

ВИЗНАЧЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ КОЛИВАНЬ БУРОВОГО ПОСТАВУ В СИСТЕМАХ АВТОМАТИЗОВАНОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ

Хілов В. С.

ВСТУП

Основою гірничо-металургійного комплексу України є підприємства по видобутку і переробці залізних руд, 77% виробничих потужностей яких сконцентровано у Криворізькому басейні Дніпропетровської області. Це п'ять із семи гірничо-збагачувальних комбінатів, які видобувають магнетитові кварцити і збагачують зміст заліза до 65%.

Труднощі з підтримки і розвитку гірничого виробництва полягають у тому, що на кар'єрах України працює велика кількість гірничих машин, які вичерпали свій нормативний термін служби. У середнє зношення обладнання досягає 80–100%. У роботі знаходяться машини, які відпрацювали 1,5–2 нормативних терміну. Такий стан техніки вимагає модернізації або заміни застарілих машин новими.

Так, відповідно до програми розвитку гірничорудних підприємств Дніпропетровської області потреба у бурових верстатах (БВ) складає не менше 90 одиниць, екскаваторів і роторних комплексів – 65, великовантажних автосамоскидів – 158.

Наявність на території України науково-дослідних центрів, підприємств електротехнічної та машинобудівної промисловості, які опанували сучасні технології, дозволяє успішно вирішити існуючу проблему підтримки і підвищення ефективності виробництва залізорудної сировини.

Буріння вибухових свердловин шарошковими долотами – найбільш енерго- і матеріалоемний процес в існуючій технології видобутку корисних копалин відкритим способом. Вартість бурових робіт на кар'єрах складає від 16 до 36% загальних витрат, що припадають на видобуток тонни корисних копалин. Підвищення ефективності руйнування гірської породи шарошковим долотом безпосередньо пов'язане з рівнем досконалості приводних систем БВ.

Стійке зростання цін на енергоносії, електроенергію та витратні матеріали робить актуальним застосування енерго- і ресурсозберігаючих тех-нологій при видобутку гірничих порід на кар'єрах України. На теперішній час це набирає більшої значимості, тому що на кар'єрах працюють БВ, які повністю вичерпали свій нормативний термін служби. Такий стан техніки спричинив не тільки

модернізацію існуючих БВ, але і впровадження БВ нового покоління із штангами більшої довжини і багатомасовою системою спусково-підйомних операцій і подачі (СПОП) поставу на вибій.

Ефективність буріння вибухових свердловин шарошковим способом безпосередньо визначається рівнем удосконаленості систем електропривода. Зараз впроваджуються на існуючих кар'єрних верстатах шарошкового буріння вибухових свердловин замість тиристорного привода постійного струму швидкодіючі приводні системи у загальнопромисловому виконанні з регульованими асинхронними двигунами, що живляться від автономних інверторів напруги з повністю керованими ключами.

Заміна тиристорного привода постійного струму з помірною швидкодією на швидкодіючий транзисторний привод змінного струму у механізмі обертання поставу на існуючих БВ, а також впровадження швидкодіючого транзисторного привоу змінного струму у механізмах обертання, подачі і СПОП поставу у БВ нового покоління характеризується підвищенням вібраційних навантажень на усі механічні конструкції БВ, що веде до виділення потоку механічної потужності не тільки в зоні вибою, яка спрямована на руйнування гірничої породи, а також і в конструктивних елементах безпосередньо на верстаті, що підвищує навантаження, які втомлюють матеріал верстата і призводять до аварійних виходів із строю конструктивних вузлів (як за правило бурової щогли).

Параметри системи керування привода обертання, що потребують налаштування, повинні враховувати частотні властивості бурового поставу. Тому необхідно визначитися з частотними властивостями бурових поставів, які застосовуються на кар'єрах України у шарошкових верстатах.

Тому розв'язання задачі з визначення вібраційних коливань бурового поставу в системах автоматизованого електроприводу, є актуальним.

1. Власні частоти коливань бурового поставу на початку буріння однією штангою

При роботі бурового верстата на початку буріння однією штангою через взаємодію шарошки з твердими фракціями у породі в штанзі виникають не тільки вимушені, але і власні коливання. На цьому етапі буровий верстат піддається значним вібраційним навантаженням, тому що вільна довжина штанги над горловиною свердловини має максимальне значення.

Бурові постави верстатів, які використовуються при бурінні підривних свердловини, складаються зі штанг, що мають довжину від 8 до 11 м. Постав є стрижнем кільцевого поперечного перерізу, що

піддається осьовому стиску і крутінню у процесі проходки свердловини. При визначенні частот власних коливань постав розглядаємо як лінійну систему з розподіленими параметрами, у якій повздовжні, крутильні і поперечні коливання незалежні один від одного. Масою шарошки (60 кг) у порівнянні з масою штанги (1979 кг) – зневажаємо.

За об'єкт дослідження обрані бурові верстати СБШС-250Н (ВАТ «НКМЗ», м. Краматорськ, Україна) і СБШ-250МН-32 (ВАТ «Рудгормаш», м. Вороніж, РФ) параметри яких зведені у табл. 1.

Цілком аналогічний верстату СБШ-250МН-32 за технічними характеристиками є верстат УСБШ-250А, який випускається ВАТ «Криворізький завод гірничого машинобудування» (м. Кривий Ріг, Україна).

