

УДК 630\*377.4:531.8

Библюк Н.І., Мачуга О.С., Бойко М.М.<sup>1</sup>

## ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ДОРОЖНО-БУДІВЕЛЬНОЇ ТА ЛІСОЗАГОТІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ДЛЯ РОБОТИ НА ТЕРИТОРІЯХ З УХИЛОМ

*Запропоновано модель руху технологічного механізму дорожно-будівельних та лісосічних робіт на території з ухилом до горизонтальної площини. Отримано головні залежності й виявлено зв'язок тягово-зчіпних характеристик, курсової та поперечної стійкості, опорних реакцій з геометричними параметрами поверхні руху. Результати проілюстровано на прикладах, які можуть використовуватись під час проектування машин для розглядуваних умов роботи.*

*Предложена модель движения технологического механизма дорожно-строительных и лесосечных работ на территориях с уклоном к горизонтальной плоскости. Выявлены зависимости тягово-сцепных характеристик, курсовой и поперечной устойчивости, опорных реакций от параметров плоскости движения. Результаты проиллюстрированы на примерах, которые возможно использовать во время проектирования машин для рассматриваемых условий работы.*

*The motion model of processing mechanism for road construction and logging operations in areas with a slope to the horizontal plane is proposed. Pull-coupling characteristics, course and lateral stability and support reactions depending of the motion plane parameters are detected. The results are illustrated on the examples, which can be used in machines designing for considered work conditions.*

**Вступ.** Освоєння гірських заліснених територій для промислових та рекреаційних цілей пов'язується з необхідністю екологічно обґрунтованого розширення їх транспортної доступності [1]. Один із головних видів виробничої діяльності людини на таких територіях – лісозаготівля та первинне перероблення деревини – потребує технічного переоснащення й використання сучасних високопродуктивних комплексів – харвестерів та форвадерів [2].

Для розв'язання таких завдань необхідне використання дорожно-будівельних та лісозаготівельних машин, пристосованих для роботи на поверхнях з ухилом, тобто в негоризонтальних горбкуватих місцевостях.

**Постановка задачі.** Теоретичні засади руху самохідного транспортного засобу, зокрема задачі стійкості, керованості, розрахунок тягово – зчіпних характеристик тощо висвітлені достатньо широко [3]. Однак особливості руху технологічного транспорту, зокрема дорожно-будівельної техніки та лісозаготівельних комбайнів (харвестерів), які одночасно з транспортною функцією виконують відповідні технологічні операції, потребує подальшого опрацювання. Задача ускладнюється для випадку, коли опорна поверхня – ґрунт характеризується певним ухилом до горизонтальної площини, що накладає додаткові утруднення для експлуатації стандартної техніки. Один з підходів до розв'язання проблеми – проектування та експлуатація спеціалізованої техніки, пристосованої для руху гірськими територіями, зокрема лісосікама, з одночасним виконанням технологічних операцій.

**Основний виклад.** Розглянемо самохідний тривісний колісний технологічний механізм, який рухається площиною, що має ухил до горизонту  $\alpha$ . Механізм рухається із швидкістю  $V$  уздовж осі, що від-

хиляється на кут  $\beta$  від висхідної лінії площини руху. Технологічні операції виконуються начіпним знаряддям, яке відведене від напрямку руху на кут  $\gamma$  (рис.1). Координатна площина  $xOy$  співпадає з горизонтальною площиною, вісь  $z$  – перпендикулярна до неї. Осі координат  $x_1, y_1, z_1$  утворюються повертанням осей  $x, y, z$  на кут  $\alpha$  навколо осі  $Ox$  так, що координатна площина  $x_1Oy_1$  співпадає з площиною руху механізму. Осі координат  $x_2, y_2, z_2$  утворюються шляхом повороту осей  $x_1, y_1, z_1$  на кут  $\beta$  навколо осі  $Oz_1$  так, що координатна площина  $x_2Oy_2$  співпадає з площиною руху, а напрям руху розглядуваного механізму співвісний з  $u_2$ .

