

детонации и удваивание давления на границе «гидрозабойка – дно шпура» за счет гидроудара.

2. Максимальная эффективность достигается при использовании в качестве заполнителя материала, плотность которого близка к плотности конденсированных продуктов детонации в детонационном фронте.

3. Использование воздушного зазора между гидрозабойкой и дном шпура не влияет на разрушение массива в области заполнения шпура гидрозабойкой.

4. Наличие воздушного зазора между дном шпура и забойкой позволяет увеличить эффект гидроудара.

5. Наиболее оптимальным материалом заполнителя гидрозабойки при ведении взрывных работ с использованием аммонита Т-19 является ПЗМ-3.

Работа будет продолжена в следующих направлениях:

— изучение влияния донной гидрозабойки на характер гидроудара при наличии в донной части шпура (за гидрозабойкой) воздушного промежутка;

— определение оптимальных параметров донно-устьевой гидрозабойки;

— опытно-промышленная проверка оптимизированной гидрозабойки как средства повышения коэффициента использования шпуров (КИШ).

### **Библиографический список**

1. Шевцов Н.Р., Лабинский К.Н., Калякин С.А. Основы теории гидровзрывания при разрушении пород // Проблеми гірського тиску. Випуск 7 / Під заг. ред. О.А. Мінаєва. — Донецьк, ДонНТУ, 2002. — С. 59–84.

2. Шевцов Н.Р., Лабинский К.Н., Калякин С.А. Обоснование эффективной длины донно-устьевой гидрозабойки // Наукові праці ДонНТУ: Серія гірничо-геологічна. Випуск 54. — Донецьк, ДонНТУ, 2002. — С. 115–122.

3. Калякин С.А., Шевцов Н.Р. Влияние условий гидровзрывания на энергетические показатели и работоспособность взрывчатых веществ // Проблеми гірського тиску. Випуск 8 / Під заг. ред. О.А. Мінаєва. — Донецьк, ДонНТУ, 2002. — С. 116–144.

4. Ивахненко А.Г., Юрачковский Ю.П. Моделирование сложных систем по экспериментальным данным. — М.: Радио и связь, 1987. — 120 с.

*© Шевцов Н.Р., Лабинский К.Н., Калякин С.А., 2003*

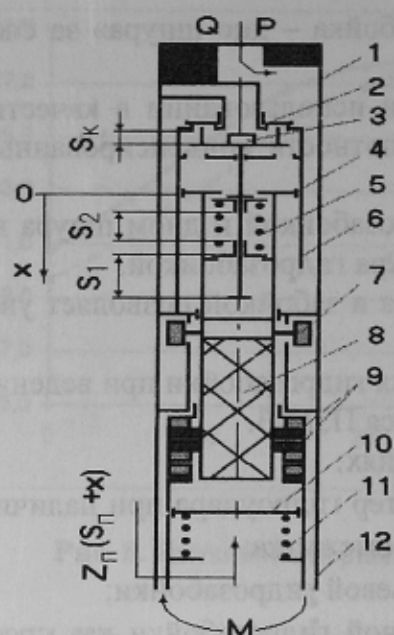
УДК 622.243

Инж. ЗЫБИНСКИЙ П.В. (ЗАО «Юговостокгаз»), докт. техн. наук КАЛИНИЧЕНКО О.И., канд. техн. наук КАРАКОЗОВ А.А. (ДонНТУ)

### **МЕТОД ИНЖЕНЕРНОГО РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ПРОБООТБОРНИКОВ С ГИДРОВРАЩАТЕЛЬНЫМ ПРИВОДОМ**

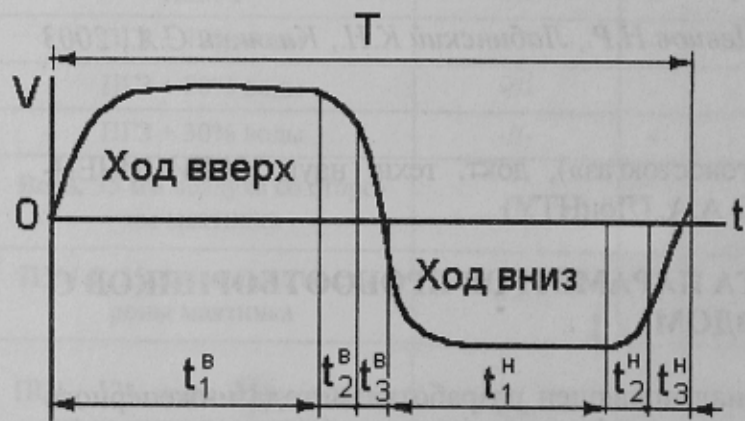
Предложенный в статье материал посвящен разработке метода инженерного расчета параметров объемного поршневого гидробура (ГБ) с винтовым преобразователем, принципиальная схема которого показана на рис.1. На основании современных теоретических разработок в области объемных поршневых гидродвигателей, авторами предложена упрощенная математическая модель ГБ, учитывающая его целевое назначение и обеспечивающая точность описания рабочих процессов, достаточную для инженерных расчетов.

