

2. **Пилипец В.И.** Насосы для подъема жидкости. Учебное пособие. РИА ДонГТУ. — Донецк, 2000. — 247 с.

3. А.с. №788770 СССР, МКИ E21в 49/02. Гидробур / Неудачин Г.И., Зыбинский П.В.

© Зыбинский П.В., Калининченко О.И., 2002

УДК 622.243.075.8

КАЛИНИЧЕНКО О.И. (ДонНТУ)

К ОЦЕНКЕ ВЛИЯНИЯ СООТНОШЕНИЯ РАБОЧЕЙ ПЛОЩАДИ ПОРШНЯ И СЕЧЕНИЯ ТРУБОПРОВОДА НА ПАРАМЕТРЫ ГИДРОУДАРНЫХ МАШИН

В работах [1, 6] описаны опыты, подтверждающие, что сечение подводящего трубопровода в интервале изменения диаметра трубопровода — от 33,5 до 63,5 мм имеет большое значение для запуска и устойчивой работы забойных гидроударников (ГУ), особенно при малом расходе жидкости. Причем, при одинаковом расходе жидкости более высокие энергетические показатели ГУ при некотором снижении частоты ударов имеют место при использовании труб большего сечения. Авторами отмечено также весьма заметное влияние диаметра подводящего трубопровода на коэффициент полезного действия гидроударной машины.

Вместе с тем, выполненный в ДонНТУ анализ взаимосвязи приведенных комбинаций площадей сечения трубопровода (f_r) и параметров ГУ показал, что диапазон достоверности экспериментально полученных качественных и количественных выводов выполненных исследований, без нарушения условия неразрывности потока жидкости, ограничен отмеченной областью изменения f_r и возможен при примерном равенстве площади сечения трубопровода и рабочей поверхности поршня ГУ (f) [2].

Впервые на взаимосвязь частотно-энергетических характеристик ГУ и соотношения f/f_r обращено внимание В.Ясовым в работе [7]. Автор делает попытку объяснить изменение характеристик ГУ снижением коэффициента утечек при уменьшении f_r и возрастанием затухания гидроударной волны при увеличении f/f_r . Этот вывод соответствует теоретическим разработкам, приведенным в публикациях [7], где перемещение поршня ГУ предполагается прежде всего силой гидроударного давления, но противоречит фактическим результатам и установившимся представлениям о протекании рабочего процесса объемных машин, к классу которых относятся гидроударники.

Несостоятельность такой интерпретации главной движущей силы в цилиндре ГУ впервые показана в работах Г.И.Неудачина [4]. Ученый научно обосновывает единый подход к построению математических моделей забойных гидроударников в виде основных положений для составления уравнений и зависимостей при описании рабочего цикла ГУ, вытекающих из условий сохранения энергии и массы жидкости [3].

Предложенные Г.И. Неудачиным принципы использованы в дальнейших разработках методик расчета гидроударных машин. Они же явились методической основой анализа физической природы процессов, происходящих во время работы машины и составления баланса сил, действующих на поршень-боек при работе ГУ.

Ниже приводится последовательность расчета времени рабочего хода поршня гидроударной машины двойного действия, которое является базовой величиной для

определения остальных параметры ГУ. В общем случае метод основан на аналитическом решении уравнения баланса объемов жидкости (1), поступающей от насоса (левая часть уравнения) и проходящих через отдельные фазы рабочего цикла ГУ (правые слагаемые), записанного с учетом изменения скорости потока на фазе свободного хода бойка (ΔV), обусловленной волновыми процессами в цилиндре при открытии органа управления машины.

В результате, как показано в работах [3], получены зависимости лишенные принципиальных противоречий в широком диапазоне изменения параметров гидроударной системы, уточняющие и детализирующие закономерности формирования характеристик и показывающие дополнительные пути более полной реализации потенциала гидродвигателя ГУ.

$$\begin{cases} QT = \frac{2fS}{\mu} + \frac{2S_2}{k_2V_1}(V_1 + \Delta V)f; \\ T = 2\left(t_1 + \frac{S_2}{k_2V_1}\right); \\ V_1 = \frac{S}{t_1} \cdot \frac{(1 - e^{-at_1})}{1 - (at_1)^{-1}(1 - e^{-at_1})}; \\ P_1 = [mV_1^2(1 - \varphi^2) + 2RS](QT)^{-1}; \\ \Delta V = \left[k\rho\mu c \left(\frac{Q}{f} - V_1 \right) \frac{f^2}{f_r} + (P_1 + P_2)f \right] \left[f_0\rho c \left(1 + \frac{f}{f_r} \right) \right]; \end{cases} \quad (1)$$