Таблиця 1

**Технічні характеристики бурових верстатів
СБШ-250Н-32 (УСБШ-250А) і СБШС-250МН**

Показник	Тип верстата	
	СБШС-250Н	СБШ-250МН-32 (УСБШ-250А)
Довжина штанги поставу, м	11	8
Зовнішній діаметр штанг поставу, мм	219	203
Товщина стінок першої штанги поставу, мм	40	50
Товщина стінок нарощуваних штанг поставу, мм	25	25
Верхня межа зусилля подачі, кН	350	300
Верхня межа частоти обертання, об/хв	120	150

2. Повздовжні і крутильні частоти коливань поставу

При визначенні власних частот коливань бурова штанга досліджувалась як лінійна система з рівномірно розподіленою масою за її довжиною. Довжина поставу після операцій згвинчування-розгвинчування змінюється дискретно. У конструкції, що досліджується, буровий постав є порожнім стрижнем круглого поперечного перерізу¹ [54, 105], один кінець якого шарнірно спирається через долото на вибій², а інший має ковзне защемлення у натискній траверсі головки бурового снаряду, при цьому стрижень випробує тиск від зусилля подачі R (рис. 1). Відповідно до цієї

¹ Abu-Mahfouz, I. Drilling wear detection and classification using vibration signals and artificial neural network. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 43(7), 2003. 710 p.

² Arvajah, T., & Ismail, F. Machining stability in high-speed drilling— Part 1: Modeling vibration stability in bending. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 46(12), 2006. 1569 p.

розрахункової схеми для визначення власних частот повздовжніх і крутильних коливань складаємо відповідні диференціальні рівняння. Для повздовжніх коливань³

$$\partial^2 u / \partial t^2 = C_1^2 \cdot \partial u / \partial x, \quad (1)$$

де u – повздовжні переміщення поточного перетину поставу;

$C_1 = \sqrt{E/\rho}$ – жорсткість матеріалу штанги поставу; E – модуль пружності матеріалу штанги поставу; ρ – щільність матеріалу штанги поставу; x – поточна лінійна координата; t – поточний час.

Рішення рівняння (1) містить власну форму коливань

$$X_u = C_u \cdot \sin(\omega_u \cdot x / C_1) + D_u \cdot \cos(\omega_u \cdot x / C_1), \quad (2)$$

де C_u, D_u – довільні постійні; ω_u – власна частота повздовжніх коливань.

При підстановці рівняння (2) у граничні умови, що характеризують роботу однією штангою на початку буріння, одержуємо ($x = 0$ – початок і $x = l$ – кінець поставу): коли $x = 0$, то $X_u = 0$, а якщо $x = l$, то $X'_u = 0$ і приходимо до рівняння $\cos(\omega_u \cdot l / C_1) = 0$, корені якого визначають власні частоти повздовжніх коливань

$$\omega_u = (2 \cdot n - 1) \cdot \pi \cdot \sqrt{E/\rho} / 2 / l,$$

де $n = 1, 2, 3, \dots$

Аналогічно визначаються власні частоти крутильних коливань, диференціальне рівняння яких:

$$\partial^2 \phi / \partial t^2 = C_2^2 \cdot \partial^2 \phi / \partial x^2, \quad (3)$$

де ϕ – кут повороту перетину штанги.

Рівняння (3) містить у рішенні відповідну власну форму:

$$X_\phi = C_\phi \cdot \sin(\omega_\phi \cdot x / C_2) + D_\phi \cdot \cos(\omega_\phi \cdot x / C_2), \quad (4)$$

де C_ϕ, D_ϕ – довільні постійні; $C_2 = \sqrt{G/\rho}$ – жорсткість матеріалу штанги поставу на крутіння; G – модуль зсуву матеріалу штанги поставу.

Граничні умови для рішення рівняння (3) у розглянутому випадку наступні: при $x = 0$ маємо $X'_\phi = 0$, а при $x = l$ маємо $X'_\phi = 0$.

При виконанні цих умов, використовуючи вираз (4), приходимо до рівняння $\sin(\omega_\phi \cdot l / C_2) = 0$, рішення якого дає значення власних частот крутильних коливань:

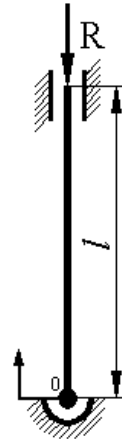


Рис. 1.
Розрахункова
схема бурового
поставу

³ Ema, S., & Marui, E. Theoretical analysis on chatter vibration in drilling and its suppression. Journal of Materials Processing Technology, 138(1), 2003. 575 p.

$$\omega_{\phi} = n \cdot \pi \cdot \sqrt{G/\rho} / l.$$

Для верстата СБШС-250Н, розробленого ВАТ НКМЗ, при розрахункових даних: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\rho = 8,01 \cdot 10^3$ кг/м³, $l = 11$ м, $G = 8 \cdot 10^4$ МПа, кількісні значення найнижчих частот власних повздожніх і крутильних коливань штанги поставу визначилися як:

$$\omega_u = 700 \text{ 1/c}; \omega_{\phi} = 902 \text{ 1/c}.$$

У верстаті СБШ-250МН-32 (аналог УСБШ-250А) довжина першої штанги $l = 8$ м, – найнижчі частоти повздожніх і крутильних коливань штанги приймають значення:

$$\omega_u = 981 \text{ 1/c}; \omega_{\phi} = 1241 \text{ 1/c}.$$

3. Поперечні частоти коливань поставу

При визначенні власних частот поперечних коливань штанги поставу необхідно враховувати зусилля тиску подачі R .

У цьому випадку диференціальне рівняння вільних поперечних коливань штанги має вигляд⁴:

$$E \cdot J \cdot \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + R \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + m \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0, \quad (5)$$

де $E \cdot J$ – жорсткість штанги поставу при вигині; J – осьовий момент інерції; R – зусилля подачі; m – інтенсивність розподіленої маси штанги; y – поперечне відхилення штанги.

Часткове рішення рівняння (5) наступне:

$$y = X_y(x) \cdot T(t). \quad (6)$$

При підстановці (6) у вираз (5) приходимо до двох рівнянь

$$\ddot{T} = -\omega_p^2 T \quad \text{і} \quad \frac{E \cdot J}{m} \cdot (X_y^{IV} + a^2 \cdot X_y^{II}) = \omega_p^2 X_y,$$

де ω_p – власні частоти поперечних коливань; $a = \sqrt{R/E/J}$ – коефіцієнт.

