

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ УПРАВЛЕНИЯ БЛОКА АВТОМАТИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ ШАХТЫ

Оверко М.В., студент; Оголобченко А.С., доцент, к.т.н.

(Донецкий Национальный технический университет, г. Донецк, Украина)

Одной из проблем при эксплуатации главных водоотливных установок является защита установки от опасного гидравлического удара, который может возникнуть по разным причинам, в том числе и при внезапном исчезновении питающего напряжения приводного электродвигателя. Применение специальных механических защитных средств не всегда надежно. Нами предлагается решить эту проблему путем управления задвижкой, установленной на нагнетании насоса. Однако в существующей аппаратуре автоматизации водоотливных установок типа ВАВ.1М такая функция не предусмотрена. Требуется дополнить технические средства автоматизации новым блоком защиты трубопровода. Для его разработки необходимо рассмотреть переходный процесс в водоотливной установке при остановке приводного электродвигателя и регулировании задвижки на нагнетании насоса. Это позволит определить настроечные параметры блока защиты.

Изменение гидравлического сопротивления трубопровода при неустановившемся движении жидкости, как правило, не учитывается, а предполагается, что период колебаний давления процесса намного превосходит период турбулентных пульсаций. При этом неустановившееся течение жидкости по расчетному участку трубопровода описывается системой гиперболических уравнений в частных производных. Это уравнение количества движения и уравнение неразрывности потока [1]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p_i}{\partial x} + \frac{\rho_i}{S_i} \cdot \frac{\partial Q_i}{\partial t} + (A_i \cdot Q_i \cdot |Q_i| + k_i) \cdot \rho \cdot g - 0, \\ \frac{\partial p_i}{\partial x} + \frac{\rho}{S_i} \cdot \frac{\partial Q_i}{\partial t} - 0, \end{aligned} \quad (1)$$

Последнее уравнение может быть преобразовано к виду:

$$\frac{\partial p_i}{\partial t} + \frac{\rho \cdot C^2}{S_i} \cdot \frac{\partial Q_i}{\partial x} - 0 \quad (2)$$

где $p_i = P_i(x_i, t)$ - распределение избыточного давления на $i^{\text{м}}$ участке трубопровода;

x_i - координата сечения $i^{\text{тн}}$ участка трубопровода; t - время;

$S_i = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}$ - площадь сечения $i^{\text{тн}}$ участка трубопровода участка;

d_i - диаметр $i^{\text{тн}}$ участка трубопровода;

$Q_i = Q_i(x_i, t)$ - распределение расхода жидкости на $i^{\text{м}}$ участке;

A_i - удельное сопротивление участка трубопровода $A_i = \frac{\lambda_i}{2 \cdot \delta^{2.5} \cdot d_i \cdot g}$;

λ_i - коэффициент гидравлического трения на $i^{\text{м}}$ участке трубопровода; ρ - плотность воды; g - ускорение свободного падения; C - средняя скорость распространения ударной волны по $i^{\text{м}}$ участку трубопровода; k_i - удельное приращение геометрической высоты $i^{\text{т}}$ участка трубопровода.

Скорость распространения ударной волны C определяется из выражения [2]:

$$C = \sqrt{\frac{E_p}{\rho} \left(1 + \frac{d^{2.5} E_p}{\delta^{2.5} E_m} \right)}, \quad (3)$$

где E_p - объемный модуль упругости жидкости; $\delta^{2.5}$ - средняя толщина стенок трубопровода; $d^{2.5}$ - средний диаметр трубопровода; E_m - модуль упругости материала стенок трубопровода.

Для расчета коэффициентов гидравлического трения используем формулу Альтшуля [2]:

$$\lambda_i = 0,11 + \sqrt{\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta_i}{d_i}}, \quad (4)$$

где Δ_i - абсолютная шероховатость стенок трубопровода $i^{\text{т}}$ участка;

Re - число Рейнольдса.

Для решения системы уравнений (1) необходимо определить граничные и начальные условия.

