

О. В. Березюк, д-р техн. наук, доц.; Є.С. Гарбуз

УДОСКОНАЛЕНА МЕТОДИКА ІНЖЕНЕРНИХ РОЗРАХУНКІВ ПАРАМЕТРІВ НАВІСНОГО ПІДМІТАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ СМІТТЄВОЗІВ ІЗ УРАХУВАННЯМ ЗНОСУ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЩІТКИ

Сьогодні підмітання вулиць, доріг, тротуарів та збирання твердих побутових відходів, здійснюється окремими комунальними машинами: підмітально-прибиральними машинами та сміттєвозами. Метою цієї статті є розробка науково-обґрунтованої удосконаленої методики проектного розрахунку параметрів навісного підмітального обладнання екологічної машини на базі сміттєвоза із урахуванням зносу циліндричної щітки з метою визначення основних його геометричних, силових та швидкісних параметрів. В цій статті методом аналізу наукових літературних джерел розроблено науково-обґрунтовану удосконалену методику проектного розрахунку параметрів навісного підмітального обладнання екологічної машини на базі сміттєвоза із урахуванням зносу циліндричної щітки з метою визначення основних його геометричних, силових та швидкісних параметрів. Використання навісного підмітального обладнання для сміттєвозів, яке розширює його функціональні можливості, особливо актуально для невеликих міст та селищ міського типу, де утримання кількох комунальних машин, які виконують різні функції, лягає важким тягарем на місцеві бюджети. Привод робочих органів навісного підмітального обладнання – гідравлічний з джерелом живлення від насосної станції сміттєвоза, при цьому як бункер-сміттєзбиральник використовується кузов сміттєвоза. Використання запропонованої удосконаленої методики інженерного розрахунку навісного підмітального обладнання екологічної машини на базі сміттєвоза із урахуванням зносу циліндричної щітки дозволяє суттєво скоротити час проектування, уникнути необґрунтованих витрат на трудомісткі експериментальні та теоретичні дослідження. За допомогою запропонованої науково-обґрунтованої удосконаленої методики проектного розрахунку параметрів навісного підмітального обладнання екологічної машини на базі сміттєвоза із урахуванням зносу циліндричної щітки визначено основні його геометричні, силові та швидкісні параметри.

Ключові слова: *методика проектного розрахунку, навісне підмітальне обладнання, сміттєвоз, знос циліндричної щітки.*

Вступ

Сьогодні підмітання вулиць, доріг, тротуарів та збирання твердих побутових відходів, здійснюється окремими комунальними машинами: підмітально-прибиральними машинами [1, 2] та сміттєвозами [3], відповідно. Використання підмітально-прибиральних машин є вкрай неефективним (низький коефіцієнт завантаження) оскільки вони використовуються рідко в основному в осінній та весняний періоди [4, 5]. Решту часу підмітання вулиць та тротуарів здійснюється двірниками, які працюють в шкідливих умовах. Тому в роботі [6] запропоновано вирішувати ці проблеми в комплексі, створивши на базі сміттєвоза екологічну машину шляхом розробки навісного підмітального обладнання (НПО) з гідроприводом [7 - 11] від насосної станції сміттєвоза, при цьому як бункер-сміттєзбиральник використовується кузов сміттєвоза. Це розширить функціональні можливості сміттєвоза та значно знизить витрати комунальних служб. Особливо це актуально для невеликих міст та селищ міського типу, де утримання кількох комунальних машин, які виконують різні функції, лягає важким тягарем на місцеві бюджети.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

В статті [12] викладені заходи, які дозволяють істотним чином підвищити ефективність технологічного процесу очищення дорожнього покриття, зменшити потребу в прибиральній

техніці і затратах ручної праці, покращити санітарно-гігієнічний, естетичний і транспортно-експлуатаційний стан дорожнього покриття міських територій. Зокрема зазначено, що потрібний модуль пружності дорожнього одягу внутрішньоквартальних проїздів повинен бути не менше 125 МПа, тротуарів і пішохідних алей шириною більше 3 м – не більше 85 МПа. За вологості сміття до 20 % доцільно застосовувати підмітально-прибиральні машини, додатково зволожуючи сміття вологістю менше 15 %, а за вологості сміття більше 20 % – застосовувати поливомийні машини.

У роботі [13] викладено результати дослідження сукупності часткових показників (експлуатаційна витрата палива, продуктивність виконання робіт, витрати на технічне обслуговування і ремонт елементів щіткового робочого обладнання, собівартість прибирання фіксованої одиниці площі дороги або міської території), якими можна оцінити ефективність використання комунальних прибиральних машин із щітковим робочим органом; наведено функціональну схему формування узагальненого критерію ефективності та отримано математичний вираз для його визначення, який базується на обраній функції агрегування. Також для наочного представлення взаємозв'язків факторів, які впливають на часткові показники ефективності використання комунальної підмітальної машини, з узагальненим критерієм ефективності у роботі запропоновано функціональну схему його формування.