Рабочий цикл ГБ состоит из нескольких фаз, одинаковых для каждого полуцикла.



**Рис.1.** Схема гидробура: 1 — корпус; 2 — впускной клапан; 3 — выпускной клапан; 4 — поршень; 5 — пружина клапана; 6 — цилиндр; 7 — ролики; 8 — винт; 9 — гайка; 10 — поршень преобразователя; 11 — пружина преобразователя; 12 — наружная колонковая труба

Решение системы уравнений в общем виде представляет определенные трудности. Поэтому для упрощения решения уравнений движения, учитывая, что рассматриваемый механизм имеет одну степень свободы, достаточно воспользоваться методом приведения сил и масс и установить закон движения одного подвижного звена, в



**Рис. 2.** Циклограмма рабочего процесса

рестика потока жидкости в гидросистеме определяется средней скоростью потока ( $V_T$ ) и средней величиной давления, обусловленного затратами энергии жидкости на привод механизма. Кроме того, для снижения сложности анализа и расчетов сделаны другие допущения не принципиального характера, не противоречащие естественным законам и соответствующие реальным условиям работы ГБ [1]:

1. Разгон системы «поршень-винт» под действием давления рабочей жидкости и ее дальнейшее движение, близкое к равномерному. Длительность фазы —  $t_1$ , заканчивается моментом начала сжатия клапанной пружины.

2. Торможение системы «поршень-винт» под действием клапанной пружины. Длительность фазы —  $t_2$  заканчивается началом перестановки клапанов.

3. Перестановка клапанов и остановка системы «поршень-винт» в точке реверса. Длительность фазы —  $t_3$  заканчивается началом движения поршня (следующий полуцикл).

Координаты системы, соответствующие состоянию узлов механизма, показанных на рис. 1, равны нулю.

Циклограмма рабочего процесса поршневого двигателя гидробура представлена на рис. 2 (индексы «в» относятся к ходу поршня ГБ вверх, а индексы «н» — к его ходу вниз).

Динамика гидропоршневых двигателей для вращательного бурения математически описывается системой дифференциальных уравнений подвижных масс («поршня-винта», распределительных элементов, шпинделя).

данном случае «поршня-винта».

Сложность волновых процессов в гидробуре и неопределенность коэффициентов гидравлических сопротивлений при неустановившихся режимах создают известные затруднения при составлении дифференциальных уравнений, описывающих динамику поршня гидробура.

Для получения рабочих зависимостей ГБ предлагается исходить из того, что характер

С учетом отмеченного уравнение движения поршня под действием давления жидкости ( $P_{(t)}$ ) и внешних приведенных сил на первой фазе можно записать в виде

$$m_n \ddot{x} = P_{(t)} f \pm Z_n b (S_n + b \dot{x}) - W_n - P_2 f, \quad (1)$$

здесь  $x$ ,  $\ddot{x}$  — текущее значение пути и ускорения движения системы «поршень-винт»;  $m_n$  — приведенная масса подвижных узлов:  $m_n = m_1 + JK_n^2$  ( $m_1$  — масса системы «поршень-винт»;  $J$  — осевой момент инерции шпинделя;  $K_n$  — параметр винтового преобразователя —  $K_n = 2\pi(S_t)^{-1}$ ;  $S_t$  — шаг винта преобразователя;  $f$  — рабочая площадь поршня;  $Z_n$  — жесткость пружины преобразователя;  $S_n$  — перемещение преобразователя;  $W_n$  — приведенная осевая сила:  $W_n = R \pm G + MK_n f c$  ( $b$  — коэффициент, определяемый соотношением площади штока ( $f_{шм}$ ) и поршня преобразователя ( $f_n$ ),  $M$  — крутящий момент, задаваемый в зависимости от максимальной осевой нагрузки для заданного диапазона пород,  $f_c$  — коэффициент трения.

