

4. Васько И.А., Середа Н.Г. Марков О.А. Исследование взаимодействия невращающейся ступенчатой буровой колонны с забоем и стенкой скважины // Нефтяное хозяйство. – 1971. – №8.

5. Орынчак Н.И. Исследование взаимодействия нижней части буровой колонны с забоем и стенкой скважины при установке двух центраторов // Изв ВУЗов. Геология и разведка. – 1970. – №10.

6. Беляев В.М. Компонировки нижней части буровой колонны // ТНТО: Сер. Бурение. – М.: ВНИИОЗНГ, 1972. – 140 с.

$q$  – вага одиниці довжини колони;

7. Оганов С.А., Цибульский И.С. Экспериментальное исследование низа буровой колонны в наклонной скважине // Теория и практика бурения наклонных скважин. – Баку, 1981. – С. 8-12.

8. Івасів В.М., Чудик І.І., Козлов А.В., Глушич В.Г. Розрахунок компоновок низу бурової колони (КНБК) з двома центраторами // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2002. – №2(3). – С. 15-16.

УДК 622.24.058

## ОЦІНКА ВПЛИВУ ЗГИНАЛЬНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ТА ВІБРАЦІЙ НА НАПРУЖЕНИЙ СТАН БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

М.В.Лисканич, Я.С.Гриджук, І.Й.Попадюк

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 44277  
e-mail: public@ifdtung.if.ua

*Рассматривается процесс изгиба буровой колонны под действием собственного веса и осевой возбуждающей нагрузки, сопровождаемой колебаниями колонны. С помощью уравнения упругой линии приводятся зависимости для определения реакции взаимодействия колонны со стенкой скважины, максимального изгибающего момента и максимальных напряжений изгиба.*

*The process of buckling of drill pipe under the influence of its weight and axle stimulating power, caused by the soil vibration of the pipe is discussed. Using the equation of springing line the dependences for defining the power of interaction between the pipe and the wall of the drillhole, maximum bending moment and maximum tension of pipe are shown.*

На даний час при виборі конструкції бурових колон згідно з розповсюдженими методами розрахунку та практичним досвідом в більшості випадків виходять зі статичної міцності і міцності від утомленості, не враховуючи напружень в трубах, що виникають під дією коливальних процесів в системі “буровий стовп – свердловина”.

Для оцінки впливу згинальних навантажень на напружений стан в поперечних перерізах пружнодеформованої бурової колони застосовуємо теорію стійкості деформованих систем. При постановці задачі зробимо деякі припущення, що зводяться до такого: свердловина приймається вертикальною; буровий стовп розглядається як пустотілий, шарнірно закріплений на кінцях, однорідний стержень, матеріал якого є лінійно пружним; дія власної ваги замінюється кінцевою зосередженою силою.

Для визначення реакцій в точках А, В і С згідно з розрахунковою схемою, що зображена на рисунку, складемо систему рівнянь

$$\begin{cases} \sum F_{ix} = 0, \\ \sum F_{iy} = 0, \\ \sum M_A = 0. \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} R_{Ax} - P = 0, \\ R_{Ay} + R_{By} - R_C = 0, \\ R_C l_1 - R_{By} l = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де:  $P = \Delta P + ql$  – осьове навантаження;

$\Delta P$  – амплітуда осьового навантаження;

$l_1$  – довжина ділянки колони;

$R_{Ay}, R_{By}$  – горизонтальні складові реакцій  $\bar{R}_A, \bar{R}_B$ ;

$R_{Ax}$  – вертикальна складова реакції  $\bar{R}_A$ ;

$R_C$  – реакція взаємодії, що виникає між колоною та стінкою свердловини.

Амплітуда осьового змушувального навантаження  $\Delta P$  на основній частоті ґрунтових коливань залежить від твердості і пластичності розбурюваної породи, конструкції бурової колони і осьового навантаження на долото. За експериментальними даними та літературними джерелами [1] для тришарових доліт при нерезонансних режимах коливання бурової колони можна прийняти:

при роторному бурінні

$$\Delta P = (0,2 \div 0,5) Q_D;$$

при бурінні вибійними двигунами

$$\Delta P = (0,3 \div 0,8) Q_D,$$

де  $Q_D$  – осьове статичне навантаження на долото.

