротивления, рассчитанный методом последовательных приближений по величине энергии, рассеиваемой в системе за один удар; x_1 — перемещение поршня относительно корпуса камеры.

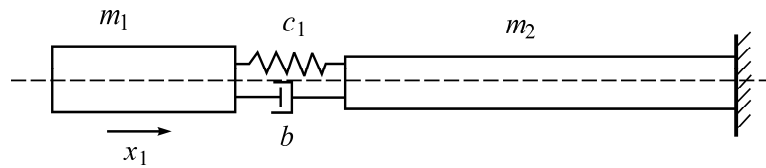


Рис. 7. Расчетная схема ударной системы с вязким сопротивлением

Учитывая кратковременность удара, определение коэффициента вязкого сопротивления b проводилось по среднему давлению p_c в замкнутой камере за время удара τ . Для этого вначале находились потери энергии на утечки жидкости:

$$W = Qp_c\tau \quad (7)$$

и работа сил вязкого трения:

$$W = b \int_0^{\tau} \dot{x}_1^2 dt = 0.5bV_0\tau, \quad (8)$$

а затем, приравнявая выражения (7) и (8), определялся коэффициент вязкого сопротивления:

$$b = \frac{2Qp_c}{V_0^2}. \quad (9)$$

Не теряя общности получаемых результатов, предполагалось, что инструмент опирается на жесткую поверхность. В этом случае давление в жидкостной камере и утечки из нее наибольшие. Уравнение движения рассматриваемой системы при этом следующее:

$$\ddot{x}_1 + 2h\dot{x}_1 + k^2x_1 = 0,$$

где

$$2h = \frac{b}{m_1}, \quad k^2 = \frac{c_1}{m_1}. \quad (10)$$

Решением данного уравнения при $k > h$ и начальных условиях $x_1(0) = 0$, $\dot{x}_1(0) = V_0$, является функция

$$x_1(t) = \frac{V_0}{\lambda} e^{-ht} \sin \lambda t, \quad \lambda = \sqrt{k^2 - h^2}. \quad (11)$$

С учетом этого зависимость давления в жидкостной камере от времени описывается функцией

$$p(t) = \frac{c_1V_0}{\lambda S} e^{-ht} \sin \lambda t, \quad (12)$$

а время удара и максимальное значение давления находятся по формулам:

$$\tau = \frac{\pi}{\lambda}, \quad p_m = \frac{V_0\sqrt{m_1c_1}}{S} \exp\left(-\frac{h}{\lambda} \operatorname{arctg} \frac{\lambda}{h}\right). \quad (13)$$

Среднее значение давления за время удара определится как

$$p_c = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} p(t) dt = \frac{m_1 V_0 \lambda}{\pi S} (1 + e^{-\pi h / \lambda}). \quad (14)$$

При движении поршня длина зазора l_1 изменяется от нуля до максимального перемещения поршня x_m . Принимая при расчетах длину зазора равной среднему значению перемещения поршня за время удара, запишем:

$$L = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} x_1(t) dt = \frac{V_0 \lambda}{\pi k^2} (1 + e^{-\pi h / \lambda}). \quad (15)$$

Сложность использования формулы (6) в поставленной задаче связана с тем, что в ней величина μ зависит от температуры и давления жидкости, а давление p — от модуля упругости жидкости, который с изменением температуры и давления также изменяется. Для определения среднего значения давления жидкости за время удара с учетом утечек воспользуемся методом последовательных приближений.

Предположим, что потери энергии в системе пренебрежимо малы и h равно нулю. Тогда в формуле (14) λ равно k , экспоненциальный член стремится к единице и формула принимает вид

$$p_c = \frac{2V_0}{\pi} \sqrt{\frac{m_1 E}{Sl}}. \quad (16)$$

Подставляя в нее зависимость модуля упругости жидкости от давления (4) и возводя обе части полученного равенства в квадрат, приходим к квадратному уравнению относительно среднего давления:

$$p_c^2 - Ba_1 p_c - BE_0 = 0, \quad B = \frac{4m_1 V_0^2}{\pi^2 Sl}.$$

Решение этого уравнения имеет вид

$$p_c = 0.5Ba_1 + \sqrt{0.25B^2 a_1^2 + BE_0}. \quad (17)$$

Затем по найденному значению p_c уточняются величины E_1 (4), μ (5), c_1 (1), k (11), L (15), Q (6), вычисляются параметры b (9), h , λ (11), определяется среднее значение давления с учетом утечек (14). Далее весь цикл расчета повторяется до тех пор, пока расхождение в значениях p_c предыдущего и последующего цикла не станет меньше заданной величины, например 1 %.

В качестве примера выполнен расчет ударной системы молота 514 НЕФТИ. Принималось, что в гидросистеме используется масло МГ-30 с кинематической вязкостью при температуре 50 °С равной 30 мм²/с. Скорость поршня в момент удара 15 м/с. Остальные исходные данные для расчета следующие: $D = 76.2$ мм, $m_1 = 43.03$ кг, $S = 45.6$ см², $l = 0.141$ м, $\delta = 0.1$ мм.

При отсутствии утечек расчет по формуле (17) дает $p_c = 146$ МПа. Далее, следуя предлагаемому алгоритму, для четырех циклов приближения получаем значения параметров, представленные в таблице.