Введемо нормальні реакції ґрунту на рушій  $R_i$ , ( $i = 1 \div 6$ ) - прикладені до центрів контактних площин рушіїв уздовж нормалі до поверхні руху механізму.  $F_{ki}$ , ( $i = 1 \div 6$ ) - колові сили на тягові колеса, прикладені уздовж напрямку руху. Вважаємо усі колеса тяговими, а точку прикладання сил - в центрі ваги контактних поверхонь рушії з ґрунтом.  $M_{fi}$ , ( $i = 1 \div 6$ ) - моменти опору коченню коліс.  $G_T$  - сила ваги механізму прикладена у його центрі ваги, направлена вертикально вниз. Сила  $G_T$  має складові: повздовжню до осі руху силу  $G_T \sin \alpha$  та нормальну до площини руху силу  $G_T \cdot \cos \alpha$ . Побудова даної розрахункової моделі базується на припущенні рівномірності руху механізму: сили інерції рівні нулю, внаслідок невеликої швидкості механізму лісосікою вважаємо сили лобового опору потоку повітря нікчемно малими.

Розглянемо двохсекційний шарнірний маніпулятор механізму з вагою секції  $G_{m1}, G_{m2}$ , прикладених

<sup>1</sup> Библюк Н.І., д.т.н., проф., Мачуга О.С., к.ф.-м.н., доц., Бойко М.М. (НЛТУ України, Львів).

вертикально вниз у відповідних центрах ваги, які знаходяться на висоті від поверхні руху  $h_{m1}$  та

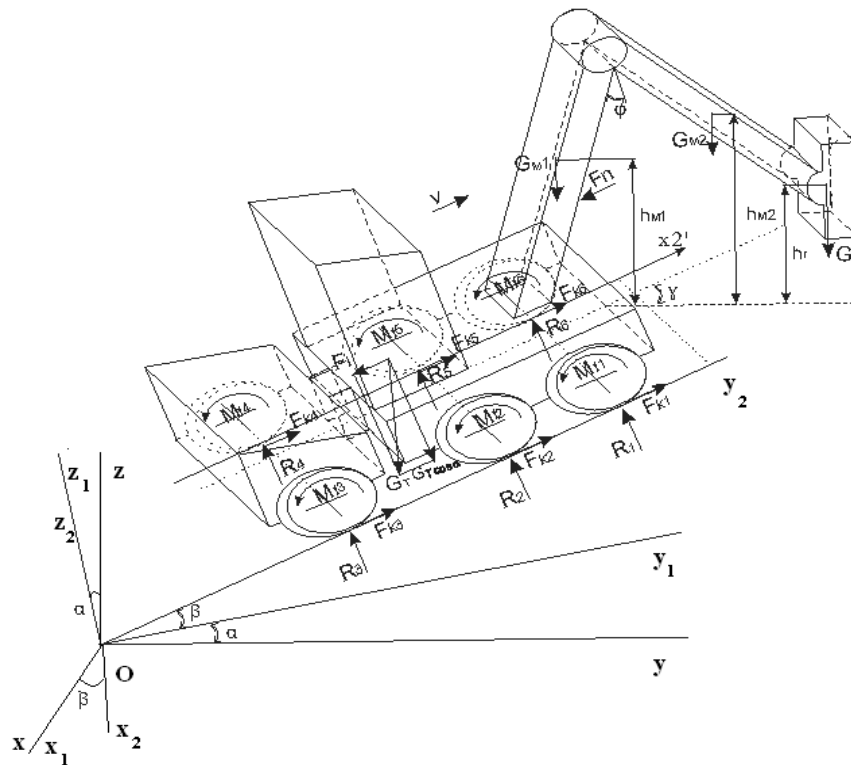


Рис.1. Схема руху механізму територією з ухилом.

$h_{m2}$  відповідно. Кут  $\phi$  характеризує величину відхилення стріли маніпулятора від напрямку руху.

Сила ваги процесорної головки (характерної головки)  $G_2$  прикладена у відповідному центрі ваги на висоті  $h_2$  від поверхні руху. Для розглядуваної задачі вважаємо, що стріла - маніпулятор механізму розкривається з кутовою швидкістю  $\omega = 2\partial\phi/\partial t$ , де  $\phi$  - кут розкриття маніпулятора.

Рівняння тягового балансу отримаємо шляхом проектування усіх діючих сил на вісь руху  $Ox_2$ , замінюючи дію моментів опору відповідними силами опору:

$$\sum_{i=1}^6 (F_{ki} - M_{fi}/r_i) - n p_{Ox_2} (G_T + G_{M1} + G_{M2} + G_2) = 0 \quad (1)$$

де  $r_i$  - радіуси коліс,  $n p_{Ox_2}$  - проекція відповідних сил на вісь  $Ox_2$ .