В матеріалах статті [14] представлено дослідження моделювання щіток методом кінцевих елементів для сприяння автоматизації процесу підмітання доріг. Залежно від виду сміття та дорожніх умов водію підмітальної машини необхідно регулювати вертикальний тиск, кут нахилу та швидкість обертання бордюрної щітки, а також доводиться часто спостерігати за результатами підмітання. Робота водія ускладнюється, оскільки йому доводиться концентруватись на дорозі та одночасно підмити її поверхню. Досягти ефективного підмітання доріг у минулому було важко, частково тому, що основні характеристики щіток для підмітання були невідомі. Використана модель на основі методу кінцевих елементів дозволяє проводити аналіз деформації металевих щіток для підмітання, коли вони стискаються та обертаються на дорозі. Розглядалися такі ключові параметри щітки: довжина, ширина та товщина зубців, радіус встановлення зубців, кут установки зубця та орієнтації зубців, кількість зубців на кластер, кількість кластерів у рядку та кількість рядків. Зубці щітки розглядалися як тонкі консольні балки та моделювалися комерційним програмним пакетом FE ANSYS. Використовуючи цю модель, було отримано деякі важливі характеристики щітки, такі як співвідношення сила-деформація, контактний малюнок і обертальний момент. За допомогою цієї моделі також було проаналізовано вплив різної геометрії зубців на характеристики щіток.

Ідея роботи [15] полягає в урахуванні взаємного, силового і температурного впливу на тертя і знос щіткового ворсу, а також у встановленні кількісних характеристик, що визначають ресурс і ефективність робочого процесу підмітання у взаємозв'язку з властивостями прибраних забруднень і робочими режимами самого процесу. Розроблена і реалізована на ПК імітаційна модель функціонування щіткового агрегату комунальної прибиральної машини, що дозволяє прогнозувати характеристики процесу та виявляти їхні причинно-наслідкові зв'язки з параметрами щітки, режимами та умовами самого робочого процесу. Імітаційна модель дозволяє прогнозувати ресурс і працездатність щітки ще на ранніх стадіях проектування щіткового органу комунальної машини, причому з урахуванням модельних умов її наступного застосування. Здійснено параметричне налаштування імітаційної моделі шляхом узгодження розрахункових і дослідних величин зносу щіткового ворсу, отриманого в умовах експлуатації. Визначені також критерії, що характеризують інтенсивність зносу щіткового ворса. Встановлено, що основною причиною, що обмежує покращення режимів роботи комунальних машин, є частота обертання щітки та, у меншій мірі швидкості руху автомобіля, відбувається нагрів контактної поверхні ворсу, а також, як наслідок – зростає інтенсивність зносу за рахунок зниження механічних властивостей

матеріалу ворса.

Стаття [16] присвячена проблемі підвищення якості очищення дорожнього покриття та підвищення ресурсу щіткового робочого обладнання. Підвищення якості очищення та ресурсу щіткового робочого обладнання дозволить зменшити витрати на роботу комунальної машини. У процесі роботи ворс циліндричної щітки зношується, при цьому змінюються його пружні характеристики, що відбивається на необхідному зусиллі притискання для підтримки найбільш вигідного значення ширини плями контакту за умови забезпечення високої якості очищення та мінімальної інтенсивності зносу ворсу. Наведено залежність ступеня зносу ворсу щіткового робочого устаткування від фактичного радіуса циліндричної щітки. Розглянуто вплив ступеня зношування на пружну характеристику щіткового робочого устаткування. Наведено залежність середнього коефіцієнта жорсткості від ступеня зносу ворсу циліндричної щітки, а також значення необхідного зусилля притискання від ступеня зносу за різних величин ширини плями контакту циліндричної щітки. Отримано залежність тиску в гідропневмоакумуляторі пристрою керування положенням щіткового робочого органу від фактичної вільної довжини дроту ворсу циліндричної щітки.

В статті [17] проведено огляд конструкцій і робочих органів підмітально-прибираючих машин з метою виявлення шляхів їхнього удосконалення, зокрема навісного підмітального обладнання для сміттєвозів. В роботі [18] наведено удосконалену з врахуванням зносу циліндричної щітки математичну модель групового гідроприводу з послідовним з'єднанням гідромоторів навісного підмітального обладнання нової екологічної машини на базі сміттєвоза для очистки населених пунктів від твердих відходів, захищеної патентом України [19], у вигляді суттєво нелінійної системи диференціальних рівнянь, яка не може бути розв'язана відомими аналітичними методами в допустимих межах похибки. В статті [20] запропоновано лінеаризовану удосконалену математичну модель групового гідроприводу з послідовним з'єднанням гідромоторів навісного підмітального обладнання сміттєвоза із врахуванням зносу циліндричної щітки, що дозволила отримати наближені аналітичні залежності тисків на входах гідромоторів та кутових швидкостей валів гідромоторів від часу та основних параметрів гідроприводу:

$$\omega_1 \approx \frac{Q_H q_{MX1} - M_{KP1} \sigma}{q_{MX1}^2 + \sigma(\beta_M - \alpha_M M_{KP1})} \text{ [рад/с];} \quad (1)$$

$$\omega_2 \approx \frac{(Q_H q_{MX1} - M_{KP1} \sigma) q_{MX1}}{[q_{MX1}^2 + \sigma(\beta_M - \alpha_M M_{KP1})] q_{MX2}} \text{ [рад/с];} \quad (2)$$

$$p_{12} \approx \frac{Q_H (\beta_M - \alpha_M M_{KP1})}{q_{MX1}^2} + \frac{M_{KP1}}{q_{MX1}} + \frac{M_{KP2}}{q_{MX2}} \text{ [Па];} \quad (3)$$

$$p_3 \approx M_{KP2} / q_{MX2} \text{ [Па],} \quad (4)$$

де ω_1 , ω_2 – кутові швидкості валів гідромоторів циліндричної щітки та шнекового транспортера, відповідно, рад/с; Q_H – фактична подача гідронасоса, м³/с; q_{MX1} , q_{MX2} – радіанні робочі об'єми гідромоторів, м³/рад; M_{KP1} , M_{KP2} – крутні моменти технологічного навантаження на валах гідромоторів, Н·м; $\sigma = 9,24 \cdot 10^{-11}$ м⁵/(Н·с) – коефіцієнт перетікання робочої рідини; $\beta_M = 6,4 \cdot 10^{-2}$ Н·м·с – коефіцієнт активного опору гідромотора; $\alpha_M = 7,706 \cdot 10^{-4}$ – коефіцієнт, що характеризує зміну кутової швидкості валу гідромотора циліндричної щітки в процесі її зносу, с/рад; p_{12} , p_3 – тиски робочої рідини на входах гідромоторів циліндричної щітки та шнекового транспортера, відповідно, Па.

В науковій роботі [21] запропоновано науково-обґрунтовану методику проектного розрахунку навісного підмітального обладнання екологічної машини на базі сміттєвоза, але вона не враховує зносу циліндричної щітки.

Постановка проблеми

Відповідно до постанови Кабміну України № 265 [22] одним із пріоритетних напрямів поведінки з твердими побутовими відходами в Україні є забезпечення застосування сучасних високоефективних сміттевозів, функції якого можуть бути розширені за допомогою навісного підмітального обладнання. Тому розробка науково-обґрунтованої удосконаленої методики проєктного розрахунку параметрів навісного підмітального обладнання екологічної машини на базі сміттевоза із урахуванням зносу циліндричної щітки з метою визначення основних його геометричних, силових та швидкісних параметрів, є актуальною науково-технічною задачею.

Мета і завдання статті

Метою цієї статті є розробка науково-обґрунтованої удосконаленої методики проєктного розрахунку параметрів навісного підмітального обладнання екологічної машини на базі сміттевоза із урахуванням зносу циліндричної щітки з метою визначення основних його геометричних, силових та швидкісних параметрів.

Методи і матеріали

В роботі використано такі методи: аналіз наукових літературних джерел; синтез математичних взаємозалежностей основних геометричних, силових та швидкісних параметрів обладнання; системний підхід для урахування взаємодії всіх підсистем машини.

Результати досліджень

Під час проєктування НПО з гідравлічним приводом доцільно мати просту методику інженерного розрахунку основних ланок приводу, яка б дозволяла отримати основні його геометричні, силові та швидкісні параметри. Таку методику можна створити за таких припущень:

- зміт відноситься до категорії вантажів, які переміщуються порівняно легко;
- враховуючи розмір частинок зміту, він не відноситься до шматкових матеріалів;
- при послідовному з'єднанні гідромоторів перепад тисків на кожному гідромоторі розподіляється прямо пропорційно потужності гідромоторів.

Прийняті припущення дозволяють, не розглядаючи диференціальні рівняння руху виконавчих органів та витрат робочої рідини, попередньо визначити основні параметри НПО, які потім можна уточнити при аналізі динаміки НПО в умовах його роботи в складі конкретної комунальної машини.

Принципова розрахункова схема НПО показана на рис. 1.

Основні параметри гідродвигунів визначають, виходячи з кінематичної схеми машини й наявності проміжних ланок між робочими й виконавчими органами. Задані швидкості й навантаження на робочих органах машини повинні бути віднесені розрахунковим шляхом до відповідних параметрам гідродвигунів, обраних для застосування. Основними умовами правильного вибору гідромоторів є забезпечення робочими органами машини необхідних крутного моменту $M_{кр}$ і частоти обертання n і відповідність зовнішніх навантажень, зазначених у технічній характеристиці гідродвигунів [23, 24].

