

УДК 621.8

Аналіз та оцінка тягового розрахунку думпера для транспортування будівельних виробів

Сергій Орищенко¹, Віктор Орищенко², В'ячеслав Лисак³

^{1,2,3} Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури,
просп. Повітряних Сил 31, м. Київ, 03037, Україна,

¹oryschenko.sv@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5359-5285>,

²oryschenko.vv@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5081-1229>,

³lysak_vv-2024@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0009-0008-1318-3359>,

Received: 11.10.2024; Accepted: 29.11.2024

<https://doi.org/10.32347/gbdmm.2024.104.0303>

Анотація. При тяговому розрахунку визначають основні конструктивні параметри машини для транспортування будівельних виробів: масу, номінальну потужність двигуна, швидкість руху та передавальні числа трансмісії. Ці параметри забезпечують необхідні тягові показники думпера у реальних умовах експлуатації. Розрахункові передавальні числа остаточно уточнюються при доборі числа зубів шестерень коробки передач. Для супіщаних ґрунтів норми максимального тиску на ґрунт збільшуються на 20%. Для техніки, що використовується на ґрунтах з вологістю 0,9 НВ, норми максимального тиску збільшують: на 25...15% – при навантаженні на одиничний колісний рушій не більше відповідно 6 та 16 кН; на 10% - при навантаженні на одиничний гусеничний рушій менше 25 кН.

Ключова: думпер, будівельні вироби, експлуатаційна маса, потужність, передача, енергонасиченість, щільність металу, деформація.

ВСТУП

Виконання будівельних робіт безпосередньо пов'язано з транспортуванням матеріалів до місця укладання та монтажу. Як правило, великі об'єми таких робіт виконуються екскаваторами, вантажними автомобілями та вантажопідіймальною технікою[1]. Поряд з тим є необхідність доставки будівельних матеріалів невеликого об'єму до місця укладання обмеженого у просторі, у таких випадках застосування великогабаритної техніки є недоцільним, або взагалі неможливим[9]. Для полегшення ручної праці при виконанні таких завдань можна

застосувати малогабаритну техніку для транспортування будівельних матеріалів.

МЕТА РОБОТИ

- 1) Зробити аналіз тягових розрахунків думпера;
- 2) оцінити всі зусилля що діють на думпер;
- 3) дослідити силу опору коченню колеса;
- 4) побудувати епюру тисків у контактній шині з опорною поверхнею.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ

У сучасних системах комп'ютерної математики, наприклад MATLAB, реалізовано безліч сучасних методів чисельного інтегрування. Чисельне інтегрування полягає у наближеному обчисленні певного інтегралу одним із чисельних методів[2]. В основі методів чисельного інтегрування лежить підсумовування з (деякими вагами) значень підінтегральної функції. За наявності експериментальних даних підінтегральні функції, що характеризують розподіл тиску, задаються таблицями (масивами даних). Прямокутна область, межі якої відповідають межі інтегрування, розбивається на менші прямокутники. Для кожного прямокутника розглядається паралелепіпед, побудований на цьому прямокутнику як на підставі, і з висотою, що дорівнює значенню підінтегральної функції в центрі прямокутника. Інтеграл замінюється у сумі обсягів цих паралелепіпе-

дів. Для визначення середнього тиску в контакті взаємодії колеса зі ґрунтовим полотном колії по одній з існуючих математичних моделей необхідно виконати послідовність наступних дій. Необхідно задаватися значеннями занурення колеса в ґрунт (виконати перебір можливих занурень) і розрахувати величини реакції ґрунту на колесо. Якщо реакція ґрунту на колесо дорівнює навантаженню на колесо, то колесо далі в ґрунт занурюватися не буде і обрані значення занурення є істинними (ітерації припиняються), інакше слід збільшувати значення занурення доти, доки умова рівності навантаження та реакції ґрунту на колесо не виконається. В результаті буде отримана глибина занурення пневмоколісного рушія і, відповідно, можлива поверхня контакту, площа якої необхідна для розрахунку величини середнього тиску контакту пари «шина-ґрунт».

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

При визначенні маси проєктованого думпера слід розрізняти конструктивну (суху) масу m_k та експлуатаційну (повну) масу $m_э$. Під конструктивною розуміється маса машини у незаправленому стані, без інструменту, додаткового обладнання та баласту. Експлуатаційна маса машини завжди більша конструктивна. Для більшості машин:

$$m_э = (1,07 \dots 1,15)m_k, \text{ кг} \quad (1)$$

Експлуатаційну масу визначають таким чином, щоб при роботі машини у відповідних умовах із встановленою для нього за типом та номінальною силою тяги коефіцієнт буксування провідних коліс не перевищував допустимої величини $\delta_{\text{доп}}$.