Суму моментів опору коченню, розділених на радіуси коліс прирівнюємо до узагальненої сили опору кочення  $F_{TK}$ :

$$\sum_{i=1}^6 M_{fi}/r_i = F_{TK} = f \cdot G_T \cdot \cos \alpha,$$

де  $f$  - узагальнений коефіцієнт сили опору для певних дорожніх умов та певних типів коліс, визначається експериментальним шляхом.

Величини проекції сил ваги  $G_{Mb}$ ,  $G_{M2}$ ,  $G_T$  на ві  $Ox_2$  визначимо, враховуючи отримані із геометричних міркувань (Рис.2) вирази:

$$\sin \theta = \sin \alpha \cdot \cos \beta,$$

$$\sin \theta_1 = \sin \alpha \cdot \cos(\beta - \gamma),$$

де  $\theta$  - кут між напрямком руху механізму та горизонтальною площиною,  $\theta_1$  - кут між маніпулятором та площиною  $xOy$ .

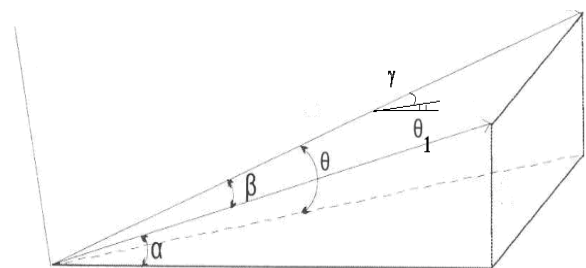


Рис.2. Схема до геометричних побудов.

З відношення (1) отримаємо:

$$F_k = f \cdot G_T \cdot \cos \alpha + [G_T \cos \beta + (G_{M1} + G_{M2} + G_T) \cos(\beta - \gamma)] \sin \alpha$$

$$D = f \cdot \cos \alpha + \left[ \cos \beta + \frac{G_{M1} + G_{M2} + G_T}{G_T} \cos(\beta - \gamma) \right] \sin \alpha \quad (2)$$

де  $F_k$  – сумарна колова сила,  $D$  - динамічний фактор, тобто відношення тягової сили до ваги харвестера; не слід вважати, що нахил площини руху  $i = \operatorname{tg} \alpha, \cos = 1$ , оскільки нахил лісосіки може бути доволі великим.

Шляхом визначення умовних екстремумів функції  $D=D(\alpha, \beta, \gamma)$  можемо визначити максимальні кути косогірного підняття для заданих кутів  $\alpha$ , у та максимально можливі кути відхилення маніпулятора харвестера за інших заданих параметрів. Це дозволяє планувати траєкторію руху механізму із заданою потужністю двигуна, або визначити потужність двигуна для конкретних умов роботи. Залежність динамічного фактору від кута  $\alpha$  для  $f = 0,1$ ;

$$\frac{G_{M1} + G_{M2} + G_{\Gamma}}{G_T} = 0,1 \text{ подана на рис.3}$$

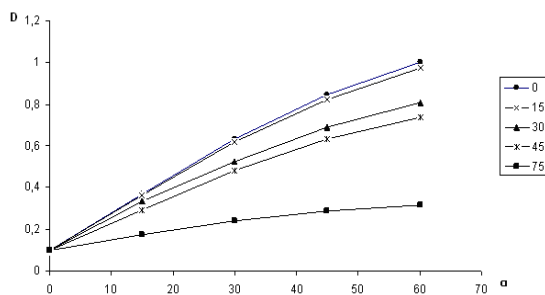


Рис.3. Залежність  $D$  від  $\alpha$  для  $\beta$  (0-75°),  $\gamma = 15^\circ$ .

Із (2) можна отримати рівняння потужнісного балансу механізму під час його руху територією з ухилом:

$$k_p \cdot N_{ДВ} = G_T \cdot v \cdot D$$

де  $k_p = (0,95 - 0,96)$  - коефіцієнт коригування потужності, який враховує втрати стендової потужності в дійсних умовах,  $N_{ДВ}$  - потужність двигуна механізму, необхідна для виконання ним транспортної функції. Для врахування потужності, необхідної для виконання виробничої функції слід визначити потужність начепних знарядь, що задіяні у відповідному процесі дорожно – будівельної та лісозаготівельної техніки -  $N_{ДВ}^B$ . Рівняння потужнісного балансу матиме вигляд:

$$N_0 = k_p \left( 1 + \frac{N_{ДВ}^B}{G_T \cdot v \cdot D} \right) \quad (3)$$

де  $N_0$  - безрозмірна потужність двигуна, необхідна для одночасного виконання транспортної та виробничої функцій, віднесена до потужності двигуна, який для тих же умов експлуатації виконує тільки транспо-

ртне функцію,  $N_{ДВ}^B$  - потужність, необхідна для забезпечення виробничих операцій відповідним механізмом.

