

УДК 622.231

**ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ ГИДРОУДАРНОЙ СИСТЕМЫ
ОДНОСТОРОННЕГО ДЕЙСТВИЯ С ДВУМЯ ОГРАНИЧИТЕЛЯМИ ДВИЖЕНИЯ БОЙКА**

Л. В. Городилов, А. И. Першин

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН,
E-mail: gor@misd.ru, Красный проспект, 54, 630091, г. Новосибирск, Россия*

Представлена математическая модель гидроударной объемной системы одностороннего действия с двумя ограничителями движения бойка, в которую включены параметры и элементы, учитывающие ее конструктивные особенности и условия взаимодействия с породным массивом: сухое трение в паре “корпус ударного устройства – боек”, гидравлические сопротивления в ветвях гидросистемы устройства, коэффициент восстановления скорости бойка. Определены динамические критерии подобия системы, являющиеся безразмерными аналогами этих величин. Проведены численные расчеты, дан анализ влияния указанных критериев на динамику и интегральные характеристик исследуемой системы, выявлены основные закономерности поведения. Установлено влияние этих критериев на конфигурацию областей, в которых реализуются одноударные в прямом и обратном направлениях, двухударные и многоударные предельные циклы. Показана возможность снижения разницы между характеристиками системы при работе с ударами в прямом и обратном направлениях за счет изменения координат бойка, при которых происходит смена позиций распределителя.

Гидроударная система одностороннего действия, предельный цикл, критерии подобия, ударная мощность, трение, коэффициент восстановления скорости

DOI: 10.15372/FTPRPI20210409

Разработка и создание новых конструкций гидроударных устройств для горного дела, строительства и других приложений, в которых требуется разрушение твердых материалов, является актуальной научно-технической задачей. Интерес в этой области сосредоточен на разработке устройств с регулируемой энергией и частотой ударов [1–4], в том числе с их адаптацией к свойствам породного массива с целью оптимизации процесса разрушения [5–7].

Исследования динамики автоколебательной гидроударной системы одностороннего действия с двумя ограничителями движения бойка показали, что в зависимости от расхода насоса она может работать в нескольких режимах, в том числе совершать единичные удары в прямом или в обратном направлениях [8]. Это позволило объединить известные классы гидроударных систем одностороннего прямого и обратного действия и изучать их свойства совместно в одном формате [9, 10].

Гидроударное устройство может быть использовано в горном деле при бурении скважин и проведении технологических операций в связи с заклиниванием буровых снарядов и специального оборудования [11, 12], что приводит к их потере и выходу из строя скважины. Его применение, вследствие особенностей ударного воздействия, позволяет многократно увеличить прикладываемые к оборудованию для его освобождения силы как в прямом, так и в обратном направлениях [13]. Также ударные устройства для совершения ударов в обоих направлениях могут быть использованы в строительстве и коммунальном хозяйстве при проходке подземных выработок в грунтах.

В [14] представлены результаты численных исследований общих свойств объемной гидроударной системы одностороннего действия с двумя ограничителями движения бойка. В пространстве основных критериев подобия определены области, в которых обеспечивается устойчивая работа системы, в пределах этих областей изучена их динамика и выходные характеристики. Цель настоящей работы — исследовать дополнительные свойства системы: трение в паре “боек – корпус” ударного устройства, гидравлические сопротивления в ветвях гидросистемы, коэффициент восстановления скорости бойка.

РАСЧЕТНАЯ СХЕМА, МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ

Расчетная схема исследуемой гидроударной системы (рис. 1) включает источник расхода — насос Н, бак Т, аккумулятор АК, распределитель Р, ударный узел (поршень-боек Б, корпус К, пружину П), ограничители O_1 и O_2 . В [14] подробно рассмотрены ее основные элементы и описана структура рабочего цикла.

Отличие рассматриваемой в настоящей работе расчетной схемы от представленной в [14] заключается в наличии механических потерь в паре “корпус – боек”, характеризуемых коэффициентом $S_f = S \cdot f$ (S — площадь контакта соприкасающихся в течение работы поверхностей уплотняющих элементов и бойка, f — коэффициент трения), и гидравлических потерь, определяемых местными гидравлическими сопротивлениями r_2 и r_3 в ветвях системы, ведущих от распределителя соответственно к камере А и аккумулятору АК. Для последних принимаем квадратичный закон зависимости падения давления жидкости от расхода, характерный для местных сопротивлений.

