

Таким образом, расчеты показывают, что при прохождении добываемого природного газа через тарелки абсорбера происходит осушка и дробление его объема на более мелкие пузырьки и осушка, а из-за повышенного значения поверхностного натяжения гликоля снижаются потери при капельном уносе абсорбента в магистральный газопровод. Однако, данный эффект может негативно повлиять на эффективность осушки газа.

Заключение. В настоящей работе изложены результаты исследования технологического процесса абсорбции в диапазонах температур ($T = 15$ и давлений ($P = 1$ - Основные выводы сводятся к следующему:

исследован процесс капельного уноса абсорбента с осушенным природным газом в систему магистрального транспорта;

проанализирована зависимость изменения поверхностного натяжения абсорбента от температуры и давления;

предложен способ осушки природного газа, основанный на добавлении поверхностно-активных веществ в раствор гликолей, циркулирующей в системе;

даны рекомендации по улучшению функционирования технологического процесса в рамках указанных рабочих параметров устройств абсорбционной осушки природного газа.

Литература

1. Берлин М.А., Гореченков В.Г., Волков Н.П. Переработка нефтяных и природных газов. – М.: Химия, 1981. – 472 с.
2. Иканин С.А., Магарил Р.З. Совершенствование процесса абсорбционной осушки природного газа // Известия вузов. Нефть и газ, 2006. - №3 – С. 76-79.
3. Ланчаков Г.А., Кульков А.Н., Зиберт Г.К. Технологические процессы подготовки природного газа и методы расчета оборудования. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2000. – 279 с.
4. Роголев М.С., Магарил Р.З. Способ интенсификации процесса первичной перегонки нефти. // Известия вузов. Нефть и газ, 2008. - №5. – С. 90-93.
5. Carro J. Natural Gas Hydrates. A guide for engineer, 2nd edition, Elsevier Inc. 2009, 276 p.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ЭФФЕКТОВ В РЕОЛОГИЧЕСКИ СЛОЖНОЙ СРЕДЕ ПОД ДЕЙСТВИЕМ КРИТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

Д.Л. Вахитов

Научный руководитель – профессор С.Н. Харламов

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г.Томск, Россия

В данной работе представлена физико-математическая модель поперечных колебаний прямолинейных неоднородных участков трубопроводов в условиях пульсации полей давления и скоростей протекающих жидкостей.

По сравнению с известными работами здесь учитываются следующие физические особенности процесса:

- возможные аксиальные неоднородности геометрических и физических параметров трубопроводов;
- наличие заданного числа и значений упруго-жесткостных характеристик опор трубопроводов;
- распределенность параметров пульсирующих жидкостей.

Заметим, что в данных постановках задач динамические свойства и характеристики источников пульсаций рабочих жидкостей и присоединенных гидравлических цепей определяют формулировкой начальных и граничных условий.

При изгибных колебаниях трубопроводов с осевой цилиндрической симметрией в плоскостях их осей эффекты, типичные для тонкостенного стержня, не проявляются, так как центры изгибов всегда совпадают с центрами тяжести сечений.

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = \frac{\partial^2 M}{\partial x^2}, (1)$$

Изгибающие моменты M в данном случае выражаются так:

$$M = M_0 - Ny. (2)$$

Из (2) следует, что

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} = P - N \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - 2 \frac{\partial N}{\partial x} \frac{\partial y}{\partial x} - y \frac{\partial^2 N}{\partial x^2}, (3)$$

В случае прогиба системы поперечные силы, вызываемые внутренними давлениями p , при бесконечно малых расстояниях между сечением будут равны $S_{жс}(x)pd\varphi$, где $d\varphi$ - углы между сечениями. Значения этих сил принимаются равными на единицу длины $S_{жс}(x)pd\varphi / dx = -S_{жс}(x)p\partial^2 y / \partial x^2$. Здесь $d\varphi/dx = \partial^2 y / \partial x^2$ есть мера искривления осей.

Стоит также выделить, что траектории средних по сечениям скоростей течений жидкостей векторов не совпадают с изогнутыми осями систем, поэтому силы инерции жидкостей определяются не как силы инерции оболочек.

Применяя законы дифференцирования сложных функций, можно определить:

**СЕКЦИЯ 17. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ ТРАНСПОРТИРОВКИ
И ХРАНЕНИЯ НЕФТИ И ГАЗА. ПОДСЕКЦИЯ 1. МЕТОДЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТРАНСПОРТА И ХРАНЕНИЯ
УГЛЕВОДОРОДНОГО СЫРЬЯ**

$$\frac{d^2y}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial y}{\partial t} + u \frac{\partial y}{\partial x} \right) = \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) \frac{\partial y}{\partial x} + 2u \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + u^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}.$$

где $u(x,t)$ - средние по сечениям скорости течений.

