

УДК 622.233.6

DOI: 10.18372/0370-2197.2(103).18673

Ю. О. МАЛІНОВСЬКИЙ<sup>1</sup>, С. Л. ЦВІРКУН<sup>1</sup>, С. О. СИТНИК<sup>1</sup>,  
Д. П. ВЛАСЕНКОВ<sup>1</sup>, Д. П. РИБАК<sup>1</sup>, С. Ю. ОЛІЙНИК<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Відокремлений структурний підрозділ «Криворізький професійний коледж Національного авіаційного університету», Кривий Ріг, Україна

<sup>2</sup>Криворізький національний університет, Кривий Ріг, Україна

## ДЕЯКІ ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ТРИБОМЕХАНІКИ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ БУРОВИХ ВЕРСТАТІВ ДЛЯ РОЗБУРЮВАННЯ ВІДБУТНИХ ВИРОБОК І СВЕРДЛОВИН

На сучасних гірничорудних підприємствах широко застосовують верстати обертального буріння, обладнані шарошечними бурильними головками, які використовують для проведення у твердих гірських породах свердловин  $\varnothing 250 - \varnothing 320$  мм з метою виконання вибухових робіт. Буріння таких свердловин пов'язане з використанням значних осьових зусиль  $P_n$  і обертальних моментів  $M_{\text{об}}$ , які спричиняють поздовжню деформацію (стиснення) і крутильну деформацію штанг і бурового става загалом. Тому проводять інтенсифікацію процесів обертального буріння з метою збільшення діаметра свердловини, що пробурюється, пов'язано зі значними технічними труднощами й економічними витратами. У низці практичних випадків існує можливість буріння свердловин великого діаметра у два етапи. Перший етап полягає в бурінні передової свердловини малого діаметра ( $\varnothing 250 - \varnothing 320$  мм) із зовнішніх горизонтів гірничого підприємства (наприклад, шахта) до горизонту, що лежить нижче, або мережі горизонтальних виробок, з'єднаних із кар'єром. Після буріння передової свердловини ( $\varnothing 250 - \varnothing 320$  мм) на горизонт, що лежить нижче, опускається розбурювач, який одягається на буровий став замість коронки малого діаметра. Після заміни робочого інструменту діаметром  $\varnothing 250 - \varnothing 320$  мм на розбурювач  $\varnothing 1500 - \varnothing 3000$  мм, здійснюється розбурювання, яке ведеться вертикально вгору (іноді під кутом). При виконанні розбурювання буровий став перебуває під впливом крутного моменту і розтягувального осьового зусилля. У такому режимі роботи навантаження на став істотно зростають, проте поздовжня вісь става залишається прямолінійною, оскільки виключається вплив поздовжнього вигину, а також зменшується вплив невірноваженості бурового става від дії початкових неправильностей та відцентрових сил. Однак істотно зростає момент сил тертя при бурінні, посилюється вплив жорсткості бурового става, з'являється можливість більш "довгих" зупинок під час роботи розбурювача в вибої, водночас зменшується величина сил пружності става зі збільшенням його довжини, а отже кут закручування збільшується. У разі збільшення кута закручування бурового става зростає динамічний крутний момент і дотичні напруження, за рахунок істотних перепадів кутової швидкості обертання става (от  $\omega_0$  до 0). У даному випадку, присутні значні зміни кінетичної енергії става при зниженні кутової швидкості його обертання. Фактично зниження жорсткості става веде до зростання приросту кінетичної енергії системи на розбурювачі. Тобто динамічний кут закручування вала зростає і призводить до прояву крутильного удару з великим коефіцієнтом динамічності ( $k_d \gg 2$ ).

Як впливає з промислових випробувань верстата 2КВ 3000, не було враховано можливість прояву крутильного удару в системі розбурювач – буровий став – обертач під дією змінного моменту сил тертя між породою

та інструментом. Тому за максимальної довжини става приріст кінетичної енергії удару спричиняє найбільший динамічний кут закручування става, який сприймається першими штангами від розбурювача, і в них виникають граничні наведені нормальні напруження, які призводять до поломок штанг.

З цих міркувань для ефективної роботи бурових верстатів у режимі розбурювання необхідно створити та застосувати інженерну методику розрахунку динамічних параметрів бурового става і верстата загалом під впливом фрикційної взаємодії інструменту та породи [1].

**Ключові слова:** буровий став, розбурювач, обертач, механізм подачі, зусилля подачі, крутний момент, кутова швидкість обертання, бурова штанга, розбурювання свердловин, операційний метод, нелінійна характеристика тертя, рівняння енергетичного балансу, момент опору, крутний момент двигуна, крутний удар, позовжній удар.

**Вступ і постановка завдань досліджень.** На сучасних кар'єрах набули широкого поширення верстати шарошечного буріння для проходки передових свердловин  $\varnothing 250$  -  $\varnothing 320$  мм, глибиною до 30 м.

Досвід експлуатації цих машин показав, що інтенсифікація роботи верстатів стримується через сильну вібрацію става в окружному й осьовому напрямках унаслідок значних крутних моментів і зусиль подачі. Під дією навантажень буровий став деформується. У результаті деформації прямолінійна вісь бурового става викривляється і набуває вигляду гвинтової лінії [2]. При цьому буровий став у процесі експлуатації верстата зазнає значних динамічних навантажень, незважаючи на зазначені динамічні навантаження і вібрації в роботі верстатів шарошечного буріння типу СБШ-250, Піт Вайпер та інші, розглянутий принцип шарошечного буріння також використовується для проходки повстаючих свердловин діаметром від  $\varnothing 1500$  мм і більше (у ряді випадків до  $\varnothing 3000$  мм). У разі роботи бурового верстата в режимі розбурювання колона штанг залишається прямолінійною, тому що буровий став перебуває під дією деформації розтягування спільно з крутінням, і тим не менш, під дією цих деформацій з боку розбурювача, що перебуває у фрикційному контакті з породою, за поєднання параметрів роботи машини відбувається вихід з ладу штанг бурового става.

У роботі показано, що причини виходу з ладу штанг бурового става зумовлені насамперед фрикційною взаємодією породи, що руйнується, з інструментом, причому наведений момент опору обертанню става є нелінійною функцією кутової швидкості обертання під час коливань, та у певні проміжки часу має гальмівний ефект. Тому, на наш погляд, динамічні прояви і поломки в ставі пов'язані з пригальмовуванням, і в ряді випадків, з короткочасними зупинками розбурювача в свердловині.

**Метою цієї роботи** є з'ясування причин і обставин, що призводять до поломок бурового става в режимі розбурювання свердловин і виробок великого діаметру в міцних гірських породах, з урахуванням їхніх фрикційних характеристик (ще на стадії проектування бурових машин).

У даній публікації обґрунтовується алгоритм прояву динамічних режимів роботи верстата, їхнього послаблення та виключення, залежно від характеристики тертя ковзання бурового інструменту об породу, яка має лінійну та кубічну ділянки, що залежать від швидкості прослизання інструменту по породі (рис. 1).

Такий підхід дає змогу виявити на стадії проектування всі особливості розрахункової схеми машини і забезпечити розрахункове обґрунтування необхідних параметрів става і всього верстата загалом під час промислової експлуатації машини.

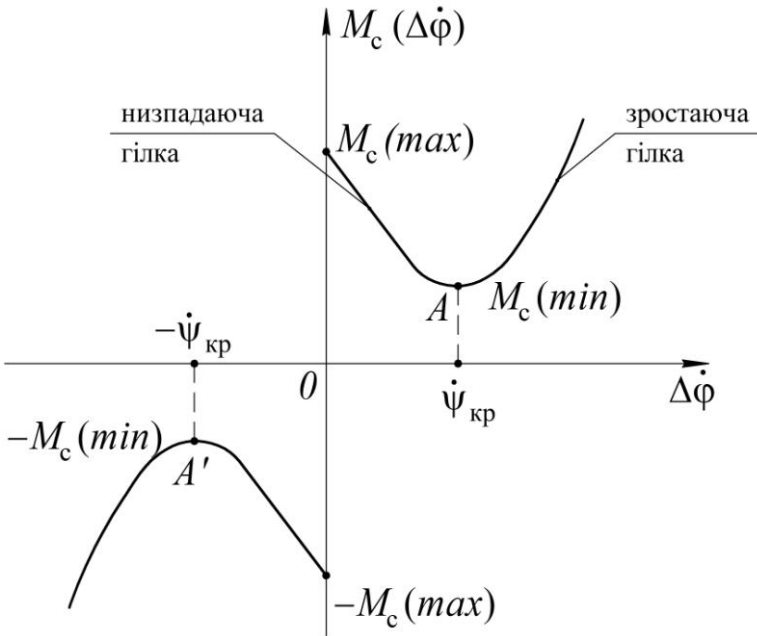


Рис. 1. Залежність моменту сил тертя від швидкості прослизання розбурювача (від номінальної швидкості обертання става  $\omega_0$ ), при автоколиваннях

$$\dot{\psi}_{кр} = \sqrt{\frac{M_1}{3M_3}} - \text{швидкість прослизання відповідна до } M_c(min)$$

#### Аналіз виконаних досліджень і публікацій.

У гірничій і гірничорудній промисловості під час буріння вибухових свердловин, а в низці випадків і під час їхнього розбурювання, набули поширення верстата для буріння і розбурювання, такі як СБШ-250 (320), УСБШ-250, Піт Вайпер, 2КВ-3000, SANDVIC Rhino, Atlas Copco Robbins та інші.