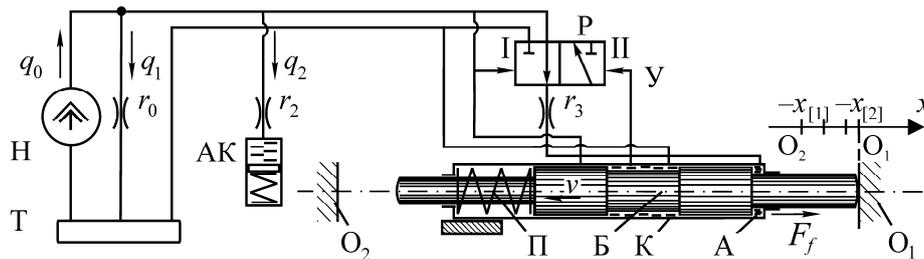


Рис. 1. Расчетная схема гидроударной системы с источником постоянного расхода: Н — источник постоянного расхода (насос); Т — бак; Р — распределитель; К — корпус; Б — поршень-боек; П — пружина; АК — аккумулятор; O_1 и O_2 — ограничители движения бойка; r_0 , r_2 , r_3 — гидравлические сопротивления

Система уравнений представленной модели с начальными условиями и условиями сопряжений решений в точках припасовки имеет следующий вид:

$$\frac{dx}{dt} = v, \quad m \frac{dv}{dt} = -c_m x + c_m x_3 - S_A p_{A(J)} - F_f, \quad c_h \frac{dp}{dt} = q_2, \quad (1)$$

$$t = 0, \quad x = x_0, \quad v = v_0, \quad p = p_0, \quad (2)$$

$$x = -x_{[1]}, v < 0 \text{ — } I \rightarrow II; \quad x = -x_{[2]}, v > 0 \text{ — } II \rightarrow I; \quad x = x_{O_1}, v > 0$$

$$\text{или } x = x_{O_2}, v < 0 \text{ — } v_+ = -Rv_-, \quad (3)$$

где x и v — координата и скорость бойка; p — давление в аккумуляторе; t — время; m — масса бойка; c_m и x_3 — соответственно жесткость пружины ударного узла и величина ее предварительного натяга; S_A — площадь поршня-бойка со стороны камеры А ударного узла; $F_f = S_f p_{A(J)} \text{sign}(v)$ — трение в паре “корпус–бок”; $c_h = S_{AK}^2 / c_{AK}$ — емкость пружинного аккумулятора (S_{AK} и c_{AK} — соответственно площадь поршня аккумулятора и жесткость пружины); x_0 и v_0 , p_0 — начальные координата и скорость бойка, давление в аккумуляторе; $x_{[1]}$ и $x_{[2]}$ — координаты бойка, при которых происходит изменение позиции распределителя; $x_{O_1} = 0$; x_{O_2} — координаты ограничителей; R — коэффициент восстановления скорости бойка; v_- и v_+ — скорости бойка до и после взаимодействия с ограничителем; $p_{A(J)}$ — давление жидкости в камере А в зависимости от номера позиции распределителя J :

$$p_{A(J)} = p + r_2 q_2^2 \text{sign} q_2 + r_3 (v S_A)^2 \text{sign} v \text{ при } J=I, \quad p_{A(J)} = r_3 (v S_A)^2 \text{sign} v \text{ при } J=II,$$

q_2 — расход в ветви, идущей к аккумулятору. Для вычисления расхода жидкости q_2 используем законы Кирхгофа для гидравлических цепей и уравнения, описывающие падение давления при течении жидкости через сопротивления 2 и 3 (рис. 1). В случае, если распределитель находится в позиции $J=I$, они имеют вид

$$q_0 - q_1 - q_2 + S_A v = 0, \quad p + p_2 - p_1 = 0, \quad p_1 = r_0 q_1, \quad p_2 = r_2 q_2^2 \text{sign} q_2,$$

где $r_0 = p_n / (q_0(1 - \eta_0))$, p_n и η_0 — соответственно номинальное давление и объемный КПД насоса. После преобразований получим квадратное уравнение относительно q_2 :

$$-\frac{r_2}{r_0} q_2^2 \text{sign} q_2 - q_2 + q_0 + S_A v - \frac{p}{r_0} = 0. \quad (4)$$

В случае, если распределитель находится в позиции $J=II$, слагаемое $-S_A v$ в уравнении (4) равно нулю.