Уравнение для сжимающих продольных сил и их частных производных по координате x рассчитаем следующим путем:

$$N = N_0 + \frac{L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2} u^2(x,t)x + m_m(x)gx \sin \alpha,$$

$$\frac{\partial^2 N}{\partial x^2} = \frac{2L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2} \left[\left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)^2 + u(x,t) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right]$$

$$\frac{\partial N}{\partial x} = \frac{2L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2} u(x,t) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} + m_{жс}(x)g \sin \alpha$$

$$p = p_0 - \frac{1}{\rho_{жс}g} \left(\frac{2u_0^2(x)}{C^2 r(x)} - \sin \alpha \right) x + P(x,t)$$

где N_0 - значения N при $x = 0$; p_0 - стационарные составляющие давлений при $x = 0$; $P(x,t)$ - пульсационные составляющие давлений; g - ускорение свободного падения; $\rho_{ж}$ - плотности рабочих жидкостей; α - углы наклона к горизонту осей систем ($\alpha < 0$ для восходящего трубопровода и $\alpha > 0$ для нисходящего); $L_{окр}$ - длины контактов жидкостей с оболочками, окружающими их в плоскостях поперечных сечений; u - скорости течений жидкостей; C - коэффициент Шези.

Используя классические формулы Маннинга, можно выразить коэффициенты Шези следующим образом [2]:

$$C = \frac{d^{1/6}}{n\sqrt{2}}$$

n - коэффициенты шероховатостей ($n=0,02\dots 0,04$);

d - внутренние диаметры трубопроводов. При дифференцировании принималось предположение 4, которое применяется и на функции $L_{окр}=f_1(x)$, $m_m=f_2(x)$.

С учетом (3) приходим к следующим уравнениям поперечных колебаний:

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + a_1(x,t) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + a_2(x,t) \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + a_3(x) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a_4(x,t) \frac{\partial y}{\partial x} + a_5(x,t) y = a_3(x) g, \quad (4)$$

в которых обозначено:

$$a_1(x,t) = \frac{1}{E(x)I(x)} [m_{жс}(x)u^2(x,t) + S_{жс}(x) \left(p_0 - \frac{1}{\rho_{жс}g} \left(\frac{2u_0^2(x)}{C^2 r(x)} - \sin \alpha \right) x + P(x,t) \right) + N_0 + \frac{L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2} u^2(x,t)x + m_m(x)gx \sin \alpha];$$

$$a_2(x,t) = \frac{2m_{жс}(x)}{E(x)I(x)} u(x,t); \quad a_3(x) = \frac{m_m(x) + m_{жс}(x)}{E(x)I(x)};$$

$$a_4(x,t) = \frac{1}{E(x)I(x)} [m_{жс}(x) \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial t} + u(x,t) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right) + 2 \left(\frac{2L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2} u(x,t) \times \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} + m_{жс}(x)g \sin \alpha \right)];$$

$$a_5(x,t) = \frac{2L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2 EI} \left[\left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)^2 + u(x,t) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right].$$

Уравнение (4) описывает поперечные колебания неоднородных прямолинейных участков трубопроводов, с учетом движущихся с пульсирующими давлениями жидкостей. Эти уравнения имеют структуру, схожую по структуре к уравнению, представленного Н.С. Кондрашевым [1]. Некоторые отличия связаны с тем, что при выводе (4), в отличие от уравнений Н.С. Кондрашева, учитывались:

- изменения скоростей жидкостей по длине трубопроводов и во времени;
- трения в жидкостях;
- углы наклона осей трубопроводов к горизонту;
- распределения пульсаций давлений по длине трубопроводов;
- изменения геометрических и физических параметров трубопроводов по длине.

В заключении стоит отметить. В представленной работе были рассмотрены и проанализированы теоретические методы, применявшиеся ранее для изучения вибрации трубопровода под воздействием пульсирующих потоков рабочих жидкостей. Были обоснованы и определены преимущества и недостатки разнообразных вариантов решения этого вопроса. Анализ показывает, что исследование комплексного влияния возмущений на трубопровод в рамках математических моделей с уравнениями, описывающими динамику