Тут більші значення коефіцієнта при  $Q_D$  відповідають більш твердим і менш пластичним породам, які вибрані з діапазону оптима-

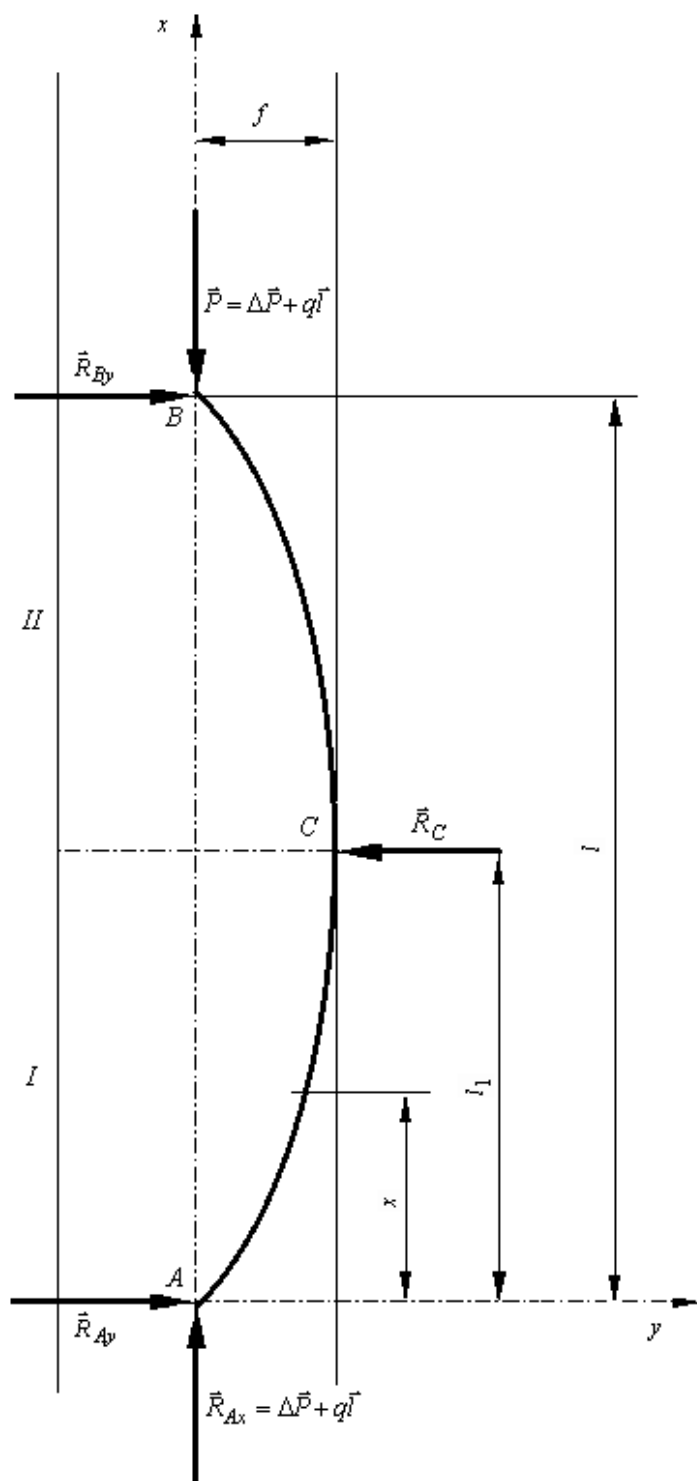


Рисунок 1 — Розрахункова схема бурильної колони

льних осьових навантажень на долото залежно від його типорозміру і конструкції.

