

**Л. К. Поліщук**  
**В. П. Міськов**  
**О. О. Коваль**  
**В. О. Кравчук**

## **РОЗРОБКА РОБОЧОГО ІНСТРУМЕНТА З ВМОНТОВАНИМ ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ МАШИНИ ХОЛОДНОГО ФРЕЗЕРУВАННЯ АСФАЛЬТНОГО ПОКРИТТЯ**

Вінницький національний технічний університет

*Машини для холодного фрезерування асфальтного покриття мають широку номенклатуру і ефективно використовуються для відновлення та ремонту доріг. На основі аналізу конструкцій, робочих характеристик та експлуатаційних особливостей цих машин запропоновано використання вмонтованого гідроприводу, що забезпечує зменшення кількості їх вузлів, підвищення надійності та ефективності експлуатації обладнання для холодного фрезерування асфальтного покриття.*

*В роботі показано можливий напрямок підвищення безвідмовності роботи машини для холодного фрезерування Wirtgen W200, яка оснащена розвинутою гідравлічною системою, шляхом заміни механічного приводу, що отримує енергію від валу відбору потужності, вмонтованим гідравлічним приводом. Розроблено конструкцію фрезерного барабана, який відрізняється зменшеними габаритами, металомісткістю, підвищеною надійністю експлуатації та розширеними функціональними можливостями. Використання розробленої конструкції за наведеними розрахунками дозволяє підвищити безвідмовність роботи на 25 %.*

*Обґрунтовано вибір механічної передачі передавального механізму фрези. Для проведення теоретичних досліджень розроблено розрахункову схему, в якій семимасову механічну систему з сімома пружними зв'язками зведено до двомасової. На її основі побудовано математичну модель, яка представлена у вигляді системи рівнянь, що враховує динамічні властивості гідропривідного агрегату та пружно-інерційні характеристики робочих ланок фрези за традиційними для гідроприводу припущеннями. Розв'язання складених систем рівнянь виконано чисельним методом Рунге-Кутти, а розроблений алгоритм їх розв'язання дозволяє отримати перехідний процес приводу при різних параметрах системи. Проведено теоретичні дослідження та отримано залежності, які дозволяють встановити вплив величин конструктивних параметрів на тривалість перехідного процесу у гідроприводі.*

**Ключові слова:** гідропривід, передавальний механізм, математична модель, дослідження.

### **Вступ**

Дорожнє полотно – це багатошарова структура, яка містить шари покриття і основи. Основна вимога до дорожнього покриття – це здатність чинити опір постійним навантаженням від коліс автомобілів та впливу природних факторів. Більша частина різного виду доріг створена, в основному, за допомогою бетону та асфальтобетону. В останньому функцію зв'язки відіграє бітум, в'язкість якого забезпечує пластичну деформацію дорожнього полотна. Основними недоліками є порівняно невисока стійкість, яка приводить до швидкого зношування, а також менша пружність, ніж у бетону та розм'якшування у спеку.

Для усунення зазначених недоліків дорожнього покриття необхідно використовувати спеціальні засоби для його обслуговування та ремонту. Зокрема, такі машини як холодні фрези, холодні ресайклери та реміксери можуть виконувати низку технологічних операцій і працювати окремо один від одного або у комплексі.

В другій половині ХХ століття у ФРН вперше застосовано технологію гарячого фрезерування для ремонту доріг. Необхідність розігрівання поверхневого шару покриття під час виконання ремонтних робіт суттєво підвищувало їх собівартість. Починаючи з 1980 року використовується технологія холодного фрезерування дорожнього покриття [1].

