

**Динамика конструкций и сооружений**

**ИЗМЕНЕНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА В КРУГОВЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧКАХ ПРИ ВВЕДЕНИИ УЧАСТКОВ С НИЗКОЙ СКОРОСТЬЮ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ВОЛН ДАВЛЕНИЯ**

Ф.В. РЕКАЧ, канд. техн. наук, доцент  
 Российский университет дружбы народов,  
 117198, Москва, ГСП – 6, ул. Миклухо-Маклая, 6

*В статье приведен анализ результатов расчетов колебаний давления в трубопроводной схеме, в которой максимальная амплитуда давления уменьшается за счет введения участков трубопровода с низкой скоростью распространения волн давления.*

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: колебания давления, скорость звука.

Эта работа посвящена проблематике поиска эффективных и экономически оправданных гидравлических схем и устройств, способных значительно снизить риск возникновения аварийных ситуаций, связанных с внештатным резким изменением скоростей потоков жидкости, а как следствие, возможным опасным с точки зрения прочности и устойчивости воздействием высокого (возможно пульсирующего) давления при неустановившемся движении жидкости на трубопровод и сопровождающие его конструкции.

Известно (например, [1]), что внезапная остановка жидкости в длинном трубопроводе, движущейся со скоростью  $v$  [% $c$ ] влечет за собой почти мгновенный рост давления до величины  $p = \rho v c$  [Па]. Очевидно, что серьезно повлиять на плотность жидкости  $\rho$  и скорость движения жидкости  $v$  не представляется возможным, поэтому в статье рассматривается вопрос о снижении скорости распространения волны давления  $c$  на некотором участке трубопровода и проводится анализ геометрического расположения этих участков с целью выявления закономерностей развития зон повышенного давления в этих условиях и способов оптимальной борьбы с этими зонами.

В дальнейшем будем считать, что в среднем скорость распространения волн повышенного давления по длине рассматриваемого трубопровода (длина эта не меньше наименьшего отрезка  $dX$ , участвующего в численных расчетах) постоянна и не зависит от характера неустановившегося движения.

В конце работы будет проведен анализ существующих возможностей по снижению скорости распространения волн повышенного давления и будут даны рекомендации по практическому внедрению рассматриваемых вариантов.

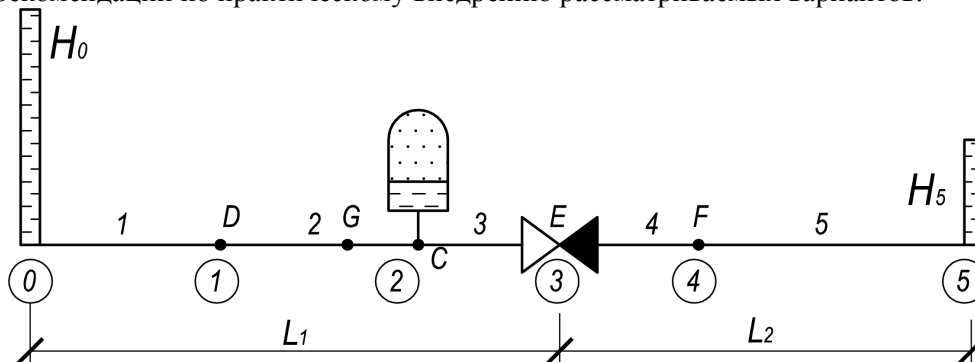


Рис. 1

При анализе параметров неустановившегося движения (особенно давления) рассматривалась следующая схема (рис. 1), имеющая постоянное давление в узлах 0 и 5, постоянную скорость установившегося движения (при открытой задвижке), включающий гидравлический воздушный стабилизатор 2. Само это устройство с рассмотренными геометрическими и физическими параметрами одно не способно защитить систему от зон повышенного давления при срабатывании запорного устройства 3. Однако, как показали выполненные численные опыты, воздушный стабилизатор совместно с участками «эластичных» труб (т.е. труб, в которых средняя скорость распространения волн повышенного давления на порядок ниже, чем в остальной системе) при правильной установке этих участков значительно влияет на характер установившегося движения, а как следствие, уменьшает опасное давление в связи с различными факторами: зоны «эластичных» труб гасят нарастающее давление вследствие низкой скорости распространения волн давления  $v$ ; в некоторых случаях «эластичные» трубы создают колебательный контур и опасное давление рассеивается из-за трения жидкости о стенки трубопроводов.