Найбільш енергоємними при роторному бурінні і бурінні вибійними двигунами є поздовжні “грунтові” коливання (вібрації) бурильної колони, що спонукаються “ямкуватістю” вибою свердловини. Поперечні коливання виникають внаслідок дії змінних поздовжніх зусиль на викривлену вісь колони у свердловині. Основна частота поперечних коливань ділянок колони відповідає основній частоті поздовжніх коли-

вань. Ці коливання призводять до нерівномірної відробки бурильних труб по довжині колони і є однією з основних причин ава-рій з її елементами.

Розв’язуючи систему (1), отримаємо

$$R_{Ax} = P, \quad R_{Ay} = R_{By}, \quad R_C = 2R_{By}$$

Запишемо диференціальне рівняння згину стержня

$$EJ \frac{d^2 y}{dx^2} = R_{Ay} x - Py - R_C(x - l_1), \quad (2)$$

де:  $E$  – модуль пружності матеріалу стержня;

$J$  – осьовий момент інерції поперечного перерізу стержня.

Прийнявши  $k = \sqrt{\frac{P}{EJ}}$ , рівняння (2) подамо у такому вигляді:

$$y'' + k^2 y = \frac{R_{Ay} x - R_C(x - l_1)}{EJ}. \quad (3)$$

Далі умовно розіб’ємо стержень на дві ділянки і запишемо рівняння пружної лінії для кожної з них окремо. Для першої ділянки диференціальне рівняння (3) набуде вигляду

$$y'' + k^2 y = \frac{R_{Ay} x}{EJ}. \quad (4)$$

Розв’язок цього рівняння

$$y = C_1 \sin kx + C_2 \cos kx + \frac{R_{Ay} x}{P},$$

де  $C_1$  і  $C_2$  – постійні інтегрування.

Початкові та граничні умови

$$x = 0, \quad y = 0, \quad x = l_1, \quad y = f, \quad y' = 0.$$

Тоді:

$$C_1 = \frac{f}{\sin kl_1 - kl_1 \cos kl_1}; \quad C_2 = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{Pfk \cos kl_1}{kl_1 \cos kl_1 - \sin kl_1};$$

$$R_C = \frac{2Pfk \cos kl_1}{kl_1 \cos kl_1 - \sin kl_1},$$

де  $f$  – стріла прогину стержня.

Рівняння пружної лінії на цій ділянці набуде вигляду

$$y = \frac{f \sin kx}{\sin kl_1 - kl_1 \cos kl_1} + \frac{R_{Ay} x}{P}. \quad (5)$$

Диференціальне рівняння для другої ділянки

$$y'' + k^2 y = \frac{R_{Ay} x - R_C(x - l_1)}{EJ}. \quad (6)$$

Розв'язок цього рівняння

$$y = C_3 \sin kx + C_4 \cos kx + \frac{R_{Ay}x - R_C(x - l_1)}{P},$$

де  $C_3, C_4$  – постійні інтегрування.

Початкові та граничні умови

$$x = l_1, y = f, x = l, y = 0.$$

Тоді:

$$C_3 = \frac{f}{\sin kl_1 + kl_1 \cos kl_1} + \frac{R_C}{Pk} \cos kl_1;$$

$$C_4 = -\frac{R_C}{Pk} \sin kl_1.$$

Рівняння пружної лінії на цій ділянці набуде вигляду

$$y = \left( \frac{f}{\sin kl_1 - kl_1 \cos kl_1} + \frac{R_C}{Pk} \cos kl_1 \right) \sin kx - \frac{R_C}{Pk} \sin kl_1 \cos kx + \frac{R_{Ay}x - R_C(x - l_1)}{P}. \quad (7)$$

Із залежностей (5) і (7) при  $x = l_1$  максимальний прогин  $y_{\max} = f$ .

Стріла прогину колони у свердловині визначається, як

$$f = \frac{D_C - D_3}{2}, \quad (8)$$

де:  $D_C = K_K \cdot D_D$  – діаметр свердловини у відкритому стовбурі;

$K_K$  – коефіцієнт каверзності, визначений за результатами замірів, а для нових родовищ – за прогнозованими даними [2];

$D_D$  – діаметр долота;

$D_3$  – зовнішній діаметр бурильного замка.

