

УДК 622.242:534-16

ОЦІНКА ВПЛИВУ КОЛИВАНЬ КОЛОНИ НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ НА УМОВИ РОБОТИ РІЗЬОВИХ З'ЄДНАНЬ

© С. Ф. Савула¹, В. Т. Колодій¹, Є. В. Харченко², А. О. Кичма²

1) Філія УМГ «Львівтрансгаз»; 3, вул. Рубчака, м. Львів, 79047. Тел.(0322)635016,

2) Національний Університет "Львівська політехніка";

13, вул. С.Бандери, м. Львів, 79013. E-mail: integrator@ukrpos.net

Предложена обобщенная математическая модель продольных и поперечных колебаний колонны насосно-компрессорных труб. Изучено влияние вибраций колонны на условия работы резьбовых соединений. Выполнены расчеты поперечных колебаний колонны труб для различных условий упругого упора нижнего его конца с целью определения причин отвинчивания нижней части колонны. Даны практические рекомендации для предотвращения отвинчивания нижних труб колонны

A generalized mathematical model of longitudinal and cross-section oscillation of a pump-compressor pipe-string is given. Research was conducted on the influence of pipe-string vibrations about the functioning conditions of threaded connections. Calculations of cross-section oscillation of a pipe-string were carried out for different resilience conditions of its lower part purporting to define the causes of unscrewing the lower part of the pipe-string. Practical recommendations of how to prevent unscrewing of lower pipes of the pipe-string are provided.

Вступ

Нагнітання газу в підземне газове сховище, а також його видобування виконується через отвори в обсадних трубах та через колону насосно-компресорних труб. Турбулентний характер руху газу у свердловині, а також взаємодія газу з рідинним середовищем зумовлюють інтенсивні коливання колонни насосно-компресорних труб. Внаслідок цього нижні труби нерідко відгвинчуються і падають на дно свердловини, пластично деформуючись або руйнуючись, що призводить до суттєвих матеріальних втрат, зниження продуктивності свердловини. Для усунення шкідливого впливу вібрацій на стабільність роботи колонни насосно-компресорних труб постає потреба проведення всебічного аналізу її вільних і вимушених коливань [7].

Як показують відомі з літератури дослідження [2, 3], розрахунок коливальних процесів у колоні буринь чи насосно-компресорних труб необхідно виконувати із застосуванням континуальної або континуально-дискретної розрахункової моделі. Важливу роль у динамічних ефектах, що проявляються під час руху колонни, відіграють хвильові явища, зумовлені нестационарними навантаженнями на труби [2, 4]. Для розрахунку вільних або гармонічних вимушених коливань доцільно застосовувати матричний метод початкових параметрів, що дає можливість будувати достатньо прості і в той же час універсальні обчислювальні алгоритми [5, 6]. Однак, вплив коливань колонни насосно-компресорних труб на умови роботи різьових з'єднань вивчено недостатньо. Дана стаття присвячена розробленню узагальненої математичної моделі поздовжніх і поперечних коливань колонни насосно-компресорних труб та дослідженню цих коливань з метою виявлення причин відгвинчування нижньої частини колонни і обґрунтування технічних заходів запобігання даному шкідливому явищу.

2. Математична модель поздовжніх коливань колонни

Розрахункову схему колонни насосно-компресорних труб, жорстко защемлену на верхньому кінці, зображено на рис. 1а, у вигляді прямого стержня кусково-сталого поперечного перерізу. Ділянки колонни, що складаються з однакових труб, мають довжини l_1, l_2, \dots, l_n . На нижній кінець колонни під час добування газу діє динамічна сила, вертикальна складова якої становить F_x . Для описання руху колонни у вертикальному напрямі використовуємо координати x_1, x_2, \dots, x_n , початки яких розташовані у верхніх крайніх поперечних перерізах відповідних ділянок. Поздовжні переміщення поперечних перерізів стержня на окремих його ділянках позначаємо як u_i ($i=1, 2, \dots, n$). Рівняння руху ділянок колонни записуємо у вигляді:

$$\frac{a_i^2}{l_i^2} \frac{\partial^2 u_i}{\partial \xi_i^2} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = 0 \quad (i=1, 2, \dots, n). \quad (1)$$

де $a_i = \sqrt{E/\rho_i}$ – швидкість поширення хвиль пружних деформацій вздовж осі стержня (E і ρ_i – модуль пружності першого роду і густина матеріалу насосно-компресорних труб);

$\xi_i = x_i/l_i$ – відносна поздовжня координата;

t – час.

Крайову умову для верхнього кінця колони запишемо у вигляді

$$u_1(0, t) = 0. \quad (2)$$

Крайові умови для стиків сусідніх ділянок стержня подаємо як

$$u_{i+1}(0, t) = u_i(l_i, t);$$

$$\frac{EA_{i+1}}{l_{i+1}} \frac{\partial u_{i+1}}{\partial \xi_{i+1}} = \frac{EA_i}{l_i} \frac{\partial u_i}{\partial \xi_i}, \text{ якщо } \xi_i = 1, \xi_{i+1} = 0, (i = 1, 2, \dots, n-1), \quad (3)$$

де $A_i (i=1, 2, \dots, n)$ – площа поперечного перерізу стержня.

