

УДК 622.647.4

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ МІЦНИХ РОБОЧИХ СЕРЕДОВИЩ ПЕРИФЕРІЙНИМИ ДИСКОВИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

**А.В. Фомін, проф., к.т.н., О.О. Костенюк, ст. викл., О.А. Тетерятник, асист.,
Київський національний університет будівництва і архітектури**

Анотація. Описано залежності геометричних, кінематичних і силових параметрів робочих процесів двошарових алмазних робочих органів із врахуванням нетехнологічних коливань їх корпусів. Показано, що підвищення динамічної жорсткості корпусів робочих органів призводить до зменшення амплітуди і частоти коливань та зменшення енергоємності розробки міцних робочих середовищ.

Ключові слова: алмазний робочий орган, двошаровий корпус, еліптичний інтеграл, дотична і бокова сили різання, нетехнологічні коливання, амплітуда і частота коливань корпусу.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗРАБОТКИ ПРОЧНЫХ РАБОЧИХ СРЕД ПЕРИФЕРИЙНЫМИ ДИСКОВЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

**А.В. Фомин, проф., к.т.н., О.О. Костенюк, ст. пр., О.А. Тетерятник, ассист.,
Киевский национальный университет строительства и архитектуры**

Аннотация. Описаны зависимости геометрических, кинематических и силовых параметров рабочих процессов двухслойных алмазных рабочих органов с учетом нетехнологических колебаний их корпусов. Показано, что повышение динамической жесткости корпусов рабочих органов приводит к уменьшению амплитуды и частоты колебаний и уменьшению энергоемности разработки прочных рабочих сред.

Ключевые слова: алмазный рабочий орган, двухслойный корпус, эллиптический интеграл, касательная и боковая силы резания, нетехнологические колебания, амплитуда и частота колебаний корпуса.

INCREASING EFFICIENCY OF DEVELOPING STRONG OPERATING ENVIRONMENTS BY PERIPHERAL DISK WORKING ELEMENTS

**A. Fomin, Prof., Cand. Sc. (Eng.), O. Kostenyuk, Asst. Prof., O. Teteryatnik,
T. Asst., Kyiv National University of Construction and Architecture**

Abstract. Geometric, kinematic and power parameters of the working processes of two-layer diamond working elements taking into account non-technological fluctuations in their casings have been described. It is shown that the increase of dynamic rigidity of the working elements casings leads to the decrease of the amplitude and frequency of fluctuations as well as to reducing power consumption when developing strong operating environments.

Key words: diamond working element, two-layer casing, elliptical integral, tangent and lateral cutting forces, non-technological fluctuations, amplitude and frequency of the casing fluctuations.

Вступ

При обробці матеріалів різанням алмазними робочими органами в робочому процесі бере участь велика кількість абразивних частинок

(алмазних зерен). Хаотичне розташування алмазних зерен в алмазоносному шарі призводить до негативних наслідків у роботі інструменту, а саме: відбувається підвищений знос алмазних зерен внаслідок значного

нерівномірного розподілу навантажень на них, а також виникнення нетехнологічних коливань робочих органів внаслідок неврівноваженого просторового навантаження на робочий орган у цілому. Усе це призводить до підвищення енергоємності роботи інструменту, зниження його ресурсу й якості продукції. Окрім алмазозносного шару, на параметри роботи алмазних інструментів впливає матеріал і конструкція їх корпусів.

Загалом конструкції робочих органів, режими їх робочих процесів і параметри робочих середовищ разом із зовнішніми впливами є складовими комплексу, що складає систему процесів розробки матеріалів різанням алмазними робочими органами, тому підвищення ефективності обробки матеріалів полягає в удосконаленні всіх складових цього комплексу.

