

УДК 621.646

**Н.С. Арбузов**, к.т.н., начальник отдела расчета переходных процессов, ООО «ИМС Индастриз»,  
e-mail: arbuzov@imsholding.ru

# ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗАДВИЖЕК БЕЗОПАСНОСТИ МОРСКОГО НЕФТЕНАЛИВНОГО ТЕРМИНАЛА

*Рассматривается проблема защиты технологических трубопроводов морских нефтеналивных терминалов от разрушений, порождаемых резкими колебаниями давления. В частности, изучается система защиты, основанная на секционировании наливного трубопровода «задвижками безопасности». Несмотря на кажущуюся целесообразность использования такой системы, установлено, что экстренное закрытие задвижек само по себе может породить гидравлический удар со скачком давления, превышающим допустимое. Для того чтобы предотвратить это явление, необходимо правильно расставить задвижки и выбрать режим их закрытия. Предложен метод рациональной расстановки задвижек безопасности по длине наливного трубопровода, учитывающий их быстроедействие и реальные гидравлические характеристики.*

**Ключевые слова:** морской нефтеналивной терминал, гидравлический удар, система защиты, задвижки безопасности, наливной трубопровод.

Трубопроводную обвязку морского нефтеналивного терминала принято оборудовать задвижками безопасности, основное назначение которых – минимизировать объем выхода нефти в случае возникновения аварийной ситуации с разгерметизацией гидравлической системы. По существующему порядку при возникновении угрозы разгерметизации следует команда на закрытие задвижек безопасности, которые, закрываясь, делают трубопровод на изолированные секции. Предполагается, что выход нефти будет возможен только из одной секции. Места установки задвижек безопасности по длине наливного трубопровода выбирают на этапе проектирования. Как правило, одна из задвижек, концевая, устанавливается в непосредственной близости от стендеров, другие, промежуточные, – примерно с равными интервалами на остальной части трубопровода. Для минимизации объема вышедшей нефти задвижки безопасности оснащают мощным приводом, обеспечивающим высокое быстродействие во времени полного закрытия 5–30 с.

Практика эксплуатации нефтеналивных портов показала, однако, что эта, казалось бы, продуманная система защиты не всегда спасает ситуацию, главным образом по причине неправильной расстановки задвижек. Прежде всего при расстановке задвижек безопасности не учитывается то обстоятельство, что даже «медленное» 2-минутное закрытие задвижки может таить опасность возникновения волны гидравлического удара. Это происходит потому, что закрывающаяся задвижка не изменяет расход жидкости равномерно в течение всего интервала закрытия, а оказывает заметное воздействие на поток жидкости в трубе лишь на конечном этапе закрытия. Вот почему закрытие задвижки в действительности оказывается не медленным, как это представлялось по «паспортным» данным, а весьма быстрым. Ранее в работе автора [1] было показано, что необходимо учитывать не паспортное время закрытия задвижки, а так называемое эффективное время, в течение которого задвижка существенно уменьшает расход жидкости

и которое может быть в несколько раз меньшим, чем паспортное. Иными словами, закрытие задвижек безопасности с высоким быстродействием и избыточной пропускной способностью содержит риск возникновения «прямого» гидравлического удара, поэтому эффект от применения таких задвижек может оказаться противоположным ожидаемому. Настоящее исследование направлено на выявление условий эффективного и безопасного использования задвижек безопасности в технологических трубопроводах морских нефтеналивных терминалов.

Для исследования переходных процессов, вызываемых закрывающейся задвижкой, используется система уравнений неустановившегося течения слабо сжимаемой жидкости [2–6]:

$$\begin{cases} \frac{\partial p(x,t)}{\partial t} + \rho c^2 \frac{\partial v(x,t)}{\partial x} = 0, \\ \rho \frac{\partial v(x,t)}{\partial t} + \frac{\partial p(x,t)}{\partial x} = -\varphi(v,x), \end{cases} \quad (1)$$

где  $v(x,t)$  – скорость течения;  $p(x,t)$  – давление;  $\lambda(v)$  – коэффициент

