

**АНАЛІЗ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ ОБЕРТАЛЬНИКА БУРИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ**

*АННОТАЦІЯ. Наведена конструкція та аналіз роботи обертальника бурильного обладнання з планетарним механізмом, об'єднаним з віброзбудником крутильних коливань. Розроблена методика визначення основних параметрів, побудовані діаграми зміни кругового пересування центрів дебалансів, швидкості, прискорення, збуджуючої сили.*

*Ключові слова: обертальник, бур, віброзбудник, планетарний механізм.*

*АННОТАЦИЯ. Представлена конструкция и анализ работы вращателя бурильного оборудования с планетарным механизмом, объединенным с вибровозбудителем крутильных колебаний. Разработана методика определения основных параметров, построены диаграммы изменения кругового передвижения центров дебалансов, скорости, ускорения, возбуждающей силы.*

*Ключевые слова: вращатель, бур, вибровозбудитель, планетарный механизм.*

*SUMMARY. The resulted construction and analysis of work of obertal'nika of boring equipment is with a pla-netarnim mechanism, incorporated with the vibroexciter of turning vibrations. Developed method of determination of basic parameters, built diagrams of change of circular movement of centers of debalansiv, speed, acceleration, excitant force.*

*Keywords: vraschatel, bore, vibroexciter, planetary mechanism.*

---

**Вступ**

Одним із методів підвищення ефективності розробки міцних ґрунтів при бурінні свердловин під стовпчасті опори будівельних споруд є використання активних динамічних робочих органів, в яких ґрунт руйнується за допомогою вібраційних пристроїв, що створюють на нього додаткове імпульсне навантаження.

Для буріння ґрунтів, особливо міцних, до робочого органа необхідно прикласти значні зусилля, які неможливо забезпечити мобільними бурильними машинами з невеликою масою і потужністю. Використання бурового обладнання динамічної дії дає можливість руйнувати ґрунт з одночасним обертанням бура і створення додаткового імпульсного зусилля вібраційними пристроями різних конструкцій. Тому створення нових видів динамічних робочих органів бурильних машин розширює можливості використання існуючої бурильної техніки при бурінні свердловин в міцних ґрунтах та в різних гірничо-геологічних умовах.

**Мета дослідження** – підвищити ефективність буріння свердловин динамічними робочими органами за рахунок створення

додаткових динамічних навантажень. Використання обертальника бурового робочого органа з вмонтованими дебалансами дасть змогу створювати крутий момент та додаткові крутильні коливання за допомогою одного двигуна.

**Виклад основного матеріалу**

Розроблені раніше динамічні пристрої для бурильних машин призначені для роботи з різними конструкціями робочих органів вібраційної та ударної дії [1]. Особливе значення приділяється використанню динамічних пристроїв при бурінні свердловин великих діаметрів в міцних і мерзлих ґрунтах із застосуванням кільцевих бурів.

Недоліком наведених в літературі конструкцій динамічних робочих органів є наявність окремого приводу обертання бура та приводу вібропристрою, який має вали з дебалансами та трансмісію для передачі ім обертання від окремого двигуна. В роботі [2] пропонується нова конструкція динамічного пристрою для бурильного обладнання об'єднаного з планетарним обертальником, що приводиться до дії одним двигуном (гідро- або електромотором).

Схема планетарного обертальника бурового обладнання з вібробудником крутильних коливань приведена на рис. 1.

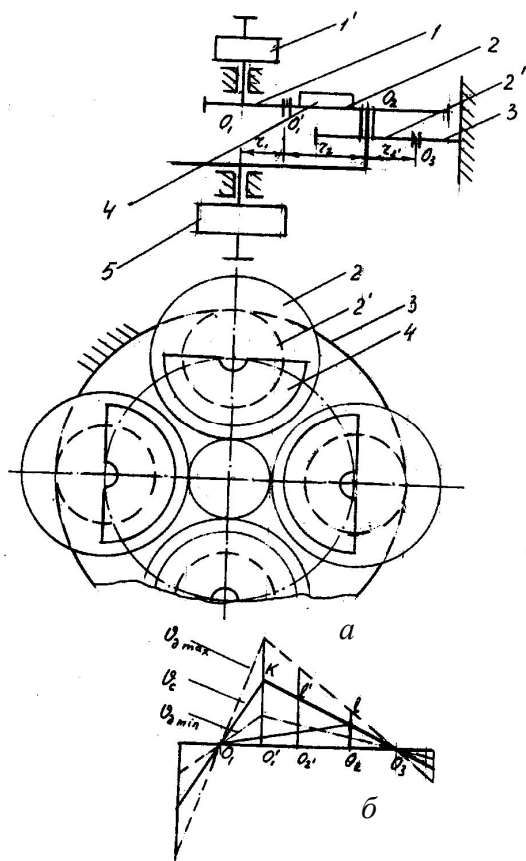


Рис. 1. Планетарний обертальник динамічного бурильного обладнання:  
а – схема; б – картина швидкостей

