

УДК 621.646.9

РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА В ШАХТНЫХ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВКАХ ПРИ ПОМОЩИ ПЭВМ

Оверко В.М., Овсянников В.П., к-ты техн. наук, доценты,
Москаленко Е.Г., магистр.

Донецкий национальный технический университет

Разработана программа расчета гидравлического удара методом характеристик с использованием персонального компьютера.

The design procedure of a hydraulic shock by a method of performances, with use for making the program of simulation of a hydraulic shock on a personal computer is adduced.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Шахтный водоотлив является важным звеном технологического комплекса горного производства. От эффективности его работы прямо или косвенно зависят результаты работы угольного предприятия в целом. Имеющаяся тенденция увеличения мощности водоотливных установок приводит к увеличению опасности гидравлических ударов, величина которых связана со скоростью потоков в трубах. При этом переходные режимы и сопровождающие их волновые процессы становятся причиной разрушения трубопроводов, арматуры, поломки насосов или других нарушений нормальной работы установок. Таким образом, снижение опасности гидравлических ударов позволяет повысить надежность и эффективность работы шахты в целом, что в более широком плане, повысит конкурентоспособность украинских энергоносителей, по крайней мере, на внутреннем рынке [1].

Анализ исследований и публикаций. Для оценки негативного влияния гидравлических ударов на водоотливные установки необходимо иметь возможность достоверно знать параметры потока жидкости в напорных трубопроводах при внезапном отключении насосного агрегата.

Как известно, общепринятой методики расчета гидравлического удара к настоящему времени нет, хотя решением данной проблемы ранее занимались многие ученые. В частности, в ДонНТУ эти вопросы рассматривались в трудах Тимошенко Г.М., Килимника В.Д., Доценко Г.В. и др. Примерами различных подходов к анализу динамических процессов в трубопроводах могут служить работы [2,3,4].

Программы, которые использовались в расчетах во всех перечисленные работы, рассчитаны на устаревшую в настоящее время вычислительную технику и не могут быть применены для моделирования переходных процессов в трубопроводах водоотливных установок и оптимизации параметров средств их защиты от гидравлических ударов на ПЭВМ.

Постановка задачи. Таким образом, актуальной является задача создания программы расчета гидравлического удара, которая позволяла бы достоверно определять опасность гидравлического удара и могла бы служить базой для комплексного анализа переходных процессов в трубопроводах с различными средствами воздействия на эти процессы.

Как известно, при решении данной задачи необходимо рассматривать наиболее опасный случай, когда происходит внезапное отключение питания приводного двигателя насосной установки [1]. Расчетная схема гидравлической системы приведена на рис.1., и включает в себя последовательно расположенные насосный агрегат, обратный клапан и участки трубопровода, расположенные под произвольными углами α_i к горизонту.

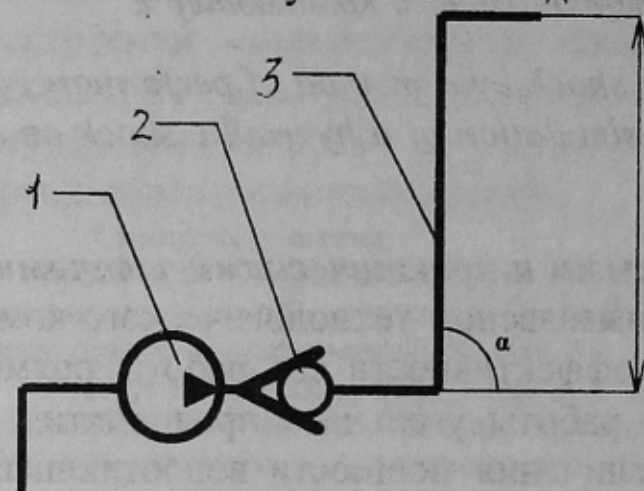


Рисунок 1 – Расчетная схема водоотливной установки: насос; 2 - обратный клапан; 3 - нагнетательный трубопровод.

