

12. Бутенин Н.В. Введение в теорию нелинейных колебаний / Н.В. Бутенин, Ю.И. Неймарк, Н.А. Фурфаев. – М.: Наука, 1976. – 384 с.
13. Хакен Г. Информация и самоорганизация: макроскопический подход к сложным системам / Г. Хакен. // Пер. с англ. – М.: Наука, 1991. – 204 с.

УДК 624.132

Смірнов В.М., Головань В.П.¹

ОБЕРТАЛЬНИК БУРИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ З ДЕБАЛАНСНИМ ВІБРАТОРОМ ПРОСТОРОВОЇ ДІЇ

Збільшення продуктивності розробки міцних ґрунтів буровими робочими органами стає можливим за рахунок використання нових більш ефективних їх конструкцій.

Одним із методів підвищення ефективності буріння свердловин в будівництві є використання ефективних динамічних робочих органів, в яких руйнування ґрунту проходить під дією зусиль, створених основним приводом бурильної машини, та додаткових динамічних навантажень на робочий орган, створених вібропристроями. Тому загальна сила руйнування ґрунту може розглядатись, як сума імпульсних збуджуючих сил – вертикальної дотичної $F_{ог}$ і відповідних статичних сил, що створюються масою Q_m та приводом робочого органу машини P_m [1].

$$P_N = Q_m \pm F_{ог.}, \quad P = P_m \pm F_{ог.}$$

Ефективність процесу динамічного руйнування ґрунтів пропонується оцінювати величиною відповідних динамічних ефектів [2] в вертикальній $\delta_{е.в.}$ та горизонтальній $\delta_{е.г.}$ площинах

$$\delta_{е.в.} = 1 - \frac{Q_m}{P_n}; \quad \delta_{е.г.} = 1 - \frac{P_m}{P}.$$

Для створення вертикальних та крутильних коливань, що передаються від привода бурильного обладнання робочому органу, необхідно оберտальник об'єднати з дебалансним вібратором відповідної конструкції.

В попередніх розробках [1] наведені конструкції динамічного бурильного обладнання з віброзбудниками вертикальних або крутильних коливань, в яких для одержання зусиль в різних площинах використовують спеціальні гідромолоти з похилими ударними поверхнями. Разом з тим при обертанні дебалансів діють збуджуючі сили в різних напрямках в залежності від фаз обертання, а в більшості конструкцій існуючих дебалансних вібраторів використовуються лише їх вертикальні або горизонтальні складові.

От же, при розробці конструкції динамічного привода бурильного обладнання доцільним є використання дебалансного вібратора просторової дії, який створює в залежності від фаз обертання дебалансів вертикальні та крутильні коливання.

В даній роботі пропонується нова конструкція планетарного оберտальника бурильного обладнання об'єднаного з віброзбудником вертикальних та крутильних коливань, який може приводитись до дії одним гідро або електромотором. В залежності від виду ґрунтів обертальник може бути жорстко з'єднаним з бурильним інструментом – для буріння слабких ґрунтів, та через спеціальний вібромолот – для створення пульсуючих ударних зусиль при бурінні міцних ґрунтів.

Схема динамічного бурильного обладнання з віброзбудником вертикальних та крутильних коливань приведена на рис. 1.

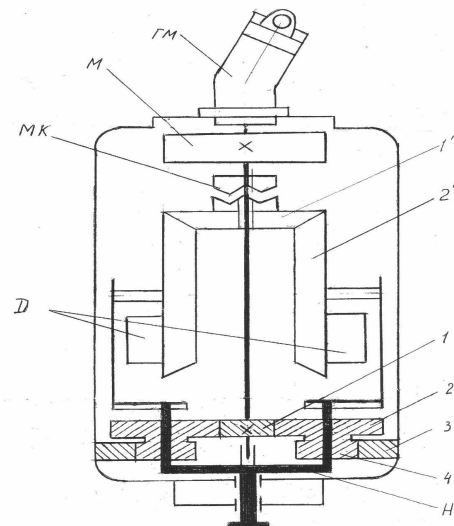


Рис. 1. Схема обертальника бурильного обладнання з дебалансним вібратором вертикальних та крутильних коливань.

Обладнання складається з корпуса К, в якому закріплені гідромотор ГМ, пружна муфта М, планетарна передача, що включає центральне

¹ Смірнов В.М., канд. техн. наук, професор КНУБА; Головань В.П., канд. техн. наук, доцент КНУБА.

