

УДК 621.643.004

DOI 10.22213/2410-9304-2017-4-83-88

А. Н. Краснов, кандидат технических наук  
Уфимский государственный нефтяной технический университет

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ГАЗОПРОВОДАХ НА ОСНОВЕ МЕТОДОВ ИДЕНТИФИКАЦИИ

*Внутреннее давление газа – одно из основных силовых воздействий, определяющих напряженное состояние трубопроводов. Толщина стенок труб магистральных трубопроводов обычно определяется только исходя из внутреннего давления продукта. Однако при этом конструктивное решение трубопровода как строительной конструкции выбирается с учетом всех возможных воздействий для принятой схемы прокладки трубопровода.*

*Под воздействием внутреннего давления в трубах возникают кольцевые растягивающие напряжения, которые рассматривают по безмоментной теории тонкостенных цилиндрических оболочек, пренебрегая изменением радиальных напряжений по толщине трубы и начальным несовершенством формы поперечного сечения. Хотя вследствие овальности труб (отклонения формы поперечного сечения от круговой) наряду с кольцевыми растягивающими напряжениями и возникают изгибные напряжения, но их в расчетах по предельным состояниям не учитывают. Это объясняется тем, что в пределах допусков, установленных на овальность (отношение фактического диаметра трубы к номинальному), разрушающее давление практически одинаково для труб с различной овальностью. Однако имеются случаи, когда предельным состоянием для трубопровода является не его разрушение, а определенный уровень допускаемых напряжений. Это относится к трубопроводам, транспортирующим газ с содержанием сероводорода. Исследования показали, что склонность такого трубопровода к коррозионному разрушению тем выше, чем больше концентрация и парциальное давление сероводорода и напряженное состояние трубопровода. Для обеспечения надежной работы таких систем допускаемое максимальное напряжение определяется в зависимости от предела текучести металла труб. При определении же кольцевых напряжений от внутреннего давления необходимо учитывать начальную овальность сечения трубопровода.*

*В статье излагаются вопросы прогнозирования кольцевых напряжений в стенке эксплуатируемого трубопровода по параметрам пульсаций давления рабочей среды. Приводится математическая модель и результаты экспериментальных исследований.*

**Ключевые слова:** кольцевые напряжения, пульсация давления, самокомпенсации трубопроводов, идентификация, ресурс трубопроводов.

Трубопроводные системы находят все большее применение в различных отраслях промышленности. Тем не менее используемые методы расчета пока не позволяют с достаточной для инженерных целей точностью определить технический ресурс трубопроводов, что существенно затрудняет решение вопросов оптимального проектирования и обслуживания подобных систем.

В технической литературе наряду с детально освещенными вопросами статической прочности, коррозионной стойкости и самокомпенсации трубопроводов весьма поверхностно освещены вопросы расчета ресурса по критериям прочности элементов труб с учетом действующих динамических нагрузок. Последнее в значительной мере обусловлено отсутствием достоверной информации об изменении во времени напряжений в элементах трубопровода и, в первую очередь, о динамической составляющей напряжений.

В общем случае динамическая составляющая напряжений в стенке трубы определяется пульсациями давления рабочей среды, продольными и поперечными колебаниями трубопровода [1]. Однако при расчете тонкостенных труб по кольцевым напряжениям [2] представляется возможным ограничиться динамической со-

ставляющей, порождаемой пульсациями давления, поскольку для статической нагрузки

$$\sigma_t = \frac{p \cdot r}{t}, \quad (1)$$

где  $\sigma_t$  – кольцевые напряжения;  $p$  – давление рабочей среды;  $r$  – срединный радиус трубы;  $t$  – толщина стенки трубы.

Ниже излагаются основные положения, показывающие возможность прогнозирования кольцевых напряжений трубопровода и их статистических характеристик по пульсациям давления рабочей среды. Задача решается с использованием методов идентификации.