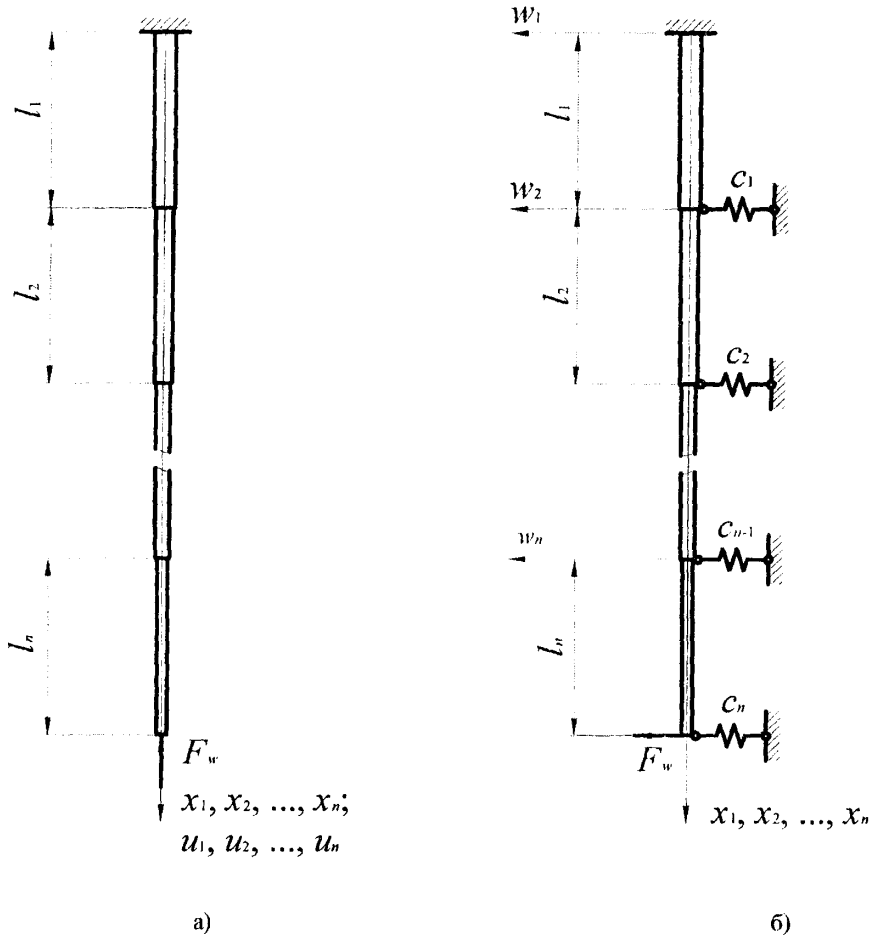


Рисунок 1 – Розрахункові схеми для дослідження поздовжніх (а) і поперечних (б) коливань колони насосно-компресорних труб.

Аналогічно запишемо крайову умову для нижнього кінця колони з урахуванням дії динамічного навантаження F_x :

$$\frac{E_n A_n}{l_n} \frac{\partial u_n}{\partial \xi_n} = -F_x(t), \text{ якщо } \xi_n = 1. \quad (4)$$

Співвідношення (4) відповідає вимушеним коливанням колони насосно-компресорних труб. У випадку вільних коливань дана умова набирає вигляду:

$$\frac{\partial u_n}{\partial \xi_n} = 0, \quad \text{якщо} \quad \xi_n = 1. \quad (5)$$

Припускаючи, що функція $F_x(t)$ періодично змінюється в часі, її окрему гармоніку записуємо у вигляді

$$F_{xk}(t) = F_{xk}^* \sin \omega t, \quad (6)$$

де F_{xk}^* і ω – амплітуда і циклічна частота осьової сили.

З урахуванням (6) крайову умову (4) перетворюємо до вигляду

$$\frac{EA_n}{l_n} \frac{\partial u_n}{\partial \xi_n} = -F_{xk}^* \sin \omega t, \quad \text{якщо} \quad \xi_n = 1. \quad (7)$$

Розв'язок рівняння (1) у випадку гармонічних коливань має вигляд

$$u_i = U_i(\xi_i) \cos \omega t \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (8)$$

де $U_i(\xi_i)$ – амплітудна функція переміщень поперечних перерізів колони в поздовжньому напрямі.