Аналіз публікацій

У роботах [1–2] започатковано вирішення проблеми підвищення ефективності процесу взаємодії високошвидкісного алмазного робочого інструменту з міцним середовищем, що руйнується. Особливістю робочого процесу ґрунторозробних машин, за умов швидкісного (динамічного) руйнування робочих середовищ, є виникнення нетехнологічних коливань значної амплітуди. Встановлено, що ці коливання є причиною підвищеної енергоємності дискових робочих органів (до 25 %), а також підвищеного звукового тиску під час їх роботи.

Мета і постановка завдання

Метою роботи є визначення геометричних, кінематичних і силових параметрів робочого процесу двошарових алмазних робочих органів, що забезпечують зниження енергоємності розробки міцних робочих середовищ.

Завданнями даного дослідження є отримання розрахункових залежностей для розробки ефективних конструкцій алмазних робочих органів і формування їх низькоенергоємних робочих процесів.

Підвищення ефективності розробки міцних робочих середовищ

Зниження нетехнологічних коливань периферійних дискових робочих органів можна досягти за рахунок підвищення динамічної

жорсткості корпуса алмазних інструментів. Окрім збільшення жорсткості матеріалу (що визначається модулем пружності E_n), з якого виготовлено корпус, підвищення жорсткості інструменту можна досягти використанням корпусу у вигляді двошарової конструкції [1]. Такий робочий орган складається з двох кругових дисків, з'єднаних між собою по периферії алмазозносним шаром і точковим зварюванням та кріпильними фланцями з торцевої поверхні. За такої конструкції маса одного з дисків є динамічним гасником коливань іншого диска. Внаслідок такої властивості двошарового корпусу амплітуда і частота його коливань вдвічі менші від таких параметрів у робочих органах із суцільним корпусом, що на 30–35 % збільшує стійкість інструменту і на 25 % знижує енергоємність процесу різання. При цьому на 20 дБ знижується звуковий тиск, що виникає під час різання робочим органом робочих середовищ.

Алмазні робочі органи є динамічними робочими органами, такими, що працюють із високими швидкостями різання, які вимірюються десятками метрів за секунду. Потужність різання такими робочими органами визначається за формулою [2], яка враховує особливості динамічності процесу

$$P = \frac{uk_d b V_n (1 - \cos \phi_p)}{2\omega k_\alpha}, \quad (1)$$

де u – швидкість розповсюдження поздовжніх хвиль деформацій; k_d – питомий опір робочого середовища динамічному руйнуванню; b – ширина алмазозносного шару (сегментів); V_n – швидкість подачі робочого органа; ϕ_p – кут розробки (центральний кут контакту робочого органу з робочим середовищем, що стягується дугою між точками входу і виходу його із забою); ω – кутова швидкість обертання робочого органа; k_α – коефіцієнт, що враховує усереднений кут різання алмазними зернами.

Швидкість розповсюдження поздовжніх хвиль деформацій визначається як

$$u = \sqrt{\frac{E_d (1 - \mu_d)}{\rho_d (1 + \mu_d) (1 - 2\mu_d)}},$$

де E_d – динамічний модуль пружності робочого середовища; μ_d – динамічний коефіцієнт Пуассона робочого середовища; ρ_d – динамічна густина робочого середовища.

Питомий опір k_d робочого середовища динамічному руйнуванню обчислюється з виразу

$$k_d = \rho_d V^2 + \varepsilon_d \sigma_d,$$

де V – швидкість різання (за умов $V \gg V_n$ приймаємо $V = \omega R$; тут V – радіус робочого органа); ε_d – гранична відносна деформація при стисненні робочого середовища за динамічного руйнування; σ_d – межа міцності на стиснення робочого середовища за динамічного руйнування.

Загальна середня дотична сила різання, що реалізується робочим органом, визначається за формулою

$$F_{\tau c} = \frac{uk_d b V_n (1 - \cos \phi_p)}{2\omega^2 R k_\alpha}. \quad (2)$$

Миттєва дотична сила різання одиничним різальним елементом (алмазним зерном) розраховується на основі формули (2)

$$F_{\tau e} = \frac{uk_d S}{2V k_\alpha}, \quad (3)$$

де S – миттєва площа контакту одиничного різального елемента з робочим середовищем.