Для получения исходных данных по входным и выходным переменным были поставлены специальные экспериментальные исследования. Исследования проводились на стенде, моделирующем работы реальных трубопроводных систем. При проведении экспериментов на входе контрольного участка (рис. 1) был установлен стохастический гидропульсатор с диапазоном возмущающих частот до 3 кГц. Контрольный участок был изготовлен из трубы Ф 56×3 стали X18H10T. Эксперименты проводились при ра-

бочем давлении среды (воды) 10 МПа и средней скорости потока 10 м/с. Измерение пульсаций и деформаций производилось в точках прямого и гнутого участка трубопровода, показанных на рис. 1. Давление замерялось датчиками ДДИ-20, а деформации – фольговыми тензодатчиками с использованием усилителя KWS/6A-5. Динамическая составляющая деформаций и пульсаций давления выделялась и усиливалась в 5 раз активными фильтрами «DISA» (Дания). Результаты экспериментов фиксировались на магнитной ленте (магнитофон «Shlumberger») и рассматривались как реализации соответствующих случайных процессов.

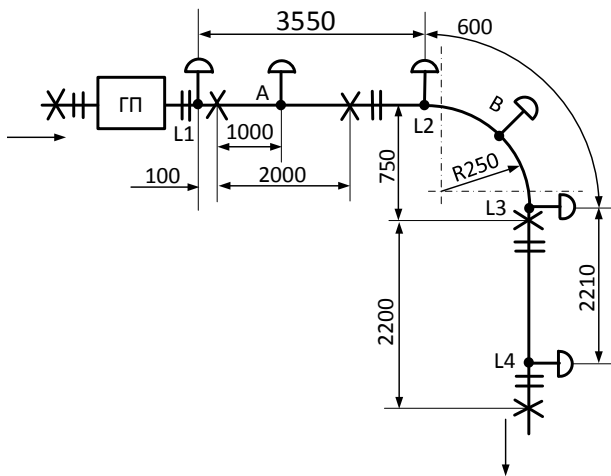


Рис. 1. Контрольный участок трубопровода: ГП – гидропульсатор;  $L_i$  – точки измерений пульсаций давления рабочей жидкости; A, B – точки измерений пульсаций и кольцевых напряжений

**Динамическая модель напряжений.** Для описания динамической модели зависимости кольцевых напряжений (выходной сигнал) от пульсации давления рабочей жидкости (входной сигнал) в интересующих точках на трубопроводе применялась дискретная модель вида

$$U_k = \frac{B(z)}{1-A(z)} x_k + \xi_k. \quad (2)$$

Здесь

$$B(z) = \sum_{j=0}^m b_j z^{-j}, \quad A(z) = \sum_{i=1}^m a_i z^{-i} \quad (3)$$

– полиномы от оператора сдвига  $z^{-1}$ ;  $a_i, b_j$  – числовые коэффициенты;  $U_k = U(k\Delta t)$ ,  $x_k = x(k\Delta t)$  – соответственно наблюдаемая выходная и входная последовательности, составлены из значений непрерывных сигналов в моменты времени  $t = k\Delta t$ ;  $\Delta t$  – шаг дискретиза-

ции времени;  $\xi_k$  – приведенная к выходу отдельно не наблюдаемая последовательность помехи вида

$$\xi_k = \frac{1}{[1-C(z)][1-A(z)]} N_k, \quad (4)$$

где  $N_k$  – последовательность независимых гауссовских величин с нулевым средним и конечной дисперсией  $\sigma_N^2$ ,

$$C(z) = \sum_{i=1}^q c_i z^{-i} \quad (5)$$

– полиномы от оператора сдвига  $z^{-1}$ ;  $c_i$  – числовые коэффициенты.

Модель (2)–(5) имеет следующую физическую интерпретацию. Наблюдаемый процесс напряжений состоит из двух частей. Первую составляющую

$$y_k = \frac{B(z)}{1-A(z)} x_k \quad (6)$$

полностью определяют пульсации давления среды  $x_k$  в соответствии с (6). Вторая составляющая  $\xi_k$  представляет влияние неучтенных остальных возмущений и интерпретируется как случайный процесс авторегрессии вида (4).

