

ВОЗДЕЙСТВИЕ ФИЗИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ

ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

Х.Н. Низамов, Л.М. Саликов, В.И. Тагасов, В.В. Сулименко

*Экологический факультет, Российский университет дружбы народов,
Подольское ш., 8/5, 113093, Москва, Россия*

При эксплуатации энергетических установок весьма актуальной является задача быстрого восстановления значения давления при его понижении, а также задача защиты от волны повышенного давления.

В последнее время на трубопроводном транспорте энергетических установок отмечается рост аварийности, который по различным оценкам составляет от 5 до 9 % в год. По официальным данным ежегодные потери нефти из-за аварий при транспортировке по магистральным трубопроводам достигают 1 млн. т. Эта негативная тенденция в значительной мере обусловлена тем обстоятельством, что прослужившие от 15 до 35 лет трубопроводы по причине износа и накопления усталостных и коррозионно-усталостных явлений не выдерживают динамических нагрузок, вызванных вибрационными и колебательными процессами вследствие пульсаций давления. Неустановившийся режим течения является характерной особенностью не только магистральных трубопроводов, но и промысловых нефтесборных систем. Давление меняется по длине трубопровода и во времени в результате включения и выключения насосных агрегатов, срабатывания запорной арматуры, вариаций вязкости транспортируемого продукта при последовательной перекачке, изменения производительности скважин. Так, например, скорость изменения давления при отключении одного насоса промежуточной станции достигает 0,3–0,4 МПа/с, а при отключении насоса на головной станции 0,6–0,8 МПа/с (Щербаков, 1982). Генерация колебательных процессов в магистральных трубопроводах может происходить и по другим причинам: включение и выключение промежуточного отводящего трубопровода, автоматический ввод резервного насосного агрегата, перевод магистрального трубопровода с одного режима перекачки на другой. Развитие энергетического машиностроения требует совершенствования существующих и создания новых конструкций нагнетательных установок. Повышение производительности и увеличение мощности указанных установок часто приводят к возникновению неустановившегося движения рабочей среды (жидкости или газа) в трубопроводах, которое сопровождается гидравлическими ударами, значительными колебаниями давления и расхода, приводящими к высоким ударным и вибрационным выгрузкам на элементы системы. Следствием такого рода процессов являются:

- снижение ресурса и КПД нагнетательных агрегатов;
- потеря прочности и работоспособности узлов таких агрегатов;
- уменьшение надежности и долговечности гидросистемы;
- разрушение отдельных участков трубопроводов под воздействием вибраций, вызываемых пульсирующим потоком рабочей среды;
- утечка перекачиваемой жидкости или газа через стыки и фланцы трубопроводов;
- снижение рабочего давления перекачиваемой среды;
- увеличение уровня шума, возникающего при работе системы;

- зашкаливание манометров, стрелочных приборов и нарушение их герметичности.

Пульсации давления перекачиваемой среды приводят к увеличению ее мгновенных скоростей, следствием чего является увеличение внутреннего трения, а значит температуры потока и гидравлического сопротивления трубопровода, и, как результат — уменьшение пропускной способности трубопровода при наличии пульсаций потока.

При перекачке нефти, нефтепродуктов в режиме из насоса в насос случайные отключения агрегата или станции на таком трубопроводе часто приводят к полной остановке перекачки. При вышеуказанном режиме работы любое возмущение распространяется в обе стороны от места возникновения и изменяет режим в каждом сечении трубопровода. Основные возмущения, возникающие при эксплуатации трубопроводов, работающих в режиме из насоса в насос, связаны со следующими причинами:

1. Отключение и включение насосно-перекачивающих станций (или одного из насосов на станции). По направлению к предыдущей станции распространяется волна повышенного давления, по направлению к последующей — волна пониженного давления.

2. Внезапное возникновение или устранение попутного сброса (или подкачки) из магистрального трубопровода. При этом происходит резкое увеличение или уменьшение расхода, сопровождающееся возникновением волн повышенного (пониженного) давления, которые направлены от места подключения отвода к обеим соседним станциям.

3. Автоматический ввод резерва основного насосного агрегата. Данный режим является комбинацией возмущений, возникающих в результате остановки работающего насосного агрегата и пуска резервного.

4. Пуск и прекращение перекачки по трубопроводу, работающему из насоса в насос.

5. Перевод трубопровода с одного режима перекачки на другой. Возникающие при этом возмущения по своему характеру не отличаются от указанных выше.

В результате возмущений в тех или иных сечениях магистрального трубопровода (особенно на входе и выходе насосной станции) могут возникнуть следующие ситуации:

- повышение давления выше допустимого;
- понижение давления на входе насосной станции, приводящее к кавитации основных насосных агрегатов;
- возникновение относительно продолжительного обратного потока, вызывающего закрытие обратных клапанов;
- большой начальный расход при быстром открытии задвижки на выходе насоса, который приводит к навигации.