Із врахуванням залежностей, що мають місце в [3, 4] для даного виду закріплення кінців стержня, максимальний прогин буде

$$y_{\max} = f \frac{\sqrt{2} \Delta P}{\pi P_{кр}}, \quad (9)$$

де  $P_{кр}$  – критичне навантаження, що викликає згин.

При обертанні у вертикальній свердловині бурильна колона почне втрачати стійкість з того моменту часу, коли результуюче осьове навантаження стане більшим або рівним критичному [2]

$$P_{кр} = \frac{4\pi^2 EJ}{l^2} + \frac{q\omega^2 l^2}{g\pi^2} - \frac{ql}{2}, \quad (10)$$

де:  $\omega = \frac{\pi n}{30}$  – кругова кутова швидкість обертання ділянки колони; для компоновки низу бурильної колони при роторному бурінні приймається  $n = n_D$ ; при бурінні вибійними двигунами  $n = 0$ ;

$n_D$  – частота обертання долота.

Найбільш напружений стан при згині ділянки колони буде зумовлений дією максимального згинального моменту

$$M_{32 \max} = (\Delta P + ql)y_{\max}. \quad (11)$$

З врахуванням виразів (9) і (10) формула (11) набуде вигляду

$$M_{32 \max} = \frac{\sqrt{2}}{\pi} \frac{f \cdot \Delta P (\Delta P + ql)}{\frac{4\pi^2 EJ}{l^2} + \frac{q\omega^2 l^2}{g\pi^2} - \frac{ql}{2}}. \quad (12)$$

Максимальні напруження згину

$$\sigma_{32 \max} = \sigma_{32} + \Delta\sigma_{32 \max}, \quad (13)$$

де:  $\sigma_{32} = \frac{EJ}{RW}$  – напруження згину, спричинені втратою колони прямолінійної форми внаслідок обертання колони при роторному бурінні або внаслідок викривлення осі свердловини [2];  
 $R$  – радіус викривлення свердловини;  
 $W$  – осьовий момент опору перерізу труби при згині;

$\Delta\sigma_{32 \max} = \frac{M_{32 \max}}{W}$  – амплітуда максимального напруження згину, спричиненого дією максимального згинального моменту під час вібрації бурильної колони.

В реальних конструкціях бурильних колон завжди існують деякі відхилення від прямолінійного напрямку заглиблення свердловин, а також ексцентричне прикладання стискаючих, чи розтягуючих навантажень. Тому в окремих випадках [5] прогин колони буде починатися вже при навантаженнях, менше за критичні.

У наведених виразах величина прогину приймалась малою, оскільки прогин обмежувався стінками свердловини. В той же час при бурінні в нестійких породах наявність каверн та інші фактори створюють можливість збільшення стріли прогину і призводять до збільшення напружень. Збільшення динамічної складової навантаження на долото, що супроводжується вібраціями колони, призводить до збільшення згинальних моментів та напружень в замкових кінцях труб, які в окремих випадках, що відповідають реальним умовам експлуатації, перевищують допустимі.

Таким чином, нехтування при практичних розрахунках такими факторами, як викривлення осі колони під дією надмірних осьових навантажень, вплив поздовжніх і поперечних коливань колони, не тільки підсилює роль емпіричного фактора при виборі конструкції колони, але й може призвести до таких негативних наслідків, як вибору занадто обваженої або недостатньо міцної колони; небезпеки виникнення аварійної ситуації або швидкого руйнування СБТ чи ОБТ.

### Література

1. Янтурин А.Ш. Выбор рациональных конструкций бурильных колонн / Обзор. информ. Сер.: Техника и технология бурения скважин. – М.: ВНИИОЭНГ, 1988. – С.27-30.

2. Сароян А.Е. Теория и практика работы бурильной колонны. – М.: Недра, 1990. – 263 с.

3. Гольденблат И.И. Современные проблемы колебаний и устойчивости инженерных сооружений. – М.: Стройиздат, 1968. – 257 с.