В такой постановке задача идентификации состоит из оценивания неизвестных параметров

$$\begin{aligned} a^T &= (a_1, a_2, \dots, a_m), \\ b^T &= (b_0, b_1, \dots, b_m), \\ c^T &= (c_1, c_2, \dots, c_q) \end{aligned} \quad (7)$$

по наблюдаемым реализациям входной и выходной последовательностей, определения порядка  $m$  полиномов (3), передаточной функции системы и порядка  $q$  полинома (5), формирующего помеху фильтра, и установления степени адекватности построенной модели реальному процессу. В последнем уравнении  $T$  – знак транспонирования.

При фиксированных порядках  $m$  и  $q$  оценки параметров  $a$ ,  $b$  и  $c$  определяются из условия минимизации квадратического критерия [3]

$$\begin{aligned} Q(a, b, c) &= \\ &= \sum_{k=n+1}^s \left\{ [1-A(z)][1-C(z)] \left[ u_k - \frac{B(z)}{1-A(z)} x_k \right] \right\}^2 \rightarrow \min_{a, b, c} \end{aligned} \quad (8)$$

где  $u_k$  – наблюдаемая реализация случайной последовательности  $U_k$ ,  $s > 2m + q + n + 1$  – число наблюдений,  $n = \max\{m, q\}$ .

Из структуры функции (8) следует, что при фиксированных параметрах  $c$  она является квадратической формой относительно параметров  $\theta^T = (a^T, b^T)$  и наоборот. Поэтому, используя принцип покомпонентного оценивания, на  $l$ -м шаге получаем уравнения:

$$\begin{cases} \theta_l = \left\{ \sum_{k=n+1}^s d_k d_k^T \right\}^{-1} \left\{ \sum_{k=n+1}^s u'_k d_k \right\} \\ c_l = \left\{ \sum_{k=n+1}^s h_k h_k^T \right\}^{-1} \left\{ \sum_{k=n+1}^s v_k h_k \right\} \end{cases}, l = 1, 2, \dots \quad (9)$$

где

$$\begin{cases} d_k^T = (u'_{k-1}, u'_{k-2}, \dots, u'_{k-m}, x'_k, x'_{k-1}, \dots, u'_{k-m}) \\ h_k^T = (v_{k-1}, v_{k-2}, \dots, v_{k-q}) \end{cases} \quad (10)$$

– вектор-строки размерностей  $2m + 1$  и  $q$  соответственно, элементы которых вычисляются по рекуррентным уравнениям

$$\begin{aligned} u'_k &= [1 - C_{l-1}(z)] u_k, \\ x'_k &= [1 - C_{l-1}(z)] x_k, \\ v_k &= [1 - A_l(z)] u_k - B_l(z) x_k, \end{aligned} \quad (11)$$

$A_l(z)$ ,  $B_l(z)$ ,  $C_{l-1}(z)$  – полиномы вида (3), (5) при подстановке в последних  $a = a_l$ ,  $b = b_l$ ,  $c = c_{l-1}$ .

Для оценки степени адекватности построенной модели использованы величины

$$\begin{aligned} \eta_1 &= \left( 1 - \frac{\hat{\sigma}_N^2}{\hat{\sigma}_u^2} \right) 100 \%, \\ \eta_2 &= \left( 1 - \frac{\hat{\sigma}_\xi^2}{\hat{\sigma}_u^2} \right) 100 \%, \end{aligned} \quad (12)$$

где

$$\begin{aligned} \hat{\sigma}_N^2 &= \frac{R_0^2}{s - 2m - q - n - 1}, \\ R_0^2 &= \min_{a,b,c} Q(a,b,c) \end{aligned} \quad (13)$$

– оценка дисперсии  $\hat{\sigma}_N^2$  последовательности  $N_k$ ;  $\hat{\sigma}_u^2$ ,  $\hat{\sigma}_\xi^2$  – оценки дисперсий последовательностей  $u_k$  и  $\xi_k$ .

Величина  $\eta_1$  показывает относительную близость прогнозируемых в соответствии с моделью (2)–(5) значений  $\hat{u}_k$  к измеряемым значениям напряжений  $u_k$ . Величина  $\eta_2$  представляет ту часть динамической составляющей напряжений, которая полностью определяется пульсациями давления по уравнению (6). Иными словами, величина  $100 - \eta_1$  дает относительную ошибку прогноза напряжений с использованием как измеряемых пульсаций давления  $x_k$ , так и измеряемых значений напряжений  $u_k$ . В то же время величиной  $100 - \eta_2$  оценивается относительная ошибка прогноза напряжений только по измеряемым значениям пульсаций давления рабочей жидкости.