Після підстановки залежностей (8) у рівність (1) одержуємо рівняння амплітудних функцій

$$U_i'' + \frac{l_i^2 \omega^2}{a_i^2} U_i = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n). \quad (9)$$

Розв'язок рівняння (9) записуємо, згідно з методом початкових параметрів, у вигляді

$$X_i(\xi_i) = R_i(\xi_i) X_i(0), \quad (10)$$

де

$$X_i(\xi_i) = \begin{pmatrix} U_i(\xi_i) \\ U_i'(\xi_i) \end{pmatrix}; \quad R_i(\xi_i) = \begin{pmatrix} \cos \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i & \frac{a_i}{l_i \omega} \sin \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i \\ -\frac{l_i \omega}{a_i} \sin \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i & \cos \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i \end{pmatrix}.$$

Підставляючи залежність (8) до крайових умов (2), (3), (5), одержуємо

$$U_1(0) = 0; \quad (11)$$

$$U_{i+1}(0) = U_i(1), \quad \frac{EA_{i+1}}{l_{i+1}} U_{i+1}'(0) = \frac{EA_i}{l_i} U_i'(1), \quad (i = 1, 2, \dots, n-1); \quad (12)$$

$$U_n'(1) = 0. \quad (13)$$

Одержані рівності (12) записуємо як

$$X_{i+1}(0) = S_i X_i(1) \quad (i = 1, 2, \dots, n-1); \quad (14)$$

де

$$S_i = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \frac{A_i l_{i+1}}{A_{i+1} l_i} \end{pmatrix}.$$

З урахуванням залежностей (10), (11), (13), (14), одержуємо:

$$X_n(1) = R_n(1) \left[\prod_{j=n-1}^1 S_j R_j(1) \right] X_1(0), \quad (15)$$

причому

$$X_1(0) = \begin{pmatrix} 0 \\ U_1'(0) \end{pmatrix}; \quad X_n(1) = \begin{pmatrix} U_n(1) \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Власні частоти механічної системи визначаємо з рівняння (15) з умови рівності нулю другого елемента матриці-колонки $X_n(1)$. Виконуючи розрахунки, ненульову компоненту матриці-колонки $X_1(0)$ задаємо довільно, наприклад, рівною одиниці.

Форми коливань ділянок стержневої конструкції знаходимо за співвідношеннями (10). Необхідні для цього матриці-колонки початкових параметрів $X_i(0)$ ($i=1, 2, \dots, n$) визначаємо за допомогою залежностей

$$X_i(0) = \left[\prod_{j=i-1}^1 S_j R_j(1) \right] X_1(0), \quad (16)$$

що випливають із (10), (11).

Для визначення амплітудних функцій вимушених коливань перетворюємо крайову умову (7) з урахуванням (8) до вигляду

$$\frac{EA_n}{l_n} U_n'(1) = -F_{xk}^*. \quad (17)$$

Визначаючи за залежністю (15) реакцію другого елемента матриці-колонки $X_n(1)$ на одиничне значення величини $U_1'(0)$ і позначаючи цю реакцію як r , подаємо рівність (17) у формі

$$\frac{EA_n}{l_n} r U_1'(0) = -F_{xk}^*,$$

звідки одержуємо:

$$U_1'(0) = -\frac{l_n F_{xk}^*}{EA_n r}. \quad (18)$$

Обчисливши початкові параметри ділянок колони за допомогою матричної рівності (16) з урахуванням залежності (18), знаходимо амплітудні функції вимушених гармонічних коливань за співвідношенням (10).

3. Математична модель поперечних коливань колони

Розрахункову схему для дослідження поперечних коливань колони насосно-компресорних труб зображено на рис. 1, б. Як і в попередньому випадку, колона розглядається як прямий стержень кустово-сталого поперечного перерізу, защемлений своїм верхнім кінцем на гирлі свердловини. Ділянки колони, що складаються з однакових труб, мають довжини l_1, l_2, \dots, l_n . На межах сусідніх ділянок передбачається можливість пружного обпирання колони на стінку свердловини, жорсткості дискретних пружних опор позначаємо як c_1, c_2, \dots, c_n . Горизонтальна складова динамічного навантаження, що діє на нижній кінець колони, становить F_w . Поздовжні координати, початки яких розташовані у верхніх крайніх перерізах відповідних ділянок колони, позначаємо як x_1, x_2, \dots, x_n , а прогини ділянок колони – як w_1, w_2, \dots, w_n .

Рівняння поперечних коливань ділянок секцій стріли запишемо із застосуванням технічної теорії згину у вигляді

$$\frac{\partial^4 w_i}{\partial \xi_i^4} + \frac{\mu_i l_i^4}{EI_i} \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (19)$$

де E – модуль пружності матеріалу насосно-компресорних труб;

I_i, μ_i – осьовий момент інерції поперечного перерізу і погонна маса ділянки колони;

$\xi_i = x_i / l_i$ – відносна поздовжня координата;

t – час.