Принцип роботи цих бурильних установок зводиться до руйнування гірничої породи у вибої при прокручуванні конічних головок з твердими елементами навколо своїх осей і осі става під впливом притисного зусилля  $P_n$  і крутного моменту  $M_{кр}$  (рис. 2). Фактично ці силові чинники є аналогами притисних зусиль і сил тертя у фрикційних парах.

Слід зазначити, що принцип шарошечного буріння використовується в промисловості для виконання двох різних процесів:

1) буріння вибухових свердловин для відкритих гірничих робіт (станок Піт Вайпер, СБШ-250, УСБШ-250, СБШ-320 – кар'єрні станки, БШ-200 – шахтний буровий станок);

2) розбурювання пілотних свердловин діаметром  $\varnothing 250 - \varnothing 320$  мм до діаметра  $\varnothing 1500$  мм і більше (станки SANDVIC Rhino, Atlas Copco Robbins, 2КВ 3000 та інші).

При цьому інженерна методика [1], яка виконана під керівництвом академіка Потураєва В. Н., орієнтована на бурові верстати першої групи.

Очевидно, прикладні розрахунки щодо бурових верстатів для проходки повсталих було виконано після створення розбурювача в натуральну величину і підбору двигуна і доведено до досконалості суто емпірично, оскільки в технічній літературі подібних результатів не зафіксовано.

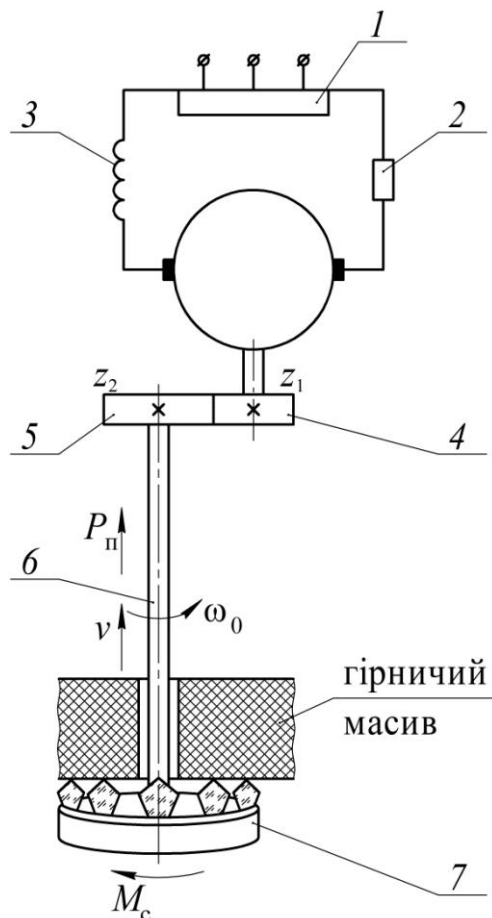


Рис. 2. Електромеханічна схема процесу розбурювання:

- 1 – тиристорний перетворювач приводу;
- 2, 3 – індуктивність і активний опір обмотки статора;
- 4, 5 – зубчасті колеса редуктора;
- 6 – буровий став;
- 7 – розбурювач;
- $P_n$  – зусилля подачі верстата;
- $v$  – швидкість розбурювання;
- $M_c$  – момент опору розбурюванню з боку гірничої породи;
- $\omega_0$  – номінальна кутова швидкість обертання става.

Таким чином, у процесі руйнування гірської породи у вибою обертальним способом має місце прояв ефектів фрикційної природи, таких як зміна моментів сил тертя від швидкості прослизання бурового інструменту відносно гірської породи, що руйнується. Буровий інструмент, при впровадженні зубців,

захоплюється на ультракороткі проміжки часу гірською породою. Після закінчення цього часу міцність порції породи різко падає і матеріал, що руйнується, зі швидкістю проходки видаляється з забою. Зруйнований матеріал під власною вагою вивантажується зі свердловини, що розбурується. Біля «підшови» вибою відбиту гірську масу прибирає навантажувальна машина. Аналогічний процес руйнування мікрооб'ємів породи відбувається в міру проходки виробки і тимчасово призупиняється для згинчування штанг під час проходки виробки, що розбурується. У практиці розбурування свердловин переважає схема розбурування, яка містить у собі два етапи:

1 – етап буріння пілотної свердловини малого діаметра  $\varnothing 250 - \varnothing 320$  мм – виконується або з нульового горизонту до підземного горизонту, розташованого на глибині  $80 \div 120$  м, або з першого підземного горизонту, віддаленого від поверхні на глибині  $60 \div 80$  м, до другого підземного горизонту, розташованого на глибині  $120 \div 140$  м;

2 – етап, коли буде пробурена пілотно свердловина до горизонту, що розглядається, то на цьому горизонті знімається з бурового става бурильна головка і замість неї надягається розбурувач  $\varnothing 1500 - \varnothing 2000$  мм (або  $\varnothing 3000$  мм), і виконується процес розбурування, в результаті прикладання до бурового става крутного моменту  $M_{кр}$  і розтягувального зусилля подачі  $P_n$ . Розглянемо роботу бурового верстата за один цикл руйнування гірської породи. Чисельні шарошки бурового става під дією зусилля притиснення става  $P_n$  впроваджуються на глибину 5-6 мм у гірський масив (тобто штирі шарошок наколюють гірський масив), при цьому діючий крутний момент  $M_{кр}$  внаслідок прикладання сил тертя повертає гірську масу навколо кожної шарошки розбурувача, що спричиняє крихке руйнування порції гірської маси, яка «миттєво» обсипається. Тоді момент опору на розбурувачі різко зменшується ( $M_c$ ), викликаючи збільшення приросту кутової швидкості обертання бурового става ( $\Delta\omega$ ).

У результаті очищення вибою від зруйнованого дріб'язку постійно діюче зусилля подачі спричиняє різке притиснення розбурувача до вибою, що призводить до прояву режиму гальмування розбурувача і процес руйнування чергової порції гірничої маси повторюється і так відбувається до повної проходки виробки.

У деяких випадках під час руйнування гірської породи дрібнота обсипається, і для кращого очищення вибою залишки матеріалу видуваються за рахунок примусової роботи компресорів. Після такого очищення вибою гідроциліндри подачі миттєво підтягують став і розбурувач у напрямку осі розбурування, викликаючи переміщення бурового інструменту на висоту  $h$ , при цьому відбувається поздовжній удар інструменту об вибій із коефіцієнтом динамічності  $k_d \gg 2$ .

Таким чином, у процесі розбурування гірської маси в масиві гірських порід мають місце як поздовжні, так і зсувні деформації. При цьому поздовжні та кругові переміщення зумовлені процесом руйнування елементарних об'ємів гірських порід.

Зауважимо, що виявити взаємозв'язок цих процесів для розбурування не вдалося, проте було встановлено, що крутильний і поздовжній ударні імпульси розбурувач і буровий став отримують у моменти руйнування порції гірничої

маси під інструментом, у моменти наколювання шарошками гірської породи під час упровадження зубців шарошок у гірничий масив.

Ці міркування свідчать про те, що крутильні та поздовжні ударні (і коливальні) процеси між собою на даному етапі розгляду завдання між собою не пов'язані. Тому з достатнім ступенем точності в даній задачі можна окремо розглядати як крутильні, так і поздовжні коливання става.

Розглянемо крутильний коливальний процес [3]. Будемо виходити з того, що дана механічна система може бути представлена як двомасова крутильна система, що складається з двох мас: 1) це шарошечний розбурювач (з моментом інерції  $J_1$ ); 2) – ротор електродвигуна з приводним механізмом ( $J_2$  – момент інерції ротора двигуна, зведений до бурового става). Маси  $J_1, J_2$  (момент інерції мас), з'єднані буровим ставом із жорсткістю, що дискретно (і безперервно) змінюється –  $c$  (рис. 2).

Ця механічна система описується математично системою двох диференціальних рівнянь другого порядку у звичайних похідних [3]. Тоді система рівнянь крутильних коливань під час обертання бурового става має вигляд

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = M_0 + M_1 \cdot (\dot{\varphi}_1 - \omega_0) - M_3 \cdot (\dot{\varphi}_1 - \omega_0)^3 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) = M_0 + M_4 \cdot (\omega_0 - \dot{\varphi}_2) \end{cases} \quad (1)$$

де  $\varphi_1$  – кут повороту розбурювача бурового става з урахуванням накладених вібрацій;

$\varphi_2$  – кут повороту ротора двигуна, зведений до бурового става з урахуванням накладених вібрацій;

$\dot{\varphi}_1$  – поточне значення кутової швидкості розбурювача бурового става (під час коливань);

$c$  – крутильна жорсткість бурового става (величина змінна, як завдяки ходу механізму подачі верстата, так і внаслідок згинчування штанг у міру проходки виробки та зміни величини  $l$ :

$$c = \frac{GJ_p}{l}$$

$G$  – модуль пружності II роду для матеріалу штанги;

$J_p$  – полярний момент інерції кільцевого перерізу штанги;

$l$  – поточна (змінна) довжина става;

$M_c = M_0 + M_1 \cdot (\dot{\varphi}_1 - \omega_0) - M_3 \cdot (\dot{\varphi}_1 - \omega_0)^3$  – момент опору обертанню розбурювача у вибої (аналог моменту сил тертя) (кубічна залежність моменту опору від швидкості прослизання (рис. 1));

$M_0$  – постійна складова моменту сил тертя у вибої під час розбурювання;

$M_1$  – постійний коефіцієнт опору обертанню става, пропорційний першому ступеню відносної швидкості ковзання розбурювача в вибої, може набувати як позитивного, так і від'ємного значення (за від'ємного загасання формує в ставі автоколивання);



$M_3$  – постійний коефіцієнт опору обертанню става, пропорційний третьому ступеню відносної швидкості ковзання розбурювача у вибої (коефіцієнт, що характеризує нелінійні властивості характеристики моменту сил тертя);

$M_4$  – коефіцієнт загасання двигуна.