Для розрахунку миттєвої площі контакту S одиничного різального елемента з робочим середовищем необхідно спочатку розрахувати подачу a_e на одиничний різальний елемент і миттєву глибину різання h_e одиничним різальним елементом (рис. 1).

Подачу a_e на одиничний різальний елемент знаходимо з виразу

$$a_e = \frac{\phi_e V_n}{\omega}. \quad (4)$$

Після цього розраховується глибина різання h_e одиничним різальним елементом

$$h_e = a_e \sin \phi. \quad (5)$$

Знаючи ці параметри, ми можемо розрахувати миттєву площу контакту S одиничного різального елемента з робочим середовищем

$$S = b_e h_e. \quad (6)$$

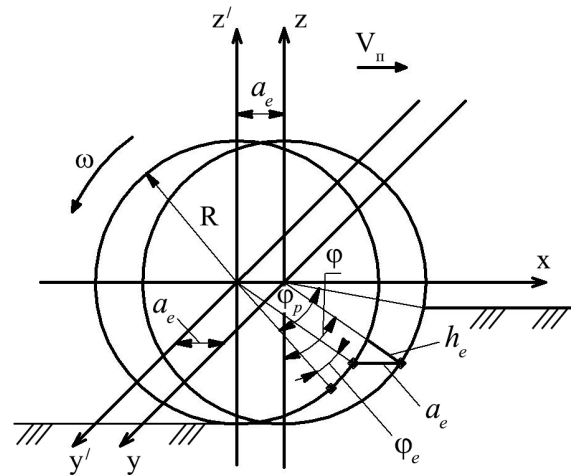


Рис. 1. Схема до визначення геометричних параметрів робочого процесу периферійних дискових робочих органів

З виразів (3) – (6) випливає

$$F_{\tau e} = \frac{uk_d b_e h_e V_n \sin \phi}{2V \omega k_\alpha}. \quad (7)$$

Таким чином, мінімальна миттєва дотична сила, яка діє на одиничний різальний елемент, дорівнює нулю в момент входу різального елемента (алмазного зерна) в забій ($\phi = 0$; $\sin 0 = 0$), а максимальна – за $\phi = \frac{\pi}{2}$

($\sin \frac{\pi}{2} = 1$). При цьому максимальна сила, що діє на одиничний різальний елемент, визначається з формули

$$F_{\tau \text{ім}} = \frac{uk_d b_e h_e V_n}{2V \omega k_\alpha} = \frac{uk_d b_e h_e V_n}{2\omega^2 R k_\alpha}.$$

Миттєва потужність різання одиничним різальним елементом обчислюється з виразу

$$P_3 = \frac{uk_d b_e h_e V_n \sin \phi}{2\omega k_\alpha} = \frac{uk_d b_e h_e V_n V \sin \phi}{2\omega^2 R k_\alpha}.$$

Отримані формули не враховують параметрів нетехнологічних коливань, які збільшу-

ють величини енергетичних і силових параметрів процесу різання.

За відсутності коливань одиничний різальний елемент рухається умовно по прямій лінії, а за їх наявності – траєкторією, наближеною до синусоїди. Таким чином, одиничний різальний елемент (алмазне зерно) проходить більший шлях і з'являються бокові складові сили різання, які так само змінюються за синусоїдальним законом.

Нетехнологічні коливання периферійного дискового органа описуються рівнянням, що встановлює залежність між відхиленням у різальних зерен у поперечній площині від часу t

$$y = a \sin \omega t,$$

де y – миттєве відхилення різального зерна в поперечній площині; a – амплітуда коливань; ω – кругова частота коливань ($\omega = 2\pi f$, де f – частота коливань).