Конечно, нельзя забывать о том, что в системе остаются участки, в которых давление может быть высоким. Такие участки надо защищать путем монтажа труб с повышенными прочностными и усталостными характеристиками.

Расчет трубопроводной системы, включающий участки «эластичных» труб (рис.1) проводился численным методом характеристик, описанным в работе [2]. В качестве основных характеристик потока приняты расход  $Q = F \cdot v$  и гидродинамический напор  $H$  (выраженный в метрах водяного столба), где  $F$  - площадь поперечного сечения трубы [ $\text{м}^2$ ],  $v$  - средняя по живому сечению скорость потока [ $\text{м/сек}$ ].

Уравнения движения и скорости потока несжимаемой жидкости при этом имеют вид:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( gFz + gFH + \frac{Q^2}{2F} \right) + \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\zeta}{2DF} Q |Q| = 0, \quad [\text{м}^3 / \text{сек}^2] \quad (1)$$

$$\frac{Q}{F} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{c^2}{gF} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0, \quad [\text{м} / \text{сек}], \quad (2)$$

где  $g$  - ускорение свободного падения;  $z$  - геометрическая высота;  $t$  - время;  $\zeta$  - коэффициент гидравлического трения по длине;  $D$  - диаметр трубопровода;  $c$  - скорость распространения волн давления. Численный метод реализован на языке C++ (FROG16), а графическое представление – в среде MAPLE (FrGFAP).

Метод нахождения давления в узле, включающим трубы с различными геометрическими и физическими характеристиками был описан в [2]. За постоянную величину в ходе расчета принимается отрезок времени  $\Delta t$ , в исходных данных указывается скорость распространения волны повышенного давления в  $i$ -ом конструктивном участке  $c_i$ . Так как отрезок времени  $\Delta t$  - постоянный, то длина наименьшего участка численного расчета при разных  $c_i$  будет различна и вычисляется по формуле:  $dx_i = \Delta t \cdot c_i$ , т.е. будет меньше в областях «эластичных» труб.

#### РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ

Во всех численных расчетах вода течет из узла 0 к узлу 5 с постоянной скоростью 1,4 м/сек. В определенный момент времени мгновенно закрывается задвижка в узле 3, возникает гидравлический удар, неустановившееся движение рассчитывается при различных геометрических и физических параметрах.