Введемо наступні поняття:

$\dot{\psi} = \dot{\phi} - \omega_0$  – кутова швидкість прослизання інструмента відносно вала, що рівномірно обертається з кутовою швидкістю  $\omega_0 = \text{const}$  (номінальна швидкість);

$p_1^2 = \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} \cdot c$  – квадрат власної частоти коливань вала, що рівномірно обертається (далі позначасмо  $p$ );

$p_2 = 0$  – частота, що характеризує обертання става.

Розглянемо момент опору обертанню бурового інструменту в забої  $M'_c$  у вигляді (без урахування  $M_0$ )

$$M'_c = M_1 \cdot (\dot{\phi}_1 - \omega_0) - M_3 \cdot (\dot{\phi}_1 - \omega_0)^3. \quad (2)$$

Перший доданок (2) являє собою від'ємне загасання, яке при певних значеннях  $\dot{\phi}_1$  – дає розгойдування автоколивань у системі, другий доданок (2) створює гальмівний ефект, пропорційний третьому ступеню  $\dot{\phi}_1$ .

Наведена система рівнянь (1) є нелінійною відносно третього ступеня швидкості прослизання розбурювача для бурового става, що рівномірно обертається (умовно) з кутовою частотою  $\omega_0$ . Знехтувати в (2) третім ступенем швидкості прослизання  $(\dot{\phi}_1 - \omega_0)^3$  для системи (1) буде некоректним, тому що за такої постановки задачі розв'язок дасть безперервне зростання швидкості обертання розбурювача, і такий розв'язок буде неадекватно відображати роботу бурового става. Тобто під час розв'язання системи (1) у правій частині першого рівняння між першим і другим доданками, що містять множники  $(\dot{\phi}_1 - \omega_0)$  і  $(\dot{\phi}_1 - \omega_0)^3$  має бути встановлений баланс. Тоді в механічній системі верстата збуджуються рівномірні автоколивання.

Причому амплітуди цих коливань можуть досягати значних величин. Тому цю систему необхідно розглядати з урахуванням як лінійних, так і нелінійних доданків.

Крім того, можливий інший підхід до розв'язання цієї задачі. Він полягає в застосуванні до розбурювача кінетичного моменту для часу  $t_0$ , після закінчення часу тривалістю  $\Delta t_0$  вплив кінетичного моменту різко знижується і опір повертанню робочого органу значно зменшується.

Даний фрагмент розв'язання задачі поєднує рішення, для різних значень моменту опору: 1.  $M'_{c1} \neq 0$ ; 2.  $M'_{c2} \neq 0$ ,  $M'_{c1} > M'_{c2}$ , тобто вирішення вихідної нелінійної задачі зводиться до поєднання двох різних рішень лінійних задач. Такий розв'язок буде математично точним, але вносить похибки щодо значень кутових координат  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ .

Таким чином, два розглянуті підходи до розв'язання задачі (1) вносять певні похибки. Тому для отримання достовірних результатів бажано мати у своєму розпорядженні експериментальні дані щодо зміни моменту опору ( $M'_c$ ) на

розбурювачі, а також амплітуду коливань кутової швидкості бурового става, тобто визначити коефіцієнт динамічності роботи на підставі експериментальних даних і порівняти його з теоретичним.

У рамках цієї публікації обмежимося таким припущенням у системі рівнянь (1), що потужний двигун обертача має абсолютно «жорстку» механічну характеристику, тобто закон зміни кута повороту двигуна приймаємо у вигляді

$$\varphi_2 = \omega_0 t, \quad (3)$$

де  $\omega_0$  – номінальна кутова частота обертання бурового става.

Також введемо допоміжну координату

$$\psi_1 = \varphi_1 - \varphi_2, \quad \dot{\psi}_1 = \dot{\varphi}_1 - \omega_0 t, \quad (4)$$

тоді

$$\dot{\psi}_1 = \dot{\varphi}_1 - \omega_0, \quad (5)$$

і

$$\ddot{\psi}_1 = \ddot{\varphi}_1. \quad (6)$$

При цьому постійна частина моменту опору тертю розбурювача із забоем  $M_0$  долається за рахунок компенсації постійної частини крутного моменту на двигуні.

З урахуванням таких міркувань система рівнянь (1) трансформується в одне диференціальне рівняння (вироджене), що являє собою рівняння коливань розбурювача відносно става, що рівномірно обертається (з кутовою швидкістю  $\omega_0$ ) у рухомій системі координат відносно вертикальної осі

$$J_1 \ddot{\psi}_1 + c \psi_1 = M'_c(\dot{\psi}_1) \approx M_1 \dot{\psi}_1 - M_3 \dot{\psi}_1^3. \quad (7)$$

Рівняння (7) перепишемо з урахуванням позначень

$\omega_1^2 = \frac{c}{J_1}$  – власна частота коливань одномасової системи – розбурювач  $J_1$  на

довгому валу жорсткістю  $c$ ;

$M_1$  – лінійний коефіцієнт характеристики тертя бурового інструмента об забій (породу, що руйнується)

$M_3$  – коефіцієнт нелінійної частини характеристики тертя при бурінні;

$\gamma = \frac{M_1}{J_1}$ ;  $\delta = \frac{M_3}{J_1}$  – коефіцієнти.

Тоді рівняння (7) перепишемо у формі

$$\ddot{\psi}_1 + \omega_1^2 \psi_1 = \gamma \dot{\psi}_1 - \delta \dot{\psi}_1^3. \quad (8)$$

Рівняння (8) розглянуто за аналогією з роботою [4].

Диференціальне рівняння (8) будемо трактувати як рівняння крутильних коливань розбурювача, з'єднаного з буровим ставом, накладених на його рівномірне обертання з кутовою швидкістю  $\omega_0$ , під дією моментів сил тертя бурового інструмента об гірську породу.

Для наближеного розв'язання рівняння (8) використовуємо метод амплітуд, що повільно змінюються (метод Ван-дер-Поля) [5].

Відповідно до цього методу як наближений розв'язок використовуємо залежність

$$\psi(t) = A(t) \cdot \cos(\omega_1 t), \quad (9)$$



де  $A(t)$  – залежність амплітуди коливань від часу (функція часу, яка повільно змінюється).

Достовірність подачі розв'язку у вигляді (9) обґрунтовується в [5], якщо  $\gamma$  і  $\delta$  – досить малі (якщо величина  $\vartheta = \frac{M_0}{J_1}$  значно перевищує  $\gamma$  і  $\delta$ ).

Умови повільної зміни функції  $A(t)$

$$\frac{dA}{dt} \leq \omega_1 A, \quad (10)$$

$$\frac{d^2 A}{dt^2} \leq \omega_1^2 A, \quad (11)$$

У результаті підстановки (9) у (8) і виконання перетворень переходимо до диференціального рівняння для амплітуд

$$2 \cdot \frac{dA}{dt} - \gamma A + \frac{3}{4} \cdot \delta \omega_1^2 A^3 = 0, \quad (12)$$

де  $\gamma = \frac{M_1}{J_1}$ ;  $\delta = \frac{M_3}{J_1}$  – постійні коефіцієнти.

Таким чином рівняння (12) є рівнянням зі змінними, що розділяються

$$2 \int_0^A \frac{dA}{\left(\gamma - \frac{3}{4} \delta \omega_1^2 A^2\right) \cdot A} = dt, \quad (13)$$

У результаті інтегрування отримаємо

$$A(t) = \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{\frac{3}{4} \delta \omega_1^2 - \left(\frac{3}{4} \delta \omega_1^2 - \frac{\gamma}{a^2}\right) \cdot e^{-\gamma t}}}, \quad (14)$$

$A_0 = \frac{2}{\omega_1} \sqrt{\frac{\delta}{3\gamma}}$  – амплітуда усталеного режиму руху.

Тоді диференціальне рівняння (8) має розв'язок

$$\psi(t) = \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{\frac{3}{4} \frac{M_3}{J_1^2} c - \left(\frac{3}{4} \frac{M_3}{J_1^2} c - \frac{M_1}{J_1 a^2}\right) \cdot e^{-\frac{M_1}{J_1} t}}} \cdot \cos(\omega_1 t). \quad (15)$$

У виразах (14), (15)  $a$  – початкова амплітуда.

Як свідчить досвід промислових випробувань та експлуатації бурових верстатів для розбурювання свердловин, таких як 2KB 1, 2KB 3000, SANDVIC Rhino та інші, в результаті взаємодії розбурювача з породою, під дією крутного моменту двигуна  $M_{кр}$  і притискного зусилля  $P_{п.}$ , прикладеного до бурового става виникає нестационарний (переривчастий) момент опору (провертанню обертача), який фактично є гальмівним моментом для робочого органу. Гальмівний ефект з боку вибою на розбурювачі призводить у ряді випадків до явища крутильного удару в ставі бурових штанг, що за значної довжини става  $l = 60 \div 80$  м призводить до явища різкого гальмування, яке може супроводжуватися значними дотичними (і нормальними) напруженнями та виходом з ладу елементів бурового става. Як впливає з такої особливості роботи крутильних коливальних систем, виходячи з режиму розбурювання свердловин, викладемо алгоритм розрахунку бурового става на крутильний удар, з урахуванням додаткового впливу на нього деформації стискання.