Відповідно до матеріалу ворса щітки за табл. 1 визначаємо його фізичні властивості.

Радіус обертання щітки R знаходимо за формулою

$$R = S_0 + R_B \quad [\text{мм}], \quad (5)$$

де $S_0 = 70 \dots 160$ мм – вільна довжина ворса [25]; R_B – радіус барабана циліндричної щітки, мм.

Мінімально-допустиме значення частоти обертання щітки $n_{ц}$ визначаємо за формулою:

$$n_{III} = \frac{60v_M}{\pi R \sin \gamma} [\text{об/с}], \quad (6)$$

де $v_m = 0,7 \dots 6$ м/с – робоча швидкість машини при підмітанні [25]; γ – кут нахилу ворса, °.

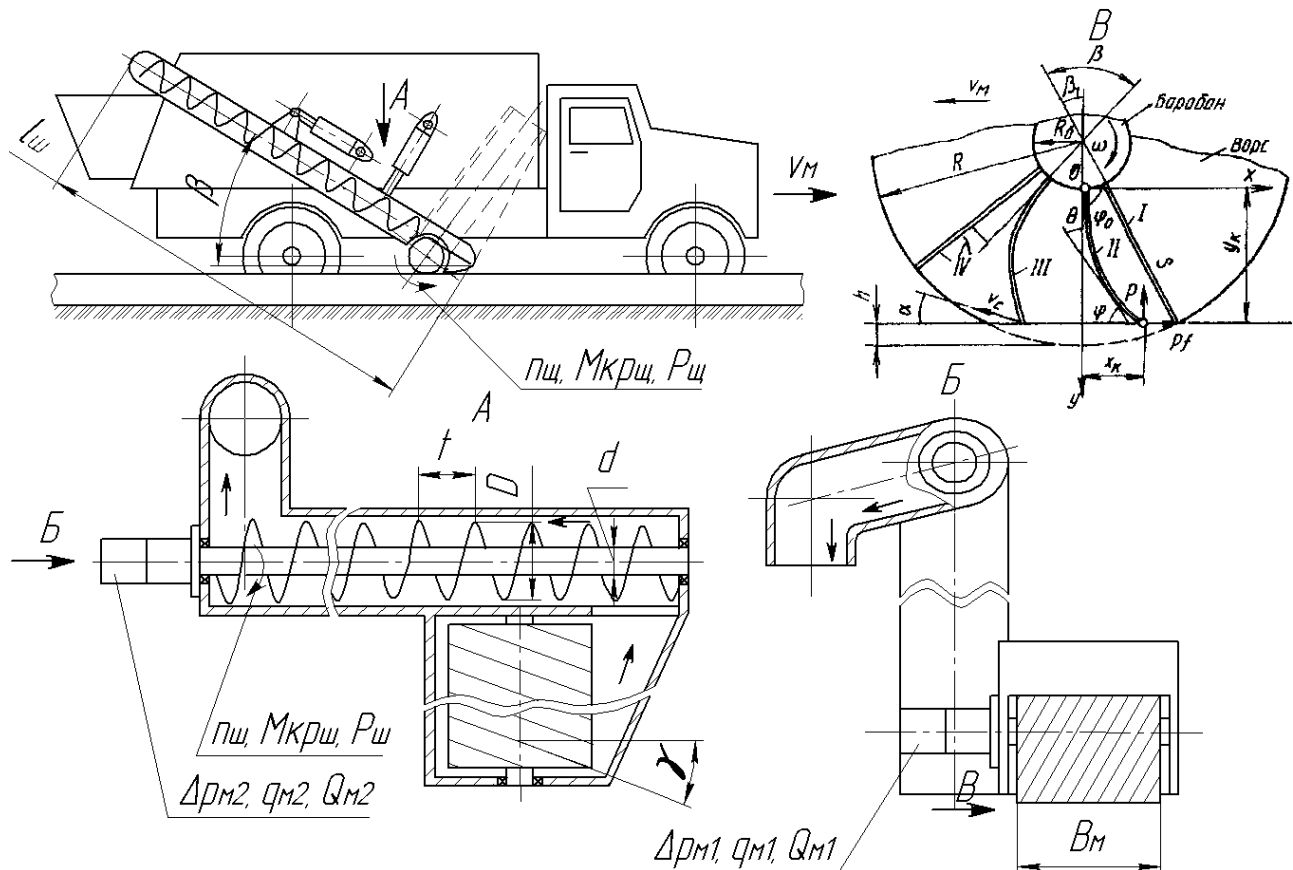


Рис. 1. Принципова розрахункова схема НПО

Таблиця 1

Фізичні властивості матеріалів ворса циліндричної щітки [15, 25]