Из уравнений (2) и (4) получается, что спектральная плотность напряжений

$$S_{uu}(\omega) = \left| \frac{B(j\omega)}{1 - A(j\omega)} \right|^2 S_{xx}(\omega) + S_{\xi\xi}(\omega), \frac{\pi}{\Delta t} \leq \omega < \frac{\pi}{\Delta t}, \quad (14)$$

$$S_{\xi\xi}(\omega) = \frac{\Delta t \sigma_N^2}{\left[ [1 - C(j\omega)] [1 - A(j\omega)] \right]^2}, \frac{\pi}{\Delta t} \leq \omega < \frac{\pi}{\Delta t}, \quad (15)$$

где  $S_{xx}(\omega)$  – спектральная плотность пульсаций давления среды;  $\omega = 2\pi f$  – угловая частота;  $f$  – частота в Гц.

Следовательно, имея оценки параметров модели, спектральной плотности пульсаций давления и дисперсии  $\sigma_N^2$ , можно оценить и спектральную плотность напряжений без непосредственных измерений последних. Аналогичным способом можно получить и корреляционную функцию динамической составляющей напряжений.

**Модель распространения пульсаций давления среды в трубопроводе.** Пусть  $x_k(L_i)$  – измеряемые в дискретные моменты времени  $t = k\Delta t$  значения пульсаций давления в точке  $L_i$  трубопровода. Значения пульсаций давления в любой другой точке  $L$ , удаленной от точки  $L_i$  на расстоянии  $\Delta L = L - L_i \geq 0$ , представляются в виде

$$x_k(L) = K(\Delta L) x_{k-\tau(\Delta L)}(L_i) + \xi_k(L), \quad (16)$$

где  $K(\Delta L)$  – коэффициент передачи амплитуды;  $\tau(\Delta L) \geq 0$  – запаздывание;  $\xi_k(L)$  – эквивалентная помеха, вызванная неучтенными факторами и приведенными к выходу ошибками измерения.

Принимается, что последовательность  $\xi_k(L)$  не зависима от последовательности  $x_k(L_i)$ .

В такой постановке задача построения модели распространения пульсаций в трубопроводе состоит в оценке коэффициента передачи амплитуды пульсаций давления  $K(\Delta L)$  и чистого запаздывания  $\tau(\Delta L)$  по измерениям в контрольных точках  $L_j$ ,  $j = 0, 1, \dots$

Не теряя общности, можно принять, что измеряемые последовательности пульсаций являются стационарными и имеют нулевые средние. Ненулевое среднее можно удалить центрированием наблюдаемых процессов. Тогда умножение обеих сторон равенства (16) на  $x_{k-\tau(\Delta L)-\lambda}(L_i)$  с последующим усреднением приводит для измерений в точках  $L_j$  и  $L_i$  к уравнению

$$R_{ji} \left\{ \lambda + \tau(\Delta L_{ji}) \right\} = K(\Delta L_{ji}) R_{ii}(\lambda), \quad (17)$$

или

$$K(\Delta L_{ji}) = \frac{R_{ji} \left\{ \lambda + \tau(\Delta L_{ji}) \right\}}{R_{ii}(\lambda)}, \lambda = 0, 1, \dots, \quad (18)$$

где  $R_{ii}(\lambda) = M \left\{ x_k(L_i) x_{k+\lambda}(L_i) \right\}$  – автоковариационная функция пульсаций в точке  $L_i$ ,  $R_{ji}(\lambda) = M \left\{ x_k(L_i) x_{k+\lambda}(L_j) \right\}$  – взаимная ковариационная функция между пульсациями в точках  $L_i$  и  $L_j$ .