Для лісозаготівельних комбайнів - харвестерів слід виділити види робіт, які виконуються під час роботи на лісосіці одночасно з транспортною функцією: захоплення стовбура дерева, зрізання стовбура, повалення дерева, оброблення стовбура. Виконання таких видів робіт начепними органами механізму пов'язується з такими головними операціями: обертовий рух кабіни з маніпулятором; осьовий рух маніпулятора; коловий ( захоплюючий ) рух ножів та вальців харвестерної головки; стиснення стовбура; натяг стовбура; рух приводу повороту ланцюгової пилки; рух приводу механізму пиляння; виконання маневру маніпулятором; повертання багатоопераційної головки у відповідне положення; протяжка стовбура уздовж харвестерної головки зі значним пришвидшенням, або сповільненням; коловий (утримуючий) рух гілкорізними ножами та інші.

Механізми дорожно – будівельної техніки [4] під час виконання ними виробничої функції повинні долати додатковий опір рухові, який виникає внаслідок взаємодії начіпного обладнання з ґрунтом; ступінь взаємодії пов'язується з кутами  $\delta, \beta, \gamma$ , розглянутими вище. Потужність двигуна під час виконання виробничої функції дорожно – будівельного механізму витрачається на додання: опору рухові від різання (зарізання) ґрунту відвалом; опору рухові від переміщення призми ґрунту перед відвалом; опору рухові машини від тертя ґрунту під час переміщення його вверх уздовж відвалу; опору ущільнених, скельно-камінних і мерзлих ґрунтів ношу розпушувача; опору маніпулятору під час розчищення дорожніх трас від дрібних коренів, пнів, каміння.

Кожна із перерахованих вище операцій характеризується тим чи іншим аналітичним виразом, вигляд яких є достатньо громіздким, оскільки необхідно охопити значну кількість факторів взаємодії розглядуваних машин з предметом роботи - стовбури дерев та ґрунтово-кам'яністі поверхні. Тут обмежимося деякими графічними результатами. На рисунку 4 подано залежність необхідної потужності двигуна для роботи стандартного харвестера Valmet 911.3 [5] (транспортної та виробничої функцій) від кута  $\alpha$  для різних швидкостей руху. Для порівняння проведено горизонтальну пряму, що відповідає двигуну 170 кВт. Під час планування лісозаготівельних робіт для такої машини визначено максимальний кут ухилу лісосіки  $\alpha_{MAX}$  шляхом побудови графіку функції  $N = f(\alpha)$  для  $V = (0.5; 1.38; 3) \frac{m}{c}$ ,  $\beta = 0$ ,  $\gamma = 30^\circ$  в точках перетину зі значенням дійсної потужності  $N_{ДВ} = 170$  кВт.

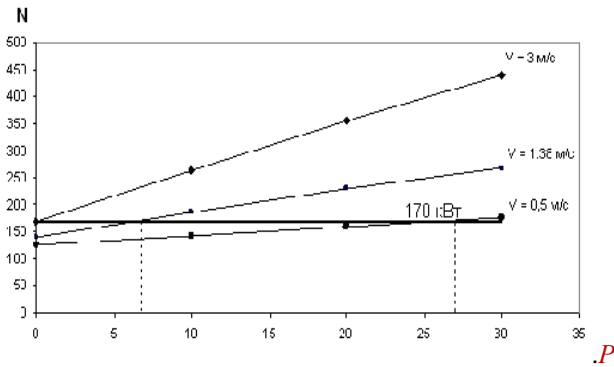


Рис.4. Залежність  $N$  від  $\alpha$  для Valmet 911.3.

Для кутів  $\alpha$  більших за отримане значення  $\alpha_{MAX}$  рух харвестера можливий тільки косогірними ходами, кут відхилення від висхідного напрямку руху визначається графіком кривої  $N = f(\beta)$  для  $\alpha = \alpha_{MAX} + 10^\circ$  (Рис.5).