У результаті дослідження поломок штанг бурового става під час промислових випробувань бурового верстата 2KB 3000, провідними фахівцями

інституту-розробника верстата – НДПРудмаш, м. Кривий Ріг, було висловлено думку, що поломки ставу виникають у результаті прояву крутильного удару і використання недосконалих розрахункових схем верстата та вибору для нього недостатньо обґрунтованих розрахункових параметрів.

При довгому буровому ставі  $l = 30, 40, 60$  м і більше, двигун обертача здійснює рівномірне обертання, а буровий став унаслідок його низької крутильної жорсткості закручується відносно своєї подовжньої осі подібно до пружини (на значний кут), тобто для перевірки міцності та жорсткості бурового ставу необхідно знати динамічний кут закручування  $\varphi_d$ .

Зв'язати швидкісні, міцнісні, геометричні параметри бурового ставу можна за допомогою рівняння енергетичного балансу.

Причому, важливо також врахувати трибологічні характеристики моменту опору розбурюванню, виражені з урахуванням параметрів бурового інструменту (маса  $m_p$ ,  $J_1$ ) і змінної жорсткості бурового ставу  $c$ . Із цією метою використаємо рівняння енергетичного балансу (16), вираз для динамічного кута закручування ставу і наближеного розв'язання рівняння коливань кутової швидкості, виходячи з виразу (15).

Запишемо рівняння енергетичного балансу для обертового ставу з розбурювачем і урахуванням крутильної деформації бурильної колони [6]

$$\frac{J_1 \cdot (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2)}{2} = \frac{G J_p \varphi_d^2}{2l}, \quad (16)$$

де  $J_1$  – момент інерції розбурювача (фізичний);

$\omega_{max} = \omega_0 + \Delta\omega$  – найбільша кутова швидкість обертання інструмента під час коливань (вважаючи обертання рівномірним):

$\omega_0$  – номінальна кутова швидкість обертання ставу (інструменту);

$\Delta\omega$  – приріст кутової швидкості при коливаннях ставу;

$\omega_{min} = \omega_0 - \Delta\omega$  – найменша кутова швидкість обертання інструменту під час коливань;

$G$  – модуль пружності другого роду для матеріалу бурової штанги (сталь 35ХГСА);

$l$  – довжина бурового ставу під час буріння (величина змінна внаслідок його вкорочення під час розгвинчування ставу) і проходки виробки;

$J_p$  – момент інерції поперечного перерізу бурової штанги (геометричний).

Розглядаючи вираз (14) і вважаючи характеристику двигуна умовно жорсткою  $\omega_2 = \omega_0$ , у разі зростання моменту опору в забої  $M_c$  швидкість розбурювача прагнуче  $\omega \rightarrow \omega_{min}$  і відбувається закручування ставу і накопичення ним потенційної енергії деформації. При зменшенні  $M_c$ , пов'язаного з руйнуванням порції гірської породи, швидкість  $\omega$  зростає і прагне  $\omega \rightarrow \omega_{max}$ , відбувається розкручування ставу і вивільняється потенційна енергія деформації ставу.

Перетворимо вираз (16) з урахуванням значень  $\omega_{max}$  і  $\omega_{min}$ , тоді рівняння енергетичного балансу набуде вигляду

$$\frac{2J_1 \omega_0 \Delta\omega l}{G J_p} = \varphi_d^2. \quad (17)$$

Запишемо вираз для  $\varphi_d$  [6] з урахуванням того, що  $\Delta\omega = \dot{\psi}$ , тоді динамічний кут закручування дорівнюватиме

$$\varphi_d = 2 \cdot \sqrt{\frac{J_1 \omega_0 l \Delta\omega}{G J_p}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{J_1 \omega_0 l \dot{\psi}_T}{G J_p}}. \quad (18)$$

Щоб урахувати параметри гірської породи, у формулу (18) замість  $\Delta\omega$  необхідно підставити  $\dot{\psi}$ , для чого необхідно буде продиференціювати (15), попередньо спростивши вираз  $\psi(t)$ .

За допомогою наближених формул М. Я. Вигодського [7] можна перетворити вираз із квадратним коренем до виразу, в якому корінь відсутній, тобто

$$\frac{1}{\sqrt{1-e^{-\delta t}}} \cong 1 + \frac{1}{2} \cdot e^{-\delta t}, \quad (19)$$

Тоді вираз для  $\psi(t)$  набуде вигляду

$$\psi(t) = \frac{\sqrt{a}}{\sqrt[4]{\frac{3M_3}{M_3} c}} \cdot \frac{4}{6} \left( 1 + \left[ \frac{3}{4} \cdot \frac{M_3}{J_1^2} - \frac{M_1}{J_1 a^2} \right] \cdot \frac{J_1^2}{M_3} \right) \cdot e^{-\frac{M_1}{J_1} t} \cdot \cos(\omega_1 t), \quad (20)$$

де  $\gamma = \frac{3}{4} \cdot \frac{M_3}{J_1^2} \cdot c$ ,  $\delta = \frac{M_1}{J_1}$  – деякі коефіцієнти, що характеризують сили тертя між породою та інструментом, жорсткість бурового ставу і момент інерції розбурювача.

Тоді

$$\begin{aligned} \dot{\psi}(t) = & -\sqrt{\frac{a}{\gamma}} \cdot \frac{\delta}{2} \cdot \left( 1 + \left[ \gamma - \frac{\delta}{a^2} \right] \right) \cdot e^{-\delta t} \cdot \cos(\omega_1 t) - \\ & -\sqrt{\frac{a}{\gamma}} \cdot \frac{1}{2\gamma} \cdot \left( 1 + \left[ \gamma - \frac{\delta}{a^2} \right] \right) \cdot e^{-\delta t} \cdot \omega_1 \cdot \sin(\omega_1 t), \end{aligned} \quad (21)$$

або

$$\begin{aligned} \dot{\psi}(t) = & \frac{\sqrt{a}}{\sqrt[4]{\frac{3M_3}{M_3} c}} \cdot \left[ 1 - \frac{4}{6} \cdot \frac{M_1}{M_3} \cdot J_1 \right] \cdot e^{-\frac{M_1}{J_1} t} \cdot \cos(\omega_1 t) - \\ & - \frac{\sqrt{a}}{\sqrt[4]{\frac{3M_3}{M_3} c}} \cdot \frac{4}{6} \cdot \frac{J_1^2}{M_3} \left( 1 + \left[ \frac{3}{4} \cdot \frac{M_3}{J_1^2} - \frac{M_1}{J_1 a^2} \right] \right) \cdot e^{-\frac{M_1}{J_1} t} \cdot \omega_1 \cdot \sin(\omega_1 t). \end{aligned} \quad (22)$$

Таким чином, амплітудою коливань кутової швидкості розбурювача  $\Delta\omega$  є значення першого доданка (21) при  $t = 0$ .

Отже, амплітуда коливань кутової швидкості  $\Delta\omega$  виражається через початкову амплітуду коливань кута закручування  $a$ , момент інерції розбурювача  $J_1$ , довжину бурового ставу  $l$ , коефіцієнт  $M_1$  спадаючої ділянки характеристики тертя руди об гірський масив, коефіцієнт нелінійної ділянки характеристики тертя  $M_3$ , крутильну жорсткість бурової колони  $c$ .

З урахуванням викладених міркувань під час підстановки параметрів, що описують  $\Delta\omega(\dot{\psi}_{max})$  отримаємо такий вираз для динамічного кута закручування бурового ставу [6]

$$\varphi_d = 2 \cdot \sqrt{\sqrt{\frac{4aJ_1^2 l}{3M_3 G J_p}} \cdot \left( 1 - \frac{4}{6} \cdot \frac{M_1}{M_3} \cdot J_1 \cdot \omega_0 \right)}. \quad (23)$$

Динамічний крутний момент може бути визначений за формулою

$$M_d = \frac{GJ_p}{l} \cdot \varphi_d = \frac{2GJ_p}{l} \cdot \sqrt{\frac{4\alpha J_1^2 l}{3M_g GJ_p}} \cdot \left(1 - \frac{4}{6} \cdot \frac{M_1}{M_g} \cdot J_1 \cdot \omega_0\right). \quad (24)$$

Дотичну динамічну (максимальну) напругу визначимо за формулою

$$\tau_d = \frac{M_d}{W_p}, \quad (25)$$

де  $W_p$  – полярний момент опору бурової штанги

$$W_p = \frac{J_p}{\rho_{max}} \approx 0,2d^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{d_0}\right)^4\right)$$

Розрахунки за формулами (23), (24), (25) дають змогу обчислити динамічні дотичні напруження. Оскільки буровий став перебуває в режимі розбурювання під впливом динамічного крутного моменту  $M_d$  (дотичні напруження  $\tau_d$ ) і динамічного зусилля подачі  $P_{пд}$  (нормальні напруження  $\sigma_d$ ), величина якого поки що невідома, то перед тим як обчислювати наведені нормальні напруження, згідно з [6], перейдемо до обчислення  $P_{пд}$  става для випадку вибірки зазору  $h$  між розбурювачем і виробкою

$$\sigma_{сп} = \sqrt{\sigma_d^2 + 3\tau_d^2} \leq [\sigma], \quad (26)$$

де  $[\sigma]$  – допустима нормальна напруга для матеріалу бурової штанги в разі спільної дії деформацій розтягування та кручення става.