В машині Wirtgen W200 фрезерний барабан приводиться в рух від валу відбору потужності дизельного двигуна через хвильовий редуктор, пасову передачу, циліндричний редуктор та пружні муфти. Регулювання частоти обертання фрезерного барабана в існуючій конструкції здійснюється за допомогою зміни шківів, в результаті чого отримуємо дві частоти обертання  $117 \text{ хв}^{-1}$  та  $247 \text{ хв}^{-1}$ . Оскільки дорожнє покриття чутливе до погодних умов, змін добової температури залежно від регіону виконуваних робіт, в результаті чого суттєво змінюється його в'язкість, то для безупинної роботи

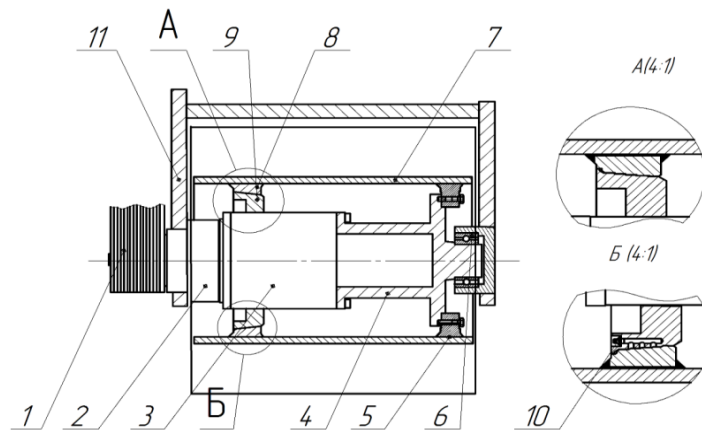
машини важливим є забезпечення плавної зміни діапазону частот обертання фрезерного барабана, що дозволяє підвищити продуктивність праці.

Враховуючи, що машину оснащено розвинутою гідравлічною системою, яка приводить в рух майже всі виконавчі ланки, доцільно застосувати гідропривід для фрезерного барабана, що дозволить усунути зазначені недоліки [2].

Метою роботи є підвищення ефективності експлуатації та надійності фрез холодного фрезерування дорожнього покриття за рахунок зменшення кількості їх вузлів шляхом використання вмонтованого гідравлічного приводу.

### Результати досліджень

На рис. 1 наведено конструктивну схему фрезерного барабана машини холодного фрезерування дорожнього покриття Wirtgen W200. Вона містить Ведений шків 1 пасової передачі, який з'єднано з передавальним механізмом 2, який містить одноступінчасту циліндричну передачу та планетарний редуктор, в якому обертальною частиною є його корпус 3. Він з'єднаний з порожнинним валом 4. Корпус 3 та порожнинний вал 4 утворюють з'єднувальну піввісь, яка опирається на підшипники вихідного вала редуктора та підшипник 6, що встановлено нерухомо в щоковині 11. На порожнинному валу 4 виконано фланцеву поверхню, яка з'єднується з приводним диском 5, що закріплений на внутрішній поверхні корпусу фрезерного барабана 7. На корпусі планетарного редуктора 3 закріплено опорну поверхню 8, яка встановлюється в напрямному фланці 9, закріпленому на внутрішній поверхні фрезерного барабана 7. Регулювання частоти обертання фрезерного барабана в існуючій конструкції здійснюється за допомогою зміни шківів, в результаті чого отримуємо дві частоти обертання  $156 \text{ хв}^{-1}$  та  $329 \text{ хв}^{-1}$ .



1 – шків; 2 – передавальний механізм; 3, 4 – з'єднувальна піввісь; 5 – приводний диск; 6 – підшипник; 7 – фрезерний барабан; 8 – опорна поверхня; 9 – напрямний фланець; 10 – прес-маслянка

Рис. 1. Фрезерний барабан Wirtgen W200 з механічним приводом

Основні вузли приводу фрезерного барабана Wirtgen W200 з'єднані послідовно та їх кількість становить  $n_1 = 7$ . Структурна схема приводу наведена на рис. 2.

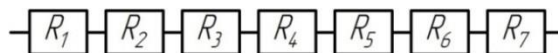


Рис. 2. Структурна схема існуючого приводу фрезерного барабана Wirtgen W200

Відмова будь-якого з перерахованих елементів спричиняє відмову всього механізму і ймовірність безвідмовної роботи  $R$  такого механізму дорівнює добутку ймовірностей безвідмовних елементів

$$R_s = \prod_{i=1}^n R_i,$$

де  $i = 1, 2, \dots, 7$ .