Експлуатаційна маса визначається за формулою, кг:

$$m_э = \frac{\chi_{\text{п}} P_{\text{н1}} 10^3}{(\varphi_{\text{к доп}} \lambda_k - f)g}, \quad (2)$$

де $P_{\text{н1}}$ – номінальна сила тяги на першій робочій передачі, кН; $\varphi_{\text{к доп}}$ – допустиме значення коефіцієнта використання зчпної

ваги, що дорівнює коефіцієнту зчеплення φ ; λ_k – коефіцієнт навантаження провідних коліс, $\lambda_k = 0,75 \dots 0,80$ для колісних машин із задніми привідними колесами, $\lambda_k = 1$ для машин з усіма привідними колесами; f – коефіцієнт опору коченню; g – прискорення вільного падіння, м/с²; $\chi_{\text{п}}$ – коефіцієнт перевантаження по тязі, що визначається за залежністю:

$$\chi_{\text{п}} = \frac{K_{\text{м}}(\varphi \lambda_k - f)}{\varphi \lambda_k \chi_э - f(K_{\text{м}} - \chi_э)} \quad (3)$$

де $K_{\text{м}}$ – коефіцієнт пристосовуваності двигуна за крутним моментом, $K_{\text{м}} = 1,19 \dots 1,20$; $\chi_э$ – коефіцієнт експлуатаційного завантаження двигуна, $\chi_э = 0,85 \dots 0,90$.

Значення коефіцієнтів опору коченню та зчеплення приймаються за проектування.

Визначення номінальної потужності двигуна. Потужність двигуна визначають з урахуванням номінального тягового зусилля, сили опору коченню, втрат на тертя у силовій передачі, втрат на буксування машини та необхідного запасу потужності [6]. При цьому використовують формулу, кВт:

$$N_{\text{ен}} = \frac{(P_{\text{н1}} 10^3 + f \cdot g \cdot m_э) v_{\text{н1}}}{3600 \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\delta} \cdot \chi_э}, \quad (4)$$

де $v_{\text{н1}}$ – номінальна робоча швидкість руху машини першої передачі основного ряду, км/ч; $\eta_{\text{тр}}$ – ККД трансмісії, включаючи втрати на провідній ділянці гусеничного обведення, $\eta_{\text{тр}} = 0,88 \dots 0,92$ – для колісної машини. $\eta_{\delta} = 1 - \delta_{\text{доп}}$ – коефіцієнт, що враховує втрати на буксування рушіїв за допустимого коефіцієнта буксування $\delta_{\text{доп}}$. Оскільки сила $P_{\text{н1}}$ за стандартом відповідає зоні тягових навантажень, що визначають клас тяги машини. Допустимий коефіцієнт буксування рушіїв при цьому приймають: для колісних машин типу 4К2 – $\delta_{\text{доп}} \leq 18\%$ (або 0,18), 4К4 – $\delta_{\text{доп}} \leq 15\%$ (або 0,15).

Отримане розрахункове значення номінальної потужності Рен зазвичай округляють до цілого найближчого значення.

Після визначення маси машини та потуж-

ності його двигуна слід також визначити показники його енергонасиченості та металоемності. Ці показники більшою мірою характеризують рівень технічної досконалості у сфері машинобудування[4]. Енергонасиченість машини характеризується відношенням номінальної потужності двигуна до експлуатаційної маси машини[5]. Величину енергонасиченості визначають за формулою, кВт/кг :

$$N_3 = \frac{N_{ен}}{m_3} . \quad (5)$$

Металоемність машини характеризується відношенням конструктивної маси машини до номінальної потужності двигуна. У міру вдосконалення конструкцій машин металомісткість постійно знижується. Цей показник визначають за формулою, кг/кВт:

$$q_m = \frac{m_k}{N_{ен}} . \quad (6)$$

Розміри рушіїв підбираються за прототипом і залежно від навантаження на одне привідне колесо машини і перевіряються за допустимим тиском у контакті рушіїв з ґрунтом.

Контактний тиск є одним з основних факторів ущільнюючого впливу рушіїв на ґрунт [10]. Його можна визначити за формулою, : кПа

$$g_m = \frac{K_2 R}{F_{кп}} , \quad (7)$$

де K_2 – коефіцієнт поздовжньої нерівномірності розподілу тиску площею плями контакту; $K_2 = 1,3 \dots 1,5$ – для пневматичних шин; R – навантаження на одиничний рушій, кН (визначається виходячи із значень m_3 і λ_k); $F_{кп}$ – площа плями контакту шини, наведена до умов роботи на ґрунтовому тлі, м².