Изложение материала и результаты. Как известно, динамические процессы на участках трубопровода при описываются двумя уравнениями [4]:

$$-\frac{\partial P_i(x,t)}{\partial x} = \frac{\rho}{c} \cdot \frac{\partial Q_i(x,t)}{\partial t} + \frac{\lambda_i \cdot \rho}{2 \cdot d_i \cdot S_i^2} \cdot |Q_i(x,t)| \cdot Q_i(x,t) + \rho \cdot g \cdot \sin \alpha_i; \quad (2)$$

$$-\frac{\partial P_i(x,t)}{\partial t} = \frac{\rho \cdot c^2}{S_i} \cdot \frac{\partial Q_i(x,t)}{\partial x}, \quad (3)$$

где: $P_i(x,t), Q_i(x,t)$ - давление и расход на i_m участке трубопровода в точке x в момент времени t - $0 \leq x \leq L, 0 \leq t \leq \infty$, i - номер участка трубопровода, $i=1,2,3..$ ρ - плотность транспортируемой воды; λ_i - коэффициент Дарси на i_m участке; L - общая длина трубопровода; g - ускорение свободного падения; d_i - внутренний диаметр трубопровода на i_m

участке; S_i - площадь поперечного сечения трубопровода на i_m участке.

Уравнения (2) и (3) можно непосредственно проинтегрировать методом конечных разностей, но в этом случае при гидравлических ударах возникает проблема неустойчивости решения [3].

Решение дифференциальных уравнений в частных производных (2) и (3) может быть сведено к построению сетки характеристических кривых и замене их интегрирования совместным решением обыкновенных уравнений, связывающих изменение расхода и давления жидкости на характеристиках [3]:

$$dx = \pm c \cdot dt \quad (4)$$

Этот метод известен как метод характеристик, а уравнения (2),(3) в этом виде называются характеристическими.

Опуская приведение уравнений гидравлического удара к характеристической форме, которое изложено в работе [3], представим их в удобном для дальнейших исследований виде:

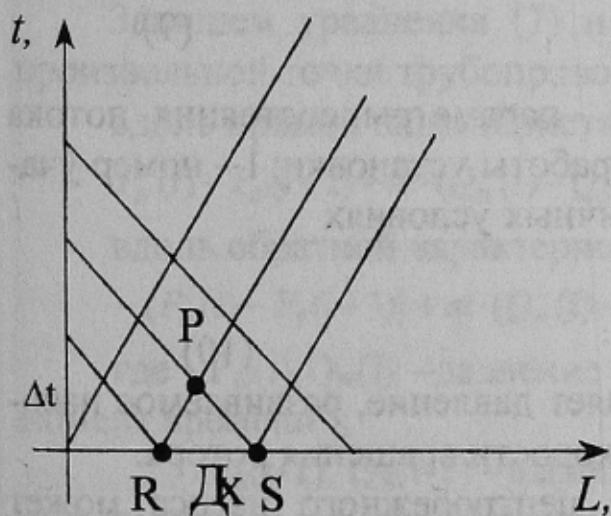
$$\pm \frac{dP_i(x,t)}{dt} = m \cdot \frac{dQ_i(x,t)}{dt} + n \cdot |Q_i(x,t)| \cdot Q_i(x,t) + k_i; \quad (5)$$

$$\Delta x = \pm c \cdot \Delta t \quad (6)$$

где $P_i(x,t), Q_i(x,t)$ - давление и расход на характеристиках,

$$m_i = \frac{\rho \cdot c}{S_i}; \quad n_i = \frac{\lambda_i \cdot \rho}{2 \cdot d_i \cdot S_i^2} \cdot \Delta x; \quad k_i = \rho \cdot g \cdot \sin \alpha_i \cdot \Delta x.$$

Будем рассматривать интегрирование уравнений гидравлического удара методом характеристик с регулярной сеткой. Основы этого



метода базируются на том, что весь трубопровод делится на равные отрезки Δx по длине и интегрирование осуществляется через отрезки времени Δt , при чем должно соблюдаться следующее условие $\Delta x = c \Delta t$, т.е. уравнение (6).