Перше з цих рівнянь відповідає коливальному характеру рішення, а друге дозволяє знайти власні частоти поперечних коливань ω_p :

$$X_y^{IV} + a^2 \cdot X_y^{II} - k^4 \cdot X_y = 0, \quad (7)$$

де $k = \sqrt[4]{\omega_p^2 \cdot m/E/J}$ – проміжна змінна.

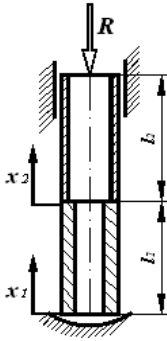
Рішення рівняння (7) наступне:

$$X_y = C_1' \cdot sh(S_1 \cdot x) + C_2' \cdot ch(S_1 \cdot x) + C_3' \cdot sin(S_2 \cdot x) + C_4' \cdot cos(S_2 \cdot x), \quad (2.8)$$

де $S_1 = \sqrt{0,25 \cdot a^4 + k^4} - 0,5 \cdot a^2$; $S_2 = \sqrt{0,5 \cdot a^2 + \sqrt{0,25 \cdot a^4 + k^4}}$; C_1' , C_2' , C_3' , C_4' – довільні постійні.

У випадку, який досліджуємо, можна вважати, що нижній кінець штанги шарнірно спирається через долото на вибій (при $x = 0$ маємо $X_y = 0$, $X_y' = 0$), а верхній кінець – замкнено у ковзне заземлення у

⁴ Lee, B. Y., Liu, H. S., & Tarnq, Y. S. Modeling and optimization of drilling process. Journal of Materials Processing Technology, 74(1), 1998. 157 p.



**Рис. 2. Розрахункова
схема бурового постапу
при нарощуванні однією
штангою**

натискної траверсі головці бурового снаряду (при $x = l$ маємо $X_y = 0$, $X'_y = 0$). Задовольняючи граничним умовам, знаходимо, що довільні постійні в рішенні (8) $C'_2 = 0$ і $C'_4 = 0$, а C'_1 і C'_3 не дорівнюють нулю у тому випадку, якщо визначник системи рівнянь

$$\left. \begin{aligned} C'_1 \cdot sh(S_1 \cdot l) + C'_3 \cdot sin(S_2 \cdot l) &= 0, \\ C'_1 \cdot S_1 \cdot ch(S_1 \cdot l) + C'_3 \cdot S_2 \cdot cos(S_2 \cdot l) &= 0 \end{aligned} \right\}$$

дорівнює нулю. Виконуючи цю умову, приходимо до трансцендентного рівняння для визначення частот ω_p вільних поперечних коливань:

$$S_2 \cdot th(S_1 \cdot l) - S_1 \cdot tg(S_2 \cdot l) = 0 \quad (9)$$

У залежності від міцності порід, що буряться змінюється і лінійна швидкість проходки. Для її підтримки можна збільшувати частоту обертання постапу або осьове зусилля подачі, що можливо завдяки установці на буровий верстат двох незалежних приводних систем із плавним регулюванням зусилля подачі і частоти обертання.

У процесі буріння зусилля подачі R можемо плавно регулювати, відповідаючи вимогам ведення технологічного процесу, а також з урахуванням зміни фізико-механічних характеристик порід. Для бурового верстата СБШС-250Н межове значення величини R складає 350 кН. Використовуючи в якості початкових даних основні параметри цього верстата, при рішенні рівняння (9) одержано залежність зміни нижчої власної частоти ω_p поперечних коливань штанги від зусилля подачі R .

З проведеного аналізу виходить, що зі збільшенням зусилля подачі R частота ω_p зменшується. Однак на всьому діапазоні зміни зусилля подачі її величина змінюється не більше ніж на 6%. Аналогічні графіки для частот більш високих порядків тут не наведені, тому що вони значно перевищують (у 3 і більше разів) частоту зрізу зовнішнього контуру 200 1/с і потрапляють у його смугу загасання.

4. Власні частоти коливань бурового постапу при нарощуванні штанг

У процесі буріння підривної свердловини постав нарощується шляхом приєднання до нього стандартних штанг. Для верстата СБШС-250Н цих штанг може бути чотири, кожна довжиною по 11 м, а для верстата СБШ-250МН-32 – так само чотири, але довжиною 8 м. Зі зміною загальної довжини бурового постапу змінюється спектр власних частот повздожніх, крутильних і поперечних коливань. При визначенні цих частот постав можна представити у вигляді стрижня, що складається з двох ділянок – нижньої і верхньої (рис. 2) На нижній

ділянці розташована штанга більшої товщини (забурник), на верхній – одна або більше штанг із меншою товщиною стінок. Зовнішній діаметр штанг однаковий.

Штанги між собою єднуються нарізним сполученням за допомогою спеціальних муфт. При дослідженні коливань такою поставу складаємо форми коливань (амплітудні функції) на кожній ділянці таким чином, щоб вони задовольняли граничним умовам сполучення ділянок⁵.

4.1. Повздожні і крутильні коливання

Незалежно від кількості приєднаних штанг постав можна представити у вигляді стрижня, що складається з двох ділянок, на межі яких дискретно змінюється площа поперечного перерізу.

При визначенні власних частот повздожних коливань ω_u власні форми коливань на першій і другій ділянці записуються у вигляді:

$$X_{ui} = C_{ui} \cdot \sin(\omega_u \cdot x_i / C_1) + D_{ui} \cdot \cos(\omega_u \cdot x_i / C_1), \quad (10)$$

де $i = 1, 2$ – порядковий номер ділянки поставу; x_1, x_2 – поточні координати на першій та другій ділянці; C_{ui}, D_{ui} – довільні постійні, обумовлені з граничних умов та умов сполучення ділянок бурового поставу.