где Q — расход жидкости; T — период цикла; f — рабочая площадь поршня; S_2 — свободный ход бойка; k_2 — коэффициент потерь скорости бойка на свободном ходе; V_1 — скорость бойка в конце рабочего хода (S); μ — коэффициент утечек жидкости; t_1 — время рабочего хода; P_1 — давление, обусловленное работой жидкости в цилиндре ГУ; m — масса подвижных частей исполнительного элемента машины; φ — коэффициент восстановления скорости бойка; R — силы механического сопротивления движению поршня; k — коэффициент, учитывающий разрежение за поршнем при гидроударе; ρ — плотность жидкости; c — скорость распространения гидроударной волны; f_r — площадь сечения трубопровода; P_2 — давление на преодоление сил сопротивлений, связанных с циркуляцией жидкости в гидроударной системе; f_0 — площадь сечения канала органа управления; $a = k\rho\mu \frac{f^2}{f_r}$

Разработанная математическая модель ГУ позволила дать теоретическую интерпретацию и общую закономерность изменения частотно-энергетических характеристик ГУ от соотношения f/f_r .

На рис. 1 и 2 показана качественная и количественная картина влияния соотношений площади сечения трубопровода гидроударной системы и площади рабочей поверхности поршня гидроударной машины двойного действия с дифференциальным поршнем на частотно-энергетические характеристики ГУ. В качестве объекта исследований использован гидроударный механизм, входящий в состав ПБС-108 [5],

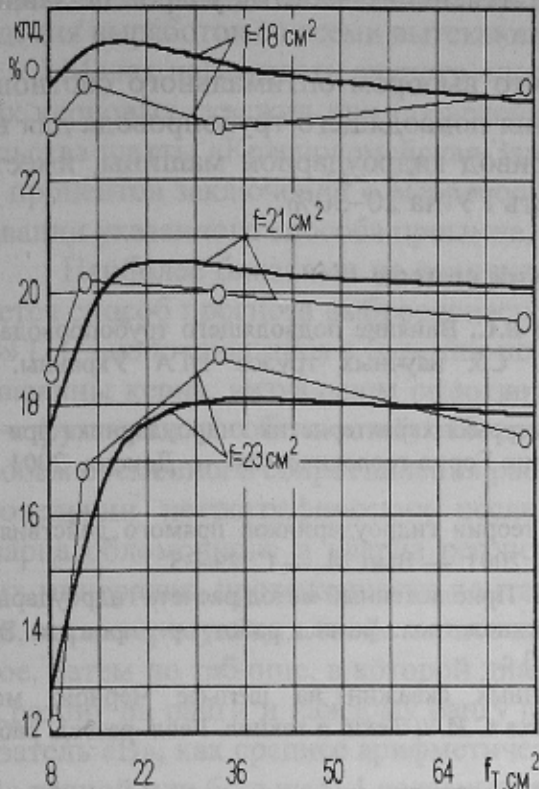


Рис.1. Зависимость КПД ГУ от площади поршня:

$$\left(\begin{array}{l} S = 22 \text{ мм}; S_2 = 3 \text{ мм}; m = 64 \text{ кг}; \\ Q = 192 \text{ л / мин} \end{array} \right)$$

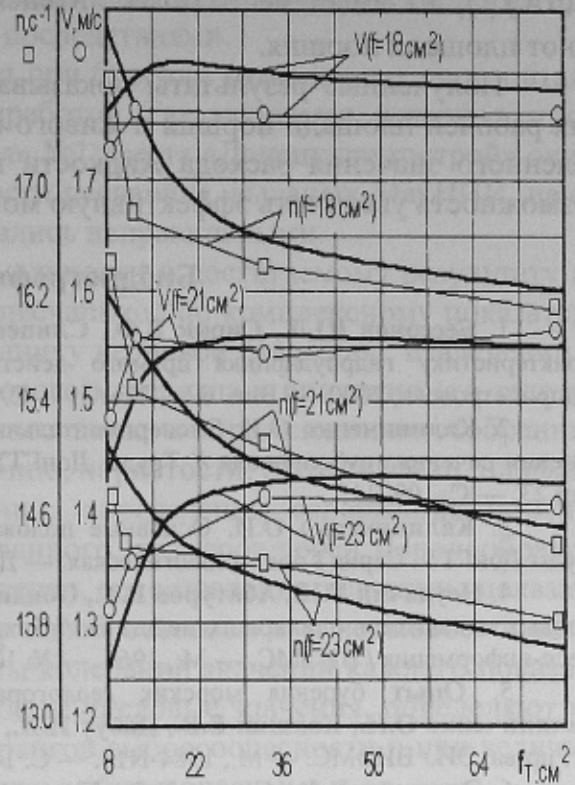


Рис.2. Зависимость скорости и частоты ударов бойка от площади поршня:

$$\left(\begin{array}{l} S = 22 \text{ мм}; S_2 = 3 \text{ мм}; m = 64 \text{ кг}; \\ Q = 192 \text{ л / мин} \end{array} \right)$$

с фиксированными значениями рабочего (S) и свободного (S_2) хода и массы бойка (m).