гидравлического сопротивления;  $\varphi(v, x) = \lambda \rho v^2 / 2d + \rho g \sin \alpha(x)$ ;  $\alpha(x)$  – угол наклона оси трубопровода к горизонту;  $\rho$  – номинальная плотность жидкости;  $d$  – внутренний диаметр трубопровода;  $x, t$  – координата и время;  $c$  – скорость распространения в трубопроводе волн возмущения, которая определяется известной формулой Н.Е. Жуковского  $c = (\rho / K + \rho d / E \delta)^{-0.5}$ . Здесь  $\delta$  – толщина стенки трубопровода;  $E$  – модуль Юнга материала трубы (для стали  $E \approx 2 \cdot 10^5$  МПа);  $K$  – модуль упругости жидкости (для нефти  $K \approx 1,3 \div 1,5 \cdot 10^9$  Па). Эта система решается численно методом характеристик, подробно изложенным в ряде работ [2–6]. В нашем исследовании мы используем этот метод в некотором приближенном виде, позволяющем, однако, получить существенные инженерные результаты. Рассмотрим нефтеналивной терминал с 4 задвижками безопасности ЗБП (1) – ЗБК (4), установленными на участке нефтеналивного трубопровода, предшествующем причальной системе защиты от гидравлического удара (СЗГУ) (рис. 1). Если гидравлический удар происходит в результате экстренного закрытия судовых задвижек (например, из-за переполнения танкерной емкости) или расположенных в стендерах задвижек дрейфовой безопасности (например, из-за непрогнозируемых подвижек танкера) и т.д., то последствия этого опасного явления предотвращаются причальной СЗГУ. Однако она не может обеспечить защиту трубопровода от гидравлического удара, обусловленного закрытием задвижек безопасности, секционирующих трубопровод, например в результате экстренной необходимости прекращения погрузки судна. Возникает вопрос: какой должна быть технология перекрытия задвижек безопасности, уменьшающая или полностью исключая риск разрушения нефтеналивного трубопровода как на самом причале, так и на береговой части терминала? Для решения этой задачи рассмотрим сначала особенность работы текущей задвижки в аспекте ее воздействия на поток. При этом будем различать два случая в зависимости от места расположения задвижки – в конце трубопровода или в его промежуточном сечении.

**1.** Рассмотрим сначала текущую задвижку, расположенную в конце  $M$  трубопровода. Если для решения системы (1) использовать метод характеристик,

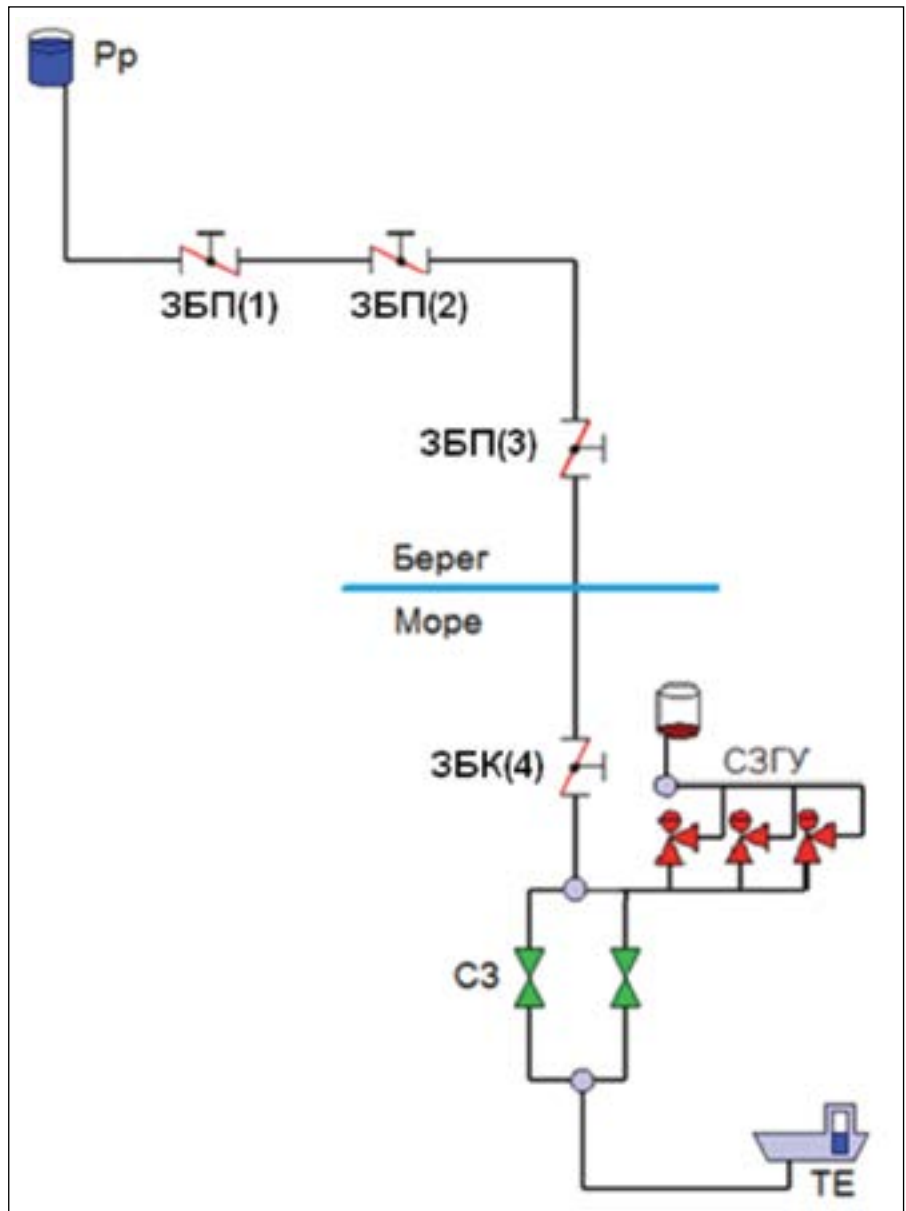


Рис. 1. Упрощенная схема морского нефтеналивного терминала

то можно записать следующие соотношения:

$$\begin{cases} p_{M,t} + \rho \frac{c}{F} \cdot q_{M,t} = J_{A,0} \\ q_{M,t} = C_v N \cdot \sqrt{\frac{p_{M,t} - p_{атм}}{G}} \end{cases} \quad (2)$$