Эти ситуации налагают особое требование к системе управления режимами работы насосной станции и магистрального трубопровода. Это, в частности, относится к системе записи режимов работы манометрами и самописцами.

Волновые процессы, происходящие в трубопроводах, отрицательно влияют на показания и качество съема информации от манометров и самописцев. Поэтому при эксплуатации энергетических установок весьма актуальной является задача быстрого восстановления значения давлений при его понижении, а также задача защиты от волны повышенного давления.

Для гашения волновых процессов в нефте- и продуктопроводах в настоящее время наибольшее распространение получил способ сбрасывания избыточного количества перекачиваемой жидкости в безнапорную емкость. Примерами уст-

ройств, реализующих данный способ, являются клапаны типа «Флексфло» и «Аркрон», которыми оборудованы некоторые магистральные нефтепроводы. К недостаткам клапана сброса следует отнести значительные затраты на сооружение дополнительных емкостей, изготовление надежных в работе дорогостоящих клапанных устройств, средств автоматического управления. О малой эффективности традиционных средств гашения колебаний давления свидетельствует большое количество аварий в трубопроводных системах транспорта нефти и нефтепродуктов.

Более эффективное решение рассматриваемой проблемы базируется на использовании устройств, в которых осуществляется распределенное по длине трубопровода диссипативное и упругодемпфирующее воздействие на пульсирующий поток. Такое воздействие распределенного характера является одним из способов волновой стабилизации систем, имеющей целью обеспечить постоянство технологических параметров в условиях возмущений волновой природы, а технические устройства, его реализующие, получили название *стабилизаторов давления* (СД) (Ганиев, 1996). Отличительная особенность стабилизаторов заключается в том, что они не нарушают сечение трубопровода. Наибольшее распространение получила конструктивная схема в виде участка трубопровода с равномерно распределенной перфорацией, через которую перекачиваемая среда может перетекать из трубопровода в демпфирующую надстройку над перфорированной его частью (Низамов и др., 1992). Суть работы такой конструкции заключается в следующем. При возникновении колебаний давления их гашение происходит вследствие диссипации энергии при протекании перекачиваемой среды через распределенную перфорацию с последующим расширением потока в демпфирующей камере, а также при деформации пористого упругого элемента. При этом часть энергии теряется в процессе трения пластин, а сегментирование пластин исключает их разрыв. Упругий элемент также целесообразно собирать из сегментов кольцевой формы, что улучшает технологичность сборки и обслуживания стабилизатора. Щелевые зазоры между сегментами демпфирующего элемента обеспечивают повышение его податливости.

Для гашения волновых процессов в трубопроводах большого диаметра необходимо увеличивать податливость стабилизатора, что достигается увеличением количества выносных демпфирующих камер. По длине стабилизатора обычно располагается несколько таких демпфирующих поясов. В зависимости от номинального давления в трубопроводной системе возможно применение либо демпфирующих камер с упругодемпфирующим наполнителем, обладающим высокой податливостью, либо камер, имеющих дополнительно еще и газовую полость с наддувом от внешнего источника (Низамов и др., 2000). Подобное исполнение демпфирующей камеры позволяет при минимальном изменении массогабаритных характеристик стабилизатора увеличить массовую податливость и обеспечить высокую эффективность работы СД в трубопроводах диаметром до 1200 мм и рабочих давлениях 7 МПа и более.

Вопросы определения параметров стабилизаторов давления достаточно подробно рассмотрены в работе (Ганиев и др., 1996). Для начальной оценки допустимо рассматривать трубопровод длиной l и площадью проходного сечения F , как систему с сосредоточенными параметрами, описываемую уравнением в возмущениях по давлению P :

$$\frac{d^2 P(t)}{dt^2} + \omega_{\pi}^2 \cdot P(t) = -L \cdot \omega_{\pi}^2 \cdot \frac{dG_{\pi}(t)}{dt}, \quad (1)$$

$$\omega_D^2 = \frac{1}{\omega_0^2 + gL \cdot \Pi_{ст}}, \quad (2)$$

где ω_D и $\omega_0 = \pi / 2\tau$ — частота основного тона колебаний в трубопроводе со стабилизатором и без стабилизатора, соответственно; $L = l / Fg$ — параметр, характеризующий инерционность потока; $\tau = l / c$ — время пробега трубопровода волной давления при скорости ее распространения (c); $\Pi_{ст}$ — массовая податливость стабилизатора, характеризующая изменение массы жидкости в стабилизаторе при изменении давления в трубопроводе; $G_B(t)$ — расход через трубопровод.