Граничні умови та умови сполучення ділянок наступні:

– при $x_1 = 0$ маємо $X_{u1} = 0$ (переміщення дорівнює 0);

– при $x_2 = l_2$ маємо $X'_{u2} = 0$ (припускаємо, що постійно діюча сила R не впливає на значення частот повздожних коливань і нею можна знехтувати; l_2 – довжина другої штанги);

– при $x_1 = l_1, x_2 = 0$ маємо $X_{u1} = X_{u2}$ і $E \cdot F_1 \cdot X'_{u1} = E \cdot F_2 \cdot X'_{u2}$,

де враховано, що переміщення і зусилля на межі ділянок рівні (F_1, F_2 – площі поперечних перерізів ділянок).

Підставляючи (10) у граничні умови та умови сполучення ділянок, приходимо до системи алгебраїчних рівнянь відносно C_{ui}, D_{ui} :

$$\left. \begin{aligned} D_{u1} &= 0; \\ C_{u2} \cdot \omega_u / C_1 \cdot \cos(\omega_u \cdot l_2 / C_1) - D_{u2} \cdot \omega_u / C_1 \cdot \sin(\omega_u \cdot l_2 / C_1) &= 0; \\ C_{u1} \cdot \sin(\omega_u \cdot l_1 / C_1) &= D_{u1}; \\ E \cdot F_1 \cdot C_{u1} \cdot \omega_u / C_1 \cdot \cos(\omega_u \cdot l_1 / C_1) &= E \cdot F_2 \cdot C_{u2} \cdot \omega_u / C_1. \end{aligned} \right\}$$

Вводимо позначення $a_1 = \omega_u \cdot l_1 / C_1$, $a_2 = \omega_u \cdot l_2 / C_1$ і після перетворень приходимо до рівняння:

$$tga_1 \cdot tga_2 = F_1 / F_2.$$

При роботі двох штанг однакової довжини ($l_1 = l_2$) одержимо:

$$tg^2(\omega_u \cdot l / C_1) = F_1 / F_2,$$

звідки власні частоти повздожних коливань

$$\omega_u = C_1 / l \cdot (\arctg \sqrt{F_1 / F_2} + \pi \cdot n),$$

де $n=0, 1, 2, \dots$

⁵ Mehrabadi, I. M., Nouri, M., & Madoliat, R. Investigating chatter vibration in deep drilling, including process damping and the gyroscopic effect. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 49(12), 2009. 941 p.

При роботі трьох штанг, з яких дві верхні однакової товщини і довжини ($l_2 = 2 \cdot l, a_1 = \omega_u \cdot l / C_1, a_2 = 2 \cdot a_1$), рівняння для визначення власних частот повздовжніх коливань ω_u прийме вид:

$$tga_1 \cdot tg(2 \cdot a_1) = F_1 / F_2.$$

З цього рівняння $tga_1 = \sqrt{F_1 / (F_1 + 2 \cdot F_2)}$, звідкіля

$$\omega_u = C_1 / l \cdot (\arctg \sqrt{F_1 / (F_1 + 2 \cdot F_2)} + \pi \cdot n).$$

При роботі чотирьох штанг відповідно

$$l_2 = 3 \cdot l, a_1 = \omega_u \cdot l / C_1, a_2 = 3 \cdot a_1$$

і приходимо до $tga_1 \cdot tg(3 \cdot a_1) = F_1 / F_2$, або після перетворень

$$tg^4 a_1 - 3 \cdot tg^2 a_1 \cdot (1 + F_1 / F_2) + F_1 / F_2 = 0.$$

Найменший корінь цього рівняння

Таблиця 2

Значення нижчих власних частот повздовжніх коливань

Тип верстата	Кількість штанг							
	Одна		Дві		Три		Чотири	
	$l, \text{м}$	$\omega_u, \text{с}^{-1}$	$l, \text{м}$	$\omega_u, \text{с}^{-1}$	$l, \text{м}$	$\omega_u, \text{с}^{-1}$	$l, \text{м}$	$\omega_u, \text{с}^{-1}$
СБШС-250Н	11	700	22	391	33	257	44	187
СБШ-250МН-32	8	981	16	571	24	373	32	272

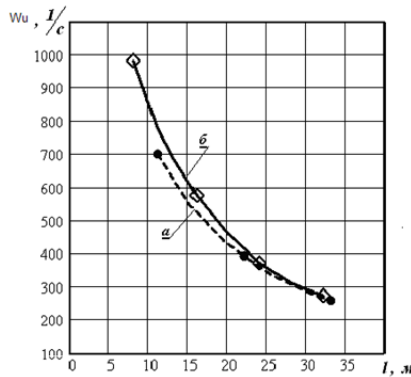


Рис. 3. Залежності значень нижчої частоти власних повздовжніх коливань від довжини бурової штанги для верстатів: СБШС-250Н (а) і СБШ-250-МН-32 (б)

$$\omega_u = C_1 / l \cdot \arctg \sqrt{0,5 \cdot \left(3 \cdot (1 + F_1 / F_2) - \sqrt{9 \cdot (1 + F_1 / F_2)^2 - 4 \cdot F_1 / F_2} \right)}$$

Результати прорахованих значень нижчих власних частот повздожніх коливань для верстатів СБШС-250Н та СБШ-250МН-32 наведені у табл. 2, рис. 3.

З наведених на рис. 3 залежностей виходить, що зі збільшенням довжини штанги нижча власна частота повздожніх коливань зменшується за нелінійним законом. Найбільший відсоток зміни частоти спостерігається при приєднанні другої штанги (зменшення досягає 42–45%). Значення частот ω_u для верстата СБШ-250МН-32 незначно (на 0,5%) вище саме таких же частот для верстата СБШС-250Н.