где  $J_{A,0} = p_{A,0} + \rho c \cdot q_{A,0} / F - \varphi_{A,0} \cdot \Delta x$ ;  $\Delta x$  – длина участка трубопровода перед задвижкой; индекс показывает, что параметр относится к моменту времени  $t$ , а индекс 0 – к начальному моменту (рис. 2). Второе уравнение в системе (2) представляет собой связь расхода  $q_{M,t} = F v_{M,t}$  нефти с разностью  $p_{M,t} - p_{атм}$  давлений по разные стороны от задвижки;  $p_{атм}$  – давление за задвижкой принимаем постоянным, равным атмосферному давлению;  $C_v(\theta)$  – коэффициент расхода задвижки, зависящий от степени  $\theta$  ее открытия ( $\theta = 0$

– задвижка полностью закрыта,  $\theta = 1$  – задвижка открыта);  $G = \rho / \rho_B$  – безразмерная плотность жидкости ( $\rho_B$  – плотность воды);  $F = \pi d^2 / 4$  – площадь поперечного сечения трубопровода;  $N = 0,865 / (3600 \sqrt{10^5})$  – размерный коэффициент. Здесь расход  $q_{M,t}$  имеет размерность ( $m^3/c$ ), давление измеряется в Па [6].

Учитывая, что в начальный момент времени  $t=0$  имеют место соотношения  $p_{M,0} = p_{A,0} - \varphi_{A,0} \cdot L = p_{атм}$  и  $q_{M,0} = q_{A,0} = q_0$ , а также что  $J_{A,0} = p_{атм} + \rho c / F \cdot q_{A,0}$ , получаем из (2) квадратное уравнение для вычисления относительного уменьшения  $\delta q_{M,t} / q_0$  расхода жидкости в трубопроводе:

$$\frac{\delta q_{M,t}}{q_0} + C_v(\theta) \frac{N}{F} \sqrt{\frac{\rho c F}{G q_0}} \cdot \sqrt{\frac{\delta q_{M,t}}{q_0}} - 1 = 0. \quad (3)$$

Здесь  $\delta q_{M,t} = q_0 - q_{M,t}$ . Из уравнения (3) можно определить, каким должен стать

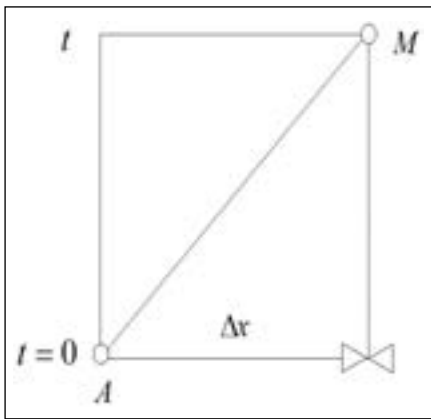


Рис. 2. Случай концевой секущей задвижки

коэффициент  $C_{v,k}^*$  расхода в процессе закрытия концевой задвижки, для того чтобы относительное изменение  $\delta q_{M,t}/q_0$  расхода составляло заданное значение:

$$C_{v,k}^* = \frac{F}{N} \sqrt{\frac{q_0/F}{\rho_{BC}} \cdot \frac{1 - \delta q_{M,t}/q_0}{\sqrt{\delta q_{M,t}/q_0}}} \quad (4)$$

Например, если положить  $\delta q_{M,t}/q_0 = 0,05$ , то  $C_{v,k}^* \approx 0,1768 \cdot 10^6 F v_0 / c$ , где  $v_0 = q_0 / F$  начальная скорость потока нефти в трубопроводе.

2. Рассмотрим теперь задвижку, расположенную в промежуточном сечении трубопровода (рис. 3). Тогда вместо уравнений (2) можно записать следующие соотношения:

$$\begin{cases} p_{M,t}^{(-)} + \rho \frac{c}{F} \cdot q_{M,t} = J_{A,0}^{(+)} \\ p_{M,t}^{(+)} - \rho \frac{c}{F} \cdot q_{M,t} = J_{B,0}^{(-)} \\ q_{M,t} = C_v N \cdot \sqrt{\frac{p_{M,t}^{(-)} - p_{M,t}^{(+)}}{G}} \end{cases} \quad (5)$$

где  $p_{M,t}^{(-)}$  – давление в момент времени  $t$  перед задвижкой;  $p_{M,t}^{(+)}$  – давление в момент времени  $t$  после задвижки;