Матеріал	Коефіцієнт тертя по дорожньому покриттю, f_B	Модуль пружності E , МПа
Високовуглецева сталь	0,34	$2,1 \cdot 10^5$
Маловуглецева сталь	0,4	$2,1 \cdot 10^5$
Синтетика	0,41	$(7,1 \dots 8) \cdot 10^3$
Поліпропілен	0,2...0,3	$(1,3 \dots 1,45) \cdot 10^3$

Знос u циліндричної щітки навісного підмітального обладнання сміттєвоза знаходимо за закономірністю [26]:

$$u = 0,4593 + 1,834 \cdot 10^{-8} (n_{III}[c^{-1}])^{5,6} = 0,4593 + 2,022 \cdot 10^{-18} n_{III}^{5,6} \quad [\text{MM}]. \quad (7)$$

Вільну довжину ворса із урахуванням його зносу S можна визначити за формулою:

$$S = S_0 - u \text{ [MM]}. \quad (8)$$

Ступінь зносу C_u циліндричної щітки зносу можна визначити за формулою [18]:

$$C_u = \frac{u}{S_0} 100\% \text{ } [\%]. \quad (9)$$

Величину деформації h циліндричної щітки визначаємо із урахуванням впливу її зносу [27]:

$$h = \Delta Y_{щ} = 0,02832 X_k - 0,04836 C_u + 6,822 \cdot 10^{-4} C_u X_k + 1,674 \cdot 10^{-4} C_u^2 - 4,297 \cdot 10^{-4} X_k^2 \text{ [мм]}, \quad (10)$$

де X_k – ширина плями контакту, мм.

Необхідне зусилля притискання F_{np} циліндричної щітки знаходимо із урахуванням впливу її зносу [27]:

$$F_{np} = e^{6,13-0,03422 C_u + 0,01138 X_k + 1,571 \cdot 10^{-4} C_u X_k + 2,061 \cdot 10^{-4} C_u^2 + 3,497 \cdot 10^{-6} X_k^2} \text{ [Н]}. \quad (11)$$

Відстань між ободом барабана та горизонтальною поверхнею дороги y_k знаходимо за формулою:

$$y_k = S - h \text{ [мм]}. \quad (12)$$

Загальне число одиниць ворсу циліндричної щітки $i_{щ}$ визначаємо з умови перекриття слідів ворсу на дорожнім покритті як по ширині щітки, так і в радіальній площині обертання:

$$i_{щ} = \frac{11,54 B_{п} K_P v_M}{\arccos\left(\frac{y_k + R_E}{R}\right) r_B n_{щ} R} \text{ [од.]}, \quad (13)$$

де B_n – ширина смуги підмітання, м; $K_P = 2 \dots 2,5$ – коефіцієнт нерівномірності розташування ворса на твірній поверхні барабана щітки [25]; r_B – радіус поперечного перерізу прутка ворсу, м.

Момент інерції J поперечного перерізу прутка відносно осі, перпендикулярної до площини обертання, знаходимо за формулою:

$$J = \frac{\pi r_B^4}{4} \text{ [кг·м}^2\text{]}. \quad (14)$$

Сумарну вертикальну реакцію ворса F визначаємо за формулою [25]:

$$F = 0,17 E J \frac{S^6}{y_k^8} i_{щ} \arccos\left(\frac{y_k + R_E}{R}\right) \text{ [Н]}, \quad (15)$$

де E – модуль пружності матеріалу ворса (див. табл. 1), МПа.

Потужність приводу циліндричної щітки $P_{щ}$ знаходимо за формулою:

$$P_{щ} = \frac{\pi f_B (R - h) n_{щ} K_{зан}}{30000 \eta_{щ}} \text{ [кВт]}, \quad (16)$$

де f_B – коефіцієнт тертя матеріалу ворса об дорожнє покриття (див. табл. 1); $K_{зан} = 1,1$ – коефіцієнт запасу потужності для подолання інерційних сил у невстановленому режимі руху, сил деформацій ворса та аеродинамічного опору [25]; $\eta_{щ}$ – ККД приводу циліндричної щітки.

Крутний момент на валу циліндричної щітки визначаємо за формулою:

$$M_{кр_{щ}} = 9550 \frac{P_{щ}}{n_{щ}} \text{ [Н·м]}. \quad (17)$$

Необхідну продуктивність шнекового транспортера Q знаходимо за формулою:

$$Q = q_m B_M v_M \text{ [кг·с]}, \quad (18)$$

де $q_m = 0,1 \text{ кг/м}^2$ – кількість забруднення на одиницю площі дорожнього покриття [25].

Значення поправочного коефіцієнта C визначаємо за формулою:

$$C = 1 - \frac{\beta}{50}, \quad (19)$$

де β – кут нахилу шнекового транспортера, °.