Экспериментальная оценка закономерности выполнена в диапазоне f_T от 8 см^2 до 78 см^2 , и f от 18 см^2 до 23 см^2 при фиксированных Q , и прямом определении и сопоставлении расчетных и фактических данных по продолжительности цикла (T) и фазы рабочего хода (t_1), частоте ударов (n) и скорости бойка (V_1). Данные измерялись при расходах жидкости от 120 до 240 л/мин с использованием колонн бурильных труб диаметром 42, 50, 73 и 108 мм длиной 46...49 м.

В результате выполненных исследований установлено, что зависимости $V_1 = f(f_T)$ и $\text{КПД} = f(f_T)$ носят экстремальный характер, с возможностью смещения максимума вдоль оси f_T при изменении рабочей площади поршня. Равенство соотношений площадей практически соответствует максимуму скорости бойка и КПД в конце рабочего хода. Уменьшение соотношения f/f_T приводит к выравниванию скорости бойка и КПД с незначительным темпом убывания. Для исследуемого гидроударника максимум скорости бойка и КПД находится в диапазоне $\frac{f}{f_T} = 0.9 - 0.95$.

Характер кривых $n = f(f_T)$ идентичен для всех соотношений f/f_T . Увеличение площади трубопровода приводит к снижению частоты ударов бойка. Причем в об-

ласти $f/f_T > 1$ имеет место более интенсивное изменение частоты ударов не зависимо от площади поршня.

Полученные результаты показывают, что выбором оптимального соотношения рабочей площади поршня и живого сечения подводящего трубопровода для выделенного значения расхода жидкости на привод гидроударной машины, имеется возможность увеличить эффективную мощность ГУ на 20–30%.

Библиографический список

1. Бессонов Ю.Д., Сирик В.Ф., Слипенький В.С. Влияние подводящего трубопровода на характеристику гидроударника прямого действия // Сб. научных трудов НГА Украины. — Дніпропетровськ, 2000. — Вип. 6. — Том 4. — С. 103–110.
2. Калиниченко О.И. Экспериментальные измерения характеристик гидроударника при изменении сечения трубопровода // Труды ДонГТУ. Серия Горно-геологическая. — Донецк, 2001. — Вып.23. — С. 109–113.
3. Калиниченко О.И. Основные положения теории гидроударников прямого действия. // Труды ДонГТУ. Серия Горно-геологическая. — Донецк, 2001. — Вып.24. — С. 29–35.
4. Неудачин Г.И., Абатуров В.Т., Обидин В.П. Приближенный метод расчета гидроударных буровых механизмов одинарного действия. // Техн. и технол. геол. -развед. работ; орг. произ-ва. Экспресс-информация / ВИЭМС. — М., 1966. — № 10. — 13 с.
5. Опыт бурения морских геологоразведочных скважин на шельфе Черного моря /Калиниченко О.И., Квашин Е.В., Цабут И.И., Вилуха С.И. // Техн. и технол. Геол. развед. работ; орг. пр-ва. ЭИ./ ВИЭМС. — М., 1984-N19. — С. 1–7.
6. Эпштейн Е.Ф., Сирик В.Ф., Нежурин В.И. Гидроударная буровая машина для бурения дробью и твердосплавным породоразрушающим инструментом. // Горная электромеханика и автоматика. Вып.16, 1970. — С. 54–60.
7. Ясов В.Г. Теория и расчет рабочих процессов гидроударных буровых машин. — М.: Недра, 1977. — 153 с.

© Калиниченко О.И., 2002

УДК 622.831.322

ЛЫСИКОВ Б.А., ФОРМОС В.Ф., ГРЕБЕНЮК А.А. (ДонНТУ)

СПОСОБ ПРОГНОЗА ВЫБРОСООПАСНОСТИ ПЕСЧАНИКОВ

При проектировании шахт, а также при их строительстве и эксплуатации для обеспечения безопасных условий труда и повышения технико-экономических показателей необходимо располагать сведениями о выбросоопасности песчаников, залегающих в пределах шахтного поля.

Известен способ прогноза выбросоопасности песчаников [1], заключающийся в бурении по песчанику керновой скважины диаметром 59–76 мм, извлечении из скважин керна, анализа керна материала. Признаком выбросоопасности является разделения керна на диски выпукло-вогнутой формы толщиной значительно меньше диаметра и наличие на кернах характерных трещин, как бы опоясывающих породные цилиндры.

Недостатком известного способа является малая надежность на стадии геолого-разведочных работ с поверхности, так как при бурении вертикальных разведочных скважин в выбросоопасной зоне керна может не делиться на диски за счет гидростатического давления столба промывочной жидкости. Неверное заключение о выбросоопасности песчаника может привести к тому, что в проект производства работ