Основная трудность при разработке математического описания процесса работы ГБ заключается в формулировке регулярной гидравлической силы ( $P_{(t)} f$ ), определяющей динамику «поршня-винта» в процессе рабочего хода.

Исходя из принятых допущений, пренебрегая гидравлическими потерями на внезапное расширение и изменение скорости напора на входе из трубопровода в ГБ [3], в общем виде, давление в цилиндре, воздействующее на поршень равно давлению в конце трубопровода, а его текущее значение ( $P_{(t)}$ ) определяется как сумма переменного давления, связанного с изменением расхода формулой гидравлического удара ( $P_{зв}$ ), и дополнительного давления жидкости ( $P_\partial$ ), обусловленного работой механизма [1]. В гидросистеме также формируется давление на преодоление всех сил сопротивлений, связанных с циркуляцией жидкости в буровом снаряде и скважине ( $P_2$ ):

$$P_{(t)} = P_{зв} + P_\partial + P_2. \quad (2)$$

Первое слагаемое правой части равенства (2) вытекает из теории гидравлического удара [3].

Давление жидкости на рабочем ходе поршня при полном гидравлическом ударе, когда вся энергия потока переходит в потенциальную форму, определяется функцией:

$$P_{(t)} = k \rho c \mu V_T + P_\partial + P_2, \quad (3)$$

где  $k$  — коэффициент, учитывающий разрежение за поршнем при гидроударе;  $\mu$  — коэффициент утечек жидкости;  $\rho$  — плотность жидкости;  $c$  — скорость распространения гидроударной волны.

По мере разгона бойка потенциальная энергия переходит в кинетическую энергию, поэтому давление жидкости в цилиндре ГУ снижается на величину  $k \rho c \mu \dot{x}$  [3].

Соотношение скорости  $V_T$  и скорости потока в цилиндре ГБ ( $V_0$ ) определяется условием неразрывности потока. Для сечения трубопровода, примыкающего к

цилиндру ГБ, первое граничное условие заключается в соответствии скоростей поршня и жидкости. На основании закона неразрывности потока [3]:

$$V_T = \frac{f}{f_T} V_0, \quad V_T = \frac{f}{f_T} \dot{x} \quad (4)$$

С учетом (4), пренебрегая гидравлическими потерями на внезапное расширение и изменение скорости напора на входе из трубопровода в ГУ [3] в общем, виде давление в цилиндре, действующее на поршень определяется соотношением

$$P_{(t)} = k\rho c\mu \frac{f}{f_T} (V_0 - \dot{x}) + P_\delta + P_2. \quad (5)$$

$P_\delta$  является количественной оценкой запаса энергии жидкости, которая затрачивается на выполнение некоторой работы в цилиндре машины ( $W$ ) — создание вращающего момента и преодоление гидравлических сопротивлений в течение всех фаз рабочего цикла [1].

$$P_\delta = \frac{W}{QT} = \frac{2(\varpi_1 + \varpi_2 + \varpi_3) + P_2 f S_1}{QT} \quad (6)$$

где  $\varpi_{1-3}$  — работа жидкости на каждой стадии рабочего цикла гидродвигателя:

$$\varpi_1 = \frac{m_n V_1^2}{2} + S_1 \left[ W_n \pm Z_n b^2 \left( S_n + b \frac{S_1}{2} \right) \right];$$

$$\varpi_2 = \frac{m_n (V_1^2 - V_2^2)}{2} + S_2 \left[ W_n \pm Z_n b^2 \left( S_n + b \frac{S_1}{2} \right) + Z \left( S_0 + \frac{S_2}{2} \right) \right];$$

$$\varpi_3 = \frac{m_n V_2^2}{2},$$

где  $V_1, V_2$  — соответственно, скорость поршня в конце первой и второй фазы (ход пружины клапана);  $S_1, S_2$  — длина пути первой и второй фазы (ход пружины клапана);  $Z$  — жесткость пружины клапана.

С учетом изложенного решение уравнения (1) позволяет установить в общем виде зависимость для определения текущего значения скорости бойка

$$\dot{x} = \frac{x}{Y(t_1)} \quad (7)$$

где  $Y(t_1)$  — коэффициент пропорциональности, зависящий от времени рабочего хода.