Діаметр шнека D знаходимо за формулою:

$$D = \left[\frac{0,4384Q}{\psi \rho_3 C} \sqrt{\frac{f_k}{g \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \beta + \operatorname{arctg} f_z)}} \right]^{0,4} [\text{м}], \quad (20)$$

де α – кут підйому гвинтової лінії, °; f_k – коефіцієнт тертя частинки об кожух транспортера; f_z – коефіцієнт тертя частинки об гвинт транспортера; $\psi = 0,125$ – коефіцієнт наповнення [28]; $\rho_3 = 1,4 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ – густина змиту [25]; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

За ГОСТ 2037-82 вибираємо стандартне значення D , округливши розрахункове в більшу сторону.

Крок гвинта t приймаємо рівним діаметру D [28].

Для створення необхідної відцентрової сили шнек повинен мати досить велику частоту обертання $n_{ш}$, тобто обмежується її мінімальне допустиме (критичне) значення, необхідне для транспортування вантажу вверх, що визначається за формулою [28]:

$$n_{ш} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{2g}{D f_k} \operatorname{tg}(\alpha - \beta + \operatorname{arctg} f_z)} [\text{об/хв}]. \quad (21)$$

Крутний момент на валу шнекового транспортера $M_{крш}$ знаходимо за формулою:

$$M_{крш} = \frac{\pi^3 D^4}{4} l_{ш} \rho_3 n_{ш} f_k [\text{Н} \cdot \text{м}], \quad (22)$$

де $l_{ш}$ – довжина шнекового транспортера, м.

Максимальну повздовжню силу F , що діє на вал шнека визначаємо за формулою [28]:

$$F = \frac{2M_{крш}}{kD \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \beta + \operatorname{arctg} f_z)} [\text{Н}], \quad (23)$$

де $k = 0,7 \dots 0,8$ – коефіцієнт діаметра шнека.

Виходячи з умов міцності на кручення під дією крутного моменту $M_{крш}$ і на згин під дією згинального моменту $kFD/2$, діаметр вала шнека знаходимо за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_{крш} + 8kFD}{\pi[\sigma]}} [\text{м}], \quad (24)$$

де $[\sigma] = 90 \text{ МПа}$ – допустиме напруження.

Необхідну потужність приводу шнека визначаємо за формулою:

$$P_{ш} = \frac{2\pi n_{ш} M_{крш}}{60000 \eta_{ш}} [\text{кВт}], \quad (25)$$

де $\eta_{ш}$ – ККД приводу шнека.

Основними параметрами гідромоторів є робочий об'єм q_m гідромотора, перепад тиску Δp_m за усталеного руху, а похідним параметром – витрата робочої рідини, що надходить у гідромотор Q_m .

Робочий об'єм гідромоторів q_{m1} , q_{m2} визначаємо за формулами (1 – 2), отриманими на основі аналітичного розв'язання лінеаризованої удосконаленої математичної моделі приводу робочих органів НПО із урахуванням зносу циліндричної щітки [20]:

$$q_{M1} = \frac{30Q_H + \sqrt{900Q_H^2 - 4\pi n_{\text{ш}} \sigma [30M_{\text{КРш}} + \pi n_{\text{ш}} (\beta_M - \alpha_M M_{\text{КРш}})]}}{n_{\text{ш}}} [\text{м}^3]; \quad (26)$$

$$q_{M2} = \frac{60q_{M1} (Q_H q_{M1} - 2\pi M_{\text{КРш}} \sigma)}{n_{\text{ш}} [q_{M1}^2 + 4\pi^2 \sigma (\beta_M - \alpha_M M_{\text{КРш}})]} [\text{м}^3]. \quad (27)$$

За ГОСТ 13824-80 вибираємо стандартні значення q_{M1} , q_{M2} , округливши розрахункові в більшу сторону.

Визначаємо перепади тиску на кожному з гідромоторів із урахуванням зносу циліндричної щітки за формулами, отриманими в роботі [20] на основі виразів (3 – 4):

$$\Delta p_{M1} = \frac{4\pi^2 Q_H (\beta_M - \alpha_M M_{\text{КРш}})}{q_{M1}^2} + \frac{2\pi M_{\text{КРш}}}{q_{M1}} [\text{Па}]; \quad (28)$$

$$\Delta p_{M2} = \frac{2\pi M_{\text{КРш}}}{q_{M2}} [\text{Па}]. \quad (29)$$

Витрати робочої рідини в кожному з гідромоторів Q_{M1} , Q_{M2} знаходимо за формулами [23]:

$$Q_{M1} = \frac{q_{M1} n_{\text{ш}}}{\eta_{\text{VM}}} [\text{м}^3/\text{с}]; \quad (30)$$

$$Q_{M2} = \frac{q_{M2} n_{\text{ш}}}{\eta_{\text{VM}}} [\text{м}^3/\text{с}], \quad (31)$$

де η_{VM} – об'ємний ККД гідромотора.

Витрати робочої рідини Q_{M1} , Q_{M2} не повинні перевищувати фактичної подачі гідронасоса.