Якщо прийняти однакову ймовірність безвідмовної роботи всіх вузлів схеми (наприклад,  $R_i = 0,9$ ), то ймовірність безвідмовної роботи такого механізму буде:

$$R_s = \prod_{i=1}^n R_i = R_i^n = 0,9^7 = 0,48.$$

Якщо зменшити кількість вузлів схеми фрези до  $n_2 = 3$  і прийняти таку ж ймовірність безвідмовної роботи кожного з вузлів, то ймовірність безвідмовної роботи цього механізму

$$R_s = \prod_{i=1}^n R_i = R_i^n = 0,9^3 = 0,73.$$

Таким чином, надійність роботи фрези з приводом, що містить 3 основні вузли зростає на 25%.

Зміни кількості вузлів в схемі можна досягти використавши вмонтований привід.

Враховуючи, що машина оснащена розвинутою гідравлічною системою, яка приводить в рух майже всі виконавчі ланки, доцільно застосувати вмонтований гідропривід і для фрезерного барабана, що дозволить усунути існуючі недоліки.

Під час проектування фрезерного інструмента машини для холодного фрезерування асфальтобетонного дорожнього покриття окрім забезпечення заданих робочих параметрів інструмента необхідно було забезпечити можливість улаштування розробленого вмонтованого приводу в середині існуючого фрезерного барабана і встановлення його на базові опорні елементи та кріплення через передбачені для цього отвори у щокovinaх.

В основу розробленої конструкції поставлено задачу створення фрезерного барабана, в якому за рахунок спрощення конструкції та введення нових елементів і зв'язків зменшуються габарити, знижується металомісткість, підвищується надійність експлуатації та розширюються функціональні можливості фрезерного барабана.

Поставлена задача вирішується тим, що фрезерний барабан, який містить поворотний корпус барабана з різцями, який насаджено на передавальний механізм приводу, котрий однією опорною поверхнею спряжений з опорним кільцем із ступінчастою конічною поверхнею, яке зафіксоване на внутрішній поверхні поворотного корпусу барабана з різцями, а іншою – нерухомо з'єднано з опорним кріпильним кільцем, яке також зафіксовано на тій же поверхні, що дозволяє виконувати швидкий демонтаж поворотного корпусу з різцями і привідний двигун, який встановлено в порожнині півосі, скріплено з передавальним механізмом і разом улаштовано в середині поворотного корпусу барабана з різцями, причому на зовнішній поверхні півосі встановлено підшипники, на яких розміщено напрямний фланець, зовнішня конічна поверхня якого спряжена з опорним кільцем із ступінчастою конічною поверхнею, а на вихідному валу передавального механізму між його опорою та опорою поворотного корпусу барабана з різцями жорстко закріплено привідний диск, який нерухомо з'єднано з опорним кріпильним кільцем.

На рис. 3 представлена конструктивна схема фрезерного барабана, яка містить поворотний корпус барабана з різцями 1, в середині якого розміщено вмонтований гідравлічний привід з гідромотором 2, який встановлено в порожнині півосі 3, що скріплено з корпусом передавального механізму 4. На вихідному валу 5 передавального механізму 4 закріплено привідний диск 6, який нерухомо з'єднано опорним кріпильним кільцем 7, що жорстко скріплене з внутрішньою поверхнею поворотного корпусу барабана з різцями 1. Вихідний вал 5 встановлено в підшипнику 8, який розміщений в корпусі 9, котрий прикріплено до щокovina 10. З протилежною щокovinaю 11 скріплено піввісь 3. Напрямний фланець 12, який через підшипники 13 встановлено на півосі 3, спряжений з опорним кільцем із ступінчастою конічною поверхнею 14, що жорстко скріплене з поворотним корпусом барабана з різцями 1.