Аналогічно визначимо власну частоту крутильних коливань. Для двох ділянок бурового постау власні форми крутильних коливань записуються так:

$$X_{\phi i} = C_{\phi i} \cdot \sin(\omega_{\phi} \cdot x_i / C_2) + D_{\phi i} \cdot \cos(\omega_{\phi} \cdot x_i / C_2), \quad (11)$$

де $i=1, 2$ – порядковий номер ділянки постау; $C_{\phi i}, D_{\phi i}$ – довільні постійні, обумовлені граничними умовами і умовами сполучення ділянок; $C_2 = \sqrt{G/\rho}$ – жорсткість матеріалу штанги постау на кручення.

Граничні умови та умови сполучення ділянок наступні:

– при $x_1 = 0$ маємо $X'_{\phi 1} = 0$ і при $x_2 = l_2$ маємо $X'_{\phi 2} = 0$ (крутильні моменти на кінцях штанги дорівнюють нулю);

– при $x_1 = l_1, x_2 = 0$ і $X_{\phi 1} = X_{\phi 2}$ і $G \cdot J_{p1} \cdot X'_{\phi 1} = G \cdot J_{p2} \cdot X'_{\phi 2}$,

де враховано, що кути повороту і крутні моменти у місці стикування штанг різної товщини рівні (J_{p1}, J_{p2} – осьові моменти інерції нижньої і верхньої частини штанги).

Підставляючи (11) у граничні умови та умови сполучення ділянок приходимо до системи алгебраїчних рівнянь відносно $C_{\phi i}$ і $D_{\phi i}$:

$$\left. \begin{aligned} C_{\phi 1} &= 0; \\ C_{\phi 2} \cdot \omega_{\phi} / C_2 \cdot \cos(\omega_{\phi} \cdot l_2 / C_2) - D_{\phi 2} \cdot \omega_{\phi} \cdot \sin(\omega_{\phi} l_2 / C_2) &= 0; \\ D_{\phi 1} \cdot \cos(\omega_{\phi} \cdot l_1 / C_2) &= D_{\phi 2}; \\ -J_{p1} \cdot D_{\phi 1} \cdot \omega_{\phi} / C_2 \cdot \sin(\omega_{\phi} \cdot l_1 / C_2) &= J_{p2} \cdot C_{\phi 2} \cdot \omega_{\phi} / C_2. \end{aligned} \right\}$$

Використовуючи введені раніше позначення $a_1 = \omega_{\phi} \cdot l_1 / C_2$ і $a_2 = \omega_{\phi} \cdot l_2 / C_2$, після перетворення приходимо до рівняння відносно ω_{ϕ} :

$$tga_1 \cdot ctga_2 = -J_{p2} / J_{p1}.$$

Результати значень нижчих власних частот крутильних коливань для верстатів СБШС-250Н и СБШС-250МН-32 зведені у табл. 3, рис. 4.

З наведених на рис.4 залежностей виходить, що, як і у випадку повздожніх коливань частоти ω_{ϕ} зменшуються за нелінійним законом. Найбільше зменшення частот відбувається після приєднання другої штанги. Значення нижчих частот власних крутильних коливань для верстатів СБШС-250Н і СБШ-250МН-32 близькі.

4.2. Поперечні коливання

При нарощуванні поставу власні форми поперечних коливань на ділянках мають вигляд:

$$X_{yi} = C_{1i} \cdot sh(S_{1i} \cdot x_i) + C_{2i} \cdot ch(S_{1i} \cdot x_i) + C_{3i} \cdot sin(S_{2i} \cdot x_i) + C_{4i} \cdot cos(S_{2i} \cdot x_i), \quad (12)$$

де $i = 1, 2$ – номер ділянки бурової штанги;

Таблиця 3

Значення нижчих власних частот крутильних коливань

Тип верстага	Кількість штанг							
	Одна		Дві		Три		Чотири	
	$l, \text{м}$	$\omega_\phi, \text{с}^{-1}$	$l, \text{м}$	$\omega_\phi, \text{с}^{-1}$	$l, \text{м}$	$\omega_\phi, \text{с}^{-1}$	$l, \text{м}$	$\omega_\phi, \text{с}^{-1}$
СБШС – 250Н	11	902	22	451	33	290	44	186
СБШ-250МН-32	8	1241	16	621	24	396	32	295

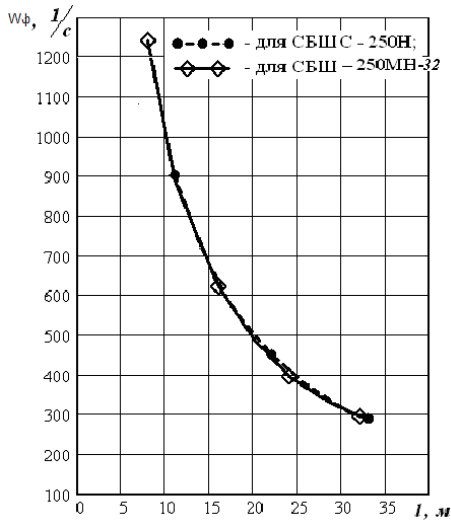


Рис. 4. Залежність значень нижчих частот власних крутильних коливань від довжини бурового поставу

$$S_{1i} = \sqrt{\sqrt{0,25 \cdot a_i^4 + k_i^4} - 0,5 \cdot a_i^2}, S_{2i} = \sqrt{\sqrt{0,25 \cdot a_i^4 + k_i^4} + 0,5 \cdot a_i^2},$$

$$a_i = \sqrt{R/E/J_i}, k_i = -\sqrt[4]{\omega_p^2 \cdot m_i/E/J_i}.$$

Вираз (12) повинен задовольняти граничним умовам: при $x_1 = 0$ маємо $X_{y1} = 0, X'_{y1} = 0$ і при $x_2 = l_2$ маємо $X_{y2} = 0, X'_{y2} = 0$. (13)