Для инженерных расчетов механизмов с достаточной точностью можно использовать соотношение  $Y(t_1) = 2 - at_1$ .

Практический интерес представляет решение задачи определения скорости поршня-винта ( $V_1$ ) в конце рабочего хода  $S_1$  при заданных конструктивных параметрах механизма. При решении этой задачи в качестве исходной величины необходимо знать значение  $t_1$ .

Дополнительное соотношение для нахождения  $t_1$  из зависимости (7) в фиксированных значениях ( $\dot{x} = V_1; x = S; t = t_1$ ) вытекает из условия неразрывности потока малосжимаемой жидкости [3]. Применительно к рассматриваемому ГБ это условие записывается в виде равенства объемов жидкости, поступающей от бурового насоса во время рабочего цикла ( $QT$ ) и объемов жидкости, проходящей через ГБ в отдельные его фазы ( $q_{1-3}$ ) [1].

$$Q(t_1 + t_2 + t_3) = q_1 + q_2 + q_3. \quad (8)$$

Расход жидкости на 1-й и 2-й фазах рабочего цикла ГБ оценивается объемом цилиндра механизма с учетом коэффициента утечек жидкости на рабочем ходе ( $\mu$ ):

$$q_1 + q_2 = f\mu(S_1 + S_2). \quad (9)$$

При перестановке клапанов в точках реверса поршня происходит свободный переток жидкости на выхлоп, поэтому в течение исследуемого волнового процесса расход жидкости на 3-й фазе работы ГБ будет зависеть от скорости жидкости в конце 2-й фазы:

$$q_3 = t_3(V_2 + \Delta V)f. \quad (10)$$

Открытие органа управления приводит к изменению давления перед клапаном и за ним и к возникновению движения жидкости с некоторой определенной скоростью относительно оси  $x$ . При этом потенциальная энергия потока переходит в кинетическую энергию, жидкость приобретает дополнительную скорость, величина которой определяется главным образом давлением жидкости в конце второй фазы. Приращение скорости в сечении перед поступлением жидкости в ГБ после открытия клапана находится из соотношения  $\Delta V_T = \frac{P(t_1)f}{\rho c(f_T - f)}$  [3].

На основании условия неразрывности потока, через орган управления, площадь проходного сечения которого  $f_0$  имеет место движение жидкости (упругое расширение жидкости) со скоростью  $\Delta V = \Delta V_T \frac{f_T}{f_0}$ . В раскрытом виде приращение скорости жидкости при открытии органа управления имеет вид:

$$\Delta V = \frac{k\rho c\mu(V_0 - V_2)\frac{f}{f_T} + P_\delta + P_2}{f_0\rho c\left(1 + \frac{f}{f_T}\right)} \cdot f. \quad (11)$$

Допуская линейный характер изменения скорости бойка на свободном ходе  $S_2$ , время хода бойка по инерции достаточно точно можно подсчитать по формуле:

$$t_2 = \frac{2S_2}{V_1 + V_2}. \quad (12)$$

Продолжительность третьей фазы рабочего цикла определяется временем перестановки клапанов, что достигается, в основном, за счет удара поршня [1, 2] —  $t_3 = S_K/V_2$ .

Детальный анализ характера изменения скорости поршня на участке торможения под действием давления жидкости и внешних приведенных сил выполняется на основе дифференциального уравнения движения поршня. Вместе с тем значение скорости поршня в конце второй фазы ( $V_2$ ) вытекает из закона сохранения энергии при соблюдении условия  $t_2 \leq 2L/c$  (где  $L$  — длина нагнетательного трубопровода от компенсатора насоса до ГБ):

$$k_{рсм}(V_1 - V_2) = \frac{Z}{f}(S_0 + S_2). \quad (13)$$

Здесь левая часть равенства является дополнительным давлением жидкости за счет изменения скорости поршня при торможении, а правая выражает затраты энергии на сжатие клапанной пружины.

Решая (13) относительно  $V_2$  получим:

$$V_2 = V_1 - \frac{Z}{fk_{рсм}}(S_0 + S_2). \quad (14)$$

Полученные дополнительные зависимости позволяют выполнить задачу определения  $t_1$  из уравнения (8). Данное уравнение решается одним из приближенных методов, при этом  $V_1$  заменяется выражением (7) в конечных величинах. Эта же формула используется для расчета ( $V_1$ ) после определения  $t_1$ .