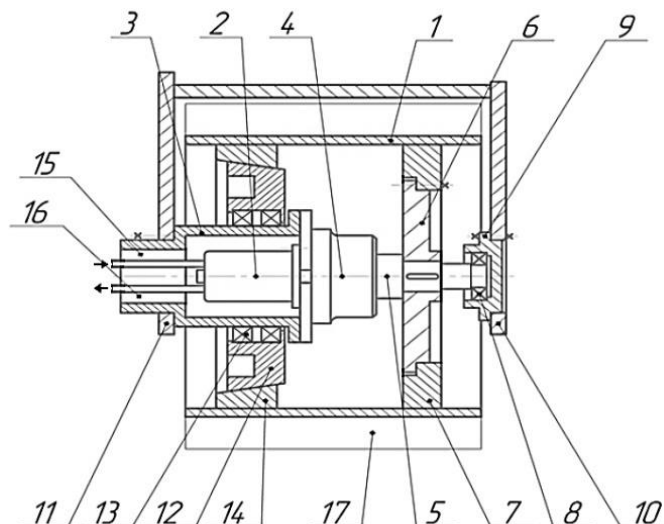


Рис. 3. Конструктивна схема фрезерного барабана

В порожнині півосі 3 улаштовано дві гідромагістралі 15 та 16, одна з яких через напірний трубопровід під'єднана до робочої камери гідромотора 2, а інша – через виливний трубопровід із зливною камерою гідромотора 2.

На поверхні барабана за гвинтовою лінією шевроном нерухомо встановлено за відповідним кроком різцеві головки (умовно на схемі непоказані), які мають робочу зону 17.

Перевагами такої розробки є зменшення механічних втрат, підвищення коефіцієнта корисної дії, порівняно з відомими конструкціями, малі габарити, висока продуктивність, надійність та безвідмовність.

Для проведення теоретичних досліджень необхідно скласти розрахункову схему гідравлічного вмонтованого приводу.

На рис. 4 показано розрахункову схему його механічної частини, де  $I_1, I_2, I_3, I_4, I_5, I_6, I_7$ , – відповідно моменти інерції ротора двигуна, привідної шестерні, трьох зубчастих коліс (сателітів), привідного диску, опорного кріпильного кільця і барабана;  $\omega_0, \omega_1, \omega_2, \omega_3$  – кутові швидкості зазначених ланок;  $c_1, c_2, c_3, c_4$  – пружні зв'язки між ланками.

Експериментальні дослідження свідчать про те, що нескладні кінематичні схеми механізмів можна зводити до найпростіших моделей, які забезпечують точність розрахунків в допустимих межах. Тому семимасову систему з сімома пружними ланками (рис. 5) зведемо до двомасової (рис. 6).

Ланкою зведення вибираємо корпус барабана. Тоді зведення інерційних моментів передавального механізму здійснимо за допомогою рівняння, що пов'язує їхні кінетичні енергії і ланки зведення, враховуючи, що  $I_3 = I_4 = I_5$ , яке має такий вигляд:

$$\frac{I_1\omega_1^2}{2} + \frac{I_2\omega_2^2}{2} + 3\frac{I_3\omega_2^2}{2} + \frac{I_6\omega_3^2}{2} + \frac{I_7\omega_3^2}{2} = \frac{I_{3B}\omega_3^2}{2}. \quad (1)$$

Виразимо кутові швидкості ланок через кутову швидкість ланки зведення за допомогою передаточних чисел

$$\omega_1 = i\omega_3; \quad \omega_2 = i_{23}\omega_3, \quad (2)$$

де  $i$  – передаточне число передавального механізму;  $i_{23}$  – передаточне число від проміжної шестерні до зубчатого вінця.

Підставимо (2) в (1) і після перетворень отримаємо вираз для зведеного моменту інерції

$$I_{3B} = I_1i^2 + (I_2 + 3I_3)i_{23}^2 + I_6 + I_7. \quad (3)$$

Зведена крутильна жорсткість визначається з умови рівності потенціальних енергій системи

$$\frac{c_1\varphi_1^2}{2} + 3\frac{c_2\varphi_2^2}{2} + 3\frac{c_5\varphi_3^2}{2} + \frac{c_7\varphi_3^2}{2} + \frac{c_8\varphi_3^2}{2} = \frac{c_{3B}\varphi_3^2}{2}. \quad (4)$$

Враховуючи те, що

$$\varphi_1 = i\varphi_3; \quad \varphi_2 = i_{23}\varphi_3 \quad (5)$$

та нехтуючи жорсткістю  $c_1$ , оскільки вали двигунів з'єднані жорсткими муфтами з валами привідних шестерень, вираз (4) набуде вигляду

$$3c_2i_{23}^2 + 3c_5 + c_7 + c_8 = c_{3B}, \quad (6)$$

де  $c_2, c_3, c_4$  – крутильні жорсткості.