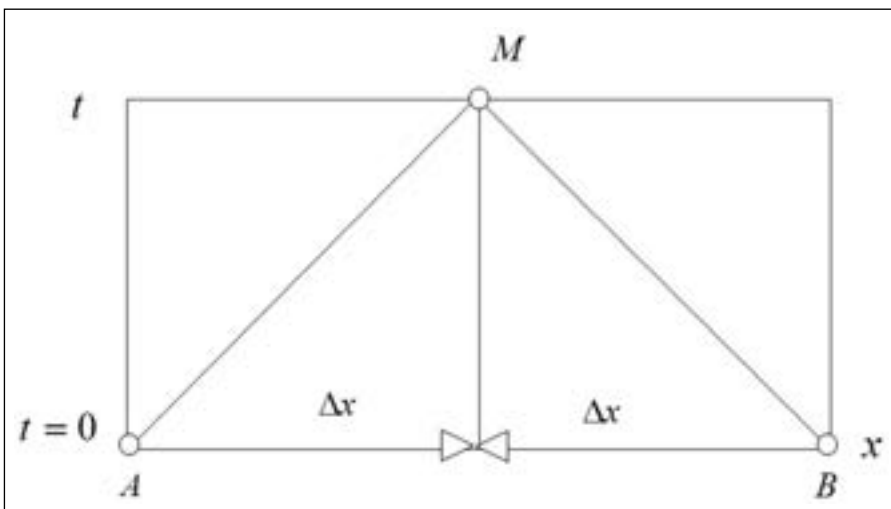


Рис. 3. Случай промежуточной секущей задвижки

$$J_{A,0}^{(+)} = p_{A,0} + \frac{\rho c}{F} \cdot q_{A,0} - \varphi_{A,0} \cdot \Delta x -$$

комбинация параметров для характеристики положительного наклона – индекс (+);

$$J_{B,0}^{(-)} = p_{B,0} - \frac{\rho c}{F} \cdot q_{B,0} + \varphi_{B,0} \cdot \Delta x -$$

для характеристики отрицательного наклона, – индекс (-); где A, B сечения трубопровода, удаленные от задвижки на расстояние  $\Delta x$  [6].

Учитывая, что

$$q_{A,0} = q_{B,0} = q_0 \text{ и } p_{B,0} = p_{A,0} - \varphi_{A,0} \cdot \Delta x - \varphi_{B,0} \cdot \Delta x,$$

получаем, что

$$J_{A,0}^{(+)} - J_{B,0}^{(-)} = 2\rho c / F \cdot q_0.$$

Вычитая из первого уравнения второе, находим:

$$p_{M,t}^{(-)} - p_{M,t}^{(+)} = 2\rho c / F \cdot (q_{M,t} - q_0).$$

Подставляя полученный результат в третье уравнение системы, получаем квадратное уравнение для вычисления относительного уменьшения  $\delta q_{M,t}/q_0$  расхода жидкости в трубопроводе:

$$\frac{\delta q_{M,t}}{q_0} + C_{v,k}(\theta) \frac{N}{F} \sqrt{\frac{2\rho c F}{G q_0}} \cdot \sqrt{\frac{\delta q_{M,t}}{q_0}} - 1 = 0, \quad (6)$$

из которого находим коэффициент  $C_{v,np}^*$  расхода закрывающейся промежуточной задвижки, при котором относительное уменьшение расхода становится равным заданному значению  $\delta q_{M,t}/q_0$ .

$$C_{v,np}^* = \frac{F}{N} \sqrt{\frac{q_0/F}{2\rho_{BC}}} \cdot \frac{1 - \delta q_{M,t}/q_0}{\sqrt{\delta q_{M,t}/q_0}} \quad (7)$$

Сопоставляя значения (4) и (7) для «критического» значения  $C_{v,k}^*$ , видим, что

для задвижки, расположенной в промежуточном сечении трубопровода, значение  $C_{v,k}^*$ , при котором относительное уменьшение расхода становится равным заданному значению  $\delta q_{M,t}/q_0$  в  $\sqrt{2}$  раз меньше, чем для задвижки, расположенной в конце трубопровода. Действительно, снижение  $\Delta q_{M,t} = q_{M,t} - q_0$  расхода нефти через концевую задвижку в процессе ее закрытия сопровождается формированием волны давления перед ней и увеличением перепада давления на задвижке  $\Delta p_{M,t} = -2\rho c / F \cdot (q_{M,t} - q_0)$ , что приводит к увеличению пропускной способности задвижки и, соответственно, к снижению «критического» значения  $C_{v,k}^*$  коэффициента расхода. В случае промежуточного расположения задвижки на трубопроводе ее закрытие сопровождается образованием волны давления перед задвижкой и волны разряжения за ней. В результате перепад давления на промежуточной задвижке при ее закрытии будет в два раза выше  $\Delta p_{M,t} = -2\rho c / F \cdot (q_{M,t} - q_0)$ . Поэтому  $C_{v,k}^*$  «критическое» значение коэффициента расхода при промежуточном расположении задвижки в  $\sqrt{2}$  раз меньше, чем для конечного, и для относительного уменьшения расхода  $\delta q_{M,t}/q_0 = 0,05$  справедливо равенство  $C_{v,np}^* = C_{v,k}^* / \sqrt{2} \approx 0,125 \cdot 10^6 F v_0 / c$ , где  $v_0 = q_0 / F$ .

