

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Р. Ф. ГАННЕВ, Г. Р. АВЕТИСЯН

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА  
 В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ С НИЗКОЧАСТОТНЫМ  
 СТАБИЛИЗАТОРОМ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ

Для уменьшения гидравлического удара в трубопроводных системах предлагается применять низкочастотный стабилизатор колебаний давления [1], конструктивная схема которого (без Г-образных пружин) приведена на рис. 1. В исходном положении жидкость заполняет корпус 1, центральную перфорированную трубку 2 и сильфоны 3. Все грузы уравниваются по номинальному давлению в трубопроводной системе так, чтобы сильфоны были в недеформируемом положении. Возникшее в гидравлической системе повышенное давление проходит через перфорацию трубки 2 в корпус 1 и сильфоны 3, вызывая растяжение сильфонов по осевому направлению и поднятие груза. Энергия ударного давления расходуется на трение в перфорациях центральной трубки и на потенциальную энергию поднятого груза. Потенциальная энергия упругости жидкости в стабилизаторе не учитывается.

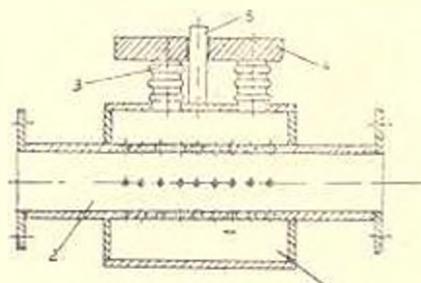


Рис. 1.

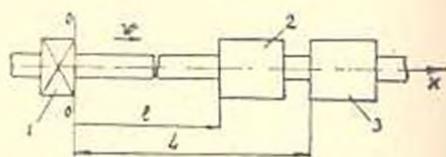


Рис. 2.

Расчетная схема представлена на рис. 2 в виде трубопровода, на одном конце которого подключен насос 1, после насоса установлен стабилизатор 2 и на конце трубопровода стоит клапан 3.

Для капельной жидкости волновые уравнения в отношении нашей системы имеют следующий вид [2]:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + 2aw \right); \quad -\frac{\partial p}{\partial t} = \rho c^2 \frac{\partial w}{\partial x}, \quad (1)$$

где  $p$  — давление;  $w$ ,  $\rho$  — скорость течения и плотность жидкости;  $c$  — скорость звука в данной жидкости;  $a = 16\nu/D^2$ ;  $\nu$  — кинематическая вязкость жидкости;  $D$  — диаметр трубопровода. Определим граничные условия. При  $x = 0$  должно быть  $w = \omega_0 = \text{const}$  ( $t \geq 0$ ), а второе граничное условие при  $x = l$  получим из баланса расхода жидкости, протекающей через стабилизатор.

Прирост объема стабилизатора в единицу времени равен

$$\frac{\partial v}{\partial t} = f\omega - Q, \quad (2)$$

где 
$$v = NFZ, \quad (3)$$

$f$  — площадь поперечного сечения трубопровода;  $Q$  — расход жидкости, вытекшей из стабилизатора;  $N$  — количество сильфонов;  $F$  — эффективная площадь поперечного сечения сильфона;  $Z$  — деформация сильфонов по осевому направлению или смещение груза.

Кинетическая энергия жидкости до удара должна равняться диссипации энергии на перфорациях центральной трубы плюс потенциальная энергия груза, смещенного вертикально вверх на  $Z$ :

$$E_k = E_d + E_n, \quad (4)$$

где 
$$E_k = 0,5 f l \rho w_0^2; \quad (5)$$

$$E_d = hp; \quad (6)$$

$$h = \frac{2\alpha \nu_f L}{dn S_n \kappa} \sqrt{4\pi \mu \frac{c}{L}}; \quad (7)$$

$d$  — диаметр перфорации;  $\mu$  — динамическая вязкость жидкости;  $\bar{\epsilon}$  — толщина стенки центральной перфорированной трубы;  $n$  — количество отверстий перфораций;  $K$  — модуль упругости жидкости;

$$E_n = MgZ; \quad (8)$$

$M$  — масса груза.