На рис. 2 представлена регулярная сетка характеристик для решения уравнений гидравлического удара.

Величину Δt принимаем равной $\Delta t=0.003$ s. Такой шаг интегрирования по времени обеспечива-

Рисунок 2 – Характеристики с регулярной сеткой.

ет достаточно высокую точность расчета переходного процесса. Следовательно, $\Delta x = c\Delta t = 1300 \cdot 0,003 = 3,9$ м. Принятые Δt и Δx достаточно малы и отрезки характеристик RP и SP на рис. 2 можно считать прямыми линиями.

Таким образом, можно построить линии RP и SP, вдоль которых будут справедливы два следующих уравнения:

Вдоль линии RP (прямая характеристика):

$$\frac{dP}{dt} + m \cdot \frac{dQ}{dt} + n \cdot |Q| \cdot Q + k = 0 \quad (7)$$

Вдоль линии SP (обратная характеристика):

$$-\frac{dP}{dt} + m \cdot \frac{dQ}{dt} + n \cdot |Q| \cdot Q + k = 0 \quad (8)$$

Уравнение (7) справедливо для точек R и P, а уравнение (8) справедливо для точек S и P. Таким образом, в точке P эти два уравнения справедливы одновременно.

Итак, зная состояние потока жидкости на предыдущем временном интервале, т.е. в точках R и S и учитывая уравнения для прямой характеристики (7) и для обратной характеристики (8) мы можем найти состояние потока жидкости на последующем временном интервале, т.е. в точке P.

Процесс расчета гидравлического удара в водоотливной установке сводится к решению уравнений (2) и (3) в пределах: по длине $0 \leq x \leq L$ и по времени $0 \leq t < +\infty$, и при следующих начальных условиях:

$$\begin{cases} P(x,0) = P_0 - l \cdot n \cdot Q_0 |Q_0| - l \cdot k \\ Q(x,0) = Q_0 \end{cases} \quad (9)$$

где расход Q_0 и давление P_0 – параметры состояния потока жидкости при стационарном режиме работы установки; l – номер участка по длине и при следующих граничных условиях

$$\begin{cases} P(L,t) = 0; \\ P(0,t) = \varphi(Q, \omega) \end{cases} \quad (10)$$

Последняя зависимость определяет давление, развиваемое насосом при данной подаче и известной скорости вращения ротора.

Учитывая, что характеристика центробежного насоса может быть аппроксимирована квадратичным трехчленом и используя законы пропорциональности турбомашин, имеем:

$$P(0,t) = Z \cdot \rho \cdot g \cdot \left[H_{ко} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 + A \cdot Q \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right) - B \cdot Q^2 \right] \quad (11)$$

Входящая в уравнение (11) угловая скорость ω может быть найдена из дифференциального уравнения :

$$\frac{d\omega}{dt} = - \frac{M_c + M_{TP}}{I} \quad (12)$$

где. $M_c = - \frac{P_1(0,t) \cdot Q_1(0,t)}{\eta}$ – момент сопротивления, который является функцией угловой скорости.

То же можно сказать и о моменте трения $M_{тр}$, однако из-за относительной малости в сравнении с номинальным моментом сопротивления (до 2%), его можно не учитывать, или принять постоянным, что использовано нами при разработке алгоритма программы.

Коэффициент полезного действия, который входит в формулу момента сопротивления с использованием законов пропорциональности, и с достаточной точностью может быть рассчитан по формуле:

$$\eta = \alpha \cdot Q \cdot \frac{\omega_0}{\omega} - \beta \cdot Q^2 \cdot \left(\frac{\omega_0}{\omega} \right)^2 + \gamma \cdot Q^3 \cdot \left(\frac{\omega_0}{\omega} \right)^3 \quad (13)$$

Итак, совместное решение уравнений (7), (8), (11), (12) при указанных начальных и граничных условиях определяет переходный процесс в водоотливной установке до момента закрытия обратного клапана, после чего граничным условием в начальном сечении будет:

$$Q_1(0,t) = 0 \quad (14)$$

Запишем уравнения (7) и (8) в конечно-разностном виде для произвольной точки трубопровода:

вдоль прямой характеристики:

$$P_N(i) - P_S(i-1) + m \cdot (Q_N(i) - Q_S(i-1)) - n \cdot Q_{cp1} | Q_{cp1} | - k_1 = 0 \quad (15)$$

вдоль обратной характеристики:

$$-(P_N(i) - P_S(i+1)) + m \cdot (Q_N(i) - Q_S(i+1)) - n \cdot Q_{cp2} | Q_{cp2} | - k_1 = 0, \quad (16)$$

где $P_N(i), Q_N(i)$ – давление и расход в i -й точке трубопровода в момент времени t ;

$P_S(i-1), Q_S(i-1)$ – давление и расход в $i-1$ точке трубопровода в предыдущий момент времени $t - \Delta t$;

$P_S(i+1), Q_S(i+1)$ – давление и расход в $i+1$ точке трубопровода в предыдущий момент времени $t - \Delta t$;

Q_{CP1} , Q_{CP2} – середні за время Δt расходи на отрезке, который прилегал к точке, состояние потока в которой мы рассчитываем, соответственно слева и с права.

Так как Q_{CP1} , Q_{CP2} – это заранее не известные величины, то расчет ведется при помощи последовательных итераций. В начале принимаем:

$$Q_{CP1} = Q_S(i-1); \quad (17)$$

$$Q_{CP2} = Q_S(i+1) \quad (18)$$

Затем уточняем по формулам:

$$Q_{cp1} = \frac{Q_N(i) + Q_S(i-1)}{2}; \quad (19)$$

$$Q_{cp2} = \frac{Q_N(i) + Q_S(i+1)}{2} \quad (20)$$

Процесс уточнения продолжается в общем случае до тех пор, пока значения расчетных параметров, полученных в двух последовательных приближениях, совпадут с заданной точностью.

Найдем состояние потока жидкости в первой точке трубопровода для $x=0$, которая одновременно является выходной точкой насоса, т. е. рассмотрим совместно уравнения состояния на обратной характеристике (16) и уравнение характеристики насоса (11).

Имеем:

$$P_N(1) = P_S(2) + m \cdot (Q_N(1) - Q_S(2)) + n \cdot Q_{CP2} \cdot |Q_{CP2}| + k_1; \quad (21)$$

$$P_N(1) = Z \cdot \rho \cdot g \cdot \left[H_{KO} \cdot \left(\frac{\omega_N}{\omega_0} \right)^2 + A \cdot Q_N(1) \cdot \left(\frac{\omega_N}{\omega_0} \right) - B \cdot Q_N \cdot |Q_N| \right] \quad (22)$$

где ω_N – значение угловой скорости в момент времени t .

Из уравнения (21) подставим $P_N(1)$ в уравнение (22). После преобразований получим:

$$\left\{ Z \cdot \rho \cdot g \cdot B \cdot |Q_N(1)| + \left[m - Z \cdot \rho \cdot g \cdot |A| \cdot \left(\frac{\omega_N}{\omega_0} \right) \right] \right\} Q_N(1) = \\ = H_{KO} \cdot Z \cdot \rho \cdot g \left(\frac{\omega_N}{\omega_0} \right)^2 + m \cdot Q_S(2) - P_S(2) - n \cdot Q_{CP2} \cdot |Q_{CP2}| - k_1 \quad (23)$$

Проанализировав уравнение (23), можно сделать вывод о том, что часть этого уравнения в фигурных скобках будет всегда положительной, и, следовательно, на знак расхода $Q_N(1)$ (направление движения потока), будет определять правая часть этого уравнения.

Следовательно:

$$Z_n = H_{KO} \cdot Z \cdot \rho \cdot g \left(\frac{\omega_N}{\omega_0} \right)^2 + m \cdot Q_S(2) - P_S(2) - n \cdot Q_{cp2} \cdot |Q_{cp2}| - k_1 \quad (24)$$

где Z_n – это знак расхода $Q_N(1)$.