Номер цикла	E , МПа	$\mu \cdot 10^3$, Па·с	$c_1 \cdot 10^{-6}$, МН/м	k , с ⁻¹	L , мм	$Q \cdot 10^3$, м ³ /с	b , Н·с/м	h , с ⁻¹	λ , с ⁻¹	p_c , МПа
1	3494	130.0	113.0	1621	5.89	3.804	4937	57.40	1620	138.3
2	3386	124.6	109.5	1595	5.76	3.844	4725	55.88	1594	136.2
3	3358	123.1	108.6	1589	5.68	3.889	4712	54.75	1571	134.2
4	3329	121.6	107.7	1582	5.68	3.876	4624	53.73	1581	133.5

Из таблицы следует, что после четырех приближений расхождение всех параметров в четвертом и третьем цикле кроме b и h составляет менее 1 %, а параметров b и h — менее 2 %.

Подставляя конечные значения параметров в формулу (13), найдем время удара τ и максимальное давление в жидкостной камере p_m : $\tau = 1.987 \cdot 10^{-3}$ с, $p_m = 223.8$ МПа. Значение времени удара и максимального давления, полученного без учета утечек, составляет соответственно 1.939 мс и 229.4 МПа.

Из приведенного примера следует, что учет в модели утечек жидкости позволил уточнить значения времени удара и максимального давления в жидкостной камере всего на 2.5 %. Расхождения по среднему давлению достигают 8 %.

Подставляя найденные значения параметров в формулы (6), (7), определим потери энергии на утечки. Они равны 1021 Дж и составляют 21 % от энергии поршня в начальный момент удара. Из полученных результатов можно сделать вывод, что утечки жидкости мало влияют на усилия, возникающие в системе, и время их действия, но существенно влияют на коэффициент передачи энергии удара в инструмент.

ВЫВОДЫ

На основе рассмотрения различных моделей ударных систем с передачей удара в замкнутой жидкостной камере обоснована модель, в которой поршень и инструмент представлены в виде твердых недеформируемых тел, а камера с жидкостью — в виде безынерционного упругого элемента.

С использованием этой модели установлены зависимости усилий в камере с жидкостью, в контакте инструмента с породой и коэффициента передачи энергии удара в породу от параметров камеры и жесткости контакта инструмента с обрабатываемой средой.

Предложен алгоритм расчета динамики ударной системы с жидкостной камерой, учитывающий утечки жидкости из камеры, зависимость объемного модуля упругости и вязкости жидкости от давления. Показано влияние утечек жидкости на силы, действующие в ударной системе и коэффициент передачи энергии удара в обрабатываемую среду.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алимов О. Д. Взаимосвязь усилия подачи с основными параметрами бурильного молотка // Изв. ТПИ. — 1959. — Т. 108. — С. 70–92.
2. Алимов О. Д. О взаимосвязи основных параметров машин ударного действия с усилием подачи // Тр. Николаевского кораблестроительного института. — 1980. — Вып. 169. — С. 36–44.
3. Сердечный А. С. Управление амплитудой и длительностью ударного импульса: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. — Новосибирск: ИГД СО РАН, 1997. — 31 с.
4. Еремьянц В. Э., Слепнев А. А. Волны деформаций в соударяющихся стержнях с непараллельными ударными торцами // ФТПРПИ. — 2006. — № 6. — С. 73–78.
5. Сердечный А. С., Петров А. Н., Логинов В. Н. Расчет ударной системы, позволяющей изменить форму ударного импульса и снизить осевую нагрузку // ФТПРПИ. — 1983. — № 2. — С. 52–53.
6. Сердечный А. С. Закономерности передачи давления жидкости при ударе // Горн. журн. — 1988. — № 9. — С. 66–68.
7. Ураимов М., Султаналиев Б. С., Дыйканбаев А. Гидравлический молот с трансформируемым ударным импульсом // Теория машин и рабочих процессов: сб. тр. — Бишкек: Институт машиноведения НАН КР, 2013. — С. 178–181.

8. **Еремьянц В. Э., Мелис кызы Назира.** К выбору модели соударения стержней через замкнутый объем жидкости, J. of Advanced Research in Technical Science, North Charleston, USA, SRS MS, CreateSpace, 2017, Issue 6. — P. 11–16.
9. **Алимов О. Д., Манжосов В. К., Еремьянц В. Э.** Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах. — М.: Наука, 1985. — 356 с.
10. **Суриков В. В.** Механика разрушения мерзлых грунтов. — Л.: Стройиздат, Ленингр. отд-ние, 1978. — 128 с.
11. **Лобанов Д. П., Горовиц В. Б., Фонберштейн Е. Г., Шендеров В. И., Экомасов С. П.** Машины ударного действия для разрушения горных пород. — М.: Недра, 1983. — 152 с.
12. **Васильченко В. А.** Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник. — М.: Машиностроение, 1983. — 301 с.
13. **Мелис кызы Назира.** Влияние температуры и давления рабочей жидкости на коэффициент жесткости замкнутой жидкостной камеры // Машиноведение. Имаш НАН КР. — 2017. — Вып. 2(6). — С. 77–81.

Поступила в редакцию 5/IX 2018

После доработки 11/X 2018

Принята к публикации 28/XI 2018