Після руйнування чергової міні порції оброблюваного матеріалу його значна частка (85 ÷ 95%) обсипається в уже утворену виробку, водночас розбурювач сумісно з буровим ставом здійснює рух зі швидкістю проходки виробки в момент осипання зруйнованого матеріалу, став разом із розбурювачем перебуває під дією зусилля подачі без урахування ваги става ( $P_n - mg$ ) і отримує попередній імпульс, при цьому став разом із розбурювачем набуває приросту швидкості  $\Delta v$  до вибірки зазору  $h$  між робочим органом бурового става і стелею виробки, що розбурюється.

Ця величина позначена  $h$  і являє собою висоту виступаючої частини шарошки. Прийmemo, що  $h = 5 \div 6$  мм.

Розбурювач під дією зусилля подачі  $P_n$  починає рухатися з початковою швидкістю  $v_0 = 0$ , при цьому став із розбурювачем рухається зі швидкістю  $\Delta v$  до зіткнення зі стелею вибою, в цьому випадку швидкість розбурювача  $\Delta v$  накладається на швидкість процесу буріння  $v_b$  (дана величина є змінною швидкістю).

До вибірки зазору  $h$  буровий став рухається відповідно до диференціального рівняння

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{P_n - m_{ст}g}{m_p + m_{ст}}, \quad (27)$$

за початкових умов

$$y(0) = 0, \dot{y}(0) = v_0 = 0 \quad (28)$$

після одноразового інтегрування отримаємо

$$\dot{y} = \frac{P_n - m_{ст}g}{m_p + m_{ст}} \cdot t + C_1, \quad (29)$$

оскільки  $v_0 = \dot{y}_0 = 0$  то

$$C_1 = 0, \quad (30)$$

тоді

$$\dot{y} = \frac{P_n - m_{ст}g}{m_p + m_{ст}} \cdot t. \quad (31)$$

Повторне інтегрування (27) дає результат

$$y = \frac{P_n - m_{ст}g}{m_p + m_{ст}} \cdot \frac{t^2}{2} + C_2, \quad (32)$$

оскільки  $y(0) = 0$ , то  $C_2 = 0$ , і (32) запишемо у вигляді

$$y = \frac{P_n - m_{ст}g}{2 \cdot (m_p + m_{ст})} \cdot t^2. \quad (33)$$

Якщо  $y(t) = h$ , то розбурювач після вибірки вільного ходу впирається в потолочину вибірки, тоді з виразу

$$h = \frac{P_n - m_{ст}g}{2 \cdot (m_p + m_{ст})} \cdot t^2, \quad (34)$$

знаходимо час реалізації вільного ходу розбурювачем від руйнування одиначної порції матеріалу до зустрічі розбурювача зі стелею виробки, який визначається

$$t_1 = \sqrt{\frac{2h \cdot (m_p + m_{ст})}{P_n - m_{ст}g}}. \quad (35)$$

Після закінчення проміжку часу  $t_1$  розбурювач стикається з незруйнованою поверхнею вибою і відбудеться новий цикл впровадження робочого органу в породу. У цьому разі робочий орган стикнеться з поверхнею вибою зі швидкістю  $v_1$ .

Підставляючи вираз (35) у формулу (31), отримаємо швидкість зіткнення розбурювача зі стелею виробки

$$v_1 = \dot{y}(t_1) = \frac{P_n - m_{ст}g}{m_p + m_{ст}} \cdot \sqrt{\frac{m_p + m_{ст}}{P_n - m_{ст}g}} \cdot 2h = \sqrt{\frac{P_n - m_{ст}g}{m_p + m_{ст}}} \cdot 2h. \quad (36)$$

У наведених виразах (31), (35), (36) застосовано такі позначення:

$P_n$  – зусилля подачі верстата;

$m_{ст}$  – маса бурового става (величина змінна, залежить від довжини виробки і від довжини «пройденої» ділянки виробки);

$m_p$  – маса розбурювача;

$g$  – прискорення земного тяжіння.

Після пружного зіткнення, наприкінці періоду вироблення зазору  $h$  зближення розбурювача і стелі виробки визначається згідно з Герцом [8] за формулою

$$(P_n - m_{ст}g) = ky_1^{\frac{5}{3}}, \quad (37)$$

де  $k$  – пружний коефіцієнт породи, визначається за виразом  $k = \frac{4}{3} \cdot \sqrt{R} \cdot \frac{E}{1 - \nu^2}$ ;

$R$  – радіус огинаючої розбурювача;

$E$  – модуль пружності матеріалу забою (гірської породи);

$\nu$  – коефіцієнт Пуассона матеріалу забою;

$y_1$  – пружне зближення розбурювача і гірської породи при зіткненні.

Оскільки впроваджуваний зі швидкістю удару ( $v_1$ ) розбурювач має масу  $m_p$ , то рівняння руху розбурювача матиме вигляд

$$\frac{d^2 y_1}{dt^2} = -\frac{(P_n - m_p g)}{m_p}. \quad (38)$$

Використовуючи залежність Герца (37), замість (38) запишемо

$$\frac{d^2 y_1}{dt^2} = -\frac{k}{m_p} \cdot y_1^{\frac{5}{3}}. \quad (39)$$

Вважаючи, що в початковий момент зіткнення  $\frac{dy_1}{dt} = v_1$ , після першого інтегрування швидкість зближення матиме вигляд

$$\frac{dy_1}{dt} = \sqrt{v_1^2 - \frac{4k}{m_p} \cdot y_1^{\frac{5}{3}}}. \quad (40)$$

Найбільше значення величини  $y_1$  досягається при  $\frac{dy_1}{dt} = 0$ , тоді

$$y_{1max} = \left(\frac{5}{4k} \cdot m_p v_1^2\right)^{\frac{3}{5}}. \quad (41)$$

В цьому випадку максимальна сила удару

$$P_{пдmax} = k y_{1max}^{\frac{5}{3}} = k^{\frac{2}{5}} \cdot \left(\frac{5}{4} \cdot m_p v_1^2\right)^{\frac{3}{5}}. \quad (42)$$

Після визначення найбільших значень силових факторів  $M_d$  і  $P_{пдmax}$  запишемо вираз для наведеного нормального напруження в матеріалі бурового става під час його перевантажень для випадку крутильного удару. Звернемося до залежності (26).

Попередньо звернемося до залежності (25), тоді для  $\tau_d$  матимемо

$$\tau_d = \frac{M_d}{W_p} = \frac{2GJ_p}{l} \cdot \frac{\sqrt{\frac{4aJ_1^2 l}{8M_S G J_p} \cdot \left(1 - \frac{4}{6} \frac{M_d}{M_S} J_1 \cdot \omega_0\right)}}{0,2d^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{d_0}\right)^4\right)}. \quad (43)$$

При цьому нормальне напруження в буровому ставі в моменти вибірки вертикального зазору після руйнування чергової порції масиву, що розбурюється, визначиться, виходячи із залежності

$$\sigma_d = \frac{P_{пд}}{F} = \frac{4k^{\frac{2}{5}} \cdot \left(\frac{5}{4} m_p v_1^2\right)^{\frac{3}{5}}}{\pi(d_0^2 - d^2)}. \quad (44)$$

Оскільки в поперечних перерізах бурового става діє осьове розтягувальне зусилля  $P_{пд}$  і крутний момент  $M_d$ , то має місце формула (26), яка набуває вигляду

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\left[\frac{4k^{\frac{2}{5}} \cdot \left(\frac{5}{4} m_p v_1^2\right)^{\frac{3}{5}}}{\pi(d_0^2 - d^2)}\right]^2 + \frac{12G^2 J_p^2}{l^2} \cdot \frac{\sqrt{\frac{4aJ_1^2 l}{8M_S G J_p} \cdot \left(1 - \frac{4}{6} \frac{M_d}{M_S} J_1 \cdot \omega_0\right)}}{\left[0,2d^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{d_0}\right)^4\right)\right]^2} \leq [\sigma], \quad (45)$$

Під час оцінювання напруженого стану бурового става на стадіях проектування, виготовлення та промислової апробації верстата 2КВ 3000 (до



аварійного руйнування) не було враховано явище крутильного удару, під час якого швидкість става істотно знижувалася, і в цьому разі збільшувався приріст кінетичної енергії на розбурювачі, що призводить до збільшення динамічного кута закручування бурового става. Весь процес взаємодії розбурювача і бурового става з породою супроводжується безперервними крутильними коливаннями в системі: обертач – буровий став – розбурювач.

Якщо характеристика тертя між розбурювачем і оброблюваною породою має спадаючу ділянку (див. рис. 1), то в коливальній системі верстата можуть збуджуватися квазігармонічні коливання, що відбуваються з власною частотою двомасової крутильної коливальної системи.

У випадку, коли характеристику тертя між розбурювачем і оброблюваною породою можна уявити своїм найбільшим ( $\max M_c(\Delta\phi)$ ) і найменшим ( $\min M_c(\Delta\phi + \varepsilon)$ ) значеннями, то протягом нескінченно малого проміжку часу їхньої взаємодії кінетична енергія розбурювача перевищить потенційну енергію руйнування гірського масиву, тоді відбудеться крихкий скол гірської породи в зоні проходки виробки. Тому після сколу гірської породи момент тертя у вибої суттєво знизиться (і спрямується  $M_c(\Delta\phi) \rightarrow 0$ ). На процес руйнування елементів гірничого масиву витрачається певний час ( $\Delta t_1$ ). Далі відбувається впровадження обертового розбурювача і захоплення елементів протягом часу ( $\Delta t_2$ ). Після цього етапу відбувається повторення циклу руйнування гірського масиву. Таким чином процес для елементарної порції породи багаторазово повторюється.

Зазначимо деякі особливості процесу розбурювання для довгих і коротких ставів.