Вхідний вал обертальника передає обертання від двигуна через пружну муфту  $I'$ , центральному рухомому зубчастому колесу  $I$ , що з'єднане з планетарними колесами  $2$  та  $2'$ , які обертаються на осях водила  $H$ . Планетарне колесо  $2$  також з'єднане з нерухомим центральним колесом  $3$ , закріпленим в корпусі обертальника. Для створення крутильних коливань на планетарних колесах закріплені дебаланси  $4$ . До вхідного вала обертальника, з'єданого з водилом  $H$ , закріплена пружна муфта  $5$ , об'єднана з вібромолотом для передачі обертання на буровий робочий орган.

Пружні муфти  $I'$  та  $5$ , які установлені на вхідному та вихідному валах обертальника, забезпечують можливість коливаль-

ного руху центрального зубчастого колеса  $I$ , планетарних коліс  $2$  і  $2'$  та водила з вихідним валом  $H$ . За рахунок підбору жорсткості пружних елементів (пружин) муфт можливий вибір режиму роботи вібропристрою: резонансний, дорезонансний та зарезонансний. При резонансному режимі частота змушуючої сили вібратора  $\omega$  та частота його власних коливань  $\omega_0$  близькі або рівні. При дорезонансному режимі частота змушуючої сили вібробудника менше частоти його власних коливань ( $\omega < \omega_0$ ). При зарезонансному режимі частота змушуючої сили вібробудника значно більша його власних коливань ( $\omega \geq \omega_0$ ).

Резонансний режим роботи пружної системи вібробудника забезпечує невеликі витрати енергії, тому що має високий коефіцієнт жорсткості пружної системи. Тому пружна муфта  $I'$  на вхідному валу обертальника (об'єданого з вібробудником) повинна настроюватись на резонансний режим роботи.

Пружна муфта з вібромолотом  $5$  повинна працювати в зарезонансному режимі при невисокому коефіцієнті жорсткості пружин, щоб забезпечити ударну роботу вібромолота для створення імпульсного навантаження на буровий робочий орган.

Для вибору раціональних конструктивних параметрів планетарного механізму обертальника бурового обладнання, об'єданого з вібробудником крутильних коливань, а також проектування і розрахунку необхідно провести кінематичний та силовий аналізи його роботи.

Дослідження роботи планетарного механізму оснащеного дебалансами для створення динамічного навантаження на робочий орган бурильного обладнання може бути проведено за допомогою картини швидкостей. Її побудова показана на рис. 1, б. Середня колова швидкість центрального колеса  $v_1$  та рівна їй швидкість планетарного колеса  $2$   $v_2$  відкладена у вигляді відрізка  $O_1'K$ . Картину швидкостей колеса  $I$  одержимо, з'єднавши точку  $K$  з точкою  $O_1$  – центра обертання колеса  $I$  (трикутник  $O_1KO_1'$ ). З'єднавши точку  $K$  з

точкою  $O_3$  – проекцією миттєвого центра обертання колеса 2 та 2' відносно нерухомого центрального колеса 3, одержимо картину швидкостей колеса 2 та 2' (трикутники  $O_1KO'_3$  та  $O_2l'O_3$ ). Картину швидкостей водила Н одержимо, з'єднавши точку  $O_1$ , яка є центром обертання центрального колеса 1, а також водила Н, з точкою  $l$  – це трикутник  $O_1lO_2$ .

Із картин швидкостей маємо

$$v_1 = v_2 = \omega_1 r_1;$$

або

$$\omega_1 = \frac{v_1}{r_1}.$$

Швидкість водила Н

$$v_n = \omega_n (r_1 + r_2);$$

звідки

$$\omega_n = \frac{v_n}{r_1 + r_2}.$$

Швидкість планетарного колеса 2'

$$v_{2'} = \omega_{2'} \cdot r_{2'},$$

звідки

$$\omega_2 = \omega_{2'} = \frac{v_{2'}}{r_{2'}}.$$

Швидкість нерухомого центрального колеса

$$v_3 = 0.$$

Відповідно кутова швидкість

$$\omega_3 = 0.$$

Загальне передаточне відношення даного планетарного механізму

$$I_{1n}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_n} = 1 + \frac{r_2 r_3}{r_1 r_2'} = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'};$$

де  $z_1, z_2, z_2', z_3$  – числа зубців коліс 1, 2, 2' та 3 відповідно.