Применительно к гидравлическому удару, возникающему при закрытии задвижки, закон изменения расхода $G_B(t)$ в интервале времени $t = 0 \div t_1$, где t_1 — время полного закрытия задвижки, можно аппроксимировать линейной функцией

$$\frac{dG_B(t)}{dt} = \frac{G_H}{t_1} = \text{const}$$

где G_H — номинальный расход жидкости в трубопроводе.

Решая уравнение (2), получим:

1. В системе со стабилизатором

$$P_{ст}(t) = 2 \frac{L \cdot G_H}{t_1} \sin^2 \frac{\omega_D t}{2} \quad (3)$$

2. В системе без стабилизатора

$$P_{ст}(t) = 2 \frac{L \cdot G_H}{t_1} \sin^2 \frac{\pi t}{4\tau} \quad (4)$$

Из выражений (3) и (4) видно, что максимальное возмущение по давлению имеет место, когда $t = t_1 = 2\tau$; $\Delta P_{\max} = L \cdot G_H / \tau = \rho c v$, где ρ — плотность перекачиваемой среды, а v — скорость ее движения. Таким образом, степень гашения характеризуется следующим коэффициентом эффективности стабилизатора:

$$k_{эф} = \frac{1}{\sin^2 \omega_D \tau} \quad (5)$$

Учитывая связь между параметрами ω_D и $\Pi_{ст}$, задаваемую соотношением (2), легко определить необходимую для требуемой эффективности $k_{эф}$ податливость стабилизатора:

$$\Pi_{ст}(k_{эф}) = \frac{l \cdot F}{c^2} \cdot \left(\frac{1}{\arcsin^2 \sqrt{k_{эф}^{-1}}} - \frac{4}{\pi^2} \right) \quad (6)$$

Если для заполнения демпфирующих камер используется эластичный пористый материал, то массовую податливость СД можно рассчитать по формуле:

$$\Pi_{ст} = \frac{V_{пм} \cdot \rho}{k_{пм}}, \quad (7)$$

где $V_{пм}$ — объем пористого материала, $k_{пм}$ — модуль его объемного сжатия.

Для СД, имеющих комбинированное заполнение камер, по следующей зависимости:

$$\Pi = \frac{V_{\text{пм}} \cdot \rho}{k_{\text{пм}}} + \frac{\rho \cdot P_{\text{н}} \cdot V_{\text{гп}}}{k \cdot \rho^2} \quad (8)$$

Здесь $V_{\text{гп}}$ — объем газовой полости, $P_{\text{н}}$ — давление наддува, k — показатель адиабаты газа.

Площадь перфорационных отверстий $S_{\text{пф}}$ должна удовлетворять соотношению между активным сопротивлением $R_{\text{пф}}$ и волновым сопротивлением магистральной $z = c / gF$, $R_{\text{пф}} \geq z$. Полагая $R_{\text{пф}} = z$, получим:

$$S_{\text{пф}} = \sqrt{\frac{F \cdot \Pi_{\text{ст}} (k_{\text{эф}}) \cdot \omega_{\text{д}} \cdot \Delta P_{\text{max}}}{2 \rho m^2 c}} \quad (9)$$

где m — коэффициент расхода перфорационных отверстий.

Использование соотношений (6)-(9) позволяет оценить параметры стабилизатора в первом приближении, которые впоследствии могут быть уточнены в соответствии с методиками проектных расчетов, рассмотренными в работе (Ганиев и др., 1996).

Опыт промышленной эксплуатации стабилизаторов давления для защиты магистральных трубопроводов показал их высокую надежность и эффективность.

ЛИТЕРАТУРА

- Щербяков С.Г. Проблемы трубопроводного транспорта нефти. — М.: Наука, 1982. — 206 с.
 Ганиев Р.Ф., Низамов Х.Н., Дербуков Е.И. Волновая стабилизация и предупреждение аварий на трубопроводах. — М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 1996. — 258 с.
 Низамов Х.Н., Применко В.Н., Галюк В.Х. и др. Стабилизатор давления для магистральных нефтепроводов. А.с. 1789824 СССР, кл. F16L55/04, 1992.
 Низамов Х.Н., Применко В.Н., Дербуков Е.И. и др. Стабилизатор давления. Пат. РФ №2145027, кл. F16L55/04, 2000.

SECURITY SAFETY THE HINGWAYS PIPELINES IN THE ENERGYKALS TSTABLISHVOUTINGS

H.N. Nizamov, L.M. Salikov, V.I. Tagasov, V.V. Sulimenko

*Ecological Faculty, Russian Peoples' Friendship University,
 Podolskoye shosse, 8/5, 113093, Moscow, Russia*

Throughout the exploitation of power engineering plants the important problem is the question of quickness restoration of pressures significance when pressures are dropping and also the question of protection from heightened pressures wave.