Вираз (2.12) повинен задовольняти також і умовам сполучення. При $x_1 = l$, $x_2 = 0$ маємо $X_{y1} = X_{y2}$, $X'_{y1} = X'_{y2}$, одержимо

$$\left. \begin{aligned} E \cdot J_1 \cdot X''_{y1} &= E \cdot J_2 \cdot X''_{y2}, \\ E \cdot J_1 \cdot X'''_{y1} &= E \cdot J_2 \cdot X'''_{y2}, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Після підстановки (2.12) у вирази (2.13) і (2.14) приходимо до системи алгебраїчних рівнянь щодо довільних постійних C_{ji} ($j = 1, \dots, 4$, $i = 1, 2$):

$$\left. \begin{aligned} C_{21} + C_{41} &= 0; \\ C_{21} \cdot S_{11}^2 - C_{41} \cdot S_{21}^2 &= 0; \\ C_{11} \cdot sh(S_{11} \cdot l_1) + C_{21} \cdot ch(S_{11} \cdot l_1) + C_{31} \cdot sin(S_{21} \cdot l_1) + C_{41} \cdot cos(S_{21} \cdot l_1) - \\ &- C_{22} - C_{42} = 0; \\ C_{11} \cdot S_{11} \cdot ch(S_{11} \cdot l_1) + C_{21} \cdot S_{11} \cdot sh(S_{11} \cdot l_1) - C_{31} \cdot S_{21}^2 \cdot sin(S_{21} \cdot l_1) - \\ &- C_{41} \cdot S_{21} \cdot sin(S_{21} \cdot l_1) = C_{12} \cdot S_{12} + C_{32} \cdot S_{22}; \\ C_{11} \cdot S_{11}^2 \cdot sh(S_{11} \cdot l_1) + C_{21} \cdot S_{11}^2 \cdot ch(S_{11} \cdot l_1) + C_{31} \cdot S_{21} \cdot sin(S_{21} \cdot l_1) - \\ &- C_{41} \cdot S_{21}^2 \cdot cos(S_{21} \cdot l_1) = J_2/J_1 \cdot (C_{22} \cdot S_{12}^2 - C_{42} \cdot S_{22}^2); \\ C_{11} \cdot S_{11}^3 \cdot ch(S_{11} \cdot l_1) + C_{21} \cdot S_{11}^3 \cdot sh(S_{11} \cdot l_1) - C_{31} \cdot S_{21}^3 \cdot cos(S_{21} \cdot l_1) + \\ &+ C_{41} \cdot S_{21}^3 \cdot sin(S_{21} \cdot l_1) = \frac{J_2}{J_1} \cdot (C_{12} \cdot S_{12}^3 - C_{32} \cdot S_{22}^3); \\ C_{12} \cdot sh(S_{12} \cdot l_2) + C_{22} \cdot ch(S_{12} \cdot l_2) + C_{32} \cdot sin(S_{22} \cdot l_2) + C_{42} \cdot cos(S_{22} \cdot l_2) &= 0; \\ C_{12} \cdot S_{12} \cdot ch(S_{12} \cdot l_2) + C_{22} \cdot S_{12} \cdot sh(S_{12} \cdot l_2) + C_{32} \cdot S_{22} \cdot cos(S_{22} \cdot l_2) - \\ &- C_{42} \cdot S_{22} \cdot sin(S_{22} \cdot l_2) = 0. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

де довільні постійні C_{21} , C_{41} враховують взаємодію шарошкового долота і породи, тому при визначенні власних частот поставу вони дорівнюють нулю.

Система рівнянь (15) має рішення тоді, коли визначник дорівнює нулю⁶. Якщо ввести позначення

$$\psi_1 = S_{11} \cdot l_1; \psi_2 = S_{21} \cdot l_1; \psi_3 = S_{12} \cdot l_2; \psi_4 = S_{22} \cdot l_2,$$

то рівняння для визначення власних частот ω_p поперечних коливань набуває наступного вигляду:

$$\begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & S_{11}^2 & 0 & -S_{21}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ sh\psi_1 & ch\psi_1 & \sin \psi_2 & \cos \psi_2 & 0 & -1 & 0 & -1 \\ S_{11} ch\psi_1 & S_{11} sh\psi_1 & S_{21} \cos \psi_2 & -S_{21} \sin \psi_2 & -S_{21} & 0 & -S_{22} & 0 \\ S_{11}^2 sh\psi_1 & S_{11}^2 ch\psi_1 & -S_{21}^2 \sin \psi_2 & -S_{21}^2 \cos \psi_2 & 0 & -\frac{J_2}{J_1} S_{12}^2 & 0 & \frac{J_2}{J_1} S_{22}^2 \\ S_{11}^3 ch\psi_1 & S_{11}^3 sh\psi_1 & -S_{21}^3 \cos \psi_2 & S_{21}^3 \sin \psi_2 & -\frac{J_2}{J_1} S_{12}^3 & 0 & \frac{J_2}{J_1} S_{22}^3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & sh\psi_3 & ch\psi_3 & \sin \psi_4 & \cos \psi_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & S_{12} ch\psi_3 & S_{12} sh\psi_3 & S_{22} \cos \psi_4 & -S_{22} \sin \psi_4 \end{vmatrix} = 0$$

⁶ Korn G., Korn T. Mathematical Handbook for Scientists and Engineers. Mineola, New York: Dover Publication, Inc., 1968. 325 p.

Кількісні значення власних частот ω_p визначалися шляхом знаходження чисельного рішення останнього рівняння при заданих параметрах бурового постау (табл.1) ітераційним методом Ньютона.