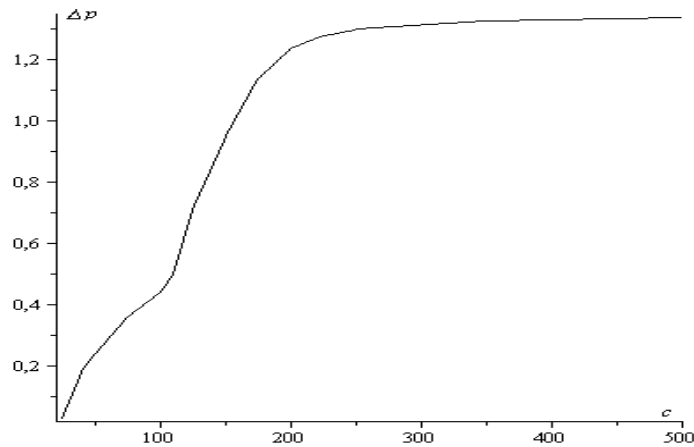


Рис. 2

Первая серия расчетов проводилась при следующих исходных данных (рис. 1): скорость распространения волны повышенного давления в элементах 1 и 5 постоянна и равна 1000 м/сек ( $c_1 = c_5 = 1000$  м/сек), в элементах 2, 3, 4 равна меняющейся величине  $c$  ( $c_2 = c_3 = c_4 = c$ ). Длина первого участка трубы равна  $l_1 = 3390$  м, второго  $l_2 = 100$  м, третьего  $l_3 = 10$  м; при этом  $L_1 = 3500$  м,  $L_2 = 2670$  м,  $l_4 = 10$  м во всех приведенных в статье расчетах. Диаметры всех труб равны  $d = 0,2$  м, гидравлическое сопротивление труб  $\lambda = 0,0239$  подобрано таким образом, чтобы обеспечить скорость установившегося движения была равна 1,4 м/сек при постоянных  $H_0 = 124$  м и  $H_5 = 50$  м (максимальное превышение напора над 124 м при мгновенном закрытии задвижки составляет 140 м). Скорость  $c$  варьируется в пределах от 25 м/сек до 500 м/сек (рис. 2). Воздушный стабилизатор давления (расположенный в узле 2), кроме особо оговоренных случаев не участвует. Задвижка в узле 3 закрывается мгновенно.

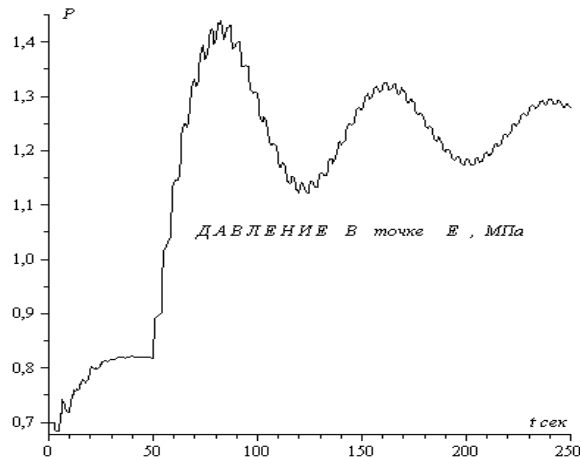


Рис. 3

Целью численных опытов является нахождение зависимости максимального давления от скорости звука на участке  $l_2$ . На рис. 2 показан график максимального превышения давления  $\Delta p$  над давлением 1,24 МПа (данное давление является средним при распространении гидравлического удара). Максимальное давление на отрезке DE практически одинаково. В качестве примера приведен

график изменения давления в точке E в зависимости от времени при  $c = 50$  м/сек при DC = 100 м (рис. 3).

Вторая серия расчетов проводится при  $c = 50$  м/сек на отрезке DG = 100 м, то есть изменяется длина отрезка GE, а участок «эластичных труб» DG «сдвигается» влево. Максимальное давление при неустановившемся движении имеет место в точке E. В табл. 1 показана зависимость максимального превышения давления  $\Delta p$  над давлением 1,24 МПа в точке E в зависимости от размера GE ( $L_1 = \text{const} = 3500$  м). Максимальное превышение  $\Delta p$  без участков «эластичных труб» составляет 1,4 МПа.

GE (м)	$\Delta p_E$ (МПа)
10	0.24
20	0.34
30	0.53
50	0.83
100	1.03
200	1.07
700	1.18
1500	1.29

Таблица 1

DE (м)	$\Delta p_D$ (МПа)
0	1.4
15	0.96
20	0.65
30	0.50
50	0.37
200	0.14
500	0.04
2000	0.01

Таблица 2

Третья серия расчетов исследует вопрос о влиянии длины «эластичных» труб на неустановившееся движение жидкости. Принято  $c_2 = c_3 = 50$  м/сек, а размеры  $l_2$  варьируются ( $L_1 = \text{const} = 3500$  м). В табл. 2 показана зависимость максимального превышения давления  $\Delta p$  над давлением 1,24 МПа в точке D в зависимости от длины «эластичной» трубы  $DE = l_2 + l_3$ .

Четвертая серия расчетов была проведена с целью выяснения какого объема должен быть воздушный стабилизатор давления (ВСД), чтобы приблизительно обеспечить снижение давления до такого уровня, как и с помощью «эластичных» труб длиной DE = 110 м. Результаты опытов с различными объемами ВСД сведены в табл. 3. В таблице приведен объем воздуха в воздушном стабилизаторе  $W_{ВСД}$  при установившемся движении жидкости, объем же самого стабилизатора давления в 1,5 – 2 раза больше.