Площу відкриття регульованого дроселя $S_{\text{ДР}}$ можна визначити за формулою, отриманою з рівнянь регресії результатів чисельного дослідження нелінійної математичної моделі приводу робочих органів НПО, наведеної в [29]:

$$S_{\text{ДР}} = \frac{2221}{148,5 - n_{\text{ш}}} [\text{мм}^2]. \quad (32)$$

Параметри НПО, розраховані за запропонованою методикою, наведені в табл. 2.

Використання запропонованої удосконаленої методики інженерного розрахунку НПО із урахуванням зносу циліндричної щітки дозволяє суттєво скоротити час проектування, уникнути необґрунтованих витрат на трудомісткі експериментальні та теоретичні дослідження.

Таблиця 2

Основні параметри НПО

Параметри циліндричної щітки								
R , мм	$n_{щ}$, об/хв	u , мм	S , мм	h , мм	$F_{нр}$, Н	y_k , мм	$M_{КРщ}$, Н·м	$P_{щ}$, кВт
160	955	0,558	114,4	14,7	2946	99,7	68,5	6,85
Параметри шнекового транспортера								
D , мм	t , мм	d , мм	$n_{щ}$, об/хв	$M_{КРщ}$, Н·м	$P_{щ}$, кВт			
100	100	40	120	261	3,64			
Параметри гідроприводу НПО								
Δp_{M1} , МПа	Δp_{M2} , МПа	q_{M1} , см ³	q_{M2} , см ³	Q_{M1} , л/хв	Q_{M2} , л/хв	$S_{ДР}$, мм ²		
4,40	2,05	100	800	101,6	102,1	78		

Параметри НПО отримані при таких вихідних даних:

– матеріал ворса щітки	синтетика;
– марка ворса щітки	Tynex 1,2 - Grit 80 - T.FRSZ029C;
– вільна довжина ворса, мм	115;
– радіус барабана циліндричної щітки, мм	45;
– робоча швидкість машини при підмітанні, м/с	4;
– кут нахилу ворса, °	30;
– ширина плями контакту, мм	155;
– ширина смуги підмітання, м	2;
– коефіцієнт нерівномірності розташування ворса на твірній поверхні барабана щітки	2;
– радіус поперечного перерізу прутка ворсу, мм	1,5;
– модуль пружності матеріалу ворса, МПа	$7,5 \cdot 10^3$;
– коефіцієнт тертя матеріалу ворса об дорожнє покриття	0,41;
– ККД приводу циліндричної щітки	0,9;
– кут нахилу шнекового транспортера, °	30;
– кут підйому гвинтової лінії, °	18;
– довжина шнекового транспортера, м	2,5;
– коефіцієнт діаметра шнека	0,8;
– ККД приводу шнека	0,9;
– номінальна подача гідронасоса, л/хв	115;
– об'ємний ККД гідромотора	0,94.

Висновки

Запропоновано науково-обґрунтовану удосконалену методику проектного розрахунку параметрів навісного підмітального обладнання екологічної машини на базі сміттєвоза із урахуванням зносу циліндричної щітки, що дозволяє отримати основні його геометричні, силові та швидкісні параметри.

Встановлено, що для приводу робочих органів навісного підмітального обладнання достатньо гідронасоса з подачею $Q_H = 115$ л/хв та двох послідовно з'єднаних гідромоторів з робочими об'ємами $q_{M1} = 100$ см³, $q_{M2} = 800$ см³.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Плугіна Т. В., Стоцький В. О. Задача інтелектуалізації сучасних будівельно-дорожніх машин. *Технологія приладобудування*. 2014. С. 40–43.
2. Пропозиції щодо розробки єдиних підходів оцінювання функціональних властивостей підмітально-прибиральних машин вітчизняного виробництва / О. В. Павленко та ін. *Вісник Херсонського національного технічного університету*. 2021. № 4 (79). С. 44–51.
3. Ефективність експлуатації сміттєвозів у середовищі "місто–сміттєзвалище" / В. В. Попович та ін. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2017. Т. 27, № 10. С. 111–116.
4. Березюк О. В. Розробка та дослідження нової структури екологічної машини для очистки населених пунктів від твердих відходів. *Сучасні технології, матеріали і конструкції у будівництві: науково-технічний збірник*. 2008. С. 92–98.
5. Березюк О. В. Розширення функціональних можливостей сміттєвозів за допомогою навісного підмітального обладнання. *Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку: матеріали XVI Міжнар. наук.-техн. конф.*, 29-31 чер. 2018 р. Краматорськ: ДДМА, 2018. С. 11.
6. Березюк О. В. Науково-технічні основи проектування приводів робочих органів машин для збирання та первинної переробки твердих побутових відходів : дис. ... докт. техн. наук : 05.02.02 / Хмельницький: 2021. 482 с.
7. Піонткевич О. В. Підвищення ефективності багаторежимного гідроприводу фронтального навантажувача: дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Київ, НТТУ «КПІ»: 2019. 249 с.
8. Justification for choosing the type of belt conveyor drive / L. Polishchuk et al. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2024. № 1 (19). С. 115–122.
9. Піонткевич О. В. Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2016. № 2. С. 68–76.