прямолинейных участков неоднородных трубопроводов под воздействием пульсирующих потоков рабочих жидкостей достаточно перспективно [3]. Данные уравнения справедливы не только для стабилизирующихся периодических процессов в гидравлических системах, но могут также быть использованы для моделирования вибрации трубопроводов в период переходного процесса в гидролиниях (например, при гидравлических ударах). Последнее весьма ценно для практики прикладных исследований. Отмечено, что представленные виброакустические модели прямолинейных неоднородных участков трубопроводов также являются базой для создания расчетной модели эффективности уменьшения вибропараметра трубопроводных систем после крепления стабилизирующих устройств (механических демпферов, гасителей колебания давлений, и т.п.). Для этого в рассмотренные уравнения модели необходимо ввести соотношение, учитывающее влияния характеристик корректирующего устройства (КУ) на изменение пульсационных состояний гидролиний, геометрии полученных систем, форм колебаний. Проведения подобных работ могут стать причиной для воплощения САПР КУ, позволяющих максимально увеличить снижения вибрационной и пульсационной нагрузки в трубопроводной системе энергетической установки, функционирующих при неблагоприятных климатических условиях Крайнего Севера.

Литература

1. Кондрашов. Н.С. О параметрическом колебании трубопровода//Вибрационные прочностные и надежности авиационного двигателя. – Куйбышев: КуАИ, 1965. – № 19. – 6 с.
2. Хилл Р. Математическая теория пластичности. – М.: ГИТТЛ. 1956. – 408 с.
3. Шахматов Е.В., Прокофьев А.Б. Виброакустические модели прямолинейных неоднородных трубопроводов при их силовых возбуждениях пульсацией рабочих жидкостей//Надежность, динамика и диагностика машин. – Самара: Институт акустики машин. 2004. – С.135-140.

ОЦЕНКА ИЗНОСА ЭЛАСТОМЕРА ВИНТОВОГО ЗАБОЙНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ОСНОВЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

М.С. Власов, И.Б. Кучкоров, Х.Б. Кучкоров, А.С. Тихонов

Научный руководитель – профессор С.Н. Харламов

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия.

С развитием технологии бурения наклонно-направленных и горизонтальных скважин, винтовые забойные двигатели получили наибольшую популярность. Одним из самых уязвимых мест ВЗД является резиновая обкладка статора (эластомер) так как она подвержена воздействию различных агрессивных сред и высоких нагрузок при взаимодействии с ротором. В связи с чем возникает проблема создания системы повышения износостойкости эластомера ВЗД с целью уменьшения числа аварий, количества СПО, затрат на бурение и в целом время бурения скважины.

По результатам статистических исследований в области надёжности и работоспособности забойных двигателей в восьмидесяти процентах причиной отказа является рабочая пара, а точнее износ или полное разрушение резиновой обкладки статора, что снижает ресурс винтового забойного двигателя в целом [2].

На сегодняшний день отсутствует какой-либо комплекс мер для повышения износостойкости эластомера ВЗД, как в зарубежной, так и отечественной практике применения. Существует лишь ряд мер для повышения времени эксплуатации рабочей секции ВЗД. Увеличение длины рабочего органа ВЗД позволяет повысить сроки эксплуатации, но это влияет на проходимость двигателя в скважинах с большими углами. Так же необходимо соблюдать требования предъявляемые к системе промывки и очистки скважины, так как качество бурового раствора, его скорость и абразивность очень сильно влияют на срок службы эластомера [3].

Исходя из исследования ученых Уфимского государственного нефтяного технического университета, стоит отметить, что наименьшую скорость изнашивания в среде бурового раствора при трении пары резина-сталь имеет полимер глинистый раствор. В некоторых случаях разница между полимер глинистым и другими растворами достигает десятков раз. [1]

Исследования данных проблем в большей части направлены на изучение влияния смазочных добавок для бурового раствора на взаимодействие пары ротор/статор винтового забойного двигателя. В России проводился сравнительный анализ нескольких смазочных добавок, где ФК 2000+ и Луброил в совокупности с применением бурового раствора показали снижение коэффициента трения и скорости изнашивания до 2-3 раз. Так же были исследованы реагенты комплексного действия БКР-7 и СМ-1 разработаны на кафедре «Бурение нефтяных и газовых скважин» УГНТУ, которые показали себя с гораздо лучшей стороны. Так как более ориентированы на снижение износа пары резина/сталь. Применение данных реагентов комплексного действия снижает износ в парах трения, в паре трения «резина – металл» ВЗД, в частности. Соответственно увеличивается межремонтный рабочий ресурс двигателя. [1]

Отсутствие каких-либо крупных исследований в данной сфере является главным стимулом в изучении работы пары резина/сталь, и снижение износа резины. Наиболее перспективные пути повышения стойкости резин заключаются в модификации поверхностного слоя с целью снижения коэффициента трения. В данной работе будет проведён анализ используемых смазок для резиновых поверхностей с целью повышения их износостойкости в промышленности в целом, для дальнейшего изучения их воздействия на эластомер ВЗД.