После перехода к безразмерным переменным (далее безразмерные величины отмечены надстрочной чертой) по формулам [14, 15]:

$$t = r_0 c_h \cdot \bar{t}, \quad x = r_0 q_0 c_h / S_A \cdot \bar{x}, \quad v = q_0 / S_A \cdot \bar{v}, \quad p = r_0 q_0 \cdot \bar{p} \quad (5)$$

получим уравнения динамики системы, начальные условия и условия сопряжения (1)–(3) в виде

$$\frac{d\bar{x}}{d\bar{t}} = \bar{v}, \quad \frac{d\bar{v}}{d\bar{t}} = \sigma_1 [-\sigma_0 (\bar{x} - \bar{x}_3) - \bar{p}_{A(J)} - \bar{S}_f p_{A(J)} \text{sign}(\bar{v})], \quad \frac{d\bar{p}}{d\bar{t}} = \bar{q}_2, \quad (6)$$

$$\bar{t} = 0, \quad \bar{x} = \bar{x}_0, \quad \bar{v} = \bar{v}_0, \quad (7)$$

$$\bar{x} = -\bar{x}_{[1]}, \bar{v} < 0 \text{ — } I \rightarrow II; \quad \bar{x} = -\bar{x}_{[2]}, \bar{v} > 0 \text{ — } II \rightarrow I; \quad \bar{x} = 0, \bar{v} > 0$$

$$\text{или } \bar{x} = \bar{x}_{O_2}, v < 0 \text{ — } \bar{v}_+ = -R\bar{v}_-, \quad (8)$$

где

$$\sigma_0 = \frac{c_m c_h}{S_A^2}, \quad \sigma_1 = \frac{p_n^2 c_h S_A^2}{m q_0^2 (1 - \eta_0^2)}, \quad (9)$$

$\bar{p}_{A(J)} = \bar{p} + \bar{r}_2 \bar{q}_2^2 \text{sign} \bar{q}_2 + \bar{r}_3 \bar{v}^2 \text{sign} \bar{v}$ ($J = I$); $\bar{p}_{A(J)} = -\bar{r}_3 \bar{v}^2 \text{sign} \bar{v}$ ($J = II$); $\bar{r}_k = r_k q_0 / r_0$, расход \bar{q}_2 в (3) определяется из уравнений

$$-\bar{r}_2 \bar{q}_2^2 \text{sign}(\bar{q}_2) - \bar{q}_2 + 1 - \bar{p} + \bar{v} = 0 \quad (J = I); \quad -\bar{r}_2 \bar{q}_2^2 \text{sign}(\bar{q}_2) - \bar{q}_2 + 1 - \bar{p} = 0 \quad (J = II). \quad (10)$$

Таким образом, к основным критериям подобия, определенным в [14]:

$$\sigma_0, \sigma_1, \bar{x}_{[1]}, \bar{x}_{[2]}, \bar{x}_{O_2}, \bar{x}_3 \quad (11a)$$

добавляются дополнительные: коэффициент восстановления скорости бойка R , коэффициент, учитывающий трение в паре “боек – корпус” \bar{S}_f и сопротивления \bar{r}_2 и \bar{r}_3 :

$$R = \frac{v_+}{v_-}, \quad \bar{S}_f = \frac{S_f}{S_A}, \quad \bar{r}_2 = \frac{r_2 q_0}{r_0} \quad \text{и} \quad \bar{r}_3 = \frac{r_3 q_0}{r_0}. \quad (11b)$$

В работе исследуются их влияние на динамику и выходные характеристики предельных циклов реверсивного гидроударного устройства: предупредная скорость \bar{v}_1^* , частота \bar{f}^* , ударная мощность \bar{N}^* , КПД η^* , среднее давление за цикл \bar{p}_m^* :

$$\bar{v}_1^* = \frac{S_A v_1^*}{q_0}, \quad \bar{f}^* = \frac{f^*}{r_0 c_h}, \quad \bar{N}^* = \frac{\bar{f}^* [(\bar{v}_{1+}^*)^2 + (\bar{v}_{1-}^*)^2]}{2}, \quad \eta^* = \frac{(\bar{v}_{1+}^*)^2 + (\bar{v}_{1-}^*)^2}{2\sigma_1 \int_{\bar{t}_{(1)+}}^{\bar{t}_{(4)-}} \bar{p}^2 d\bar{t}^2}, \quad \bar{p}_m^* = \frac{P_m^*}{r_0 q_0}. \quad (12)$$

Здесь \bar{v}_{1+}^* и \bar{v}_{1-}^* — предупредные скорости бойка в предельном цикле при взаимодействии с правым и левым ограничителями соответственно; надстрочный индекс “*” означает принадлежность характеристики к предельному циклу.

Процедура численного решения задачи описана в [14]. Отметим лишь, что интегрирование уравнений (7)–(9) проводилось методом Рунге–Кутты [16], согласование решений в точках сопряжения — методом припасовывания [17], расчет выполнялся до входа системы в предельный автоколебательный цикл; уравнения (10) также решались численно с применением метода Ньютона.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Как и на предыдущем этапе [14], закономерности поведения системы исследовались в области пространства критериев подобия (далее ОД-области), ограниченной изолиниями минимального $\bar{p}_{\min} = 0.01$ и максимального $\bar{p}_{\max} = 0.3$ давлений, и линией, разделяющей одноударные и многоударные циклы.