Для машини за величиною навантаження R та з урахуванням моделі шин прототипу слід вибрати тип шини та записати її основні параметри.

Площа плями контакту рушіїв $F_{кп}$ обчислюють, м²:

$$F_{кп} = K_3 b_r l_r , \quad (8)$$

де K_3 - коефіцієнт заповнення проекції контакту з ґрунтом; $K_3 = 0,88 \dots 0,94$ - для гусеничного рушіїв з металевими ланками; $K_3 = 0,96 \dots 1,00$ – для гусеничного рушіїв з гумовоармованою гусеницею; b_r – ширина ланки гусениці за зовнішніми краями; l_r – довжина опорної поверхні на ґрунтовій основі, м.

$$l_r = L + l_{зв} , \quad (9)$$

де L - Довжина опорної поверхні гусениці, м; $l_{зв}$ – довжина однієї ланки гусениці, м².

б) для колісного рушіїв

$$F_{кп} = K_1 F_k , \quad (10)$$

де K_1 – коефіцієнт, що залежить від зовнішнього діаметра шини; F_k – контурна площа контакту рушіїв, яка визначається за залежністю, м:

$$F_k = \pi(1 - \lambda_d) b_m \sqrt{b_m D} , \quad (11)$$

де $\lambda_d = 0,80 \dots 0,85$ - коефіцієнт деформації шини ведучого колеса; $D = 0,0254 (2 \cdot \delta_b \cdot b + d)$ – зовнішній діаметр шини, м; $b_m = 0,0254 b$ - ширина профілю шини, м; b – ширина профілю шини у дюймах; $\delta_b = h/b$ – відношення висоти профілю шини до ширини b . Якщо δ_b не зазначено у маркуванні шини, вважати $\delta_b = 1$; d – зовнішній діаметр обода колеса, на який монтується шина, у дюймах.

Максимальна величина контактної тиску має перевищувати допустимого тобто:

$$g_m < [g_m] \quad (12)$$

Величину $[g_m]$ слід приймати виходячи з механічного складу ґрунту та його номінальної вологості. Якщо нерівність не виконується, необхідно прийняти інші параметри рушіїв D , b_m , L , $l_{зв}$.

У завданні проектування з урахуванням типу і призначення машини вказується номінальна сила тяги першої робочої передачі $P_{н1}$. На найвищій робочій передачі сила тяги буде мінімальною. Для її визначення необхі-

дно знати тяговий діапазон машин, що визначається за формулою:

$$\delta_T = \frac{P_{H1}}{P_{кр\ min}} = \frac{\varepsilon_p P_{H1}}{P'_{кр\ H}} \quad (13)$$

де $P'_{кр\ H}$ – номінальна сила тяги машини попереднього класу тяги, кН; ε_p – коефіцієнт розширення тягового діапазону машини, який можна прийняти для тягових класів 0,9...3. На основі тягового діапазону та номінальної сили тяги визначають мінімальну силу тяги за формулою, кН:

$$P_{кр\ min} = \frac{P_{H1}}{\delta_T}, \quad (14)$$

Сучасні машини, як правило, мають три діапазони швидкостей: знижені, робочі (основні) та транспортні.[13] Діапазон нижчих швидкостей визначається виконанням технологічних операцій. Швидкості руху таких операцій знаходяться в межах 0,1...1 м/с (0,36...3,6 км/год). Діапазон знижених швидкостей вибирається з заданих швидкостей руху, зумовлених вимогами технологічних операцій[7].

Робочі швидкості ступінчастих коробок передач підбираються за законом геометричної прогресії.

Для раціонального використання потужності двигуна на всіх робочих передачах основного ряду швидкості руху машини повинні утворювати геометричну прогресію, відповідно до якої:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_2} = \dots = \frac{v_z}{v_{z-1}} = q \quad (15)$$

Звідки,

$$\begin{aligned} v_2 &= v_1 q; v_3 = v_2 q = q^2 v_1; \\ v_4 &= v_3 q = q^3 v_1 \dots v_z = q^{z-1} v_1 \end{aligned} \quad (16)$$

Знаменник геометричної прогресії визначається

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{v_z}{v_1}} \quad (17)$$

де z - Число основних робочих швидкостей.