Итак, если $Z_n > 0$, то это свидетельствует о том, что обратный клапан открыт.

Решим уравнение (23) относительно $Q_N(1)$ с учетом (24), получим состояние потока жидкости для начальной точки трубопровода:

$$P_N(1) = P_S(2) + m \cdot (Q_N(1) - Q_S(2)) + n \cdot Q_{cp2} \cdot |Q_{cp2}| + k_1; \quad (25)$$

$$Q_N(1) = \frac{-m + Z \cdot \rho \cdot g \cdot A \cdot \frac{\omega_N}{\omega_0} + \sqrt{\left(m - Z \cdot \rho \cdot g \cdot A \cdot \frac{\omega_N}{\omega_0} \right)^2 + 4 \cdot Z \cdot \rho \cdot g \cdot B \cdot Z_n}}{2 \cdot Z \cdot \rho \cdot g \cdot B}$$

Как только $Z_n \leq 0$, то это показывает, что обратный клапан закрыт и вступает в силу граничное условие (14).

И, следовательно, состояние потока жидкости для начальной точки трубопровода, с учетом (14) описывается следующим образом:

$$Q_N(1) = 0; \quad (26)$$

$$P_N(1) = P_S(2) - m \cdot Q_S(2) + n \cdot Q_{cp2} \cdot |Q_{cp2}| + k_1$$

Итак, мы получили состояние потока жидкости в начальной точке трубопровода для двух случаев, когда обратный клапан открыт (25) и когда он закрыт (26).

Теперь найдем состояние потока жидкости для любой внутренней точки трубопровода. Для этого решим уравнения прямой (15) и обратной (16) характеристик относительно $P_N(i)$ и $Q_N(i)$.

В итоге получим:

$$P_N(i) = \frac{1}{2} \left[P_S(i-1) + P_S(i+1) + m(Q_S(i-1) - Q_S(i+1)) - n \cdot (Q_{cp1} |Q_{cp1}| - Q_{cp2} |Q_{cp2}|) \right] \quad (27)$$

$$Q_N(i) = \frac{1}{m} \left[P_N(i) - P_S(i+1) + m \cdot Q_S(i+1) - n \cdot Q_{cp2} |Q_{cp2}| - k_1 \right]$$

Определим состояние потока в последней точке трубопровода, для которой справедливо уравнение прямой характеристики (15) и граничное условие (10):

$$P_N(k) = 0; \quad (28)$$

$$Q_N(k) = \frac{1}{m} \left[P_S(k-1) + Q_S(k-1) - n \cdot Q_{cp1} |Q_{cp1}| - k_1 \right]$$

Во время расчетов состояния потока жидкости во всех точках трубопровода пользуемся теми же самыми положениями относительно Q_{cp1} , Q_{cp2} .

Итак, мы получили зависимости (25), (26), (27) и (28), которые описывают состояние потока жидкости в нагнетательном трубопроводе водоотливной установки.

На основании описанной выше математической модели неустановившегося движения реальной капельной жидкости разработана программа для расчета колебательного процесса в водоотливном трубопроводе, возникающего при отключении приводного двигателя насоса.

Вычислительный блок программы состоит из четырех модулей. Первый вычисляет исходные данные и состояние потока при стационарном режиме, когда время равно 0. Второй моделирует динамику выбега ротора насоса и обратный клапан, а также вычисляет давление и расход в начальной точке трубопровода. Третий вычисляет давление и расход в промежуточной точке трубопровода, а четвертый, соответственно, в конечной.

Программа расчета гидравлического удара работает следующим образом. После запуска выполняемого модуля программы, открывается основное окно программы, в которое необходимо ввести исходные данные для моделирования гидравлического удара. И запустить вычислительный процесс. По завершению вычислений программа выводит на экран окно просмотра данных расчета.

По составленной программе был произведен расчет переходного процесса в водоотливной установке при отключении питания приводного двигателя насосного агрегата.

Графическое отображение изменения давления в начале трубопровода представлено на рис.3.