В общем случае справедливо утверждение, согласно которому «критическое» значение  $C_{v,np}^*$  коэффициента расхода удовлетворяет неравенству  $C_{v,k}^* / \sqrt{2} \leq C_{v,np}^* \leq C_{v,k}^*$ .

В качестве примера оценим значения  $C_{v,k}^*$  критического коэффициента расхода в зависимости от места расположения задвижки на трубопроводе ( $D_y = 1000$  мм), по которому движется нефть ( $\rho = 865$  кг/м<sup>3</sup>;  $q_0 = 14000$  м<sup>3</sup>/ч,  $v_0 = 4,95$  м/с,  $c \approx 1000$  м/с). В соответствии с приведенными выше формулами значение  $C_{v,k}^*$  «критического» коэффициента расхода для концевой задвижки трубопровода равно  $0,1768 \cdot 10^6 \cdot 0,785 \sqrt{4,95 / 1000} = 9765$ . Соответственно, значение  $C_{v,np}^*$  для промежуточных сечений трубопровода равно  $9765 / \sqrt{2} = 6905$ .

На рисунке 4 представлены графики зависимости  $C_v$  коэффициента расхода от  $\theta$  степени открытия для задвижек  $D_y = 1000$  двух типов: для шарового крана (зеленая линия) и для задвижки типа «бабочка» (синяя линия).

Из этих графиков видно, что в диапазоне  $\theta \leq \theta \leq 0,65$  коэффициенты  $C_v$  расхода задвижек обоих типов практически не

различаются. Круглая и треугольная точки на рисунке 4 обозначают соответственно «критические» значения этого коэффициента для конечного и промежуточного положений задвижек. Из графиков следует, что для расположенной в конце трубопровода задвижки степень  $\theta$  ее закрытия, соответствующая  $C^*_{v,к}=9765$ , равна 0,44. Для промежуточного расположения задвижки  $C^*_{v,пр}=6905$  и  $\theta = 0,38$ . Отсюда можно заключить, что эффективное время закрытия концевой задвижки составляет 44%, промежуточной – 38% от полного времени закрытия.

3. Сформулируем теперь требования к расстановке задвижек безопасности по длине наливного трубопровода, а также принцип управления работой задвижек для выполнения ими своего основного назначения – секционирования наливного трубопровода с целью минимизации «выхода» нефти в случае его разгерметизации.

Известно, что торможение потока жидкости в трубопроводе закрывающейся задвижкой сопровождается формированием двух равнозначных по амплитуде, но противоположных по знаку и направлению распространения волн

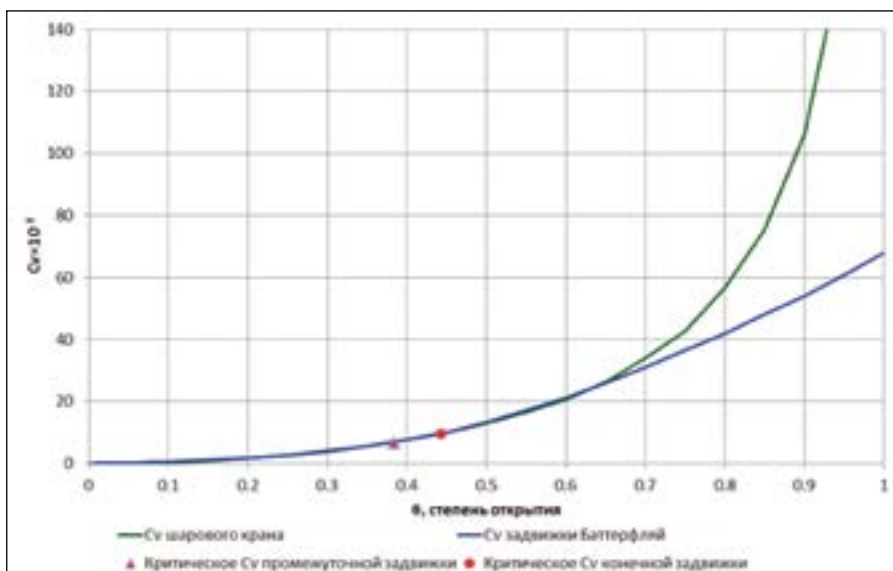


Рис. 4. Зависимость коэффициента  $C_v$  расхода задвижек от степени  $\theta$  их открытия

давления – волны повышения давления перед задвижкой и волны разряжения на ее выходе, поэтому при наложении двух равнозначных, но отличающихся по знаку волн давления происходит их взаимная компенсация. Отсюда следует, что при одновременном закрытии одинаковых задвижек, расположенных близко друг к другу, давление в области между ними практически не изменится.