10. Козлов Л. Г., Бойко І. В., Піонткевич О. В. Вплив параметрів системи керування на стійкість гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження. *Наукові нотатки: міжвузівський збірник*. 2013. № 40. С. 118–123.
11. Поліщук Л. К., Піонткевич О. В., Коваль О. О. Аналіз впливу параметрів системи керування на динамічні процеси гідропривода стрічкового конвеєра. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2016. № 2 (52). С. 37–47.
12. Приймаченко О. В. Методи вдосконалення технології очищення дорожнього покриття. *Містобудування та територіальне планування*. 2008. № 29. С. 265–270.
13. Концептуальне комплексне оцінювання ефективності використання комунальних машин / О. Налобіна та ін.. *Наукові нотатки*. 2022. № 73. С. 222–227.
14. Wahab M. A., Parker G., Wang C. Modelling rotary sweeping brushes and analyzing brush characteristic using finite element method. *Finite Elements in Analysis and Design*. 2007. № 43 (6-7). P. 521–532.
15. Lepesh A. G., Lepesh G. V., Vorontsov I. I. The method of experimental determination of the durability of the brush pile and communal cleaning equipment. *Technical and technological problems of service*. 2011. № 16 (2). P. 7–19.
16. Increasing the life of the brush working equipment of a utility vehicle by using a device to control its position / S. I. Tsekhosh et al. *Journal of Physics: Conference Series. IV International Scientific and Technical Conference "Mechanical Science and Technology Update", MSTU 2020*. 2020. Art. №012143.
17. Березюк О. В., Гарбуз Є. С. Огляд конструкцій і робочих органів підмітально-прибиральних машин та навісного підмітального обладнання для сміттєвозів. *Наукові праці Вінницького національного технічного університету*. 2023. № 3. С. 32–37. <https://doi.org/10.31649/2307-5376-2022-4-32-37>.
18. Improved mathematical model of the operation of hydraulic drives of garbage truck mounted sweeping equipment with regard to the wear of a cylindrical brush / O. V. Bereziuk et al. *Problems of Tribology*. 2025. №30 (1/115). P. 92–99. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2025-115-1-92-99>.
19. Обладнання прибиральної машини : пат. 157942 У. Україна : МПК E01H 1/04. № u202401838; заявл. 10.04.2024; опубл. 19.12.2024.
20. Березюк О. В., Гарбуз Є. С. Аналітичне дослідження удосконаленої математичної моделі гідроприводів навісного підмітального обладнання сміттєвоза з урахуванням зносу циліндричної щітки. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. 2025. № 4. С. 146–154. <https://doi.org/10.31649/1997-9266-2025-181-4-146-154>.
21. Bereziuk O. V. Technique of engineering calculations of the parameters of the attached sweeping equipment of the ecological machine on the base of the dust cart. *Modern problems of the transport complex*. 2016. № 2. P. 39–45.
22. Кабінет Міністрів України. Постанова № 265 “Про затвердження Програми поводження з твердими побутовими відходами”. 4 березня 2004. URL: <http://zakon1.rada.gov.ua/laws/show/265-2004-%D0%BF>.
23. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.
24. Іскович-Лотоцький Р. Д., Міськов В. П., Слабкий А. В. Динамічна та математична моделі вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. 2014. № 48. С. 3–10.
25. Designing optimal structure of road construction machines kits / V. B. Permyakov et al. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260, №8. Art. № 082004.
26. Establishing the regularity of wear of a cylindrical brush of the mounted sweeping equipment of a garbage truck depending on its rotation frequency / O. V. Bereziuk et al. *Problems of Tribology*. 2024. №29 (2/112). P. 31–36. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-112-2-31-36>.
27. Determination of the dependencies of the wear influence of the cylindrical brush on the operational characteristics of the garbage truck's mounted sweeping equipment / O. V. Bereziuk et al. *Problems of Tribology*. 2023. №28 (4/110). P. 22–27. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2023-110-4-22-27>.
28. Autonomous transport vehicles: Where we are and what is missing / H. Andreasson et al. *IEEE Robotics & Automation Magazine*. 2015. № 22 (1). P. 64–75.
29. Bereziuk O. V. Regression of control parameters for the drive of working bodies of mounted sweeping equipment of garbage trucks. *Innovative development of territories*. 2016. P. 58–62.

Стаття надійшла до редакції 12.12.2025.

Стаття пройшла рецензування 17.12.2025.

Березюк Олег Володимирович – д-р техн. наук, доцент, професор кафедри безпеки життєдіяльності та педагогіки безпеки, e-mail: berezyukoleg@i.ua.

Гарбуз Євгеній Сергійович – аспірант кафедри технології та автоматизації машинобудування. Вінницький національний технічний університет.