С другой стороны, среднеквадратическая ошибка прогнозирования с учетом (18) имеет вид

$$\begin{aligned} M \left\{ x_k(L_j) - K(\Delta L_{ji}) x_{k-\tau(\Delta L_{ji})}(L_i) \right\}^2 &= \\ &= R_{jj}(0) - \frac{R_{ji}^2 \left\{ \tau(\Delta L_{ji}) \right\}}{R_{ii}(0)}. \end{aligned} \quad (19)$$

Из (19) следует, что среднеквадратическая ошибка будет наименьшей, если запаздывание определяется из условия

$$\tau(\Delta L_{ji}) : R_{ji}(\lambda) \rightarrow \max_{\lambda \geq 0}. \quad (20)$$

В практических задачах известны только некоторые оценки  $\hat{R}_{ii}(\lambda)$ ,  $\hat{R}_{ji}(\lambda)$  ковариационных функций, которые используются для получения соответствующих оценок  $\hat{K}(\Delta L)$  и  $\hat{\tau}(\Delta L)$  в соответствии с выражениями (18) и (20). Следует также отметить, что для оценивания величин  $K(\Delta L)$ ,  $\tau(\Delta L)$  может быть использована и методика работы [4]. Далее из уравнения (19) нетрудно получить, что оценка  $\eta_2$  степени адекватности модели вида (16) вычисляется по формуле

$$\eta_2 = \frac{R_{ji}^2 \left\{ \hat{\tau}(\Delta L_{ji}) \right\}}{\hat{R}_{ji}(0) \hat{R}_{ii}(0)} 100 \%. \quad (21)$$

**Результаты идентификации.** При построении динамических моделей (2)–(5) кольцевых напряжений использовалось  $s = 8000$  дискретных значений входного и выходного сигналов, что соответствовало при частоте дискретизации  $f_a = 4000$  Гц времени наблюдения  $T = 2$  сек. После вычисления оценок параметров модели определялась оценка амплитудно-частотной характеристики

$$\hat{A}(\omega) = \left| \frac{\hat{B}(j\omega)}{1 - \hat{A}(j\omega)} \right|, \frac{\Pi}{\Delta t} \leq \omega < \frac{\Pi}{\Delta t}. \quad (22)$$

При оценивании параметров использовались первые  $s_1 = 7000$  дискретных значений сигналов. На последующих  $s_2 = s - s_1 = 1000$  наблюдениях проверялась адекватность моделей в смысле величин вида (12). Полученные результаты для различных порядков модели (2)–(5) приведены в табл. 1. На рис. 2, а и б показаны нормированные оценки спектральных плотностей пульсаций давления и напряжений, а также полученные методом идентификации амплитудно-частотные характеристики при модели 2-го порядка и фильтре помехи 4-го порядка.

В табл. 2 приведены результаты идентификации для случая модели вида (16). На рис. 2, в показана зависимость полученных оценок  $\hat{\tau}(\Delta L)$  и  $\hat{K}(\Delta L)$  от расстояния  $\Delta L$ .

Таблица 1

Точки измерений на трубопроводе	Порядок модели $m$					
	1		2		4	
	$\eta_1$ (%)	$\eta_2$ (%)	$\eta_1$ (%)	$\eta_2$ (%)	$\eta_1$ (%)	$\eta_2$ (%)
Прямой участок А	96,4	91,2	97,2	91,6	97,2	91,6
Прямой участок В	96,3	79,6	96,6	80,1	96,8	80,2