рухоме колесо 1, планетарні зубчасті колеса 2, центральне нерухоме зубчасте колесо 3, планетарні зубчасті колеса 4, що з'єднані із зубчастими колесами 2, водила Н, з'єданого з вихідним валом оберտальника; центральної конічної шестерні 1', що приводиться в дію при включенні дебалансного вібратора від ведучого вала за допомогою кулачкової муфти МК, планетарних конічних коліс 2' з дебалансами D . Схема руху дебалансів, закріплених на вертикальних планетарних колесах 2' (в горизонтальній площині), приведена на рис. 2

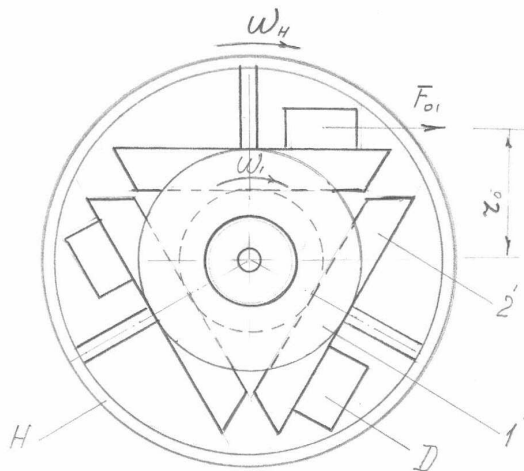


Рис. 2. Схема руху дебалансів: 1' - конічне планетарне зубчасте колесо;
D - дебаланс; Н - водило.

Пружна муфта M призначена для забезпечення можливості обертання центральних зубчастих коліс 1 та 1' і планетарних коліс 2 та 2' зі змінними кутовими швидкостями під дією дебалансів D при роботі вібратора. Швидкості їх обертання передаються також водилу Н, з'єданому з вихідним валом обертальника.

Конструктивна схема пружної муфти показана на рис. 3. Пружна муфта складається з двох напівмуфт між якими вмонтовані циліндричні виті пружини стиснення, які передають пульсуючі або статичний зусилля в залежності від режиму роботи обертальника.

Визначення кінематичних параметрів планетарного механізму динамічного привода бурильного обладнання може бути проведено за допомогою картини швидкостей [3].

Схема планетарного механізму динамічного привода бурильного обладнання і його картина швидкостей приведені на рис. 4.

Картини швидкостей коліс 1 та 1' одержимо відклавши відрізки K_11 та K_21' , що відповідають швидкостям v_1 та $v_{1'}$, відповідно, та

з'єднавши їх з точкою O , що є проекцією загального центра обертання вказаних коліс. Це трикутники K_11O та $K_21'O$.

Аналогічно одержимо картини швидкостей коліс 2, 4 та водила Н. Це трикутники $K_11 K_4 K_3$ та $K_4 K_3 H$, та $K_H H O$, відповідно.

Для побудови картини швидкостей планетарного колеса 2', розташованого в вертикальній площині (рис. 4) слід виконати поворот цієї картини на 90° , для чого перенесемо відрізок K_21' в положення, що відповідає зачепленню колеса 1' з конічним колесом 2'. Це буде відрізком $K_21_2' = K_22'$, показаний на схемі. Також слід врахувати, що швидкості вказаних коліс в місці їх зачеплення будуть рівні $v_1 = v_{2'}$

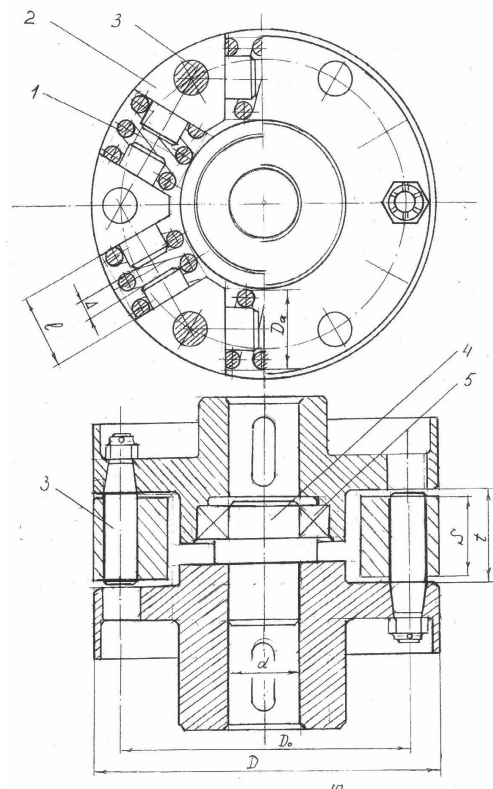


Рис. 3. Пружна муфта: 1 - циліндрична витя пружна стиснення; 2 - несучий сегмент;
3 - палець; 4 - втулка; 5 - дворядний сферичний підшипник.

Картина швидкостей колеса 2' - це трикутник $K_22'O_1$. Відрізок $K_2'H_1$ відповідає швидкості водила v_{H1} в точці K_2' , яка співпадає з точкою K_2 на горизонтальній та вертикальній вісях картини швидкостей.