Наявність дебалансів на планетарних колесах 2 приводить до відхилення середніх швидкостей ланок механізму, розташованих між елементами 1' та 5 (рис. 1, б) від  $v_{0\min}$  до  $v_{0\max}$ . Зміна картин швидкостей цих ланок показана пунктирними лініями.

Водило з вихідним валом планетарного обертальника бурового обладнання, об'єднаного з віброзбудником, здійснює обертання та крутильні гармонічні коли-

вання під дією змушуючих сил  $F_0$ , які створюються дебалансами

$$F_0 = m_0 r_0 \omega^2 = \frac{G_0}{g} r_0 \omega^2,$$

де  $m_0$  – маса дебалансів;

$r_0$  – ексцентриситет дебаланса;

$\omega = \frac{\pi n}{30}$  – кутова швидкість обертання де-

баланса;

$n$  – частота обертів планетарних коліс з дебалансами;

$G_0$  – вага дебалансів.

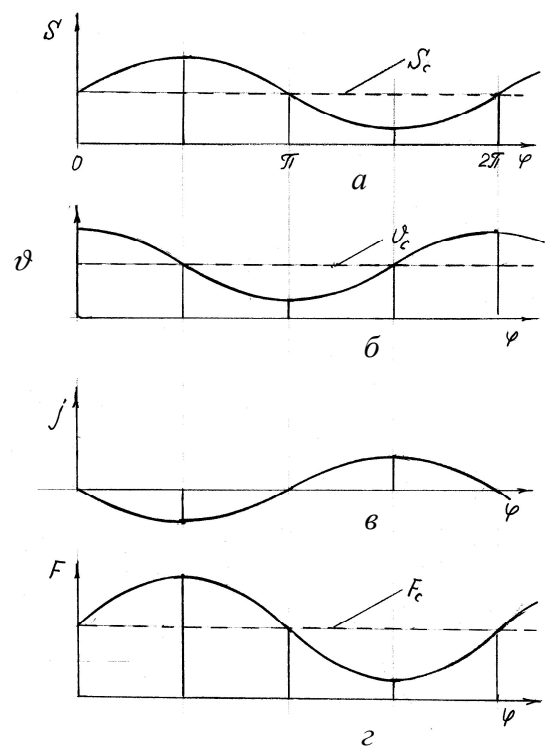


Рис. 2. Діаграма роботи планетарного механізму з дебалансами:

$a$  – зміни колового пересування центрів дебалансів;  $b$  – швидкості;

$v$  – прискорення;  $z$  – змушуючої сили, що діє від дебалансів на водило

Жорсткість пружних елементів Ж для резонансного режиму роботи вібропристрою приймають з умови [3]

$$0,85 < \frac{\omega}{\omega_0} < 1,25,$$

або

$$\omega_0 = (0,85 \dots 1,25) \omega = \sqrt{\frac{Ж}{m}},$$

де  $\omega_0$  – кругова частота власних коливань вібробудника;  $J = J_1 + J_2$  – загальна жорсткість пружної муфти та вібромолота, відповідно;  $m$  – загальна маса коливальних частин вібробудника.

Колова амплітуда коливань центрів дебалансів може бути визначена за спрощеною формулою [3]

$$a = \frac{m_0 r_0}{m}.$$

Діаграма зміни кругового переміщення центрів дебалансів, їх швидкості, прискорення та змушуючої сили показана на рис. 2. Сумарні значення указаних параметрів одержимо враховуючи постійні їх складові, що створюються потужністю двигуна обертальника.

Змінюючи співвідношення динамічних та статичних складових кожного параметра шляхом вибору потужності двигуна, швидкості обертання, маси та розмірів дебалансів і пружних елементів, можемо розробляти конструкції обертальників бурових робочих органів для конкретних умов роботи за різних гірничо-геологічних умов.

### Висновки

1. Проведено аналіз і розроблена методика визначення динамічних характеристик планетарного механізму обертальника бурильного обладнання, що дасть змогу підвищити ефективність його роботи.

2. Запропонована конструкція обертальника з планетарним механізмом відрізняється від відомих розробок можливістю створювати крутний момент та динамічні пульсуючі навантаження на буровий робочий орган за допомогою одного двигуна, що значно спрощує керування його роботою та зменшує металоємність обладнання.

### Література

1. *Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю.* Визначення параметрів динамічних робочих органів бурильних машин. Зб. «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини» № 57, К.2001 р.
2. *Смірнов В.М., Головань В.П.* Дослідження геометричних, силових та енергетичних параметрів динамічного бурового обладнання з вібробудником крутильних коливань. Зб. «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини» № 73, К.2009 р.
3. *Спиваковский А.О., Дьячков В.Н.* Транспортирующие машины. М. Машиностроение, 1982.

*Рецензент:* Л.Є. Пелевін, к.т.н., проф. (КНУБА)

*Отримано:* 7.12.2009 р.