Расчетные значения величины  $V_2$  по уравнению (14) и вычисленные по итогам решения дифференциального уравнения движения поршня на второй фазе для реальных условий отличаются менее чем на 5%. Это дает основание использовать более простую зависимость (14) при определении рабочих параметров гидробура.

После определения величин  $V_2$ ,  $t_2$  и  $t_3$  остальные характеристики гидробура устанавливаются по формулам, приведенным в таблице.

**Таблица.** Формулы для определения рабочих параметров гидродвигателя гидробура

№	Наименование параметра	Расчетная формула
1	Передаточное отношение	$i = \frac{2(S_1 + S_2)}{S_t}$
2	Период полного рабочего цикла	$T = 2(t_1 + t_2 + t_3)$
3	Частота вращения шпинделя	$n = iT^{-1}$
4	Крутящий момент	$M = \frac{1}{2} P_c \frac{f}{\pi} S_t K_m$
5	Эффективная мощность ГБ	$N_э = 2\pi Mn$
6	Мощность на привод ГБ	$N = QP(t)$
7	КПД	$\eta = N_э/N$

Примечание. Здесь  $K_m$  — коэффициент, учитывающий механические и гидравлические сопротивления в механизме;  $P_c$  — среднее давление рабочей жидкости в гидродвигателе на протяжении цикла

### **Библиографический список**

1. Калиниченко О.И. Основные положения теории гидроударников прямого действия // Труды ДонГТУ: Серия Горно-геологическая. — Донецк, 2001. — Вып.24. — С. 29–35.
2. Неудачин Г.И., Подкидышев А.П., Бажутин А.Н. Вопросы разработки и применения погружных насосов для промывки скважин и откачки воды // Совершенствование техники и технологии разведочного колонкового бурения. — М.: Недра, 1968. — С. 68–122.
3. Тарко Л.М. Волновые процессы в трубопроводах гидромеханизмов. — М.: Машгиз, 1963. — 183 с.

*© Зыбинский П.В., Калиниченко О.И., Каракозов А.А., 2003*

УДК 622.281.4.002.2

Докт. техн. наук ДРУЦКО В.П., инженеры АЛФЕРОВ Б.В., ШАПОВАЛ Ю.С. (НИИ-ОМШС, Харьков)

### **ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ БЛОЧНОЙ КРЕПИ**

Строительство магистральных горных выработок в угольной, горнорудной промышленности и тоннелей различного назначения, имеющих строго заданный профиль, обусловленный путевыми уклонами или требованиями водоотведения, в условиях изменчивости геомеханической обстановки, характеризующейся наличием слабых, неустойчивых и часто обводненных пород сопряжено со значительными трудностями. При волнистом залегании пород выработки проходят по перемещающимся в забое пластам, что обуславливает резкий рост нагрузок на крепь на отдельных участках трассы выработок, усложняет горнопроходческие работы и в конечном итоге ведет к снижению темпов и удорожанию проходки и поддержания выработок.

В подобных условиях наиболее реальным путем повышения технико-экономических показателей строительства и поддержания горных выработок является применение щитовых проходческих комплексов и сборной железобетонной крепи с высокими технико-технологическими параметрами. Применяемые щиты в Украине, странах СНГ и дальнего зарубежья обычно имеют круглую форму, а в качестве крепи используется многошарнирная кольцевая грузонесущая конструкция.

При разработке неустойчивых, слабосвязных пород в забое могут происходить вывалы, распространяющихся за внешний контур оболочки щита, в результате чего образуются полости, пагубно влияющие на устойчивость сборной многошарнирной крепи при выходе ее из оболочки щита. Многошарнирные системы крепи деформируются с перемещением элементов в сторону пустот, что может приводить к опасным изменениям контура крепи вплоть до ее развала еще до выполнения тампонажа закрепного пространства и развития нагрузок на крепь. Поэтому вопрос устойчивости многошарнирной крепи при недостаточном внешнем отпоре и допустимом перемещении ее элементов требует особого внимания. Кроме того, необходимость улучшения технико-экономических показателей сооружения и поддержания горных выработок потребовала пересмотра подходов к креплению в сторону снижения многодельности и материалоемкости конструкций крепи при сохранении ее достаточной устойчивости в начальный период сдвижения породного массива вокруг выработки и обеспечения несущей способности в течение срока службы.

Для установления оптимальных параметров сборной железобетонной крепи для выработок, проводимых щитовыми комплексами, проведено комплексное исследование ее работоспособности.