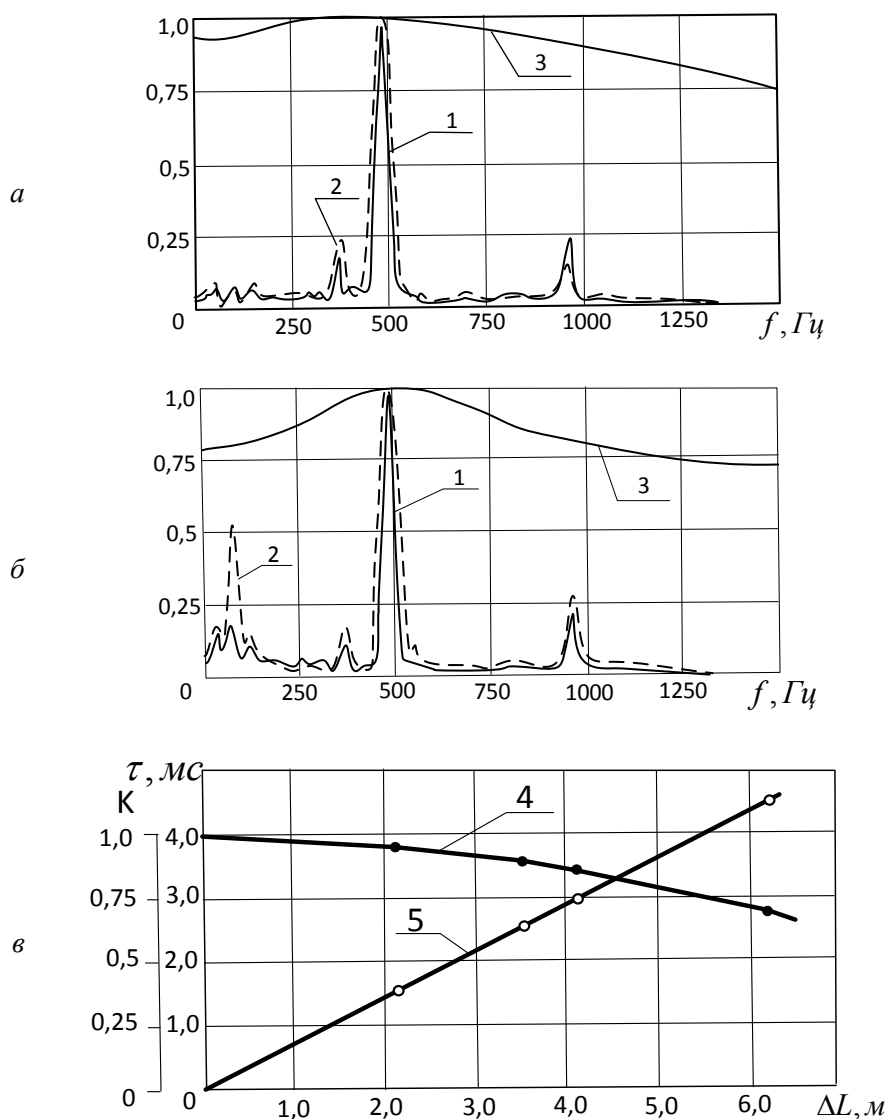


Рис. 2. Результаты идентификации: *a* – характеристики прямого участка в точке А; *б* – характеристики жесткого участка в точке В; *в* – характеристики распространения пульсаций давления рабочей жидкости; 1 – нормированные спектральные плотности  $\hat{S}_{xx}(\omega)/\hat{S}_{x\max}$  пульсаций давления ( $\hat{S}_{x\max}^A = 1,1501 \cdot 10^{-5}$  МПа<sup>2</sup>с,  $\hat{S}_{x\max}^B = 9,137 \cdot 10^{-6}$  МПа<sup>2</sup>с); 2 – нормированные спектральные плотности  $\hat{S}_{uu}(\omega)/\hat{S}_{u\max}$  кольцевых напряжений ( $\hat{S}_{u\max}^A = 5,3267 \cdot 10^{-4}$  МПа<sup>2</sup>с,  $\hat{S}_{u\max}^B = 3,7357 \cdot 10^{-3}$  МПа<sup>2</sup>с); 3 – нормированные амплитудно-частотные характеристики  $\hat{A}(\omega)$  ( $\hat{A}^A(\omega)_{\max} = 7, \hat{A}^B(\omega)_{\max} = 19,7$ ); 4 – коэффициенты передачи  $\hat{K}(\Delta L)$ ; 5 – запаздывание  $\hat{\tau}(\Delta L)$

Таблица 2

Точка измерений на трубопроводе	Расстояние $\Delta L$ (м)	Запаздывание $\hat{\tau}(\Delta L)$ (мс)	Коэффициент передачи $\hat{K}(\Delta L)$	Степень адекватности $\eta_2$ (%)
$L_1 - L_2$	3,55	2,5	0,880	83,2
$L_1 - L_3$	4,15	3,0	0,845	80,2
$L_1 - L_4$	6,36	4,5	0,734	75,1
$L_3 - L_4$	2,21	1,5	0,934	84,1

**Выводы**

Результаты исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Рассматриваемые математические модели для описания зависимости динамической составляющей кольцевых напряжений от пульсаций давления рабочей среды и распространения

пульсаций давления в тонкостенном трубопроводе имеют достаточно высокую для инженерных расчетов степень адекватности.