Із картини швидкостей маємо:

$$V_1 = w_1 r_1; \quad V_{1'} = w_{1'} \cdot r_{1'}; \quad V_{2'} = w_{2'} \cdot r_{2'};$$

де $w_1, w_{1'}, w_{2'}$ та $r_1, r_{1'}, r_{2'}$ - кутові швидкості та радіуси коліс 1, 1' і 2' відповідно. Аналогічні залежності можемо записати і для інших ланок планетарного механізму.

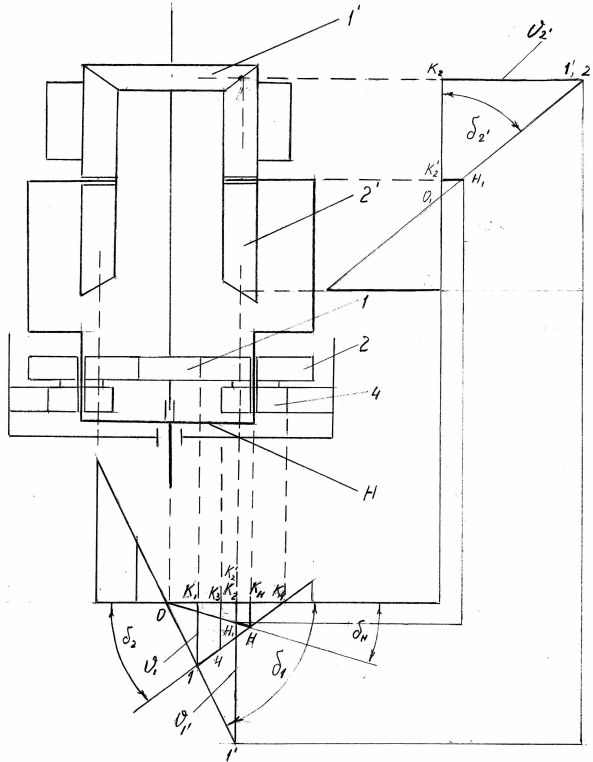


Рис. 4. Схема планетарного механізму динамічного привода бурового обладнання і його картина швидкостей.

Кутові швидкості ланок визначаються із картини швидкостей:

$$w_1 = w_{1'} = \frac{\mu_v}{\mu_e} \operatorname{tg} \delta_1; \quad w_2 = \frac{\mu_v}{\mu_e} \operatorname{tg} \delta_2;$$

$$w_{2'} = \frac{\mu_v}{\mu_e} \operatorname{tg} \delta_{2'}; \quad w_H = \frac{\mu_v}{\mu_e} \operatorname{tg} \delta_H$$

де μ_e і μ_v - масштаби схеми механізму та картини швидкостей.

Передаточні відношення від однієї ланки до іншої

$$i_{12} = \frac{w_1}{w_2}, \quad i_{1'2'} = \frac{w_{1'}}{w_{2'}},$$

Повне передаточне відношення механізму від ведучого центрального колеса до водила, з'єданого з вихідними валом, може бути визначене по відомій залежності

$$i_{1H}^{(3)} = \frac{w_1}{w_H} = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_4},$$

де z_1, z_2, z_3, z_4 - числа зубців зубчастих коліс механізму, відповідно (рис.4).

Для розрахунку параметрів віброзбудника слід визначити величину імпульсної збуджуючої сили F_0 , яка збільшує дотичне та напірне зусилля і загальний статичний момент дебалансів

$$M_{cm} = m_0 r_0 = \frac{F_0}{w^2}$$

де m_0 - маса дебалансів; r_0 - ексцентриситет дебалансів; w - кутова швидкість обертання дебалансів [1].

Статичний момент маси одного дебалансу

$$m_{o1} r_{o1} = \frac{m_o r_o}{n},$$

де n - число дебалансів.

Додатковий імпульсний крутний момент при обертанні дебалансів

$$T_F = n \cdot F_{o1} \cdot r_o,$$

та сумарний крутний момент

$$T = T_m \pm T_F,$$

де T_m - крутний момент що створюється приводом машини.

Результати проведених досліджень запропонованої конструкції планетарного обертальника бурових машин з просторовим дебалансним вібратором дають можливість зробити висновок, що його використання дозволяє підвищити ефективності буріння. Це досягається за рахунок створення одним вібратором додаткових імпульсних зусиль на робочий орган в двох площинах - вертикальній та горизонтальній. планетарного механізму обертання робочого органу з просторовим дебалансним вібратором і механізмом відключення дозволяє зменшити його масу, тому що він приводиться в дію одним двигуном та має можливість працювати в різних режимах в залежності від ґрунтових умов.

Література

1. Смірнов В.М., Головань В.П. Дослідження геометричних, силових та енергетичних параметрів динамічного бурового обладнання з віброзбудником крутильних коливань. Зб. «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини» №73, 2009р.