Вибір номінальних робочих швидкостей руху починається з визначення їхнього діапазону.[11] Якщо відома номінальна швидкість руху на вищій робочій передачі, то швидкісний діапазон визначиться таким чином:

$$\delta_{осн} = \frac{v_z}{v_1} \quad (18)$$

Якщо номінальна швидкість руху на вищій робочій передачі невідома, то швидкісний діапазон визначається через тяговий діапазон машини:

$$\delta_{осн} = \delta_T \chi_\varepsilon \quad (19)$$

Знаменник геометричної прогресії побудови ряду швидкостей коробки визначається як :

$$q = \sqrt[z-1]{\delta_{осн}} \quad (20)$$

Вища транспортна швидкість $v_{тр\ в}$ геометричну прогресію не входить і приймається відповідно до завдання на проектування. За наявності двох транспортних швидкостей проміжну транспортну швидкість визначають як середньо геометричну величину між вищою транспортною $v_{тр\ в}$ та вищою швидкістю основного ряду v_z за формулою:

$$v_{тр1} = \sqrt{v_{тр\ в} v_z} \quad (21)$$

У процесі експлуатації при роботі машини можуть бути потрібні особливо низькі швидкості, тоді в трансмісії встановлюється спеціальний ходозменшувач [12]. Знижені швидкості не розраховуються за геометричною прогресією, а приймаються відповідно до технологічного процесу виконуваної операції. Остаточний ряд швидкостей коригується при кінематичному розрахунку коробки передач та підборі зубів шестерень [8].

Нехтуючи втратами від буксування рушіїв (допускаючи відсутність буксування), співвідношення робочих швидкостей машини для номінального режиму роботи двигуна та відповідних передавальних чисел представляється як

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_2} = \dots = \frac{v_z}{v_{z-1}} = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \dots = \frac{i_{z-1}}{i_1} = q \quad (22)$$

Передавальні числа трансмісії визначаються за формулою:

$$i_2 = \frac{i_1}{q}; i_3 = \frac{i_2}{q} = \frac{i_1}{q^2} \quad (23)$$

Передаточна кількість трансмісії на першій передачі визначиться:

$$i_1 = 0,377 \frac{n_n r_k}{v_1} \quad (24)$$

де n_n - номінальна частота обертання колінчастого валу двигуна, хв-1; r_k - розрахунковий радіус кочення привідного колеса машини, м; $v_1 = v_{н1}/\eta_\delta$ - розрахункова (теоретична) швидкість руху машини на першій передачі, км/год; $v_{н1}$ - робоча (дійсна) швидкість руху машини на першій передачі, км/год.

Радіус кочення ведучого колеса з урахуванням деформації визначається за формулою:

$$r_k = 0,0254(\lambda_d \delta_v b + 0,5d), \text{ м} \quad (25)$$

де $r_{н.о}$ - радіус початкового кола привідної зірочки, визначається з виразу

Після визначення загальних передавальних чисел трансмісії слід визначити передавальні числа коробки передач за виразом:

$$i_{k1} = \frac{i_1}{i_0}; i_{k2} = \frac{i_2}{i_0} \quad (26)$$

де i_0 - передавальне число привідного моста (або шестерень із постійним зачепленням) прототипу. Передатне число i_0 визначається за формулою:

$$i_0 = i_{гп} \cdot i_{кп}, \quad (27)$$

де $i_{гп}$ - передавальне число головної передачі, $i_{кп}$ - передавальне число кінцевої передачі. Значення передавальних чисел $i_{гп}$ та $i_{кп}$ визначають із довідкових даних прототипу.

Сила опору коченню колеса складається з $F_{fш}$ - опору коченню колеса, зумовленого гістерезисними втратами у шині; сили опору F_{fc} , обумовленою деформацією полотна колісного шляху машини; $F_{fэб}$ - сили опору від екскаваційно-бульдозерних ефектів[3]; $F_{fфг}$ - сили опору руху:

$$F_f = F_{fш} + F_{fc} + F_{fэб} + F_{fфг} \quad (28)$$

Центральне місце в теорії взаємодії рушія з опорною поверхнею, що деформується, займає питання про розподіл напружень в зоні контакту. В результаті проведених експериментальних досліджень одержано тривимірні епюри розподілів нормальних тисків у зоні контакту коліс транспортних засобів з опорною поверхнею при різних внутрішніх тисках повітря у шинах.