Возникает вопрос о снижении в трубопроводе скорости распространения волн повышенного давления. Это можно сделать двумя способами:

1) Создание участков трубопровода из другого материала (например, пластиковые трубы) с другим модулем упругости. Однако, следуя этим путем надо иметь ввиду, что это может получиться экономически нецелесообразным, понижение скорости будет трудно осуществить более, чем на 30 – 50%.

2) Установка в существующие трубы устройств, обеспечивающих высокую податливость труб при рабочих давлениях и выше. Конструкции таких устройств (без перфорации) подробно рассмотрены в книге [3].

Рассмотрим трубу длиной  $l_T = 10$  м, диаметром  $d_T = 0,2$  м, толщиной  $\delta_T = 2$  мм, модулем упругости стали  $E_C = 2,03 \cdot 10^{11}$  МПа. Модуль упругости, учитывающий свойства жидкости и стали равен [4]

$$K_{ЖС} = \frac{E_{Ж}}{1 + \frac{d_T}{\delta_T} \frac{E_{Ж}}{E_C}},$$

где  $E_{Ж} = 2,03 \cdot 10^9$  МПа - модуль объемного сжатия жидкости. Тогда, скорость звука в трубе составит [5]:

$$c_{ЖС} = \sqrt{\frac{K_{Ж}}{\rho_{Ж}}} = \sqrt{\frac{2.03 \cdot 10^9}{\left(1 + \frac{0.2 \cdot 2.03 \cdot 10^9}{0.002 \cdot 2.03 \cdot 10^{11}}\right) 1000}} \approx 1000 \text{ м/с}.$$

Приведенный модуль упругости, учитывающий также и податливость трубы рассчитывается по следующей формуле [6]:

$$\frac{1}{\kappa_{np}} = \frac{1}{\kappa_{ЖС}} + \frac{П}{V_T}, \quad (3)$$

где  $П$  - податливость трубы,  $\left[\frac{м^3}{Па}\right]$ ,  $V_T$  - объем рассматриваемого участка трубы  $V_T = 10\pi(0,2)^2 / 4 \approx 0,314 \text{ м}^3$ . В расчетах сделано допущение, что скорость звука постоянна на протяжении определенного участка трубы.

Если задать податливость  $П = 3.13 \cdot 10^{-8} \left[\frac{м^3}{Па}\right]$ , то  $\kappa_{np}$ , вычисляемый по формуле (3) будет равен  $\kappa_{np} \approx 10^7 \text{ Па}$ , а приведенная скорость звука

$$c_{np} = \sqrt{\frac{\kappa_{np}}{\rho_{Ж}}} = \sqrt{\frac{10^7}{1000}} = 100 \text{ м/с}.$$

На рис. 4 изображено неустановившееся движение жидкости без устройств, снижающих величину гидравлического удара в точке Е.

$W_{всд} \text{ м}^3$	$\Delta p_E \text{ (МПа)}$
0	1.4
0.2	1.29
0.4	0.88
0.6	0.68
1.0	0.46
1.5	0.28
2.5	0.21
5.0	0.10
10.0	0.05

Таблица 3

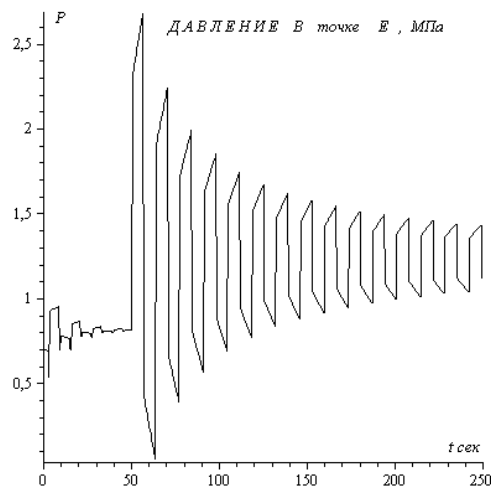


Рис. 4

**ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ:**

1) Результаты первой серии расчетов показывают, что значительное снижение максимального давления при небольшом участке трубопровода с пониженной скоростью звука ( $\approx 3\%$  от длины защищаемого участка [110 м от 3500 м]) возникает при уменьшении скорости не менее, чем в 5 раз. Очевидно, что для каждого конкретного случая необходимо подбирать оптимальное соотношение длины «эластичного» участка и скорости звука на этом участке.