На рис. 2 представлены изолинии характеристик (12) в сечениях $\sigma_0 \sigma_1$ пространства критериев подобия при $\bar{x}_{O_2} = 0.01$, $\bar{x}_{[1]} = 0.007$, $\bar{x}_{[2]} = 0.003$, $\bar{x}_3 = 0.002$ и нулевых значениях критериев (11б). Проведенный в [14] анализ показал, что при других значениях основных критериев подобия вид изолиний характеристик в сечениях $\sigma_0 \sigma_1$ подобен показанному на рис. 2, поэтому далее ограничимся результатами исследования влияния критериев R , \bar{S}_f , \bar{r}_2 и \bar{r}_3 на характеристики системы только для этого сечения.

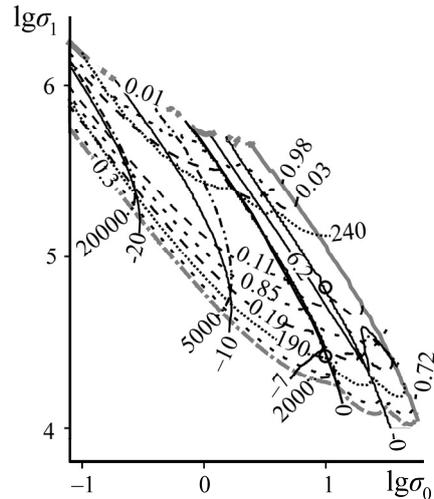


Рис. 2. Изолинии выходных характеристик в сечениях пространства критериев подобия $\sigma_0\sigma_1$. Здесь и далее, если не отмечено специально, $\bar{x}_{O_2} = 0.01$, $\bar{x}_1 = 0.007$, $\bar{x}_{[2]} = 0.003$, $\bar{x}_3 = 0.002$, $R = \bar{S}_f = \bar{r}_2 = \bar{r}_3 = 0$, — скорость \bar{v}_1^* ; --- мощность \bar{N}^* ; --- частота \bar{f}^* ; --- КПД η ; --- среднее \bar{p}_m^* , --- минимальное \bar{p}_{\min}^* и --- максимальное \bar{p}_{\max}^* давление за предельный цикл соответственно; — граница между областями одноударных и многоударных циклов

На всех графиках с левой стороны от изолинии $\bar{v}_1^* = 0$ находится область с ударами бойка о левый ограничитель, с правой стороны от изолинии $\bar{v}_1^* = -0$ — область с ударами о правый ограничитель (одноударные циклы), между ними — область с ударами об оба ограничителя (двухударные циклы).

Сравнивая ОД-области рис. 2 с аналогичными рис. 3а–г, на которых показаны изолинии систем с ненулевыми значениями критериев \bar{S}_f и R (11), можно видеть, что при введении в модель критерия \bar{S}_f (рис. 3а, б) происходит их смещение по оси $\lg\sigma_1$ вверх, при введении критерия R (рис. 4) — вниз. Это свидетельствует о повышении давления в системе в одних и тех же точках плоскости $\sigma_0\sigma_1$ в первом случае и о снижении — во втором. Первое объясняется тем, что сила трения во втором уравнении (6) играет роль площади, поэтому ее влияние можно интерпретировать как уменьшение площади бойка со стороны камеры А и уменьшение объема рабочей камеры устройства. При одинаковом расходе жидкости q_0 , поступающей к гидроударной установке, это приводит к увеличению давления в системе.

В случае введения и роста коэффициента восстановления R после ударного взаимодействия бойка с ограничителями скорость бойка отличается от нуля, что требует повышенного расхода рабочей жидкости в каждом цикле. Поэтому при постоянном значении q_0 давление в системе снижается. Для иллюстрации изменений в динамике гидроударной системы на рис. 4а–в представлены теоретические осциллограммы предельных циклов системы при нулевых значениях критериев (11) и при ненулевых значениях силы трения и коэффициента восстановления, из которых следует, что давление в течение предельного цикла повысилось при $\bar{S}_f = 0.3$ до 0.150–0.155 и снизилось при $R = 0.3$ до 0.15–0.101 по сравнению с 0.111–0.116 в случае равенства нулю критериев (11).

При введении в систему гидравлического сопротивления \bar{r}_3 (рис. 3д, е) его влияние на границы ОД-области в исследовавшемся диапазоне значений проявляется лишь в смещении изолинии минимального давления вверх, что можно объяснить замедлением прохождения жидкости из аккумулятора АК в камеру А из-за наличия между ними сопротивления, особенно заметном при малых давлениях в системе.