Кут повороту поперечного перерізу стержня, згинальний момент і поперечна сила визначаються залежностями

$$\varphi_i = \frac{1}{l_i} \frac{\partial w_i}{\partial \xi_i}; \quad M_i = -\frac{EI_i}{l_i^2} \frac{\partial^2 w_i}{\partial \xi_i^2}; \quad Q_i = -\frac{EI_i}{l_i^3} \frac{\partial^3 w_i}{\partial \xi_i^3} \quad (i = 1, 2, \dots, n). \quad (20)$$

Крайові умови для шарнірно опертого кінця нижньої секції запишемо у вигляді

$$w_1(0, t) = 0; \quad \varphi_1(0, t) = 0. \quad (21)$$

Умови спряження ділянок колони виражаються співвідношеннями

$$w_{i+1}(0,t) = w_i(1,t); \quad \varphi_{i+1}(0,t) = \varphi_i(1,t);$$

$$Q_{i+1}(0,t) = Q_i(1,t) + c_i w_i(1,t); \quad M_{i+1}(0,t) = M_i(1,t) \quad (i = 1, 2, \dots, n-1), \quad (22)$$

Крайові умови для нижнього кінця колони мають вигляд

$$M_n(1,t) = 0; \quad Q_n(1,t) + c_n w_n(1,t) = F_w(t). \quad (23)$$

Таким чином, аналіз вимушених коливань розглянутої колони насосно-компресорних труб зводиться до знаходження таких розв'язків рівнянь з частковими похідними (19), які б задовольняли крайові умови (21)-(23).

Виділяючи окрему гармоніку коливального процесу, горизонтальну складову навантаження на нижній кінець колони записуємо у вигляді

$$F_{wk}(t) = F_{wk}^* \sin \omega t, \quad (24)$$

де F_{wk}^* і ω – амплітуда і циклічна частота осьової сили.

З урахуванням (24) крайові умови (23) подаємо у вигляді

$$M_n(1,t) = 0; \quad Q_n(1,t) + c_n w_n(1,t) = F_{wk}^* \sin \omega t. \quad (25)$$

Для вільних поперечних коливань колони крайові умови на нижньому її кінці набувають вигляду

$$M_n(1,t) = 0; \quad Q_n(1,t) + c_n w_n(1,t) = 0. \quad (26)$$

У випадку гармонічних коливань механічної системи розв'язки рівнянь (19) шукаємо у вигляді

$$w_i(\xi,t) = W_i(\xi) \sin \omega t, \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (27)$$

де $W_i(\xi)$ – амплітудні функції прогинів ділянок колони.

Кут повороту поперечного перерізу і внутрішні силові фактори ділянки колони з урахуванням (20), (25) подаємо як

$$\varphi_i(\xi,t) = \Phi_i(\xi) \sin \omega t; \quad M_i(\xi,t) = M_i^*(\xi) \sin \omega t;$$

$$Q_i(\xi,t) = Q_i^*(\xi) \sin \omega t \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (28)$$

де $\Phi_i(\xi)$, $M_i^*(\xi)$, $Q_i^*(\xi)$ – амплітудні функції оберտального переміщення поперечного перерізу та відповідних внутрішніх силових факторів.

Розділяючи змінні в рівняннях (19) з урахуванням (25), одержуємо диференціальні рівняння амплітудних функцій

$$\frac{d^4 W_i}{d\xi_i^4} - c_i^4 W_i = 0, \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (29)$$

де:

$$c_i^4 = \frac{\omega^2 \mu_i I_i^4}{EI_i}.$$

Відповідно до методу початкових параметрів [1], розв'язки рівнянь (27) подаємо у матричній формі

$$Y_i(\xi_i) = S_i(\xi_i) Y_i(0) \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (30)$$

де:

$$Y_i(\xi_i) = \text{col}(W_i(\xi_i), W_i'(\xi_i), W_i''(\xi_i), W_i'''(\xi_i)),$$

$$S_i(\xi_i) = \begin{pmatrix} \psi_{1i}(\xi_i) & \psi_{2i}(\xi_i) & \psi_{3i}(\xi_i) & \psi_{4i}(\xi_i) \\ \psi_{1i}'(\xi_i) & \psi_{2i}'(\xi_i) & \psi_{3i}'(\xi_i) & \psi_{4i}'(\xi_i) \\ \psi_{1i}''(\xi_i) & \psi_{2i}''(\xi_i) & \psi_{3i}''(\xi_i) & \psi_{4i}''(\xi_i) \\ \psi_{1i}'''(\xi_i) & \psi_{2i}'''(\xi_i) & \psi_{3i}'''(\xi_i) & \psi_{4i}'''(\xi_i) \end{pmatrix}. \quad (31)$$

Тут $\psi_{1i}, \psi_{2i}, \psi_{3i}, \psi_{4i}$ – фундаментальна система інтегралів рівняння (27), що визначаються за формулами

$$\begin{aligned}\psi_{1i}(\xi_i) &= \frac{1}{2}(\operatorname{ch} c_i \xi_i + \cos c_i \xi_i), & \psi_{2i}(\xi_i) &= \frac{1}{2}(\operatorname{sh} c_i \xi_i + \sin c_i \xi_i), \\ \psi_{3i}(\xi_i) &= \frac{1}{2}(\operatorname{ch} c_i \xi_i - \cos c_i \xi_i), & \psi_{4i}(\xi_i) &= \frac{1}{2}(\operatorname{sh} c_i \xi_i - \sin c_i \xi_i).\end{aligned}\quad (32)$$

Із сумісного розгляду залежностей (20), (27), (28) одержуємо матричні рівності

$$F_i(\xi_i) = B_{1i} Y_i(\xi_i), \quad Y_i(\xi_i) = B_{2i} F_i(\xi_i) \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (33)$$