Буровий постау, як система з розподіленими параметрами, має нескінченну безліч власних частот поперечних коливань. З цього числа для аналізу вибираємо лише ті частоти, значення яких не перевищують частоти 200 1/с (частоти зрізу зовнішнього контуру системи керування). В цю область частот, у залежності від загальної довжини штанги, потрапляють два і більше значення власних частот поперечних коливань.

У табл. 4 зведені значення власних частот поперечних коливань ω_p у залежності від зусилля подачі R і кількості працюючих штанг для верстата СБШС-250Н. Аналогічні значення зведені у табл.5, 6 і 7 для верстата СБШ-250МН-32 при бурінні однією, двома і трьома штангами, відповідно. Аналіз значень, зведених у таблицях, показує, що залежність зусилля подачі R у порівнянні з впливом довжини бурового постау на величину власних частот коливань, незначна. Тому що довжина постау змінюється дискретно шляхом нагвинчування на першу штангу з більшою товщиною стінок штанг із меншою товщиною стінок, також дискретно змінюється і значення власних частот ω_p у розглянутій смузі частот.

Таблиця 4

**Власні частоти поперечних коливань постау верстата
СБШС-250Н при нарощуванні однією штангою (22 м)
і двома штангами (33 м)**

$l, \text{ м}$	$R, \text{ кН}$	$\omega_p, \text{ с}^{-1}$				
		ω_{p1}	ω_{p2}	ω_{p3}	ω_{p4}	ω_{p5}
22	50	4,670	16,271	35,097	59,505	91,267
	100	4,162	15,780	34,554	58,966	90,718
	150	3,581	15,272	34,003	58,422	90,166
	200	2,882	14,747	33,441	57,873	89,610
	250	1,941	14,201	32,871	57,318	89,051
	300	0,000	13,632	32,289	56,758	88,488
	350	0,000	13,038	31,697	56,192	87,922
33	50	2,486	9,027	19,561	34,188	52,075
	100	1,826	8,487	19,002	33,608	51,498
	150	0,682	7,909	18,426	33,019	50,915
	200	0,000	7,284	17,831	32,418	50,324
	250	0,000	6,599	17,216	31,806	49,727
	300	0,000	5,835	6,577	31,182	49,121
	350	0,000	4,954	15,913	30,545	48,508

Таблиця 5

**Власні частоти поперечних коливань поставу верстата
СБШ-250МН-32 при нарощуванні однією штангою
(загальна довжина $l=16$ м)**

$l, \text{ м}$	$R, \text{ кН}$	$\omega_p, \text{ с}^{-1}$	
		ω_{p1}	ω_{p2}
16	50	17,375	64,151
	100	16,950	63,618
	150	16,513	63,079
	200	16,065	62,536
	250	15,603	61,988
	300	15,128	61,435

Таблиця 6

**Власні частоти поперечних коливань поставу верстата
СБШ-250МН-32 при нарощуванні двома штангами
(загальна довжина $l=24$ м)**

$l, \text{ м}$	$R, \text{ кН}$	$\omega_p, \text{ с}^{-1}$		
		ω_{p1}	ω_{p2}	ω_{p3}
24	50	17,375	64,151	61,734
	100	16,950	63,618	61,102
	150	16,513	63,079	60,462
	200	16,065	62,536	59,816
	250	15,603	61,988	59,163
	300	15,128	61,435	58,501

Таблиця 7

**Власні частоти поперечних коливань поставу верстата
СБШ-250МН-32 при нарощуванні трьома штангами
(загальна довжина $l=32$ м)**

$l, \text{ м}$	$R, \text{ кН}$	$\omega_p, \text{ с}^{-1}$			
		ω_{p1}	ω_{p2}	ω_{p3}	ω_{p4}
32	50	4,657	16,017	60,509	91,378
	100	3,976	15,409	59,827	90,705
	150	3,145	14,774	59,137	90,026
	200	1,984	14,110	58,438	89,343
	250	0,000	13,411	57,730	88,653
	300	0,000	12,672	57,014	87,958

Для верстатів, які досліджуються, характерно, що зі збільшенням кількості штанг спостерігається зближення значень власних частот поперечних коливань, зменшуються проміжки між ними, особливо в

області частот $\omega < 50$ 1/с. Значення нижчих власних частот не зберігаються при нарощуванні поставу.

ВИСНОВКИ

У результаті проведених теоретичних досліджень поставу як об'єкту керування, що є стрижнем кільцевого поперечного перерізу, який піддається осьовому тиску і крутінню, можна зробити наступні висновки:

1. У процесі буріння у поставі збуджуються складні поперечні, повздовжні, крутильні коливання. При нарощуванні бурового поставу нижчі частоти власних повздовжніх, крутильних і поперечних коливань істотно зменшуються:

– для верстата СБШ-250МН-32 повздовжні коливання – від значення 981 1/с до 700 1/с (у 1,4 рази), крутильні – від 1241 1/с до 902 1/с (у 1,37 рази), поперечні – від 65 1/с до 35 1/с (у 1,85 рази);

– для верстата СБШС-250Н повздовжні коливання – від значення 272 1/с до 187 1/с (у 1,45 рази), крутильні – від 295 1/с до 186 1/с (у 1,58 рази), поперечні – від 12,62 1/с до 4,95 1/с (у 2,54 рази).

Характер залежності цих частот від довжини штанги – нелінійний.

2. Зі збільшенням зусилля подачі частота поперечних коливань знижується, однак у всьому діапазоні зміни зусилля подачі її величина змінюється не більше ніж на 6%.

3. Із зіставлення власних частот повздовжніх, поперечних і крутильних коливань, отриманих розрахунковим шляхом та власними частотами, що виділені при експериментальних дослідженнях, виходить, що при бурінні однією і двома штангами власні частоти поставу не потрапляють у смугу пропускання системи керування. При бурінні трьома штангами з'явилися власні низькочастотні поперечні коливання поставу у верстаті СБШ-250МН-32. Експериментальне значення циклічної частоти коливань – 2,36 Гц, розрахункове – 2,48 Гц, що відповідає кутовій частоті коливань 15,603 1/с. Відносна похибка обчислення циклічної частоти $(2,48-2,36)/2,48 \cdot 100\% = 4,8\%$.