Для диапазона критериев подобия безразмерная частота ударов лежит в одном и том же диапазоне $\bar{f}^* = 170 - 260$. Очевидно, что она определяется расходом жидкости q_0 , объемом рабочих камер гидроударной установки $(x_{[1]} - x_{[2]})S_A$ и утечкой, характеризуемой средним давлением в системе p_m . Естественно, что при заданном постоянном значении $x_{[1]} - x_{[2]}$ частота ударов в поле безразмерных критериев подобия, лежащих между изолиниями минимальных и максимальных давлений, остается примерно одинаковой.

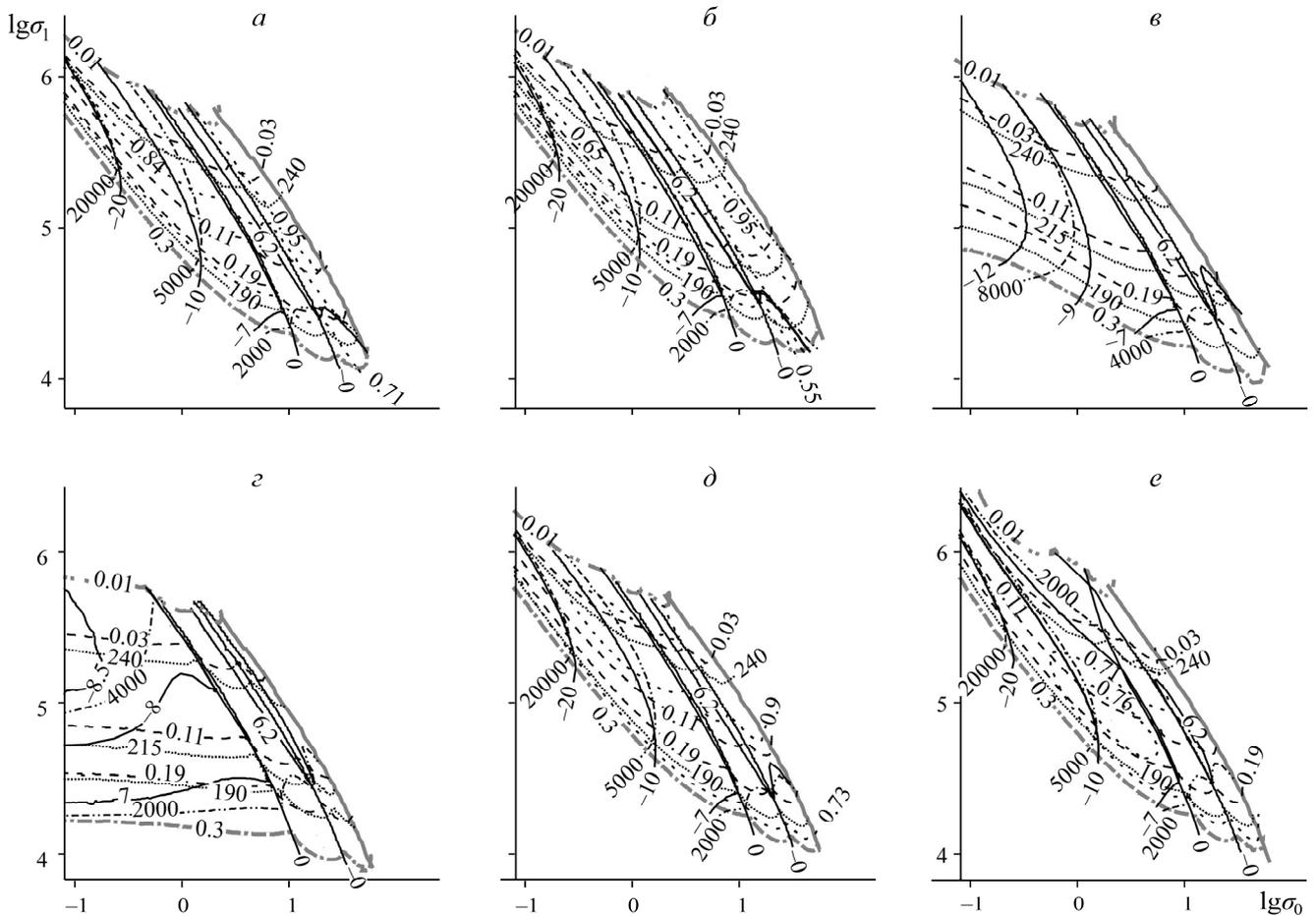


Рис. 3. Изолинии выходных характеристик в сечениях $\sigma_0\sigma_1$ при $\bar{S}_f = 0.1$ (а) и $\bar{S}_f = 0.3$ (б); $R = 0.1$ (в) и $R=0.3$ (г); $\bar{r}_3 = 0.00001$ (д) и $\bar{r}_3 = 0.0001$ (е)