$\lambda$  – гідравлічний опір;  
 $D$  – внутрішній діаметр трубопроводу;  
 $h = h(x)$  – крива, що описує трасу газопроводу і в даному випадку моделюється похилою прямою

4. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1972. – 544 с.

5. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Йосилевич Г.Б. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

УДК 621.64.029

## АНАЛІЗ ВПЛИВУ ГІДРАВЛІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ПРОЦЕС РУХУ ГАЗУ В ЛІНІЙНИХ ТРУБОПРОВОДАХ

<sup>1</sup>О.Т.Михалевич, <sup>2</sup>Я.Д.П'янило, <sup>2</sup>М.Г.Притула, <sup>2</sup>Г.М.П'янило, <sup>3</sup>Д.Ф.Тимків

<sup>1</sup>ДК "Укртрансгаз", 01021, м. Київ, вул. Кловський узвіз, 9/1, тел. (044) 4612013  
 e-mail: utg@ugr.viaduk.net

<sup>2</sup>Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С.Підстригача, 79005, м. Львів, вул. Дудаєва, 15, e-mail: prom@ctm.lviv.ua

<sup>3</sup>ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 994330  
 e-mail: public@ifdtung.if.ua

На основаних вычислительного эксперимента проведен численный анализ влияния геометрических параметров газопровода и параметров газа на процесс его стационарного изотермического течения в горизонтальных трубопроводах.

The date analyzing of influence of geometrical parameters and the parametric natural gas on process of stationary state of isothermal flow in horizontal pipelines, according to experiment, was done in this work.

**Постановка проблеми.** В диспетчерських розрахунках параметрів руху газу використовується переважно квадратична залежність тиску від об'ємного або масового переносу газу. При цьому використовуються постійні усереднені значення таких параметрів як температура, коефіцієнт надстисливості і т.п. Однак параметри, які змінюються вздовж труби (гідравлічний опір, коефіцієнт стисливості, інертність потоку і т.п.) можуть мати значний вплив на розподіл тиску газу вздовж трубопроводу. Аналіз цього впливу в літературі висвітлений недостатньо повно. У зв'язку з цим виникла необхідність як в отриманні формул для обчислення не тільки вихідного тиску, але розподілу тиску по довжині труби, які враховують відбори по трасі трубопроводу, інерційність потоку газу та залежність гідродинамічних параметрів від тиску, так і в аналізі впливу кожного з параметрів

**Огляд літератури.** Рух газу в стаціонарному випадку в трубопроводах при ізотермічному режимі руху описується наступним диференціальним рівнянням балансу питомої енергії [1, 2]

$$\frac{dp}{\rho} + \alpha d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \lambda \frac{v^2}{2} \frac{dx}{D} + g dh = 0, \quad (1)$$

де:  $\alpha$  – коефіцієнт Коріоліса (для ламінарного потоку  $\alpha=2$ , а для турбулентного –  $\alpha=1.1$ );

$$h = h(x) = \frac{\Delta h}{l} x + h_0. \quad (2)$$

Тут:  $\Delta h$  – перепад висот між початковою та кінцевою точками трубопроводу;  $l$  – довжина газопроводу, а швидкість газу  $v$  та густина  $\rho$  обчислюються за формулами

$$v = \frac{4M}{\pi D^2 \rho}, \quad \rho = \frac{p}{g z R T}. \quad (3)$$

**Постановка задачі.** Метою даної роботи є аналіз розв'язків рівняння (1) з урахуванням змінності параметрів, що входять в нього, та врахуванням перепаду висот і сили Коріоліса.

Основні формули й порівняльний аналіз на основі обчислювального експерименту.

Формула для обчислення розподілу тиску вздовж горизонтального трубопроводу з врахуванням:

а) зміни тиску й масових сил (рівняння 1) [1,2,4]  $z = const$ ,  $T = const$ :

– для горизонтального трубопроводу

$$p(x) = \sqrt{p_0^2 - \lambda z \frac{gRT}{D} \left(\frac{M}{S}\right)^2} x; \quad (4)$$

– для похилого