Звідси

$$y = a \sin 2\pi f t. \quad (8)$$

Часовий період (часова довжина хвилі) розраховується за формулою

$$T = \frac{1}{f}.$$

Просторовий період (просторова довжина хвилі) визначається за формулою

$$\lambda = a \sin 2\pi f t.$$

Проекція переміщення зерна на поздовжню площину

$$x = Vt.$$

В цьому випадку вираз (8) можна записати так

$$y = a \sin 2\pi f \frac{x}{V}. \quad (9)$$

Запишемо рівняння (8) у вигляді

$$y = a \sin \frac{x}{b}, \quad (10)$$

де

$$b = \frac{V}{2\pi f}. \quad (11)$$

Довжина графіка одного періоду синусоїди визначається за допомогою еліптичного інтеграла другого роду [3]

$$E(\kappa) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - \kappa^2 \sin^2 t} dt = \int_0^1 \frac{\sqrt{1 - \kappa^2 x^2}}{\sqrt{1 - x^2}} dx. \quad (12)$$

Через еліптичний інтеграл (12), враховуючи (10) і (11), довжину графіка одного періоду синусоїди буде визначено за формулою

$$l_T = 4\sqrt{a^2 + b^2} E\left(\frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}}\right) \quad (13)$$

або

$$l_T = 4\sqrt{a^2 + \frac{V^2}{4\pi^2 f^2}} E\left(\frac{a}{\sqrt{a^2 + \frac{V^2}{4\pi^2 f^2}}}\right). \quad (14)$$

Чисельні значення еліптичних інтегралів визначаються за таблицями [4] або номограмами [5].

Таким чином, за час $t = T = \frac{1}{f}$, за наявності

нетехнологічних коливань, одиничне зерно пройде шлях, що визначається формулами (12) або (13). За відсутності коливань цей шлях буде розраховано за формулою

$$S = VT = \frac{V}{f}. \quad (15)$$

Співставляючи (13) і (15), запишемо формули для визначення силових і енергетичних параметрів периферійних робочих органів за наявності коливань з амплітудою a і частотою f , помноживши відповідні формули (1), (2) і (7) на множник $\frac{l_T}{S}$.

Потужність різання робочим органом

$$P_k = \frac{4f}{V} \sqrt{a^2 + \frac{V^2}{4\pi^2 f^2}} E \left(\frac{a}{\sqrt{a^2 + \frac{V^2}{4\pi^2 f^2}}} \right) \times \frac{uk_d b V_{\Pi} (1 - \cos \phi_p)}{2\omega k_{\alpha}} \quad (16)$$

Загальна середня дотична сила різання робочим органом

$$F_{\text{тек}} = \frac{4f}{V^2} \sqrt{a^2 + \frac{V^2}{4\pi^2 f^2}} E \left(\frac{a}{\sqrt{a^2 + \frac{V^2}{4\pi^2 f^2}}} \right) \times \frac{uk_d b V_{\Pi} (1 - \cos \phi_p)}{2\omega k_{\alpha}} \quad (17)$$

Миттєва дотична сила різання одним різальним елементом

$$F_{\text{тек}} = \frac{4f}{V^2} \sqrt{a^2 + \frac{V^2}{4\pi^2 f^2}} E \left(\frac{a}{\sqrt{a^2 + \frac{V^2}{4\pi^2 f^2}}} \right) \times \frac{uk_d b_e \phi_e V_{\Pi} \sin \phi}{2\omega k_{\alpha}} \quad (18)$$

Відповідно визначаються і миттєві потужності, й максимальні сили різання одним елементом.

Внаслідок того, що одиничний різальний елемент рухається за синусоподібною траєкторією, виникає бокова складова сили різання (рис. 2).