4. При бурінні трьома штангами (верстат СБШС-250Н) експериментально зафіксовані власні низькочастотні поперечні коливання штанги з циклічною частотою 1,02 Гц. Розрахункове значення цієї частоти – 1,05 Гц, що відповідає кутовій частоті 6,599 1/с. Відносна похибка обчислення частоти складає $(1,05-1,02)/1,05 \cdot 100\% = 2,8\%$.

5. Приводні системи постійного і змінного струмів налаштовуються зі смугою пропускання зовнішнього контуру до 50 1/с і 200 1/с відповідно, тому крутильні коливання при бурінні однією і двома штангами не потрапляють в смугу пропускання системи регулювання. Збільшення смуги пропускання зовнішнього контуру системи керування

приводної системи і зменшення власних частот пружних коливань поставу при бурінні трьома і більшою кількістю штанг, призведе до впливу на перехідні процеси крутильних коливань бурового поставу.

6. Безпосередньо на динаміку приводної системи змінного струму крутильні коливання поставу впливають за умови, що його власні частоти потрапляють у смуги пропускання поперечної складової струму статора або контурів поперечної складової струму статора і контуру частоти обертання.

7. Безпосередньо низькочастотні складові поперечних і повздовжніх коливань не вплинуть на динамічні процеси у приводній системі. Однак власні низькочастотні поперечні коливання призведуть до неприпустимих вібрацій не тільки поставу, але і бурового верстата у цілому, що істотно знизить напрацювання на відмовлення конструктивних вузлів БВ і обмежить його продуктивність. Зі збільшенням довжини бурової штанги значення власних частот поперечних і повздовжніх коливань для досліджуваних верстатів зближаються і переміщуються в область більш низьких величин. Значення власних частот не зберігаються при зміні довжини поставу у процесі його збирання – розбирання.

8. Застосування приводної системи постійного струму з тиристорним перетворювачем напруги і смугою пропускання контуру швидкості не більше ніж 50 рад/с у верстатах СБШС-250Н и СБШ-250МН-32 не призводить до потрапляння у смугу пропускання власних частот бурового поставу.

9. Застосування приводної системи змінного струму з транзисторним широтно-імпульсним інвертором напруги і смугою пропускання контуру швидкості не менше 200 рад/с у верстатах СБШС-250Н, призведе до потрапляння у смугу пропускання контуру частоти обертання і струму статора найнижчої власної частоти крутильних коливань поставу при бурінні чотирма штангами.

АНОТАЦІЯ

Впровадження сучасних швидкодіючих приводних систем змінного струму з мало інерційними асинхронними двигунами у бурових верстатах нового покоління потребує брати до уваги динамічні властивості бурового поставу. Проаналізовані динамічні властивості бурового поставу як об'єкта керування. Встановлено, що при бурінні поставом з трьома і більше штангами кутові частоти власних крутильних коливань у верстатах СБШС-250Н становлять менше 186 1/с і потрапляють у смугу пропускання транзисторної приводної системи змінного струму з частотою зрізу зовнішнього контуру керування 200 1/с, що суттєво погіршує показники якості керування електромеханічної

системи. Такі коливання доцільно компенсувати засобами керування приводної системи. Визначено, що у режимах буріння повністю зібраним поставом довжиною 33 м у верстатах СБШС-250Н генеруються поперечні власні низькочастотні коливання з циклічною частотою 1,05 Гц (для верстата СБШ-250МН-32 – 2,48 Гц при довжині поставу 24 м), які безпосередньо не впливають на динаміку роботи приводної системи, але призводять до появи додаткових навантажень на вузли бурових верстатів, подавлення яких можливо тільки шляхом зменшення частоти обертання поставу, що веде до зниження продуктивності гірських робіт.

Література

1. Abu-Mahfouz, I. Drilling wear detection and classification using vibration signals and artificial neural network. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 43(7), 2003. 707-720. doi: [https://doi.org/10.1016/S0890-6955\(03\)00023-3](https://doi.org/10.1016/S0890-6955(03)00023-3)
2. Arvajah, T., & Ismail, F. Machining stability in high-speed drilling–Part 1: Modeling vibration stability in bending. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 46(12), 2006. 1563-1572. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2005.09.018>
3. Ema, S., & Marui, E. Theoretical analysis on chatter vibration in drilling and its suppression. *Journal of Materials Processing Technology*, 138(1), 2003. 572-578. doi: [https://doi.org/10.1016/S0924-0136\(03\)00148-1](https://doi.org/10.1016/S0924-0136(03)00148-1).
4. Lee, B. Y., Liu, H. S., & Tarng, Y. S. Modeling and optimization of drilling process. *Journal of Materials Processing Technology*, 74(1), 1998. 149-157. doi:[https://doi.org/10.1016/S0924-0136\(97\)00263-X](https://doi.org/10.1016/S0924-0136(97)00263-X).
5. Mehrabadi, I. M., Nouri, M., & Madoliat, R. Investigating chatter vibration in deep drilling, including process damping and the gyroscopic effect. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 49(12), 2009. 939-946. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2009.06.009>.
6. Korn G., Korn T. *Mathematical Handbook for Scientists and Engineers*. Mineola, New York: Dover Publication, Inc., 1968. 832 p.

Information about the author:

Khilov Victor Sergiiovych,

Doctor of Technical Sciences,

Professor at the Department of Electrical and Robotic Systems Automation

LLC “TECHNICAL UNIVERSITY “METINVEST POLYTECHNIC”

80, Pivdenne shose str., Zaporizhzhia, 69008, Ukraine