Так у разі короткого става  $10 \div 15$  м (після закінчення процесу розбурювання) значна крутильна жорсткість штанг не допускає великих кутів закручування колони штанг, тому швидкість обертання інструменту в вибої не може істотно змінюватися, водночас періоди схоплювання породи та ковзання інструменту по вибою не будуть яскраво вираженими, можна видокремити максимальний момент опору під час ковзання інструменту по вибою.

Якщо довжина става складає  $25 \div 40$  м, то через його недостатню жорсткість проявлятиметься широкий спектр змін. У разі зупинки розбурювача у свердловині, ця ситуація відтворить крутильний удар на обертачі, водночас кінетичну енергію інструменту в вибої буде різко погашено, виникне крутильний удар у ставі при  $\omega_1 \rightarrow 0$ . На епюрі крутних моментів (рис. 3) виникне  $\max M_c(t)$ , який призведе до поломки штанги, в зоні, близькій до розбурювача. Така ситуація і сталася під час промислових випробувань верстата 2КВ 3000 з розбурювачем  $\varnothing 3000$ .

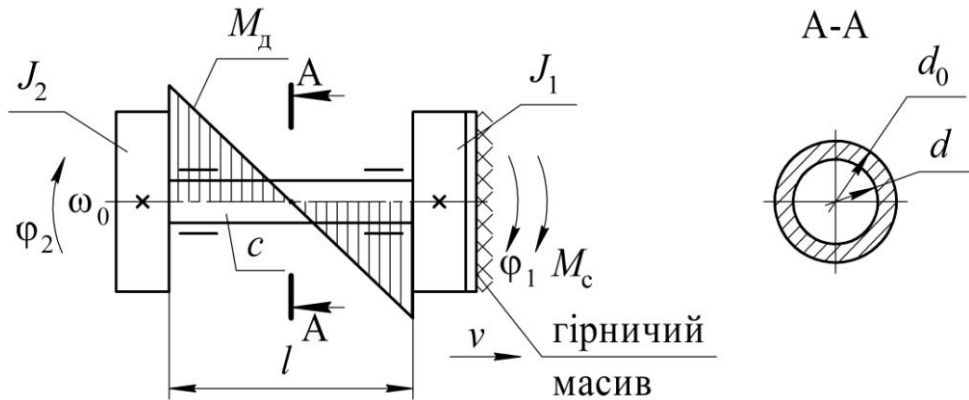


Рис. 3. Розрахункова схема розбурювання виробок і свердловин:

$J_1$  – момент інерції розбурювача;

$J_2$  – момент інерції двигуна (зведений);

$c$  – жорсткість бурового става;

$l$  – довжина бурового става;

$\omega_0$  – номінальна кутова швидкість двигуна;

$\varphi_1, \varphi_2$  – кути повороту розбурювача і ротора електродвигуна;

$M_c$  – момент опору розбурюванню;

$v$  – швидкість розбурювання;

$d_0, d$  – зовнішній і внутрішній діаметри бурової штанги;

$M_d$  – динамічний крутний момент по довжині  $l$  бурового става

Під час поломки става на великій довжині розробниками машини було висловлено думку про те, що матеріал штанги - сталь 30ХГСА не відповідає ДСТУ за хіміскладом, поверхневу твердість виробів не витримано за шкалою Роквелла, а глибина проникнення загартування як на трубній так і на різьбовій частині штанги менша, ніж регламентовано.

Реальна ж причина поломки штанг на великих діаметрах розбурювання (до  $\varnothing 3000$ ) полягає в тому, що не були враховані насамперед крутильні коливання става, які під час взаємодії породи з інструментом призводять до незадовільної роботи става. Інженери-конструктори і технологи пішли правильним шляхом - запропонували розбурювати вироблення  $\varnothing 3000$  за три етапи: 1) буріння пілотної свердловини  $\varnothing 320$  (для штанги  $d = 290$  мм;  $d_0 = 190$  мм); 2) розбурювання пілотної свердловини до діаметра  $\varnothing 1500$  (на наявному ставі); 3) розбурювання свердловини  $\varnothing 1500$  до  $\varnothing 3000$  (без заміни штанг на посилені).

В умовах створення конкурентно спроможних бурових верстатів для розбурювання свердловин і виробок мають бути розроблені й застосовані інженерні розрахункові методики з визначення динамічних навантажень на розбурювачі, буровому ставі та обертачі, що враховують характеристики тертя бурового інструменту об породу, маси й моменти інерції розбурювача з обертачем, крутильну та поздовжню жорсткість бурового става.

Причому силові характеристики крутильної коливальної системи мають бути обумовлені з параметрами системи подачі бурового верстата.

Такий підхід доречний тому, що за правильно розробленої електромеханічної системи має бути гранично зменшено вплив міцнісних властивостей породи на динаміку верстата.

Тому параметри роботи верстата ( $M_{кр}$ ,  $P_n$ ,  $\omega_0$ ) мають бути пов'язані з трибологічними характеристиками пари – інструмент і порода.

Таке узгодження можливо здійснити завдяки застосуванню автоматичного підстроювача роботи верстата під час зміни фізико-технічних параметрів вибою.

Звернемося знову до системи рівнянь крутильних коливань бурового става (1), яка запишеться у вигляді:

$$\begin{aligned} \left\{ \ddot{\varphi}_1 + \frac{c}{J_1} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) \right. \\ \left. (\omega_0 - \dot{\varphi}_2) \right\} = \frac{M_c(t)}{J_1} = \frac{M_0}{J_1} + \frac{M'_c(t)}{J_1} \ddot{\varphi}_2 + \frac{c}{J_2} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) = \frac{M_0}{J_2} + \frac{M_4}{J_2} \end{aligned} \quad (46)$$

з урахуванням початкових умов

$$\varphi_1(0) = 0 \quad \dot{\varphi}_1(0) = \omega_0 \quad \varphi_2(0) = 0 \quad \dot{\varphi}_2(0) = \omega_0 \quad (47)$$

Розглянемо праву частину системи рівнянь (46), де функція  $M_c(t)$  відповідає характеристиці тертя між оброблюваною гірською породою та буровим інструментом і може бути апроксимована різними функціями. Водночас, щоб розв'язати систему (46) операційним методом (тобто математично точно), за допомогою перетворення Лапласа, необхідно, щоб функція  $M'_c(t)$  була «зображуваною» за Лапласом, тобто функція  $M_c(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$  не містила доданків швидкості прослизання виду  $(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^n$ , де  $n = 2, 3, \dots$ . Якщо ця умова виконується, то розв'язання системи типу (46) було виконано в роботі [9], де визначено функції  $\varphi_1(t)$ ,  $\varphi_2(t)$ ,  $\Delta\varphi(t)$ , з урахуванням початкових умов (47) і правих частин системи (46). Зазначені розв'язки було отримано, якщо задано  $M_c(t)$  як функцію часу.

У разі необхідності, якщо за поданими даними потрібно побудувати  $M_c(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$  як функцію швидкості прослизання інструмента відносно става, що рівномірно обертається, то згідно з [9] визначалося збільшення кута закручування става у вигляді:

$$\begin{aligned} \Delta\varphi(t) \equiv \varphi_1(t) - \varphi_2(t) = \int_0^t \{ M_c(t-\tau) [ k_{22} e^{\frac{M_1}{J_1-J_2}\tau} + \frac{k_{23}}{p} \times \\ \times \sqrt{\left( \frac{J_1 M_1}{2J_2 \cdot (J_1+J_2)} + \frac{k_{24}}{k_{23}} \right)^2 + p^2} \cdot e^{-\frac{J_1}{2J_2(J_1+J_2)}\tau} \cdot \sin \sin (p\tau + \delta_1) ] \} d\tau + k_{25} + \\ + k_{26} \cdot e^{-\frac{M_1}{J_1+J_2}t} + k_{29} + \frac{k_{27}}{p} \cdot \sqrt{\left( \frac{J_1 M_1}{2J_2 \cdot (J_1+J_2)} + \frac{k_{28}}{k_{27}} \right)^2 + p^2} \cdot e^{-\frac{J_1 M_1}{2J_2(J_1+J_2)}t} \times \\ \times \sin \sin (p\tau + \delta_1) \end{aligned} \quad (48)$$

де  $\varphi_1(t)$  – залежність кута повороту розбурювача від часу, яка після виключення постійних і загасаючих доданків, згідно з [9] має вигляд:

$$\begin{aligned} \varphi_1(t) = \int_0^t \{ M_c(t-\tau) [ k_1 + k_2 e^{-\frac{M_1}{J_1+J_2}\tau} + \frac{k_3}{p} \cdot \sqrt{\left( \frac{J_1 M_1}{2J_2 \cdot (J_1+J_2)} + \frac{k_4}{k_3} \right)^2 + p^2} \times \\ \times e^{-\frac{J_1 M_1}{2J_2(J_1+J_2)}\tau} \cdot \sin \sin (p\tau + \delta_1) ] \} d\tau \end{aligned}$$

У наведених виразах  $k_1, k_2, k_3, k_4, k_{22}, k_{23}, k_{24}, k_{25}, k_{26}, k_{27}, k_{28}, k_{29}, \delta_1, \delta_2$  – деякі постійні коефіцієнти, представлені через величини  $J_1, J_2, c, p, M_1$  [9].

Відповідно до формули (48) кут закручування бурового става залежить від дії моменту сил тертя (гальмування) між розбурювачем і породою, обертального моменту приводного двигуна, зведеного до бурового става, моментів інерції двигуна і обертача, жорсткості бурового става, а також початкових умов.