де:

$$\begin{aligned}B_{1i} &= \operatorname{diag}(1, 1/l_i, -EI_i/l_i^2, -EI_i/l_i^3), \\ B_{2i} &= \operatorname{diag}(1, l_i, -l_i^2/(EI_i), -l_i^3/(EI_i));\end{aligned}\quad (34)$$

$$F_i(\xi_i) = \operatorname{col}(W_i(\xi_i), \Phi_i(\xi_i), M_i^*(\xi_i), Q_i^*(\xi_i)) \quad (35)$$

Беручи до уваги залежності (30)-(35), записуємо матричне співвідношення

$$F_i(\xi_i) = B_{1i} S_i(\xi_i) B_{2i} F_i(0) \quad (i = 1, 2, \dots, n). \quad (36)$$

З урахуванням (27), (28) виключаємо з крайових умов (21), (22), (25), (26) функції часу, після чого одержуємо

$$F_{i+1}(0) = R_i F_i(1) \quad (i = 1, 2, \dots, n-1); \quad F_{n+1} = R_n F_n(1), \quad (37)$$

де

$$R_i = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ c_i & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (i = 1, 2, \dots, n),$$

причому, матриця-колонка F_{n+1} у випадку вільних та гармонічних вимушених коливань визначається, відповідно, як

$$F_{n+1} = \operatorname{col}(W_n(1), \Phi_n(1), 0, 0), \quad (38)$$

$$F_{n+1} = \operatorname{col}(W_n(1), \Phi_n(1), 0, F_{wk}^*). \quad (39)$$

Виключаючи функції часу із залежностей (21) з урахуванням (27) і першого співвідношення (28), одержуємо

$$W_1(0) = 0; \quad \Phi_1(0) = 0. \quad (40)$$

З урахуванням залежностей (36), (37)-(40) запишемо матричне співвідношення

$$F_{n+1} = \prod_{i=n}^1 (R_i B_{1i} S_i(1) B_{2i}) F_1(0), \quad (41)$$

де

$$F_1(0) = \operatorname{col}(0, 0, M_1^*(0), Q_1^*(0)). \quad (42)$$

Вільні коливання механічної системи аналізуємо у такій послідовності. Реакції третього і четвертого елементів матриці-колонки F_{n+1} , що виражається співвідношенням (38), на одиничні значення третьої та четвертої компонент матриці-колонки $F_1(0)$, яка має вигляд (42), позначаємо m_m , m_q , q_m та q_q відповідно. Для того, щоб третій і четвертий елементи матриці-колонки F_{n+1} дорівнювали нулю, повинні задовольнятися співвідношення

$$\begin{aligned}m_m \Phi_1(0) + m_q Q_1(0) &= 0; \\ q_m M_1(0) + q_q Q_1(0) &= 0.\end{aligned}\quad (43)$$

Ненульові розв'язки однорідної системи рівнянь (43) існують за умови, що її визначник дорівнює нулю. Отже, частотне рівняння механічної системи має вигляд

$$m_m q_q - m_q q_m = 0. \quad (44)$$

Величини m_m , m_q , q_m , q_q , що входять до рівнянь (44), є функціями циклічної частоти ω і визначаються за допомогою матричної рівності (41). З умови (44) визначаємо власні частоти механічної системи. Форми коливань ділянок секцій стріли знаходимо за залежністю (36) з урахуванням співвідношень (31), (32), (34). Для того, щоб сформувати матрицю-колонку (42), яка містить початкові параметри першої ділянки, з точністю до сталого множника визначаємо невідомі однорідної системи рівнянь (43). Початкові параметри інших ділянок знаходимо за співвідношеннями

$$F_i(0) = \prod_{j=i-1}^1 (R_j B_{1j} S_j(1) B_{2j}) F_1(0) \quad (i = 2, 3, \dots, n), \quad (45)$$

що впливають із залежностей (36) та (37).

Розглянута методика розрахунку частот і форм вільних коливань східчастої колони насосно-компресорних труб ґрунтується на застосуванні методу початкових параметрів що сприяє систематизації обчислювального процесу та полегшенню числової реалізації методики за допомогою комп'ютера.

Для виконання розрахунку вимушених коливань механічної системи спочатку обчислюємо реакції третього і четвертого елементів матриці-колонки F_{n+1} на одиничні значення третьої та четвертої компонент матриці-колонки $F_1(0)$, результати розрахунку позначасмо m_m , m_q , q_m та q_q відповідно. Відтак, по аналогії з (43) формуємо неоднорідну систему рівнянь

$$\begin{aligned} m_m \Phi_1(0) + m_q Q_1(0) &= 0; \\ q_m M_1(0) + q_q Q_1(0) &= F_{vk}^*. \end{aligned} \quad (46)$$

Розв'язуючи систему (36), знаходимо початкові параметри для першої ділянки колони, а, послідовно застосовуючи співвідношення (45) – для будь-якої іншої ділянки. Амплітудні функції коливального процесу визначаємо за допомогою залежності (36).