2. Баладинский В.Л. Динамическое разрушение грунтов. – К.: изд-во КГУ. 1971.
3. Артоболовский И.И. Теория механизмов Издательство «НАУКА» М. 1967 г.

УДК 005.584.1:658.2+658.5

Доненко В.І.¹

ОБНОВЛЕННЯ МЕТОДОЛОГІЇ ПЛАНУВАННЯ ОСВОЄННЯ ОБ'ЄКТІВ БУДІВНИЦТВА З УРАХУВАННЯМ РАЦІОНАЛЬНОГО РОЗПОДІЛУ ОРГАНІЗАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ МІЖ ПІДРОЗДІЛАМИ БУДІВЕЛЬНИХ ОРГАНІЗАЦІЙ

Постановка проблеми та її зв'язок з важливими науковими завданнями. З переходом України до моделі відкритої ринкової конкуренції, істотно змінилися і ускладнилися умови реалізації та освоєння проектів будівельної галузі, що викликано, як збільшенням різноманітності організаційно-управлінських форм впливу на середовище проекту, так і змінами законодавчої та фінансово-економічної сторін функціонування ринку будівельних послуг. Безумовно, вищезазначені тенденції впливають на діяльність будівельних організацій та підприємств, по-перше на якість проектних рішень, які багато в чому визнають можливість застосування ефективних технологічних процесів. Поряд із собівартістю будівельно-монтажних робіт і тривалістю будівництва на стадії проектування формується вектор основних показників діяльності будівельних підприємств.

Задача оптимального розподілу робіт між підрозділами будівельного підприємства виникає в тому випадку, коли в організації є декілька підрозділів, які мають у своєму розпорядженні ресурси одного виду та потрібно розподілити обсяги БМР між підрозділами, так щоб забезпечити максимально рівномірне завантаження всіх підрозділів.

Таким чином, на стадії планування виникає потреба оптимального розміщення робіт між підрозділами будівельного підприємства та створення такої методології, що дозволить підприємству перебудувати свою стратегію і тактику таким чином, щоб вижити і отримати підсумковий позитивний результат своїх дій.

Аналіз літературних джерел. При розв'язанні проблем пошуку ресурсно-календарних планів освоєння об'єктів будівництва підрядними організаціям, що впадає. Тоді рівень завантаження (перевантаження) підрозділу i можна оцінити величиною:

$$\Psi_i = \tilde{O}_i^{-1} \sum_j v_i \cdot k(ij) \quad (1)$$

Задача полягає в розподілі робіт за підрозді-

представлені в даній роботі використовувались, насамперед, результати узагальнень, наведені в наступних роботах: Антипенка Є. Ю. [1], Белоко-ня А. І., Бушуєва С. Д. [2], Доненка В. І. [3], Кірнос В. М., Лагутіна Г. В. [6], Млодецького В. Р. [4], Поколенка В. О. [6], Радкевича А. В., Тугая О. А. [7], Тяна Р. Б. [5], Ушацького С. А., Шутенка Л. М., а також в роботах їх учнів. Вони довели, що метод організації робіт може виступати як параметр варіації при оптимізації календарних планів реалізації робіт. Для простих критеріїв існують методи, в яких апіорі закладено оптимізаційний принцип формування календарних планів, до таких можна віднести метод критичного шляху, який знаходить мінімум загальної тривалості робіт, і методи з безперервним використанням ресурсів і фронтів робіт [1]. Проте, можна також навести чимало методів, щодо яких апіорі неможливо визначити їх оптимальність навіть по відношенню до простих (загальноприйнятих) критеріїв.

Мета дослідження полягає у розробці моделі розподілу організаційно-технологічного навантаження між підрозділами будівельної організації з врахуванням її у методиці побудови та оптимального плану освоєння будівельних проектів організацією-підрядником.

Основний матеріал дослідження.

Для вирішення задач дослідження, припустимо, що у будівельній організації є x підрозділів, які мають потужності ресурсів одного виду для виконання БМР. Позначимо $\tilde{O}_i$ обсяг робіт, який може виконати i -ий підрозділ, O_i – обсяг i -ої роботи, $i = (1, h)$. Потрібно розподілити роботи між підрозділами, так, щоб завантаження підрозділів (або їх перевантаження) було максимально рівномірним. Позначимо $k(ij) = 1$ якщо i -а робота виконується підрозділом j , $k(ij) = 0$ у противному разі, щоб мінімізувати:

$$\min \Leftarrow \max_i \tilde{O}_i^{-1} \sum_j v_i \cdot k(ij) \quad (2)$$

Розглянемо спочатку окремий випадок, коли $\tilde{O}_i = \tilde{O}$ для всіх i . У цьому випадку задача, що роз-

¹ Доненко В.І., к.т.н., доц. (ЗДІА, м. Запоріжжя).