Бокова складова $F_{\text{бек}}$ сили різання одним елементом визначається за формулою

$$F_{\text{бек}} = F_{\text{тек}} \sin \beta \quad (19)$$

Напрямок дотичної складової сили різання $F_{\text{бек}}$ співпадає з дотичною до траєкторії різання (наприклад в т. А, рис. 2), тоді

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{dy}{dx}$$

або

$$\operatorname{tg} \beta = \left(a \sin \frac{2\pi f}{V} x \right)'$$

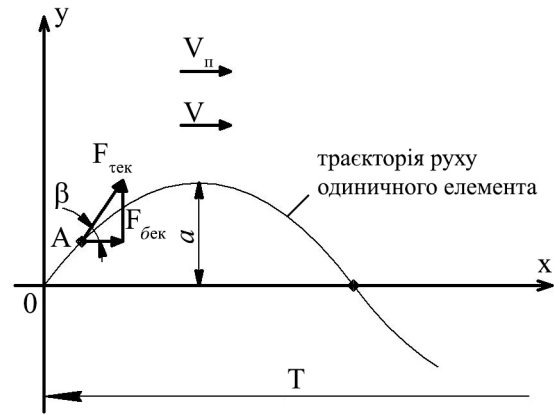


Рис. 2. Схема до визначення бокової складової сили різання в умовах коливань корпусу інструмента

Маємо

$$\operatorname{tg} \beta = a \frac{2\pi f}{V} \cos \frac{2\pi f}{V} x,$$

звідки можна знайти кут β

$$\beta = \operatorname{arctg} \left(a \frac{2\pi f}{V} \cos \frac{2\pi f}{V} x \right) \quad (20)$$

З виразів (19) і (20) маємо

$$F_{\text{бек}} = F_{\text{тек}} \sin \left(\operatorname{arctg} \left(a \frac{2\pi f}{V} \cos \frac{2\pi f}{V} x \right) \right) \quad (21)$$

Максимальна величина бокової складової сили різання визначається за формулою

$$F_{\text{бек}}^{\max} = F_{\text{тек}} \sin \left(\operatorname{arctg} \left(a \frac{2\pi f}{V} \right) \right); \quad (22)$$

тут $F_{\text{тек}}$ обчислюється з виразу (18).

Залежність загальної бокової сили, що діє на робочий орган, обчислюється за формулою

$$F_{\text{бек}} = F_{\text{тек}} \sin \left(\operatorname{arctg} \left(a \frac{2\pi f}{V} \cos \frac{2\pi f}{V} x \right) \right) \quad (23)$$

Максимальної величини бокова складова сили різання досягає в момент нульового відхилення одиничного різального елемента (інструменту) від поздовжньої осі симетрії інструменту.

Висновки

Таким чином, підвищення динамічної жорсткості корпусів робочих органів за рахунок конструкції, що має властивість внутрішнього динамічного гасіння коливань, приводить до зменшення бокової складової сили різання (зменшуються одночасно амплітуда a і частота f коливань, що входять у чисельник аргументу) (21–23), і також зменшується дотична складова $F_{\text{тск}}$ за рахунок зменшення загального шляху різання, який тим менше, чим менше амплітуда і частота коливань.

Зменшення дотичної й бокової складових сили різання веде до зазначеного ефекту підвищення стійкості інструмента, зменшення енергоємності розробки робочих середовищ і звукового тиску, що виникає під час роботи периферійних дискових робочих органів.

Література

1. Гарницкий Н.П. Повышение эффективности процесса резания природного камня алмазными рабочими органами строительных машин : автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук. / Н.П. Гарницкий. – К., 1986. – 12 с.
2. Робочі процеси землерийної техніки : навчальний посібник / Л.Є. Пелевін, А.В. Фомін, О.О. Костенюк, Г.І. Боковня. – К.: КНУБА, 2006. – 172 с.
3. Бронштейн И.Н. Справочник по математике / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – М.: Наука, 1965. – 608 с.
4. Беляков В.Л. Таблицы эллиптических интегралов / В.Л. Беляков, Р.И. Кравцов, М.Г. Раппорт. – М.: АН СССР, 1962. – Т.1. – 318 с.
5. Журавский А.М. Справочник по эллиптическим функциям / А.М. Журавский. – М. – Л. : АН СССР, 1941 – 236 с.

Рецензент: І.Г. Кириченко, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 19 квітня 2016 р.