Сравнивая рис. 2 и 3а, б, можно видеть, что введение в модель безразмерного коэффициента трения \bar{S}_f существенно увеличивает область одноударных циклов в прямом направлении за счет смещения границы, отделяющей одноударные циклы от многоударных, вправо и вверх. Изолинии предупредных скоростей и мощности изменяют свое положение незначительно. В данном случае влияние трения на динамические характеристик системы (предупредную ско-

рость и мощность гидроударной установки) компенсируется повышением давления. Трение существенно снижает КПД η^* гидроударной системы при высоких значениях давления \bar{p}_m^* : $\eta^* \sim 0.71$ при $\bar{S}_f = 0.1$ и $\eta^* \sim 0.55$ при $\bar{S}_f = 0.3$ по сравнению с $\eta^* \sim 0.8$ при $\bar{S}_f = 0$.

При введении коэффициента восстановления скорости бойка R и его увеличении до $R = 0.3$ (рис. 2 и 3в, г) более чем в 1.5 раза снижаются предупредные скорости \bar{v}_l^* , в 3 раза и более снижается мощность \bar{N}^* , что особенно проявляется в области отрицательных значений \bar{v}_{l-}^* . Растягивается по оси σ_0 область двухударного цикла.

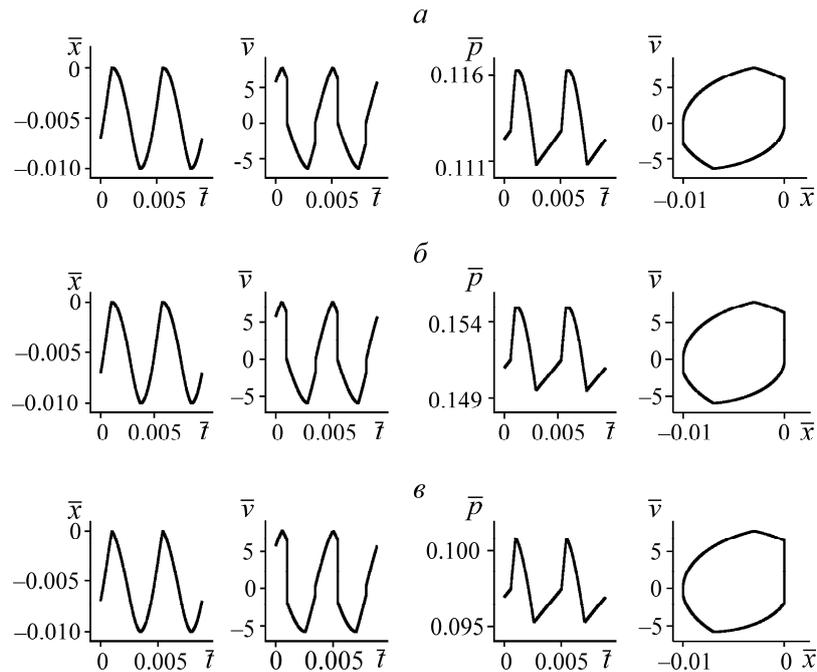


Рис. 4. Теоретические осциллограммы и фазовая кривая предельных циклов системы при $\lg \sigma_0 = 1$, $\lg \sigma_1 = 4.7$: а — при нулевых значениях критериев (11); б — $\bar{S}_f = 0.3$; в — $R = 0.3$

При исследовании влияния гидравлических сопротивлений учитывалось только сопротивление \bar{r}_3 в ветви, ведущей к гидравлической камере А, которое можно суммарно определить набором последовательно соединенных квадратичных сопротивлений. Сопротивление \bar{r}_2 в расчетах принималось равным нулю, очевидно, что его, в случае необходимости, без внесения существенных погрешностей в результаты вычислений можно включить в \bar{r}_3 . Формулу для критерия, описывающего сопротивление \bar{r}_3 , запишем в виде [18, 19]:

$$\bar{r}_3 = \frac{\rho \zeta_3}{2} \left(\frac{q_0}{S_A} \right)^2 \frac{1}{r_0 q_0}, \quad (13)$$

где ρ — плотность рабочей жидкости; ζ_3 — суммарный коэффициент местного сопротивления, представляющий собой коэффициенты типа сужения, расширения или поворота потока. Значение коэффициента ζ_3 в данном случае равно $\sim 5 - 10$.