Маючи в своєму розпорядженні умови  $\varphi_1(t)$ ,  $\Delta\phi(t)$  і виконуючи диференціювання під знаком інтеграла отримаємо:

$$\Delta\dot{\phi}_1(t) = \int_0^t \left\{ \frac{dM_c}{dt}(t-\tau) \left[ k_{22} e^{-\frac{M_1}{J_1-J_2}\tau} + \frac{k_{23}}{p} \cdot \sqrt{\left( \frac{J_1 M_1}{2J_2(J_2+J_3)} + \frac{k_{24}}{k_{23}} \right)^2 + p^2} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times e^{-\frac{J_1}{2J_2(J_1+J_2)}\tau} \cdot \sin \sin(p\tau + \delta_1) \right] \right\} d\tau \quad (49)$$

Вираз (49) отримано з (48) без урахування впливу постійних і загасаючих у часі величин.

Тоді можна отримати залежність  $M_c(\Delta\dot{\phi})$ , як функцію швидкості прослизання інструмента відносно става, що рівномірно обертається.

$$M_c(\Delta\dot{\phi}) = M_0 + M_1\Delta\dot{\phi} - M_3\Delta\dot{\phi}^3. \quad (50)$$

Для наближених обчислень залежність (50) може бути лінеаризованою (у вузьких межах зміни  $\Delta\dot{\phi}$ , починаючи від швидкості  $\dot{\psi}_k = \sqrt{\frac{M_1}{3M_3}}$ ). Так, перший доданок (50) описує спадаючу гілку характеристики тертя. Якщо  $\Delta\dot{\phi} < \dot{\psi}_k$ , то в системі розбурювач – гірська порода можливий прояв автоколивань, що відбуваються з власною частотою коливань двомасової системи. У випадку  $\Delta\dot{\phi} > \dot{\psi}_k$  роль другого доданка зростає, при цьому амплітуди автоколивань істотно знижуються і зі зростанням  $\Delta\dot{\phi}$  автоколивання стають неможливими, а швидкість прослизання збільшується. Таким чином виникає пробуксовування розбурювача, що є неприйнятною обставиною під час роботи верстата. Тому важливо дотримуватися режиму роботи верстата, коли роль першого змінного доданка компенсується за рахунок другого змінного доданка, але водночас автоколивання вже задемпфовані, а пробуксовування ще не настало.

Під час експлуатації верстата має інтерес випадок, коли буровий інструмент працює в зоні пологої ділянки характеристики тертя (при цьому  $\Delta\dot{\phi} > \dot{\psi}_k$ ). Для цього випадку має сенс використовувати наближену формулу М. Я. Вигодського [9]. Тоді характеристика моменту сил тертя для її пологої ділянки має вигляд:

$$M_c(\Delta\dot{\phi}) \approx M_0 + M_1\Delta\dot{\phi} - 3M_3\Delta\dot{\phi}^3. \quad (51)$$

Крім пологої ділянки характеристики моментів сил тертя, слід уникати роботи бурового верстата на спадаючій ділянці характеристики у разі зміни швидкості прослизання в межах [10]:

$$\frac{2M_0}{3(M_0 - M_c^{min})} \cdot \Delta\dot{\phi}_{кр} \leq \sqrt{3}\Delta\dot{\phi}_{кр}. \quad (52)$$

де  $M_c^{min}$  – значення моменту сил тертя, при  $\Delta\dot{\phi}_{кр} = \sqrt{\frac{M_1}{3M_3}}$  (критична швидкість ковзання).

У випадку, що визначається співвідношенням (52), реалізується мінімальне зчеплення розбурювача з породою. Тому для досягнення оптимальної ефективності роботи розбурювача необхідно, щоб швидкість прослизання інструмента була меншою за величину

$$\Delta\phi < \frac{2M_0}{3(M_0 - M_c^{\min})} \cdot \Delta\phi_{\text{кр}} \quad (53)$$

За таких режимів роботи става автоколювання неможливі. Ці дані необхідно визначати як критеріальні під час налаштування режимів роботи верстата за допомогою автоматичного регулювальника.

### Висновки

1. У роботі встановлено, що в результаті дії на буровий став крутного моменту і розтягувального зусилля подачі, став отримує ударні імпульси в окружному і осьовому напрямках, які призводять до виникнення як крутильних, так і поздовжніх коливань, при цьому абсолютні значення амплітуд цих коливань можуть бути значними (порядку  $40 \div 60\%$  і більше від номінальних величин).

2. Встановлено, що джерелом виникнення динамічних станів бурового става, що обертається, є змінний момент сил тертя між інструментом і вибоєм, що призводить до розгойдування крутильних коливань, а також спричиняє відколювання мікрооб'єму зруйнованої породи та наступний поздовжній удар між інструментом і вибоєм. Таким чином, робота бурового става буде супроводжуватися крутильними і поздовжніми коливаннями в електромеханічній системі верстата.

3. Побудовано математичні моделі виникнення крутильних і поздовжніх коливань в елементах бурового става, розглянуто та проаналізовано наближені й точні моделі для опису динамічних станів під час роботи бурової машини.

4. Отримано вирази динамічного кута закручування і динамічного поздовжнього зусилля для розрахунків бурового става на міцність і жорсткість під час розбурювання свердловин, якщо є достовірні дані за характеристикою тертя між розбурювачем і породою, яку обробляють.

5. Рекомендовано, з метою зниження віброактивності та пробуксовок розбурювача під час роботи бурового става, застосовувати стежачу систему автоматичного регулювання, яка підлаштовує зусилля подачі та швидкість обертання бурового става під номінальні значення параметрів. У ряді випадків, пропонується знижувати віброактивність става і підвищувати ефективність буріння за рахунок використання накладених вібрацій, оптимально підібраних за частотою і амплітудою в зоні взаємодії інструменту і породи.

### Список літератури

1. Потураев В. Н. Основы методики инженерных расчетов машин шарошечного бурения. В кн.: Надежность горных и транспортных машин / В. Н. Потураев, М. В. Равцов – Київ: «Наукова думка», 1985. – с. 111-116.

2. Малиновский Ю. А. Причины возникновения вибраций става при работе станков шарошечного бурения / Ю. А. Малиновский, А. Д. Учитель, В. П. Лялюк и др. // Бюллетень научно-технической и экономической информации. – М., 2020. – Т. 76. – С. 877-903.

3. Малиновский Ю. А. Причины и источники динамической неустойчивости бурового става при работе станков типа СБШ-250 / Ю. А. Малиновский, А. Д. Учитель, В. П. Лялюк и др. // «Сталь» – М., 2021. – № 7. – С. 32-46.

4. Малиновський Ю. О. Елементи фрикційної взаємодії та можливості збільшення навантаження пари колесо–рейка / Ю. О. Малиновський, І. Ш. Невлюдов, С. А. Цвіркун // «Проблеми тертя та зношування», Київ. – 2023. – № 1 (98). – С. 14-46.

5. Каннингхэм В. Введение в теорию нелинейных систем / В. Каннингхэм. – М. – Л.: Государственное энергетическое издательство, 1962. – с. 456.
6. Рудицын М. Н. Справочное пособие по сопротивлению материалов / М. Н. Рудицын, П. Я. Артемов, М. И. Любошиц. – Минск: «Высшейш. школа», 1970. – с. 630.
7. Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике. Изд. 10 / М. Я. Выгодский. – М.: «АСТ Астрим», 2006. – с. 991.
8. Колесников Ю. В. Механика контактного разрушения / Ю. В. Колесников, Е. М. Морозов. – М.: «Наука», 1989. – с. 224.
9. Малиновский Ю. А. Особенности выбора параметров и расчета упругих муфт в приводах крупных мельниц для измельчения минерального сырья / Ю. А. Малиновский, А. Ю. Малиновская, А. А. Бондарец // Сборник научных трудов по материалам Международной научно-практической конференции. Современные направления теоретических и прикладных исследований, 2009, Т. 7. Технические науки. – Одесса, 2009. – С. 34-39.
10. Учитель А. Д. Предпосылки к возникновению автоколебательных и волновых процессов в формообразующих машинах при обработке заготовок и деталей методом пластического деформирования / А. Д. Учитель, Ю. А. Малиновский, А. Н. Панченко // Металлургическая и горнорудная промышленность, Днепр, 2016, № 6. С. 21-29.

Стаття надійшла до редакції 28.05.2024.

**Малиновський Юрій Олександрович** – кандидат технічних наук, доцент, Відокремлений структурний підрозділ «Криворізький професійний коледж Національного авіаційного університету», вул. Туполева, 1, м. Кривий Ріг, Україна, 50045, E-mail: [malinovsky129@gmail.com](mailto:malinovsky129@gmail.com), тел.: +38 098 130 73 24, <https://orcid.org/0000-0001-5980-0908>

**Цвіркун Сергій Леонідович** – кандидат технічних наук, старший викладач, голова циклової комісії, Відокремлений структурний підрозділ «Криворізький професійний коледж Національного авіаційного університету», вул. Туполева, 1, м. Кривий Ріг, 50045, Україна, E-mail: [tserg300@gmail.com](mailto:tserg300@gmail.com), тел.: +38 067 296 69 99, <https://orcid.org/0000-0001-5430-3427>

**Ситник Сергій Олександрович** – кандидат технічних наук, доцент, Відокремлений структурний підрозділ «Криворізький професійний коледж Національного авіаційного університету», вул. Туполева, 1, м. Кривий Ріг, Україна, 50045.