При увеличении расстояния между задвижками наложение и компенсация волн будет происходить с запаздыванием  $\tau = L/c$ , равным времени пробега расстояния  $L$  между задвижками. За время  $\tau$  давление  $p_{зб}$  перед задвижкой, расположенной ниже по потоку, возрастет на величину  $\Delta p_{зб} = \tau \cdot (\rho v_0 c / t_{эф})$ , где  $t_{эф}$  – эффективное время закрытия задвижки. Следовательно, для ограни-



## ЭФФЕКТИВНАЯ ОГНЕЗАЩИТА





**НПО УНИХИМТЕК**

- Более 20 лет на рынке огнезащитных материалов;
- Собственная научно-испытательная база при МГУ им М.В. Ломоносова;
- Современный производственный комплекс на площади 4 Га;
- Контроль качества продукции на всех этапах производства;
- Большой ассортимент огнезащитных материалов «Огракс»;
- Комплексный подход к решению задач по огнезащите: разработка, производство, проектирование, шеф-монтаж, выполнение работ по огнезащитной обратотке;
- ОЗМ «ОГРАКС» на более чем 5 000 объектах, в том числе на объектах нефтегазовой отрасли;
- НПО УНИХИМТЕК - это надёжный партнер, проверенный временем.







на правах рекламы

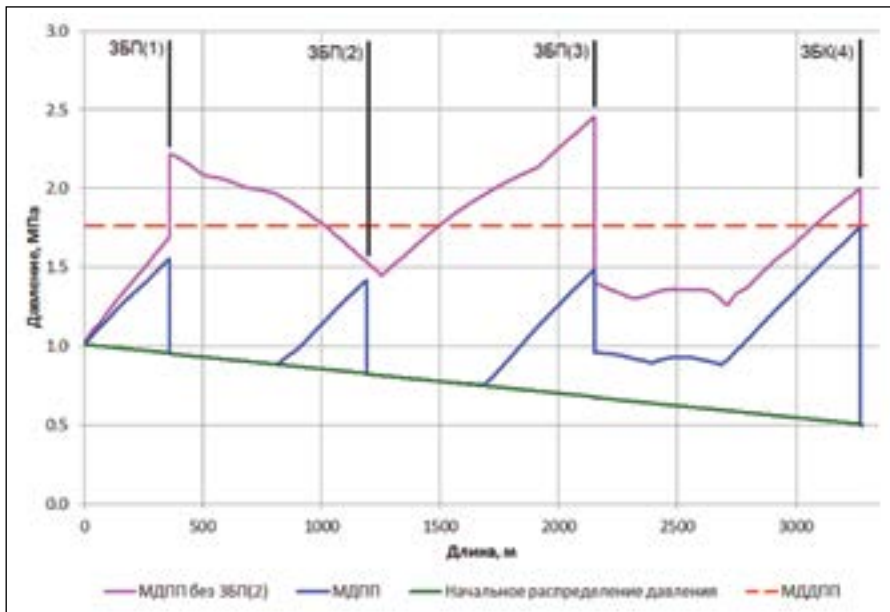


Рис. 5. Распределение максимального давления по длине трубопровода при одновременном закрытии задвижек

чения давления в трубопроводе перед закрываемой задвижкой значением  $p_{доп}$  необходимо, чтобы выполнялось условие  $p_{доп}L/t_{эф} \leq p_{доп} - p_{ЗБ}$ , где  $p_{ЗБ}$  – начальное давление перед задвижкой безопасности, расположенной ниже по потоку. Отсюда следует, что допустимое расстояние  $L$  между двумя последовательными задвижками безопасности должно удовлетворять неравенству

$$L \leq ct_{эф} \cdot \frac{(p_{доп} - p_{ЗБ})}{\rho v_0 c} \quad (8)$$

Если две последовательно расположенные задвижки безопасности имеют различные значения  $t_{эф,i}$  и  $t_{эф,i+1}$  эффективного времени закрытия, то допустимое расстояние  $L_{i+1}$  между двумя последовательными задвижками безопасности должно удовлетворять неравенству

$$L_{i+1} \leq c \cdot \min\{t_{эф,i}, t_{эф,i+1}\} \cdot \frac{(p_{доп} - p_{ЗБ,i+1})}{\rho v_0 c} \quad (9)$$

Очевидно, что допустимое расстояние между первой задвижкой безопасности и резервуаром должно приниматься в два раза меньше значения, получаемого по формуле (10), поскольку волна разрежения, отраженная от резервуара, возвращается к задвижке через время  $2L/c$ .

В качестве примера воспользуемся формулой (9) для расстановки задвижек безопасности на самотечном наливном трубопроводе Новороссийского нефтеналивного терминала. Упрощенная схема трубопроводной системы этого терминала с четырьмя

задвижками безопасности приведена на рисунке 1. Концевая задвижка безопасности ЗБК(4) установлена в непосредственной близости от стендеров причала. Три промежуточные задвижки ЗБП (1), ЗБП (2) и ЗБП (3) расположены на береговом участке трубопровода. Рассмотрим случай погрузки нефти, имеющей плотность  $\rho = 865 \text{ кг/м}^3$ , с производительностью  $q_0 = 14000 \text{ м}^3/\text{ч}$  по трубопроводу длиной 3300 м с диаметром 1020 мм и толщиной стенки 10 мм. Максимально допустимое давление  $p_{доп}$  в переходном процессе равно 1,76 МПа. Примем время полного закрытия для всех задвижек безопасности одинаковым и равным 10 с.