2. На основе динамической модели напряжений и модели распространения пульсаций можно прогнозировать напряжения трубопровода и их статистические характеристики по измерениям пульсаций давления в контрольных точках.

3. Предлагаемую методику целесообразно использовать в системах технической диагностики трубопроводов высокого давления.

#### Библиографические ссылки

1. Чирков В. А., Шутов В. Е. Колебания систем трубопроводного транспорта нефти и газа. М. : Недра, 2009. 247 с.

2. Бидерма В. Л. Теория механических колебаний : учебник для вузов. М. : Высш. шк., 1980. 408 с.

3. Васильев Ф. П. Численные методы решения экстремальных задач. М., 1988.

4. Каминская В. А., Пупейкис Р. С. О последовательном оценивании чистого запаздывания в линейных дискретных системах // Труды АН Лит. ССР, серия Б, т. 2 (99), 1977.

#### References

1. Chirkov V. A., Shutov V. E. (2009). *Kolebaniya sistem truboprovodnogo transporta nefii i gaza* [Oscillations of oil and gas pipeline transportation systems]. Moscow: Nedra, 247 p. (in Russ.).

2. Biderma V. L. (1980). *Teoriya mekhanicheskikh kolebanii* [Theory of mechanical oscillations]. Moscow: Vysshaya shkola, 408 p. (in Russ.).

3. Vasil'ev F. P. (1988). *Chislennyye metody resheniya ekstremal'nykh zadach* [Numerical methods for solving extremal problems]. Moscow (in Russ.).

4. Kaminskaya V. A., Pupeikis R. S. (1977). *O posledovatel'nom otsenivanii chistogo zapazdyvaniya v lineinykh diskretnykh sistemakh* [On the sequential estimation of pure retardation in linear discrete systems]. Proceedings of the *Trudy AN Lit. SSR*, vol. 2 (99) (in Russ.).

\*\*\*

A. N. Krasnov, PhD in Engineering, Ufa State Oil Technical University

#### Forecasting Dynamic Loads in Gas Pipelines Based on Identification Methods

*Internal gas pressure is one of the main force influences that determine the stressed state of pipelines. The thickness of the walls of the pipes of the main pipelines is usually determined only on the basis of the internal pressure of the product. However, the constructive solution of the pipeline as a building structure is chosen taking into account all possible impacts for the adopted pipeline layout.*

*Under the influence of internal pressure, annular tensile stresses arise in the tubes, which are calculated from the membrane theory of thin-walled cylindrical shells, neglecting the change in the radial stresses along the tube thickness and the initial imperfection of the cross-sectional shape. Although owing to the non-roundness of the tubes (the deviation of the cross-sectional shape from the circular one), along with the ring tensile stresses, flexural stresses also arise, but they are not taken into account in the calculations for the limiting states. This is due to the fact that within the limits of pre-starts, set for the non-roundness (the ratio of the actual diameter of the pipe to the nominal one), the destructive pressure is practically the same for pipes with different non-roundness. However, there are cases when the limiting state for a pipeline is not its destruction, but a certain level of allowed voltages. This applies to pipelines that transport gas with hydrogen sulphide content. Studies have shown that the tendency of such a pipeline to corrosion destruction becomes higher with the greater concentration and partial pressure of hydrogen sulphide and the strained state of the pipeline. To ensure reliable operation of such systems, the permissible maximum voltage is determined depending on the yield strength of the pipe metal. When determining the ring stresses from internal pressure, it is necessary to take into account the initial non-roundness of the pipeline section.*

*The authors show the possibility of evaluating the alternating stress component in a pipe wall by fluid pressure pulse measurements. The mathematical model of the problem solved and experimental results are presented.*

**Keywords:** ring stresses, pressure pulsation, self-compensation of pipelines, identification, pipeline life-time.

Получено: 30.10.17