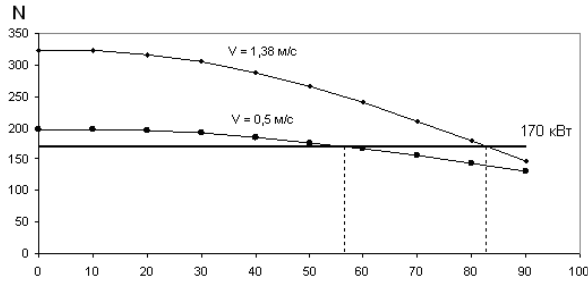


Рис.5. Залежність  $N$  від  $\beta$  для Valmet 911.3.

З рисунка зрозуміло, що для долаття крутих ухилів на лісосіках слід вибирати косогірні напрями руху, тим пологіші, чим менш потужний двигун механізму.

Для проєктованого на базі трактора Т – 150 дрозно – будівельного механізму отримано наступні показники сил опору від кута  $\alpha$  у залежності від лінійного параметру  $l$  на підйомі (Рис.6) та на спуску (Рис.7).

Запропонований підхід можливо використовувати для широкого діапазону дорожно-будівельної та лісозаготівельної техніки. У випадку проєктування механізмів, можливий підбір для них необхідної

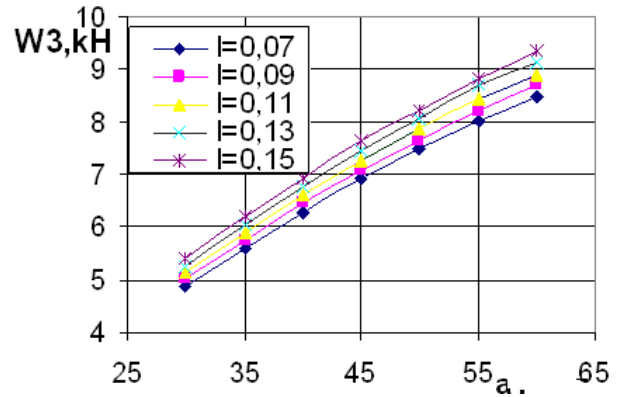


Рис.6. Опір рухові від тертя ґрунту при переміщенні вгору по відвалу бульдозера на підйомі.

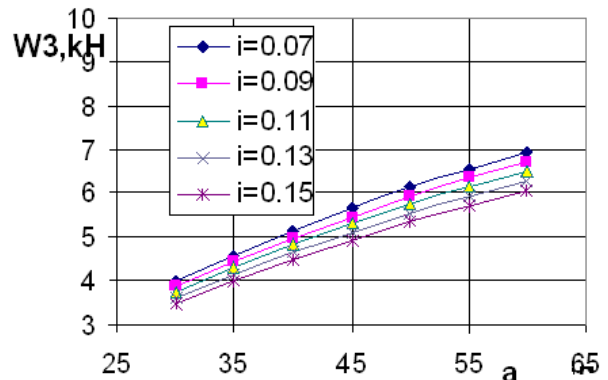


Рис.7. Опір рухові від тертя ґрунту при переміщенні вгору по відвалу бульдозера на спуску.

потужності двигуна стосовно умов подальшої експлуатації.

Для існуючої техніки із заданою потужністю двигуна необхідно розробляти траєкторію руху, визначаючи можливі кути відхилення траси від висхідної лінії.

В роботі розглянуто співвідношення для визначення параметрів поздовжньої та поперечної стійкості, а також максимальних реакцій рушія у залежності від величин кутів  $\alpha, \beta, \gamma$ . Отримані результати свідчать про необхідність застосування запропонованої моделі для підбору рушіїв механізмів у залежності від параметрів нахилу площадок.

### Висновки

Отримані рівняння тягового балансу, придатні для експериментального дослідження узагальненого коефіцієнту опору  $f$  ґрунтової поверхні лісосіки у залежності від кутів  $\alpha$  та  $\beta$ . Шляхом застосування рівняння (2) можливе визначення необхідної потужності двигуна механізму, який проєктується чи підбирається з існуючих на ринку а також планування лісосічних і будівельних робіт у залежності від умов експлуатації. Пропонований підхід можливий для визначення опорних реакцій, курсової та поперечної стійкостей механізмів, що працюють на територіях з ухилом.

### Література

1. Стиранівський О. А. Природоохоронні засади транспортного освоєння гірських лісових територій/ О. А. Стиранівський, Ю. О. Стиранівський. - Львів: РВВ НЛТУ України, 2010. – 208 с.