4. Аналіз коливальних явищ в колоні насосно-компресорних труб

Для вивчення впливу вібрацій колони насосно-компресорних труб на умови роботи різьбових з'єднань виконано розрахунки частот і форм поздовжніх і поперечних коливань колони умовним діаметром 168 мм та колони умовним діаметром 114 мм. Значення власних частот колони умовним діаметром 114,3 мм і довжиною 1000 м наведена в табл. 1.

Таблиця – Частоти вільних коливань колони насосно-компресорних труб

Вид коливань	Жорсткість проміжних опор, Н/м	Значення власних частот, Гц				
		1	2	3	4	5
Поздовжні	-	1,266	3,799	6,322	8,865	11,40
Поперечні	-	$0,4393 \cdot 10^{-3}$	$0,5730 \cdot 10^{-3}$	$0,1050 \cdot 10^{-3}$	$0,1528 \cdot 10^{-3}$	$0,2324 \cdot 10^{-3}$
Поперечні	$0,2 \cdot 10^6$	$0,4393 \cdot 10^{-3}$	$0,1369 \cdot 10^{-3}$	$0,1846 \cdot 10^{-3}$	$0,2642 \cdot 10^{-3}$	$0,3279 \cdot 10^{-3}$
Поперечні	$0,4 \cdot 10^6$	$0,4393 \cdot 10^{-3}$	$0,1687 \cdot 10^{-3}$	$0,4393 \cdot 10^{-3}$	$0,4393 \cdot 10^{-3}$	$0,4393 \cdot 10^{-3}$

Під час проведення розрахунків поздовжніх коливань вважали, що колона має сталий поперечний переріз, заземлена на верхньому кінці, її нижній кінець є вільним, проміжні пружні опори відсутні. Розрахунки поперечних коливань теж виконувалися для колони сталого поперечного перерізу. Розглядався основний випадок розв'язування задачі, коли колона закріплена лише своїм верхнім кінцем, а її нижній кінець є вільним, а також випадки, коли колона складається з двох або чотирьох ділянок однакової довжини і має проміжні пружні опори. Крім цього, виконано розрахунки поперечних коливань ділянки колони довжиною 20 м для різних умов пружного обпирання нижнього кінця.

Одержані результати показують, що механічна система колони має щільний спектр власних частот, що свідчить про високу ймовірність виникнення резонансних явищ. Нижчі власні частоти поздовжніх коливань є значно більшими у порівнянні з відповідними частотами поперечних коливань. Характеристики частотного спектру суттєво залежать як від довжини колони, так і від наявності та

жорсткості проміжних пружних опор. Тому значення власних частот реальної механічної системи і небезпеку виникнення її резонансних коливань важко спрогнозувати в інженерній практиці.

Важливою особливістю є те, що згинальні вібрації колони відбуваються в області її вищих власних частот, спектр яких має особливо велику щільність. При цьому основну участь у вібраційних процесах бере її нижній кінець. Якщо колона довжиною 1000 м не має проміжних опор, то четверта і більш високі форми коливань мають найбільші відхилення в області нижнього кінця колони (рис. 2). Якщо ж колона додатково опирається на одну або більше число опор, то яскраво виражені деформації нижнього кінця спостерігаються на всіх власних частотах. При цьому верхня частина колони значної довжини практично не бере участі у коливному процесі і її можна вважати нерухомою, розглядаючи коливання нижньої частини.

Форми вільних коливань ділянки колони довжиною 100 м (рис. 3) свідчать про те, що в динамічних явищах, які відбуваються на частотах понад 1 Гц, основну участь бере нижня частина, яка має довжину 20 м. Детальніше розглядаючи коливання цієї частини (рис. 4), бачимо, що встановлення на нижньому кінці пружної опори жорсткістю 10^5 Н/м дає можливість обмежити амплітуду коливань кінця лише на першій власній частоті. Збільшення жорсткості опори до 10^6 Н/м дозволяє уникнути значних вібрацій кінця колони на трьох нижчих власних частотах.

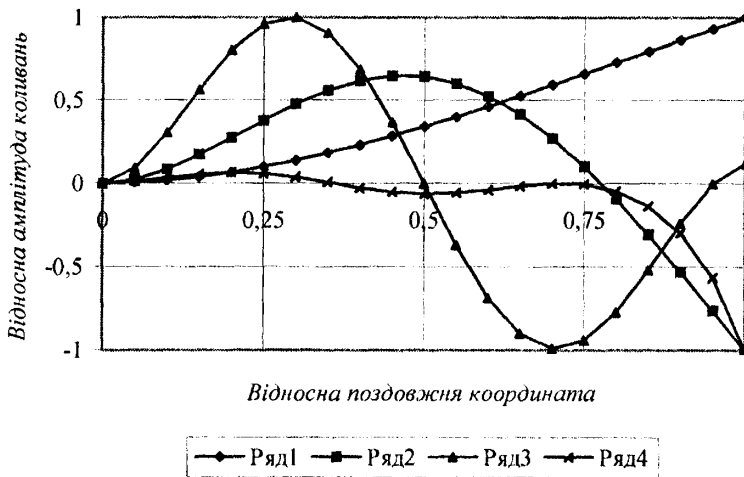


Рисунок 2. Форми вільних поперечних коливань защемленої на верхньому кінці колони насосно-компресорних труб довжиною 1000 м.