В примере п. 2 получено, что для заданных условий эффективное время закрытия промежуточных и конечной задвижек безопасности составляет 38 и 44% от полного (10 с) времени закрытия задвижек. Следовательно, в формуле (9) при оценке  $L$  длины трубопровода между задвижками будет использоваться минимальное эффективное время закрытия задвижки, равное  $t_{эф} = 3,8 \text{ с}$ , и допустимое расстояние  $L$  между задвижками безопасности на наливном трубопроводе не должно превышать:

$$L_i \leq 887,5 \cdot (1,76 - p_{ЗБ,i}), \quad (10)$$

где  $p_{ЗБ,i}$  – начальное давление перед  $i$ -й задвижкой безопасности.

В соответствии с формулой (10)  $L_4$  расстояние между задвижками ЗБК (4) и ЗБП (3) при начальном давлении перед

ЗБК (4)  $p_{ЗБ,4} = 0,5 \text{ МПа}$  не должно превышать  $L_4 \leq 887,5 \cdot (1,76 - 0,5) = 1120 \text{ м}$ . Протяженность 3-го участка трубопровода между промежуточными задвижками безопасности ЗБП (3) и ЗБП (2) должна удовлетворять неравенству  $L_3 \leq 887,5 \cdot (1,76 - 0,676) = 962 \text{ м}$ . Длина трубопровода между задвижками ЗБП (2) и ЗБП (1) не должна превышать  $L_2 \leq 887,5 \cdot (1,76 - 0,826) = 829 \text{ м}$ . И, наконец, максимально допустимое расстояние  $L_1$  между задвижкой безопасности ЗБП (1) и резервуаром должно удовлетворять неравенству  $L_1 \leq 887,5 \cdot (1,76 - 0,956) / 2 = 357 \text{ м}$ . Для проверки точности расчетов по приближенной методике ( $L_1 = 357 \text{ м}$ ,  $L_2 = 829 \text{ м}$ ,  $L_3 = 962 \text{ м}$ ,  $L_4 = 1120 \text{ м}$ ) воспользуемся программным комплексом и выполним расчет переходных процессов для случая одновременного закрытия задвижек безопасности за 10 с при погрузке нефти с производительностью  $q_0 = 14000 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Результаты расчетов представлены на рисунке 5. Синяя линия (МДПП) соответствует графику максимального давления при одновременном закрытии всех задвижек безопасности. Фиолетовая линия отображает максимальный уровень давления в случае, когда при одновременном закрытии задвижек безопасности ЗБП (1), ЗБП (3) и ЗБК (4) задвижка ЗБП (2) остается открытой. Красной штриховой линией показан уровень максимально допустимого давления в переходном процессе (МДДПП). Зеленая линия соответствует начальному распределению давления по длине трубопровода.

Из графиков следует, что для выбранного по предложенной упрощенной методике местоположения задвижек безопасности максимальное повышение давления до допустимого значения 1,76 МПа в процессе их одновременного закрытия наблюдается перед конечной задвижкой ЗБК (4). Перед промежуточными задвижками ЗБП (1), ЗБП (2) и ЗБК (3) максимальное давление переходного процесса на 0,2–0,3 МПа ниже ожидаемого значения 1,76 МПа. Иными словами, для промежуточного расположения задвижек допустимое расстояние между задвижками было выбрано с небольшим запасом.

Из графиков следует также, что если хотя бы одна из задвижек безопасности, например ЗБП (2), по какой-либо причине не закрывается, то на большой протяженности трубопровода максимальное

давление переходного процесса значительно превышает допустимое значение, что может привести к аварии – разгерметизации трубопровода и разливу нефти. Из формулы (8) видно, каким образом можно влиять на допустимое расстояние  $L$  между задвижками, а значит, и на их общее число. Так, например, увеличение эффективного времени задвижек приводит к увеличению  $L$ . Эффективное время закрытия задвижки можно увеличить путем просто увеличения полного времени ее закрытия, однако в этом случае наблюдается одновременное увеличение области неэффективной работы задвижки, а значит, и увеличение объема пролитого нефтепродукта. Следовательно, более эффективным может быть использование привода с переменной скоростью, который обеспечит быстрое закрытие задвижки безопасности до уровня  $C_v(\theta^*)$  «критического» значения коэффициента расхода с последующим медленным закрытием задвижки в диапазоне  $\theta=0 \div \theta^*$  ее активного воздействия на поток. Кроме того, увеличить эффективное время закрытия задвижек, а значит, и допустимое расстояние между ними можно путем использования задвижек разного размера, выбирая их диаметр по коэффициенту расхода  $C_v(\theta)$  полностью открытой задвижки, близкому к  $C_v^*$  – критическому значению коэффициента расхода для рассматриваемого сечения трубопровода. В любом случае предварительная расстановка задвижек безопасности может быть выполнена на этапе проектирования по упрощенной

методике, предложенной в данной работе, с последующим уточнением компьютерными расчетами.