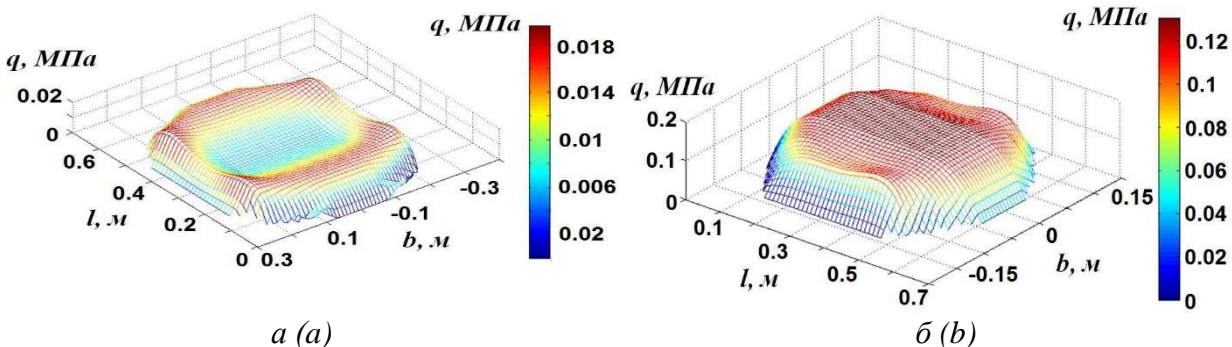


Рис. 1. Епюра нормальних тисків у контакті шини з опорною поверхнею: *a* - для шини, *b* - для шини типу яликка

Fig. 1. Diagram of normal pressures in contact between the tire and the supporting surface: *a* - for a tire, *b* - for a herringbone tire

Необхідно прагнути до найвищої точності визначення сили опору, обумовленого деформацією ґрунтового полотна шляху, оскільки є причиною найбільших енерговитрат на пересування машини. На рис. 1 представлена блок-схема алгоритму розрахунку опору від зминання ґрунту з урахуванням даних про нерівномірність розподілу тисків у зоні контакту шини з опорною поверхнею. Слід особливо підкреслити, що дана методика передбачає можливість використання будь-якої математичної моделі взаємодії пневмоколісного рушія з опорною поверхнею, що деформується. Дані про розподіл тисків можуть бути отримані як експериментальним, так і розрахунковим шляхом з використанням обчислювальних систем, що базуються на методі кінцевих елементів. Однак у рамках цієї роботи розрахунковий метод не розглядається. Сила опору, обумовлена деформацією ґрунтового полотна колісною дорогою машини, обчислюється по формулі:

$$F_{fc} = b\gamma h_{max}^2 \left(-\ln \left(\frac{\gamma h_{max}}{\gamma h_{max} + kq_{cp}} \right) - \frac{kq_{cp}}{\gamma h_{max} + kq_{cp}} \right) \quad (29)$$

де k – коефіцієнт, що характеризує нерівномірність розподілу тисків у зоні контакту шин із опорною поверхнею, b – ширина колеса; γ – коефіцієнт початкової; h_{max} – коефіцієнт, що характеризує величину деформації ґрунту при тисках, що відповідають максимальному ущільненню, q_{cp} – середній тиск коліс на опорну поверхню.

Коефіцієнт k розрахований шляхом аналізу одержаних в результаті експериментальних досліджень епюр (при різних внутрішніх тисках повітря в шинах). Коефіцієнт k нерівномірності розподілу тисків – оцінний параметр, що характеризує відношення максимального (пікового) значення тиску в зоні контакту шини з опорною основою середнього. Значення коефіцієнта нерівномірності розподілу тисків для досліджених шин. Середній тиск на тверду опорну поверхню дорівнює відношенню навантаження на колесо до площі контакту. У разі відсутності точних даних про навантаження на колесо слід визначити обсяг епюри або отримати

суму значень масиву даних про розподіл і поділити кількість елементів масиву. Піковий тиск визначається як максимальний елемент масиву даних про розподіл тиску площі контакту колеса з опорною поверхнею. Для знаходження об'єму, обмеженого поверхнею розподілу нормальних тисків у плямі контакту та площиною XoY , необхідно скористатися інтегруванням. [5]

Розглянемо як облік реального характеру розподілу тиску в зоні контакту колеса з опорною поверхнею впливає на точність розрахунку сили опору від зминання ґрунту. На рис. 1 представлені гістограми, що дозволяють оцінити, як впливає облік отриманих коефіцієнтів на розбіжності при розрахунку величини опору при різній глибині ґрунту.

Необхідно відзначити, що дані діаграми побудовані при різному внутрішньому тиску повітря в шинах, тому також можна оцінити розбіжності між розрахунковими величинами опорів при підстановці середнього тиску колеса в контактні формули розрахунку і результатами розрахунку опорів з урахуванням коефіцієнтів нерівномірності розподілу тисків контакту.