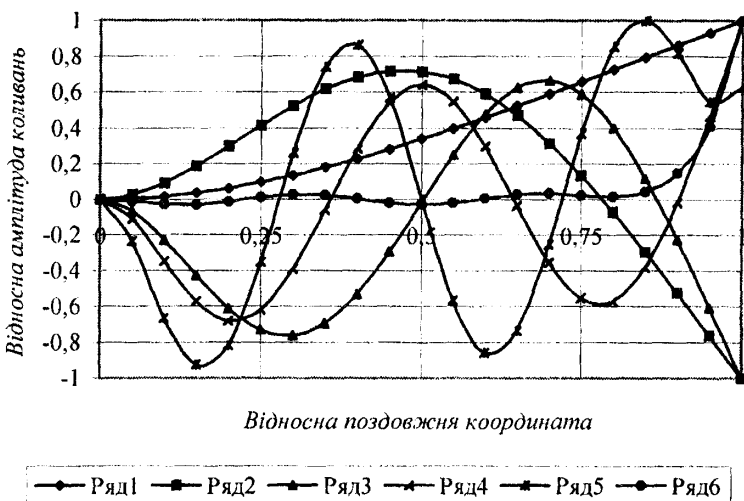


Рисунок 3. Форми вільних поперечних коливань защемленої на верхньому кінці ділянки колони насосно-компресорних труб довжиною 100 м.

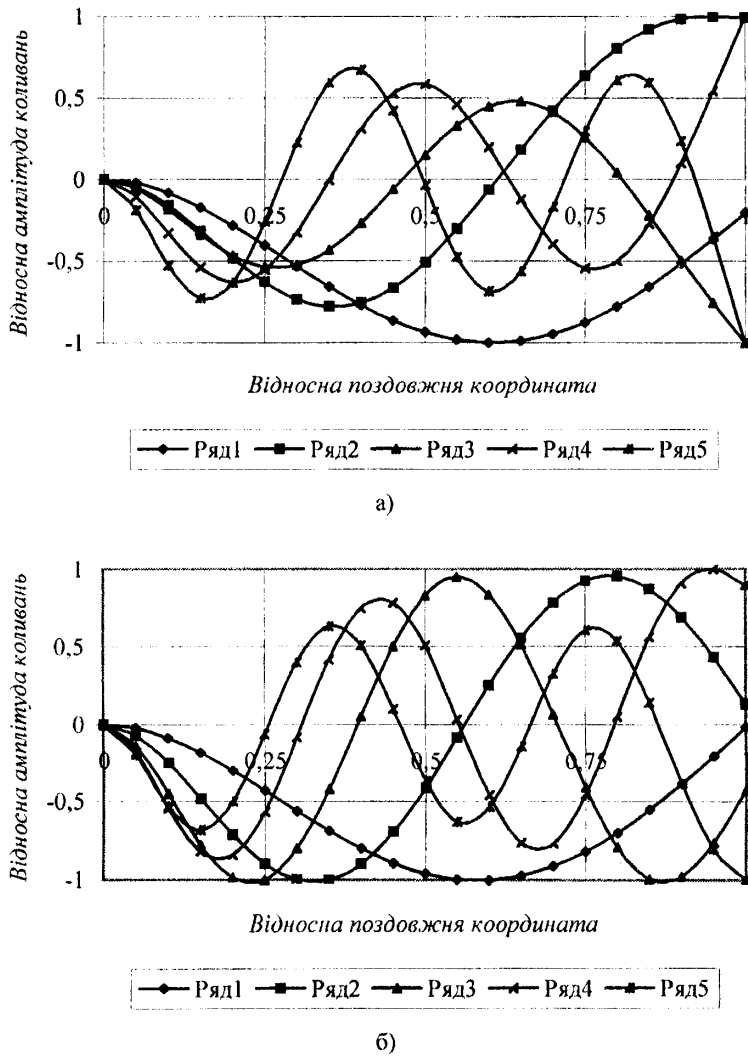


Рисунок 4. Форми вільних поперечних коливань защемленої на верхньому кінці колони насосно-компресорних труб довжиною 20 м за наявності пружної опори на нижньому кінці жорсткістю 10^6 Н/м (а) та 10^7 Н/м (б).

Як показують результати розрахунків, форми поздовжніх коливань колони довжиною 100 м та довжиною 1000 м є ідентичними. Для розглянутих власних частот найбільші значення амплітудних функцій переміщення одержуються на нижньому кінці колони.

Таким чином, інтенсивні коливання колони насосно-компресорних труб слід вважати основною причиною погіршення умов роботи різьбових з'єднань. За однакових збурень коливань в осьовому та в перпендикулярному до осі напрямках амплітуди поперечних коливань набувають набагато більших значень у порівнянні з амплітудами поздовжніх коливань. У реальному діапазоні частот вимушених коливань (від 1 до 50 Гц) основну участь у вібраційному процесі бере нижня частина колони довжиною, що не перевищує 100 м. Це свідчить про те, що віброзахисні пристрої колони доцільно встановлювати в області її нижньої частини.