### ВЫВОДЫ

1. Система секционирования наливного трубопровода задвижками безопасности при неправильном выборе ее параметров (числа, типа и быстродействия задвижек, а также их несогласованная расстановка по длине наливного трубопровода) может оказаться сама по себе причиной аварии. Ее работа может породить гидравлический удар с последствиями более тяжелыми, чем те, которые обусловлены закрытием судовых задвижек или задвижек дрейфовой безопасности. Если защита от экстренного закрытия судовых задвижек и задвижек дрейфовой безопасности всегда предусмотрена установкой причальной СЗГУ, то от экстренного закрытия задвижек безопасности такой защиты нет.
2. Быстрое закрытие задвижек безопасности генерирует в системе гидравлический удар, а медленное закрытие делает бессмысленным само использование такой системы. Решение лежит посередине: необходимо использовать электрический привод с переменной скоростью закрытия задвижки, обеспечивающий ее быстрое закрытие до определенной величины (составляющей примерно 60% полного закрытия) с последующим медленным закрытием в диапазоне активного воздействия задвижки на поток (оставшиеся 40%).
3. Защита от несанкционированного закрытия задвижки безопасности

должна обеспечиваться автоматикой (с дублированием); при любой нештатной ситуации должна незамедлительно следовать команда на остановку погрузки с одновременным закрытием всех задвижек безопасности.

4. Предварительная расстановка задвижек безопасности может быть выполнена по упрощенной методике, предложенной в данной статье, и всегда должна уточняться компьютерным моделированием переходных процессов, вызываемых их закрытием.

Автор благодарит профессора М.В. Лурье за обсуждение результатов работы и продуктивные замечания.

### Литература:

1. Арбузов Н.С. Эффективное время закрытия секущей задвижки и гидравлический удар в трубопроводной системе морского нефтеналивного терминала // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. – 2011. – № 4. – С. 21–23.
2. Аронович Г.В., Картвелишвили Н.А., Любимцев Я.К. Гидравлический удар и уравнильные резервуары. – М.: Наука, 1968. – 248 с.
3. Streeter V.L., Wylie E.B. Hydraulic Transients. Mc Graw-Hill, NY, 1967. – 327 p.
4. Фокс Д.А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах. – М.: Энергоиздат, 1981. – 248 с.
5. Рахматуллин Ш.И., Гумеров А.Г., Верушин А.Ю. О влиянии параметров клапана-газителя на величину гидродара в нефтепроводе // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов. – ИПТЭР, 2009. – Вып. 2 (76). – С. 76–78.
6. Лурье М.В. Математическое моделирование процессов трубопроводного транспорта нефти, нефтепродуктов и газа. – М.: Издательский центр РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2012. – 456 с.

### Transport and storage of oil and gas

N.S. Arbuzov, PhD, department head of IMS Industries ltd, e-mail: Arbuzov@imsholding.ru

### Efficiency estimation of pipeline valves of safety of the marine oil

*Protection of industrial pipelines of marine oil terminals from sudden changes of media working pressure which could damage the terminal equipment is evaluated. Examined is the protection system which based on pipeline separation or segregation by emergency shutdown valves. Despite the apparent usefulness of these systems, it was found that the emergency shutdown valves generate a water hammer effect. Despite of the apparent usefulness of these systems, it is found that the emergency valves generate a water hammer. As a result, the pressure of media could exceed the acceptable limit pressure. Taking into account the valve actual performance and hydraulic characteristics, the method of rational valve arrangement along the length of the upstream pipe is proposed.*

**Keywords:** marine oil terminal, hydraulic shock, water hummer, surge relief system, protective system, pipeline safety valves, emergency shutdown valves, loading pipeline.

#### References:

1. Arbuzov N.S. Effektivnoe vremya zakrytiya sekutshei zadvizhki i gidravlicheskiy udar v truboprovodnoi sisteme morskogo neftenalivnogo terminal (Efficient time of gate valve closing and water hammer in the pipeline system of marine oil terminal) // Science and technology of oil and oil products transportation by pipelines. – 2011. – No. 4. – P. 21–23.
2. Aronovich G.V., Kartvelishvili N.A., Lyubimtsev Ya.K. Gidravlicheskiy udar i uravnitel'nye rezervuary (Water hammer and surge tanks). – Moscow: Nauka, 1968. – 248 p.
3. Streeter V.L., Wylie E.B. Hydraulic Transients. – Mc Graw-Hill, NY, 1967. – 327 p.
4. Fox D.A. Gidravlicheskiy analiz neustanovivshegosya techeniya v truboprovodakh (Hydraulic analysis of unsteady flow in the pipelines). – Moscow: Energoizdat, 1981. – 248 p.
5. Rakhmatullin Sh.I., Gumerov A.G., Verushin A.Yu. O vliyaniy parametrov klapano-gasitelya na velichinu gidrodara v nefteprovode (On the effect of surge relief valve parameters on the magnitude of water hammer in an oil pipeline) // Issues concerning oil and oil products collection, treatment and transportation. – IPTER, 2009. – Issue 2 (76). – P. 76–78.
6. Lurie M.V. Matematicheskoe modelirovanie protsessov truboprovodnogo transporta nefiti, nefteproduktov i gaza (Mathematic modeling of processes of oil, oil products and gas transportation by pipelines). – Moscow: Publishing Center of Gubkin Russian State University of Oil and Gas, 2012. – 456 p.