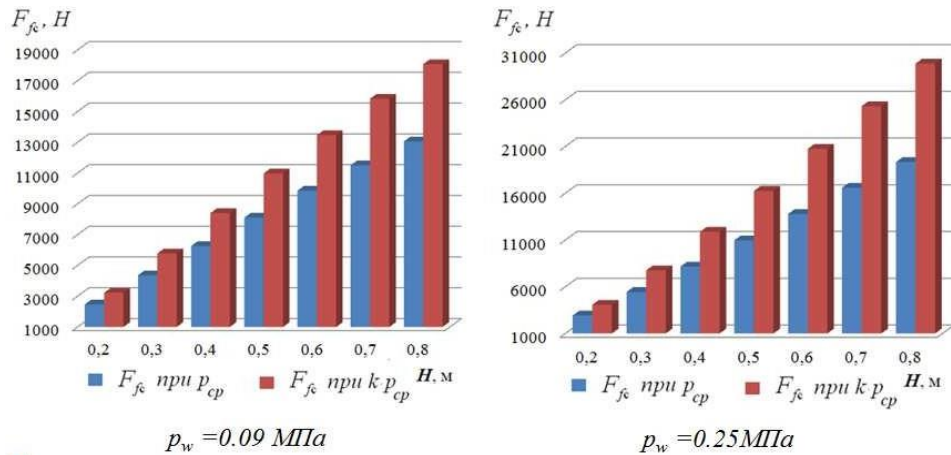
З рис. 1 чітко видно, що для шин з регульованим тиском зі збільшенням глибини ґрунту розбіжності в розрахункових даних зростають. Причому чим більше величина внутрішнього шинного тиску повітря, тим значніше зростання розбіжності між розрахунковими даними про опори. Що пояснюється збільшенням нерівномірності контактної напруги зі збільшенням тиску повітря в шинах.

Для шин наднизького тиску спостерігається протилежна картина. При зниженні величини внутрішнього тиску повітря у шинах спостерігається збільшення розбіжності між розрахунковими даними про опори. Що пояснюється збільшенням нерівномірності контактної напруги при зниженні тиску повітря в шинах.

Загальну картину впливу обліку отриманих коефіцієнтів на розрахункову величину опору від зминання ґрунту в залежності від глибини ґрунтового покриву, що задається, а також внутрішнього тиску повітря в шинах відображають представлені на рис. 1 повер-

хні. Поверхні побудовані для двох типів ґрунту, тому можна зробити деякі висновки про вплив обліку коефіцієнтів нерівномірності на величину опору при різній щільності ґрунту.

З графіків видно, що зі збільшенням щільності ґрунту розбіжності у розрахункових даних зменшуються, що особливо проявляється за низьких тисків повітря в шинах.

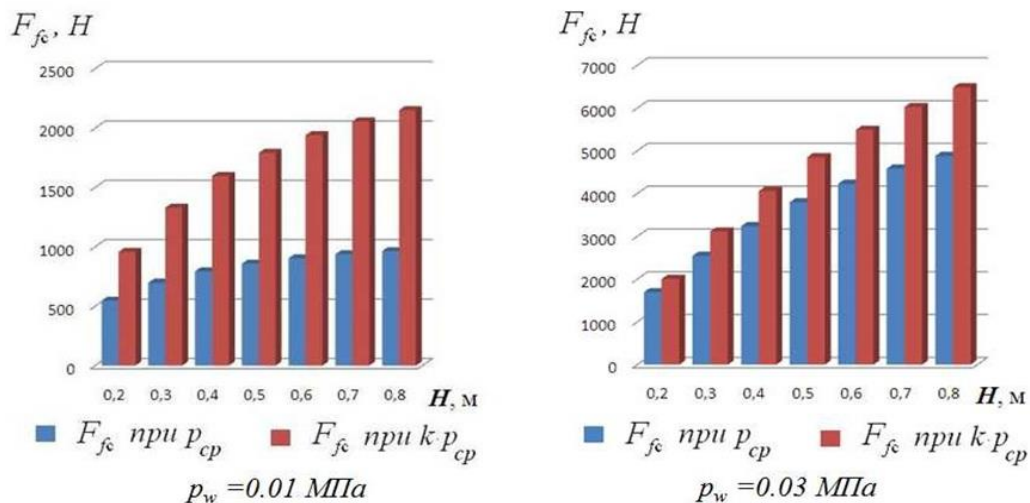


■ Підстановка середнього тиску колеса у контакті у формулу розрахунку

■ Розрахунок опору з урахуванням коефіцієнтів нерівномірності розподілу тиску

Рис. 2. Вплив обліку отриманих коефіцієнтів на розрахункову величину опору від змінання «ґрунту-2» шинами.

Fig. 2. The effect of taking into account the obtained coefficients on the calculated value of the resistance to crushing of "soil-2" by tires.