Закріплення нижньої частини колони за допомогою розпірних пристроїв дає можливість суттєво зменшити амплітуди вібрацій колони насосно-компресорних труб. Із збільшенням жорсткості розпірного пристрою амплітуда вимушених коливань зменшується. Оскільки вібрації колони відбуваються в зарезонансній області механічної системи, суттєвого зниження амплітуд поперечних коливань можна досягти, коли жорсткість розпірного пристрою становить 10^6 - 10^7 Н/м. З деяким наближенням можна припустити, що амплітуда динамічного навантаження є прямопропорційною до довжини ділянки взаємодії колони насосно-компресорних труб з перфорованою частиною обсадної колони. Тому для зменшення вібрацій можна рекомендувати встановлення колони насосно-компресорних труб таким чином, щоб її нижній кінець знаходився поблизу верхнього кінця перфорованої частини обсадної колони.

Література

1. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1980.
2. Калинин С. Г. Динамика подъемной системы буровых установок. – Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1975. – 160 с.
3. Керимов З. Г. Динамические расчеты бурильной колонны. – М.: Недра, 1970. – 157 с.
4. Раджабов С. А., Мамедов Ф. К. Исследование установившихся упруго-продольных колебаний буровой колонны при выполнении некоторых технологических мер в скважине // Изв. вузов. Нефть и газ. 1992. №9-10. – С. 27-30.
5. Харченко Е. В. Динамические процессы буровых установок. – Львов: Світ, 1991.
6. Харченко Є., Гаршинсв Ю., Дендюк Т. Розрахунок вільних позовжніх коливань колони бурильних труб // MECHANICS'98. Proceedings of the International Scientific Conference. Vol. 1. Rzeszów, 1998. – P. 267-274.
7. Savula S., Kharchenko Y., Kuchma A. Modelowanie matematyczne drgań swobodnych i wymuszonych kolumny rur eksploatacyjnych podziemnego zbiornika gazu // Energia w nauce i technice. Materiały seminaryjne. Białystok-Suwałki: Wydawnictwo Politechniki Białostockiej. 2003. – S. 67-74.

УДК 550. 835

ГЕОФІЗИЧНИЙ МОНІТОРИНГ СВЕРДЛОВИН, ЯКІ ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ДЛЯ ПІДЗЕМНОГО ЗБЕРІГАННЯ ГАЗУ

© Г.О. Кашуба, В.М. Куневич, В.Г. Стельмах

ЗАТ "Укрпромгеофізика"; 28, вул. Дубровицька, м. Київ.
Тел/факс (8044)430-42-86, e-mail: upg@kievweb.com.ua

Описаны преимущества комплексного (совместного) использования многорычажного калверномера и 12-ти сенсорного электромагнитного толщиномера фирмы Sondex для геофизического мониторинга скважин

The advantages of the complex (joint) use of the multi-arm caliper and the 12 sensors electromagnetic feeler Sondex for geophysical monitoring of UGSF wells are shown in the article.

ПХГ

Під час зберігання газу в підземних сховищах виникає ряд проблем, які потребують негайного вирішення. Для діагностики даних проблем, у більшості випадків, використовують методи промислової геофізики. Системний аналіз геофізичних досліджень свердловин (ГДС) показує, що не всі методи використовуються для вирішення окремих задач досить ефективно. Це, в основному, пов'язано з використанням старого парку апаратури, яка має певні обмеження (недосконалість схемних рішень, малочутливість геофізичних давачів). Практикою проведення ГДС у свердловинах підземних сховищ газу (ПСГ), на сьогодні, окреслено задачі, які потребують свого вирішення шляхом використання нових технологій та методичних підходів. Немаловажним фактором, який не дозволяє в окремих випадках однозначно вирішити задачу в ході дослідження старого фонду свердловин, є недостатнє описання геологічного розрізу методами ГДС, які проведені у відкритому стовбурі. Як відомо, переважна більшість свердловин, які використовуються у процесі роботи ПСГ, належать до старого фонду, що породжує ряд задач як у технологічному, так і геологічному плані.

Сьогодні на ринку геофізичних послуг вже з'являється апаратура достатньо чутлива до незначних накопичень та заколонної міграції газу (високочутливі термометри ВЧТ, манометрія, широко-смугова шумометрія ШВ, ШС, ШН). Неабияким досягненням є використання двозондового імпульсного нейтрон-нейтронного каротажу (ІННК), який дозволяє вирішувати цілу низку задач. Однією з основних задач є достовірне визначення коефіцієнтів пористості та газонасиченості у пластах, перекритих колоною. Це особливо актуально для старого фонду свердловин, де ємнісні параметри для геологічних розрізів визначалися на якісному рівні. Інтерпретація всього комплексу геофізичних досліджень, з використанням новітніх технологій, виконаних у спостережних, п'езометричних та експлуатаційних свердловинах, дозволить забезпечити достовірне та детальне описання розрізу ко-