Так как мы рассматриваем мгновенное отключение насоса, то в момент времени $t = -0$, в соответствии с параметрами водоотливной установки, расход по всей длине трубопровода постоянен и равен Q_0 а начиная с момента $t = +0$

$$Q_i(0, t) = 0 \quad (5)$$

Таким образом $Q_i(x_i, -0) = Q_0$, (6)

$$P_1(x_1, -0) = P_0 - (A_1 \cdot x_1 \cdot Q_0^2 + k_1) \cdot \rho \cdot g, \quad (7)$$

$$P_i(x_i, -0) = P_{i-1}(0, -0) - (A_i \cdot x_i \cdot Q_0^2 + k_i) \cdot \rho \cdot g \quad (8)$$

$$P_0 = \sum_{i=1}^{i-1} A_i \cdot Q_0^2 \cdot \rho \cdot g + \sum_{i=1}^{i-1} k_i \cdot L_i \cdot \rho \cdot g. \quad (9)$$

В конце напорного трубопровода величины давления и расхода связаны соотношением:

$$P_i(L_i, t) = \begin{cases} \frac{\rho}{4} \left(\frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot 0,62 \right)^2 \cdot Q_i(L_i, t) \cdot |Q_i(L_i, t)|_{\text{нпт}} - Q_i(L_i, t) > 0 \\ 0, \text{ нпт} - Q_i(L_i, t) \leq 0 \end{cases} \quad (10)$$

Система уравнений (1) с граничными и начальными условиями решается методом характеристик, который является универсальным способом решения нелинейных уравнений гидравлического удара [2]. В результате может быть найдена величина максимального давления в трубопроводе и построен график колебания давления в нагнетательном трубопроводе водоотливной установки шахты.

Для примера, на рисунке 1 представлен расчетный график колебания давления воды в начальном сечении нагнетательного трубопровода водоотливной установки шахты «Черноморка». Анализ представленной диаграммы показывает, что внезапная остановка приводного электродвигателя насоса приводит к высокоамплитудным колебаниям давления, которые вполне могут привести к продольным колебаниям трубопроводного става, что вызовет ударные нагрузки между элементами насоса.

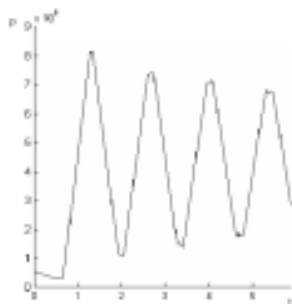


Рисунок 1 – График колебаний давления в начальном сечении нагнетательного трубопровода водоотливной установки

Максимальное повышение давления можно рассчитать с помощью уравнения Аллиеви (Н.Е. Жуковского):

$$\Delta P = \rho \cdot C \cdot \Delta V, \quad (11)$$

где: $\Delta V = V_{зуб} - V_{нач}$, $V_{зуб}$ – начальная скорость потока, $V_{нач} = f(t)$ – текущее значение скорости потока – функция положения задвижки u .

Уравнение хорошо согласуется с полученным графиком при условии $V_{нач} = 0$. Задаваясь максимально допустимым повышением давления можно определить значение $V_{нач}$ через время равное фазе гидравлического удара: $t_{ф} = \frac{2l}{C}$ (здесь l – длина нагнетательного трубопровода):

$$V_{нач} = V_{зуб} - \frac{\Delta P_{max}}{\rho \cdot C}. \quad (12)$$

Таким образом, блок защиты должен обеспечить соответствующую скорость изменения положения задвижки \dot{u} за время, равное $t_{ф}$. Скорость регулирования зависит в основном от длины защищаемого трубопровода. Для конкретной установки геометрические параметры трубопровода известны, поэтому по предложенной методике можно рассчитать настроечные параметры авторегулятора задвижки. При получении информации об остановке привода насоса, например, от блок - контактов пусковой аппаратуры, блок защиты начинает закрытие задвижки по заданному закону и тем самым в гидросистеме обеспечивается исключение опасного гидравлического удара. Регулятор может быть реализован с использованием типовых схемотехнических решений автоматических регуляторов.

Перечень ссылок

1. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем.- М. «Машиностроение»,1976.- 424 с.
2. Фокс Д.А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах. - М.: Энергоиздат, 1981. –248 с.