■ Підстановка середнього тиску колеса у контакті у формулу розрахунку

■ Розрахунок опору з урахуванням коефіцієнтів нерівномірності розподілу тиску

Рис. 3. Вплив обліку отриманих коефіцієнтів на розрахункову величину опору від змінання «ґрунту-2» шинами

Fig. 3. The effect of taking into account the obtained coefficients on the calculated value of the resistance to crushing of "soil-2" by tires

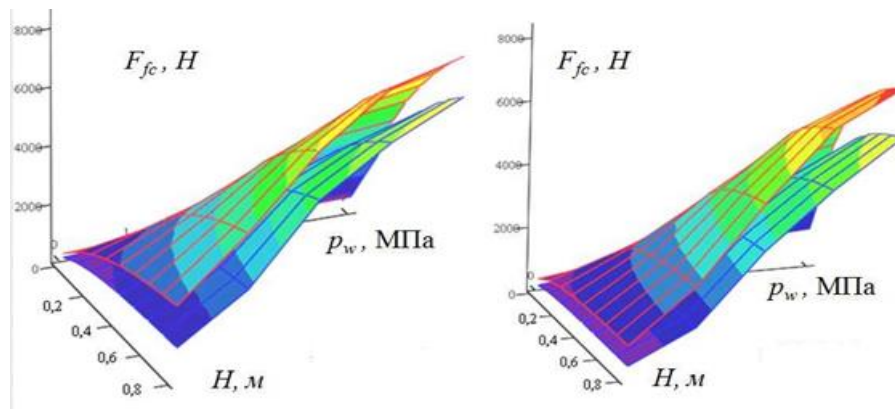


Рис. 4. Характер зміни опору від змінання F_{fc} залежно від глибини ґрунту H та тиску повітря у шинах p_w

Fig. 4. Character of change of the resistance to compaction F_{fc} depending on the soil depth H and the air pressure in the tires p_w

В результаті проведених досліджень встановлено, що розбіжності між розрахунковою величиною опору від змінання ґрунту без урахування нерівномірності розподілу тисків у контакті шини з опорною поверхнею та результатом розрахунку опору з урахуванням отриманих коефіцієнтів нерівномірності для різної глибини та щільності ґрунтового покриття можуть становити від 25 до 70.

ВИСНОВКИ

1. Розглянуто динамічні характеристики машини для транспортування будівельних виробів.
2. Досліджено експлуатаційну масу, енергонасиченість, металоємність.
3. Побудована епюра нормальних тисків у контакті шини з опорною поверхнею.
4. Розглянуто характер розподілу тиску в зоні контакту колеса з опорною поверхнею впливає на точність розрахунку сили опору від змінання ґрунту.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Назаренко І. І.** Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.
2. **J Xi, Z Feng, G Wang, F Wang,** J of Mech Science & Technology, Vol: 29-1, pp: 181~189, 2015.

3. **S. Chowdhury, R. K. Yedavalli,** Vibration of high speed helical geared shaft systems mounted on rigid bearings, Int. J. Mech. Sci. 142–143 (2018) 176–190, <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.04.033>.
4. **K. Lee, S. Ahn, D. Hyun, T. Seo,** Position prediction of viscoelastic rope on traction sheave with rope-slip model, Mech. Mach. Theory 180 (2023), 105131, <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.105131>.
5. **L. A. Al-Haddad, S.S. Shijer, A. A. Jaber, S. T. Al-Ani, A. A. Al-Zubaidi, E. T. Abd,** Application of AdaBoost for stator fault diagnosis in three-phase permanent magnet synchronous motors based on vibration–current data fusion analysis, Electr. Eng. (2024), <https://doi.org/10.1007/s00202-023-02195-6>.
6. **S. A. Mohammed, L.A. Al-Haddad, W.H. Alawee, H.A. Dhahad, A.A. Jaber, S.A. Al-Haddad,** Forecasting the productivity of a solar distiller enhanced with an inclined absorber plate using stochastic gradient descent in artificial neural networks, Multiscale and Multidisciplinary Modeling, Experiments and Design (2023), <https://doi.org/10.1007/s41939-023-00309-y>.
7. **C. U. Kim, J.Y. Chung, J. Il Song,** Dynamic analysis of long heavy-duty roller chain for bucket elevator of continuous ship unloader, Adv. Mech. Eng. 9 (8) (2017) 1–11, <https://doi.org/10.1177/1687814017723296>.
8. **R. C. Binder,** Mechanics of the Roller Chain Drive: Based on Mathematical Studies by R. C. Binder, Prentice-Hall, 1956, p. 204