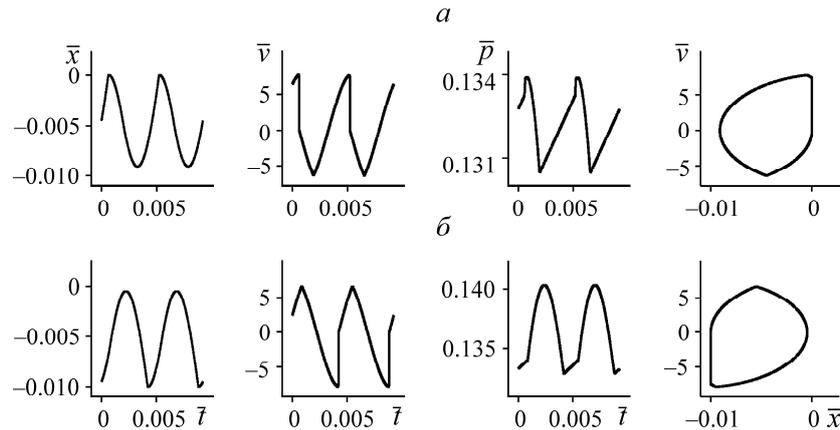


Рис. 6. Теоретические осциллограммы и фазовая кривая предельных циклов системы при $\lg \sigma_0 = 1$, $\lg \sigma_1 = 4.7$: *a* — $\bar{x}_{[1]} = 0.0045$, $\bar{x}_{[2]} = 0.0005$; *б* — $\bar{x}_{[1]} = 0.0095$, $\bar{x}_{[2]} = 0.0055$

Характеристики рабочих циклов, представленные в 1-й и 2-й строках таблицы, показывают небольшое повышение среднего давления в системе, предупредной скорости и мощности при переходе от циклов с ударами в прямом направлении к циклам с ударами в обратном направлении. Так как значения σ_1 остаются неизменными, то при переходе к размерным величинам соотношение между ними не изменяется.

Характеристики рабочих циклов

$\lg \sigma_1$	$\bar{x}_{[1]}, \bar{x}_{[2]}$	\bar{p}_m^*	\bar{v}_{I+}^*	\bar{v}_{I-}^*	\bar{f}^*	\bar{N}^*
4.70	0.0045, 0.0005	0.131	7.26	0	217	2860
4.70	0.0095, 0.0055	0.137	0	-7.4	216	2950
4.82	0.0070, 0.0030	0.097	7.14	0	225	2870
4.42	0.0070, 0.0030	0.237	0	-7.05	191	2370

В 3-й и 4-й строчках таблицы — характеристики системы для случая, в котором положение координат $\bar{x}_{[1]}, \bar{x}_{[2]}$ не изменяется и взяты точки (отмечены кружками на рис. 2) перед границами перехода от одноударных к двухударным циклам. В безразмерных величинах значение давления в цикле с ударами в обратном направлении в 2.44 раза превышает давление с ударами в прямом направлении, что с учетом формул (12) остается неизменным при переходе к размерным величинам. Значения остальных характеристик в безразмерном виде снижаются, однако с учетом формулы для критерия σ_1 (9), из которой следует, что при неизменных параметрах ударного устройства и изменении только его расхода q_0 изменяется обратно пропорционально корню квадратному от σ_1 : $q_0 \sim 1/\sqrt{\sigma_1}$ и, следовательно, значение размерной скорости v_I^* (12) при переходе от строчки 3 таблицы к строчке 4 увеличивается $\sim q_0$ в $7.05/7.14 \cdot \sqrt{10^{4.82}/10^{4.42}} \approx 1.56$ раза, а значения размерных времени цикла и ударной мощности увеличиваются $\sim q_0^2$ соответственно в ≈ 2.07 и ≈ 2.02 раза (12). Таким образом, при переходе от одноударного режима в прямом направлении к одноударному режиму в обратном направлении требуется увеличение более чем в 1.5 раза расхода подаваемой к гидроударной установке рабочей жидкости, что в свою очередь ведет к значительному росту динамических свойств устройства (предупредной скорости, частоты и мощности).

ВЫВОДЫ

Установлено существенное влияние дополнительных параметров на динамику предельных циклов гидроударной системы одностороннего действия с двумя ограничителями движения бойка, ее интегральные характеристики и режим работы. При разработке конструкции гидроударного устройства особое внимание следует уделить изменению внешних условий (коэффициент восстановления скорости бойка R), так как они носят случайный характер и могут изменяться в процессе одного периода проходки скважины или выработки в грунте.