2. Библюк Н.І. Лісозаготівельні комбайни: особливості конструкції, функцій ні схеми, перспективи/Н.І. Библюк, О.С.Мачуга// Вестник національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія Машиностроение. – К.: НТУУ «КПІ». – 2009. – 55. - С. 235 – 241.
3. Библюк Н.І. Лісотранспортні засоби: Теорія: Підручник/Н.І. Библюк. - Львів: Видавничий дім «Панорама», 2004. - 453 с.
4. Немцов В.П., Шестаков Б.А. Техническая эксплуатация автомобильного и тракторного транспорта на лесозаготовках/В.П.Немцов, Б.А. Шестаков. –М: Лесная промышленность, 1985. - 345 с.
5. Produktverzeichnis. VALMET. KOMATSU.- 2007.- 35 p.

УДК 621.923

Абрашкевич Ю.Д., Пелевін Л.Є., Мачишин Г. М.<sup>1</sup>

## МАШИНА ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ПОЛІМЕРНО-АБРАЗИВНИМИ ЩІТКАМИ

У статті приведені технічні дані, розробленою КНУБА, установки для очищення металевих і неметалевих поверхонь від легкої іржі, бруду, лакофарбових покриттів на заготівельних ділянках і виробничих базах.

Для очищення металевих поверхонь від лакофарбових покриттів, легкої іржі, а також інших забруднень без видалення основного шару матеріалу, отримали застосування полімерно-абразивні щітки (ПАЩ). Вони є інструментом, котрий самоочищується під час роботи. ПАЩ поєднують в собі переваги обробки металевими щітками, фібровим і пелюстковим дисковим інструментом. Принцип роботи ПАЩ полягає в руйнуванні поверхні, яка обробляється, шляхом ударної дії об неї абразиву, який закріплений на торці полімерного волокна. Враховуючи, що динамічна жорсткість волокна зростає під дією відцентрових зусиль зі збільшенням швидкості обертання інструменту, полімерно-абразивні щітки, в основному, виготовляються дискової форми [1, 2].

Величина кінетичної енергії одного абразивного зерна може бути оцінена за формулою:

$$E_i = \frac{1}{2} m_i (V_{щ}^2 + V_n^2 - 2V_{щ}V_n \sin \alpha_{щ}), \quad (1)$$

де  $m_i$  - маса одиничного абразивного зерна, кг;

$V_{щ}$  - робоча швидкість щітки, м/с;

$V_{П}$  - швидкість переміщення щітки вздовж поверхні, яка обробляється, м/с;

$\alpha_{щ}$  - кут між віссю волокна і поверхнею, яка обробляється.

Продуктивність обробки полімерно-абразивними щітками пропорційна сумарній енергії ударів, тобто

$$Q_{щ} = k_{щ} \sum_{i=1}^n E_i = k_{щ} \sum_{i=1}^n \frac{\pi d^3 \rho}{12} \times \left[ \omega_{щ}^2 R_{щ}^2 + V_{П}^2 - 2\omega_{щ} R_{щ} V_n \sin \alpha_{щ} \right], \quad (2)$$

де  $k_{щ}$  - коефіцієнт, що характеризує матеріал, який обробляється;

$d_z$  - діаметр сфери з об'ємом, що дорівнює об'єму одиничного абразивного зерна, м;

$\rho_z$  - щільність абразивного зерна відповідно  $3,9 \times 10^{-3} \text{ кг/м}^3$  та  $3,2 \times 10^{-3} \text{ кг/м}^3$  для електрокорунду і карбіду кремнію;

$\omega_{щ} = \frac{V}{R_{щ}}$  - кутова швидкість обертання щітки рад/с;

$R_{щ}$  - радіус щітки, м.

Кількість абразивних зерен, що одночасно беруть участь в роботі, можливо визначити за формулою:

$$n = n_k N_H \frac{l_k}{2\pi R_{щ}}, \quad (3)$$

де  $n_k = \frac{3}{2} \frac{x}{100} \frac{d^2}{d^2}$  - кількість абразивних зерен, роз-

ташованих на торцевій поверхні волокон;

$N_H = \frac{8K_o \left( R_{щ} - L_{\epsilon} \right) H_{щ}}{d_{\epsilon}^2}$  - кількість волокон у щі-

тці;

<sup>1</sup> Абрашкевич Ю.Д., Пелевін Л.Є., Мачишин Г. М. Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури (КНУБА).