9. **Baladinsky V. L.** Construction equipment: textbook / V. L. Baladinsky, I. I. Nazarenko, O. G. Onyshchenko. – Kyiv-Poltava: KNUBA-PNUBA, 2002. – 462 p.
10. **Construction equipment: textbook** / V. L. Baladinsky, A. M. Tugay, O. M., Garkavenko, I. V. Rusan – Kyiv: KNUBA, 2002. – 237 p.
11. **Sukach M. K.** Construction equipment: textbook / M. K. Sukach, I. V. Nikolenko, O. Yu. Wolters. – Kyiv-Simferopol: KNUBA-NAPKS, 2010. – 296 p.
12. **Polyansky S. K.** Construction - road and lifting machines. - Kyiv: Technika, 2001.- 624p.
13. **Malashchenko V. O.** Machine parts. Design of mechanical drive elements: a manual / V. O. Malashchenko, V. V. Yankiv. – Lviv: “Novyi Svit-2000”, 2013. – 264 p.
7. **Kim C. U., Chung J. Y., Song J. II.** (2017). Dynamic analysis of long heavy-duty roller chain for bucket elevator of continuous ship unloader, *Adv. Mech. Eng.* 9(8), 1–11, <https://doi.org/10.1177/1687814017723296>.
8. **Binder R. C.** (1956). Mechanics of the Roller Chain Drive: Based on Mathematical Studies by R. C. Binder, Prentice-Hall, 1956, p. 204
9. **Baladinsky V. L., Nazarenko I. I., Onyshchenko O. G.** (2002). Construction equipment: textbook. Kyiv-Poltava, KNUCA-PNUCA, 462.
10. **Baladinsky V. L., Tugay A. M., Garkavenko O. M., Rusan I. V.** (2002). Construction equipment: textbook. Kyiv, KNUCA, 237.
11. **Sukach M. K., Nikolenko I. V., Wolters O. Yu.** (2010). Construction equipment: textbook. Kyiv-Simferopol, KNUCA-NAPKS, 296.
12. **Polyansky S. K.** (2001). Construction - road and lifting machines. Kyiv, Technika publ., 624.
13. **Malashchenko V. O., Yankiv V. V.** (2013). Machine parts. Design of mechanical drive elements: a manual. Lviv, “Novyi Svit-2000” publ., 264.

REFERENCES

1. **Nazarenko I. I.** (1999). Machines for production of construction materials: Textbook. Kyiv, KNUCA, 488.
2. **J. Xi, Z. Feng, G. Wang, F. Wang,** (2015). *J of Mech Science & Technology*, Vol. 29-1, 181-189.
3. **Chowdhury S., Yedavalli R. K.** (2018). Vibration of high-speed helical geared shaft systems mounted on rigid bearings, *Int. J. Mech. Sci.*, No. 142–143, 176–190, <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.04.033>.
4. **Lee K., Ahn S., Hyun D., Seo T.** (2023). Position prediction of viscoelastic rope on traction sheave with rope-slip model, *Mech. Mach. Theory*, 180, 105131, <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.105131>.
5. **Al-Haddad L. A., Shijer S. S., Jaber A. A., Al-Ani S. T., Al-Zubaidi A. A., Abd E. T.** (2024). Application of AdaBoost for stator fault diagnosis in three-phase permanent magnet synchronous motors based on vibration–current data fusion analysis. *Electr. Eng.*, <https://doi.org/10.1007/s00202-023-02195-6>.
6. **Mohammed S. A., Al-Haddad L. A., Alawee W. H., Dhahad H. A., Jaber A. A., Al-Haddad S. A.** (2023). Forecasting the productivity of a solar distiller enhanced with an inclined absorber plate using stochastic gradient descent in artificial neural networks, *Multiscale and Multidisciplinary Modeling, Experiments and Design*, <https://doi.org/10.1007/s41939-023-00309-y>.

Analysis and assessment of the traction calculation of a dumper for transporting construction products

Serhiy Oryshchenko¹, Viktor Oryshchenko¹,
Vyacheslav Lysak¹

^{1,2,3} Kyiv National University of
Construction and Architecture

Abstract. When calculating the traction, the main design parameters of the machine for transporting construction products are determined: mass, rated engine power, speed and transmission ratios. These parameters provide the necessary traction indicators of the dumper in real operating conditions. The calculated gear ratios are finally specified when selecting the number of teeth of the gearbox gears. For sandy soils, the norms of maximum pressure on the soil are increased by 20%. For equipment used on soils with a humidity of 0.9 HB, the norms of maximum pressure are increased: by 25...15% - when the load on a single wheel drive is no more than 6 and 16 kN, respectively; by 10% - when the load on a single crawler drive is less than 25 kN.

Keywords: Dumper, construction products, operational mass, power, transmission, energy saturation, metal density, deformation.