**Власенков Дмитро Петрович** – старший викладач, заступник директора, Відокремлений структурний підрозділ «Криворізький професійний коледж Національного авіаційного університету», вул. Туполева, 1, м. Кривий Ріг, 50045, Україна, E-mail: [vlasenkov.d@gmail.com](mailto:vlasenkov.d@gmail.com), тел.: +38 067 296 71 75.

**Рибак Дмитро Петрович** – старший викладач, Відокремлений структурний підрозділ «Криворізький професійний коледж Національного авіаційного університету», вул. Туполева, 1, м. Кривий Ріг, 50045, Україна, тел.: +38 097 901 63 51.

**Олійник Світлана Юрївна** – старший викладач кафедри технології машинобудування Криворізький національний університет, вул. Віталія Матусевича, 11, м. Кривий Ріг, 50027, Україна, E-mail: [olynik.syu@knu.edu.ua](mailto:olynik.syu@knu.edu.ua), тел.: +38 067 981 52 35, <https://orcid.org/0000-0002-6169-8874>



Y. MALINOVSKYI, S. TSVIRKUN, S. SYTNYK, H. DANYLINA D. VLASENKOV, D. RYBAK, S. OLIYNYK

### SOME PECULIARITIES OF TRIBOMECHANICS ELEMENTS USE IN DESIGN AND OPERATION OF DRILLING MACHINES FOR DRILLING OF UPRISING WORKINGS AND WELLS

Modern mining enterprises widely use rotary drilling rigs equipped with ball drill heads, which are used to drill holes  $\varnothing 250 - \varnothing 320$  mm in hard rocks for blasting operations. Drilling of such wells is associated with the use of significant axial forces  $P_{\pi}$  and torques  $M_{\pi p}$ , which cause longitudinal deformation (compression) and torsional deformation of the rods and the drillstock as a whole. Therefore, the intensification of rotary drilling processes to increase the diameter of the drilled well is associated with significant technical difficulties and economic costs. In a number of practical cases, it is possible to drill large diameter wells in two stages. The first stage involves drilling a small-diameter ( $\varnothing 250 - \varnothing 320$  mm) advance well from the outer horizons of a mining enterprise (e.g., a mine) to a lower horizon or a network of horizontal workings connected to a pit. After drilling the advance borehole ( $\varnothing 250 - \varnothing 320$  mm), a drill bit is lowered to the horizon below, which is put on a drill bit instead of a small diameter crown. After replacing the working tool with a diameter of  $\varnothing 250 - \varnothing 320$  mm with a drill bit with a diameter of  $\varnothing 1500 - \varnothing 3000$  mm, drilling is carried out vertically upwards (sometimes at an angle). When drilling, the drill stand is subjected to torque and tensile axial force. In this mode of operation, the loads on the drillstring increase significantly, but the longitudinal axis of the drillstring remains straight, as the influence of longitudinal bending is eliminated, and the influence of drillstring unbalance due to initial misalignment and centrifugal forces is reduced. However, the moment of friction forces during drilling increases significantly, the influence of the drillstring stiffness increases, and there is a possibility of longer stops during the driller's operation in the bottom hole, while the value of the elastic forces of the drillstring decreases with an increase in its length, and therefore the twist angle increases. In the case of an increase in the angle of rotation of the drill string, the dynamic torque and tangential stresses increase due to significant differences in the angular speed of rotation of the string (from  $\omega_0$  to 0). In this case, there are significant changes in the kinetic energy of the pile with a decrease in the angular velocity of its rotation. In fact, a decrease in the rigidity of the mill leads to an increase in the increase in the kinetic energy of the system on the drill. That is, the dynamic angle of shaft torsion increases and leads to the manifestation of a torsional impact with a large coefficient of dynamism ( $k_{\pi} \gg 2$ ).

As follows from the industrial tests of the 2KV 3000 machine, the possibility of a torsional impact in the driller-drillstock-rotator system under the influence of a variable torque of friction forces between the rock and the tool was not taken into account. Therefore, at the maximum length of the drillstring, the increase in the kinetic energy of the impact causes the largest dynamic angle of twisting of the drillstring, which is perceived by the first rods from the driller, and they experience the ultimate induced normal stresses that lead to rod breakage.

For these reasons, for the efficient operation of drilling rigs in the drilling mode, it is necessary to create and apply an engineering methodology for calculating the dynamic parameters of the drill string and the rig as a whole under the influence of the frictional interaction between the tool and the rock.

**Keywords:** drill bit, driller, rotator, feeding mechanism, feeding force, torque, angular velocity of rotation, drill rod, well drilling, operating method, nonlinear friction characteristic, energy balance equation, drag torque, motor torque, torque impact, longitudinal impact.

#### References

1. Poturaev V. N. Osnovy metodiki inzhenernyh raschetov mashin sharoshechno bureniya. V kn.: Nadezhnost gornyh i transportnyh mashin / V. N. Poturaev, M. V. Ravcov – Kiyiv: «Naukova dumka», 1985. – s. 111-116.

2. Malinovskij Yu. A. Prichiny vozniknoveniya vibracij stava pri rabote stankov sharoshechnogo bureniya / Yu. A. Malinovskij, A. D. Uchitel, V. P. Lyalyuk i dr. // Byulleten nauchno-tehnicheskoy i ekonomicheskoy informacii. – 2020. – T. 76. – S. 877-903.

3. Malinovskij Yu. A. Prichiny i istochniki dinamicheskoy neustojchivosti burovogo stava pri rabote stankov tipa SBSH-250 / Yu. A. Malinovskij, A. D. Uchitel, V. P. Lyalyuk i dr. // «Stal». – 2021. – № 7. – S. 32-46.

4. Malinovskiy Yu. O. Elementy fryktsiinoi vzaemodii ta modlyvosti zbilshennia navantazhennia pary koleso–reika / Yu. O. Malinovskiy, I. Sh. Nevliudov, S. A. Tsvirkun // «Problemy tertia ta znoshuvannia», Kyiv. – 2023. – № 1 (98). – S. 14-46.

5. Kanninghem V. Vvedenie v teoriyu nelinejnyh sistem / V. Kanninghem. – M. – L.: Gosudarstvennoe energeticheskoe izdatelstvo, 1962. – s. 456.

6. Rudicyn M. N. Spravochnoe posobie po soprotivleniyu materialov / M. N. Rudicyn, P. Ya. Artemov, M. I. Lyuboshic. – Minsk: «Vyshejsj. shkola», 1970. – s. 630.

7. Vygodskij M. Ya. Spravochnik po vysšej matematike. Izd. 10 / M. Ya. Vygodskij. – M.: «AST Astrim», 2006. – s. 991.

8. Kolesnikov Yu. V. Mehanika kontaktnogo razrusheniya / Yu. V. Kolesnikov, E. M. Morozov. – M.: «Nauka», 1989. – s. 224.

9. Malinovskij Yu. A. Osobennosti vybora parametrov i rascheta uprugih muft v privodah krupnyh melnic dlya izmelcheniya mineralnogo syrja / Yu. A. Malinovskij, A. Yu. Malinovskaya, A. A. Bondarec // Sbornik nauchnyh trudov po materialam Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii. Sovremennye napravleniya teoreticheskikh i prikladnyh issledovanij, 2009, T. 7. Tehnicheskie nauki. – Odessa, 2009. – S. 34-39.

10. Uchitel A. D. Predposylki k vozniknoveniyu avtokolebatelnyh i volnovykh processov v formoobrazuyushih mashinah pri obrabotke zagotovok i detalej metodom plasticheskogo deformirovaniya / A. D. Uchitel, Yu. A. Malinovskij, A. N. Panchenko // Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost, 2016, № 6. S. 21-29.

**Malinovskiy Yurii Olexandrovych** – candidate of technical sciences, associate professor, Separated structural subdivision «Krivy Rih professional college of National Aviation University», Krivy Rih, Tupolev 1, Ukraine, 50045, E-mail: [malinovskiy129@gmail.com](mailto:malinovskiy129@gmail.com), tel.: +38 098 130 73 24, <https://orcid.org/0000-0001-5980-0908>

**Tsvirkun Sergij Leonidovich** – candidate of technical sciences, senior teacher, chairman of the cycle commission, Separate structural unit «Krivy Rih professional college of National Aviation University», Krivy Rih, Tupolev 1, Ukraine, 50045, E-mail: [tserg300@gmail.com](mailto:tserg300@gmail.com), tel.: +38 067 296 69 99, <https://orcid.org/0000-0001-5430-3427>

**Sytnyk Serhii Olexandrovych** – candidate of technical sciences, associate professor, Separate structural unit «Krivy Rih professional college of National Aviation University», Krivy Rih, Tupolev 1, Ukraine, 50045.

**Vlasenkov Dmyro Petrovych** – senior teacher, head's assistant, Separated structural subdivision «Krivy Rih professional college of National Aviation University», Krivy Rih, Tupolev 1, Ukraine, 50045, E-mail: [vlasenkov.d@gmail.com](mailto:vlasenkov.d@gmail.com), tel.: +38 067 296 71 75.

**Rybak Dmitro Petrovich** – senior teacher, Separate structural unit «Krivy Rih professional college of National Aviation University», Krivy Rih, Tupolev 1, Ukraine, 50045, tel.: +38 097 901 63 51

**Oliinyk Svitlana Yuriivna** – senior lecturer of the Department of Mechanical Engineering Technology Krivy Rih National University, Krivy Rih, Vitaly Matusevicha 11, Ukraine, 50027, E-mail: [oliinyk.syu@knu.edu.ua](mailto:oliinyk.syu@knu.edu.ua), tel.: +38 067 981 52 35, <https://orcid.org/0000-0002-6169-8874>