2) Вторая серия расчетов показывает, что участок «эластичных» труб должен быть расположен как можно ближе к местам, где возможно возникновение зон повышенного давления. При удалении уже на 50 м, снижение давления

становится меньше на 60% по сравнению с примыканием к источнику изменения давления (задвижке).

3) Третья серия расчетов показывает, что при низкой скорости звука (50 м/сек) даже небольшая длина (30 м на 3470 м трубопровода) «эластичных» труб может значительно уменьшить гидравлический удар (до 70%).

4) В результате численных экспериментов было выявлено, что объем воздушного стабилизатора давления, способный снизить величину максимального давления в два раза составляет приблизительно  $1,2 \text{ м}^3$  (с полезным объемом воздуха  $0,6 \text{ м}^3$ ). Учитывая, что это устройство достаточно дорогое, создание участков «эластичных» труб окажется экономически более целесообразным, учитывая также тот факт, что «эластичные» трубы не требуют дополнительного обслуживания.

5) В данной работе показано, что скорость распространения волн давления можно снизить в десятки раз без изменения прочностных характеристик трубопровода.

#### Л и т е р а т у р а

1. Жуковский Н.Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. – М.- Л.: Гостехиздат, 1949. – 103 с.
2. Рекач Ф.В. Расчет колебаний в круговых цилиндрических оболочках со стабилизатором давления методом характеристик// Строительная механика инженерных конструкций и сооружений. – 2010. – №1. – С. 60-65.
3. Ганиев Р.Ф., Низамов Х.Н., Дербуков Е.И. Волновая стабилизация и предупреждение аварий в трубопроводах. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996. – 260 с.
4. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. – М.: КолосС, 2004. – 656 с.
5. Young W.R. and Wolfe C.L. Generation of surface waves by shear-flow instability// J. Fluid Mechanics. – 2014. – Vol. 739. – P. 276 – 307.
6. Korobkin A.A. A linearized model of water exit// J. Fluid Mechanics. – 2013. – Vol. 737. – P. 733 – 742.

#### Reference

1. Zhukovskiy NE. (1049). *On Water Hammer in Water Pipes*, M.-L.: Gostehizdat, 103 p.
2. Rekach FV. (2010). An analysis of vibrations in circular cylindrical shells with pressure stabilizer by a method of characteristics, *Structural Mechanics of Engineering Constructions and Buildings*, №1, p. 60-65.
3. Ganiev RF, Nizamov HN, Derbukov EI. (1996). *Wave Stabilization and Prevention of Accidents in Pipe-Lines*, Moscow: Izd-vo MGTU, 260 p.
4. Shterenliht DV. (2004). *Hydraulics*. Moscow: KoloS, 656 p.
5. Young WR, Wolfe CL. (2014). Generation of surface waves by shear-flow instability, *J. Fluid Mechanics*, Vol. 739, p. 276 – 307.
6. Korobkin AA. (2013). A linearized model of water exit, *J. Fluid Mechanics*, Vol. 737, p. 733 – 742.

### **PRESSURE OSCILLATIONS CHANGE IN CIRCULAR CYLINDRICAL SHELLS WHEN SECTIONS WITH LOW SPEED OF PRESSURE WAVES PROPAGATION ARE INTRODUCED**

F.V. Rekach

*Peoples Friendship University of Russia, Moscow*

Analysis of pressure oscillations in a pipe-line when sections with low speed of pressure waves propagation is given.

KEY WORDS: pressure oscillations, water withdrawal