Влияние трения и гидравлических сопротивлений заметно сказывается на КПД η^* и мощности \bar{N}^* гидроударного устройства и может быть учтено в процессе его создания на основе полученных данных и результатов более детального имитационного моделирования рабочих циклов, которое должно предшествовать разработке технического проекта. Вместе с тем следует учитывать возможный случайный характер силы трения и значительное повышение давления при ее возрастании.

Интегральные характеристики гидроударного устройства (энергия и частота ударов) при работе в одноударных режимах существенно различаются. Так, максимальная ударная мощность \bar{N}^* при работе устройства в обратном направлении может в 2 раза и более превышать \bar{N}^* при работе в прямом направлении. Этот факт следует учитывать при разработке конструкции устройства и изыскивать управляющие элементы, позволяющие снизить указанную диспропорцию. Одним из таких элементов может быть изменение координат управляющих каналов гидроударного устройства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Yang G. and Chen Y.** The Research of new type hydraulic breaker with strike energy and frequency of adjusted., *Mech. Eng. Research.*, 2012, Vol. 2, No. 2. — P. 45–51.
2. **Yang G., Ding C., and Liang C.** Research on intelligent hydraulic impactor, *Proc. 3rd Int. Conf. Meas. Technol. Mechatronics Autom.*, 2011, Vol. 3. — P. 3–6.
3. **Ding W. S., Wang J. J., and Chen L. N.** Electronic control hydraulic impactor based on pressure feedback, *Int. Conf. Mech. Autom. Control Eng.*, 2010, № 50775075. — P. 2716–2719.
4. **Zhao H., Liu P., Shu M., and Wen G.** Simulation and optimization of a new hydraulic impactor, *Appl. Mech. Mater.*, 2012, Vol. 120. — P. 3–10.
5. **Лазуткин С. Л., Лазуткина Н. А.** Определение рациональных параметров исполнительных элементов ударной системы адаптивного ударного устройства // *Совр. наукоемкие технологии.* — 2019. — № 5. — С. 58–63.
6. **Фабричный Д. Ю., Толенгутова М. М., Фабричный Ю. Ф.** Системы автоматического регулирования гидравлических ударных устройств по нагрузке на инструмент // *Машиностроение и безопасность жизнедеятельности.* — 2013. — № 4. — С. 72–77.
7. **Kucuk K., Aksoy C., Basarir H., Onargan T., Genis M., and Ozacar V.** Prediction of the performance of impact hammer by adaptive neuro-fuzzy inference system modelling, *Tunn. Undergr. Sp. Technol. Inc. Trenchless Technol. Res.*, Elsevier Ltd, 2011, Vol. 26, No. 1. — P. 38–45.
8. **Gorodilov L.** Analysis of self-oscillating single-acting hydro-impact system operational modes with two limiters of striker movement, *Int. J. Fluid Power.*, 2019, Vol. 20, No. 2. — P. 209–224.
9. **Алимов О. Д., Басов С. А.** Гидравлические виброударные системы. — М.: Наука, 1990. — 350 с.

10. Ясов В. Г. Теория и расчет рабочих процессов гидроударных буровых машин. — М.: Недра, 1977. — 152 с.
11. Манжосов В. К., Новиков Д. А. Моделирование переходных процессов и предельных циклов движения виброударных систем с разрывными характеристиками. — Ульяновск: УлГТУ, 2015. — 236 с.
12. Леконцев Ю. М., Сажин П. В. Технология направленного гидроразрыва пород для управления труднообрушающимися кровлями в очистных забоях и дегазации угольных пластов // ФТПРПИ. — 2014. — № 5. — С. 137–142.
13. Пат. 27003029 РФ. Устройство для поинтервального гидроразрыва прочных горных пород / Городилов Л. В., Сажин П. В.; опубл. 15 октября 2019, Бюл. № 29.
14. Городилов Л. В. Исследование основных свойств гидроударной системы одностороннего действия с двумя ограничителями движения бойка // ФТПРПИ. — 2020. — № 6. — С. 105–115.
15. Мамонтов М. А. Аналогичность. — М.: Изд-во МО СССР, 1971. — 46 с.
16. Арушанян О. Б., Залеткин С. Ф. Численное решение обыкновенных дифференциальных уравнений на Фортране. — М.: МГУ, 1990. — 335 с.
17. Бесекерский В. А., Попов Е. П. Теория систем автоматического регулирования. — СПб: Профессия, 2003. — 752 с.
18. Альтшуль А. Д., Животновский Л. С., Иванов Л. П. Гидравлика и аэродинамика. — М.: Стройиздат, 1987. — 414 с.
19. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1992. — 679 с.

Поступила в редакцию 16/VI 2021

После доработки 25/VI 2021

Принята к публикации 30/VI 2021