Совместно решая (1), (5), (7) и (8), получаем:

$$Z = \frac{1}{Mg} (0,5 f l \rho w_0^2 - hp). \quad (9)$$

Из (9) и (3), имея ввиду (2) и второе уравнение (1), можно записать

$$w - \tau \frac{\partial w}{\partial x} = f(t), \quad (10)$$

где

$$\tau = 4NFh\rho c^2 = MgD^2.$$

При гидравлическом ударе, когда клапан закрывается мгновенно ( $f(t) = 0$ ), второе граничное условие будет

$$w' - \tau \frac{\partial w}{\partial x} \Big|_{x=l} = 0. \quad (11)$$

Решая систему (1) при вышеуказанных граничных условиях по методу Фурье [3], для определения давления получаем следующее выражение:

$$p = 2\alpha\tau w_0 (e^{a^2 t} - 1) - 4\alpha\tau l w_0 e^{-a^2 t} \sum_{k=1}^{\infty} \left( \operatorname{ch} n_k t + \frac{a}{n_k} \operatorname{sh} n_k t \right) \times \\ \times \frac{\tau^2 \cos \frac{k\pi x}{l}}{l^2 - \tau^2 k^2 \pi^2} - 2\tau w_0 c^2 \frac{1}{l} e^{-a^2 t} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\tau^2 \cos \frac{k\pi x}{l}}{l^2 - \tau^2 k^2 \pi^2} \left( \frac{a^2 - n_k^2}{n_k} \right) \operatorname{sh} n_k t, \quad (12)$$

где  $k = 1, 2, 3 \dots$ ;  $n_k = \frac{1}{l} \sqrt{l^2 a^2 - c^2 k^2 \pi^2}$ .

Испытание опытной конструкции стабилизатора проводилось на стенде, работающем на воде. При помощи дроссельных шайб устанавливали необходимый расход воды, начальное давление  $p = 0.15$  МПа и начальную скорость  $w_0 = 1$  м/с. Ударная волна в трубопроводе после стабилизатора измерялась датчиком давления типа ДХ-415. Число отверстий перфорации оставалось постоянным —  $n = 20$ .

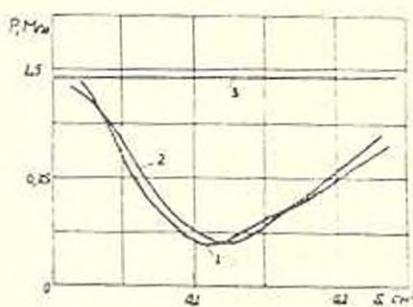


Рис. 3.

На рис. 3 приведены зависимости давления гидроудара от площади перфорации, измеряемое после стабилизатора (1 — экспериментальная, 2 — теоретическая, рассчитанная по формуле (12), 3 — уровень давления без стабилизатора). Из зависимостей видно, что расхождения между теоретической и экспериментальной кривыми меньше 10%. Максимальное гашение гидроудара для данного стабилизатора получается при перфорации площадью  $S = 0.125 \cdot 10^{-4}$  м².

Предложенный стабилизатор можно применять в магистральных трубопроводах нефти и нефтепродуктов, установках слива-налива топ-

лива в танкерные емкости, мембраны, трубопроводных системах энергетики и машиностроения.

ИМАШ АН СССР

28. VII, 1984

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. А с. 1087738 (СССР). Стабилизатор низкочастотных колебаний давления/*Р. Ф. Тагиев, Г. Р. Аветисян, Х. Н. Низамов.*— Оpubл. в Б.И., 1981, № 15.
2. *Чарный И. А.* Неустойчивое движение реальной жидкости в трубах.— М.: Недра, 1975.— 296 с.
3. *Крылов А. Н.* О некоторых дифференциальных уравнениях математической физики.— М.: Изд-во АН СССР, 1933.— 172 с.