P, МПа

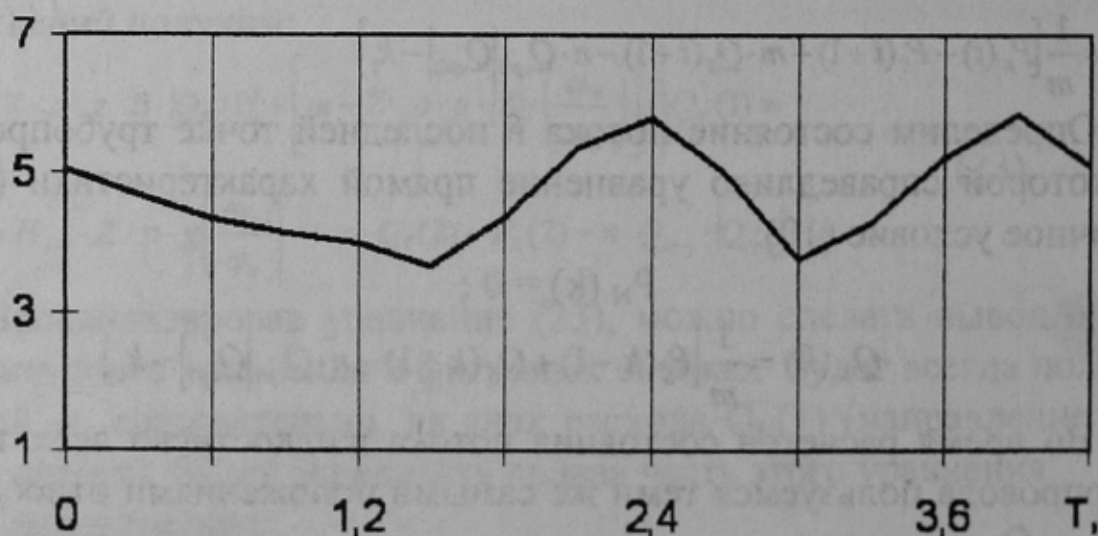


Рисунок 3 – Изменение давления у обратного клапана.

Из графика приведенного на рис. 3. видно, что максимальная величина колебания давления составляет 6,2 МПа, и относительное повышение давления составляет около 24%, что является опасным для трубопровода. Следовательно, можно сделать вывод, данная шахтная установка нуждается в защите от гидравлических ударов.

Сравнение расчетов, выполненных для водоотливов, где производилось осциллографирование гидравлического удара, показывает на хорошую сходимость результатов, отклонения менее 5%.

Выводы и направления дальнейших исследований. В ходе исследования проблемы анализа переходных процессов в водоотливной установке была разработана программа HydroSOFT для моделирования гидравлического удара, которая дает возможность просчитать параметры состояния потока жидкости в напорных трубопроводах водоотливных установок по методике изложенной выше и получить наглядное представление результатов расчета в таблично-графическом виде, с возможностью их последующего сохранения для анализа. Программа HydroSOFT была разработана с использованием программного пакета DELPHI v.7, является независимым программным продуктом, и может быть напрямую использована проектными организациями при проектировании новых водоотливных установок. Также она является базой для последующего моделирования управляемых переходных процессов в водоотливной установке, что необходимо, например, для оценки эффективности этого управления. Программа может использоваться студентами, при расчетах переходных процессов в водоотливных установках для приобретения знаний и навыков по решению задач данной тематики.

Список источников:

1. Гейер В.Г., Тимошенко Г.М. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки: Учебник для вузов. - М.: Недра, 1987. - 270 с.
2. Тимошенко Г.М., Оверко В.М., Глатко Г.Н. Исследование переходного режима в главной шахтной водоотливной установке при отключении насоса. -В кн.: Разработка месторождений полезных ископаемых. -Киев: Техника, 1979, вып. 52, с. 85-92.
3. Фокс Д.А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах. -М.: Энергоиздат, 1981, 247с.
4. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. -М.-Л.: Гос-техиздат, 1951, 224с.