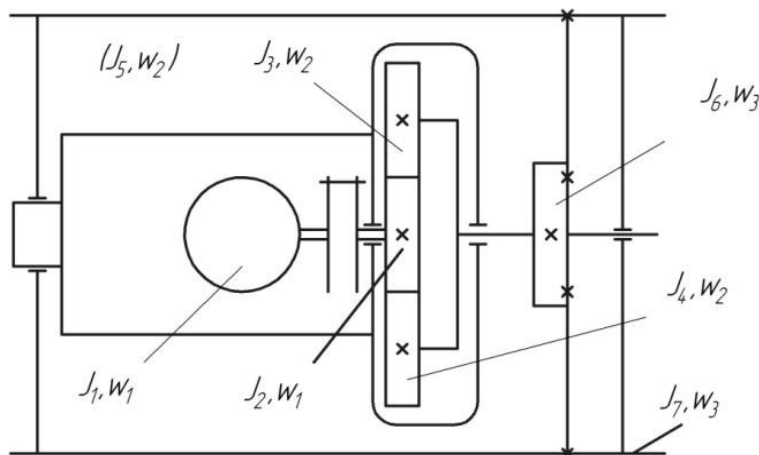


Рис. 4. Розрахункова схема механічної частини гідравлічного вмонтованого приводу

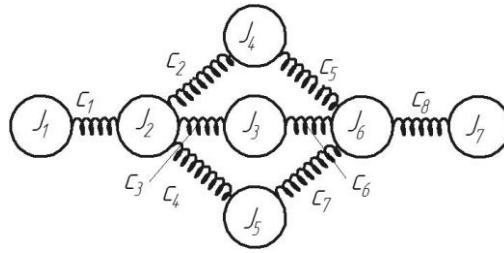


Рис. 5. Зведена семимасова система з сімома пружними зв'язками

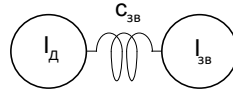


Рис. 6. Розрахункова схема механічної частини вмонтованого приводу, чутливого до навантаження

Таким чином, вихідну семимасову модель зводимо до двомасової (див. рис. 6) з моментами інерції  $I_{Д}$ ,  $I_{ЗВ}$  і з одним пружним зв'язком  $c_{ЗВ}$ . Наведена розрахункова схема механічної частини вмонтованого гідравлічного приводу буде використовуватись в подальших теоретичних дослідженнях механічної системи фрези і в залежності від задач, що вирішуються, може бути доповнена характерними елементами або залишатись незмінною.

Для вивчення впливу параметрів гідроприводу і динамічних характеристик фрези на перехідні процеси розрахункову схему вмонтованого приводу (ВП) слід доповнити відповідними елементами, що представляють частини гідромеханічної ланки машини.

На рис. 7 представлено розроблену розрахункову схему гідравлічного вмонтованого приводу, в якій реальна континуальна фізична модель фрези приведена до дискретної. Тому на розрахунковій схемі рухомі частини фрези представлені однією дискретною масою 4. У приводному пристрої встановлено один гідродвигун 3, до якого приєднано напірну і зливну гідролінії. Максимальний тиск, що створює насос 1, визначається налаштуванням запобіжного клапана 2. Механічні втрати  $M_T$  в гідродвигуні моделюються обертальними кінематичними парами.

В основу математичного опису руху вихідної ланки приводу покладені рівняння динаміки рухомої частини і рівняння балансу витрат рідини. При складанні рівнянь прийняті такі припущення:

- продуктивність насоса постійна ( $Q_H = const$ );
- напірні сполучні гідролінії короткі, тому гідравлічним опором і хвильовими процесами в них можна знехтувати  $\Delta p_{TP} = 0$ ;
- температура і в'язкість потоку робочої рідини приймалися постійними ( $\theta^\circ = const, \beta = const$ );
- податливості порожнин, а також стисливість робочої рідини враховувались як усереднені величини для даного діапазону зміни тисків.

Прийняті припущення, коректність яких доведена у процесах [3, 4, 5], дозволяють отримати прийнятний опис динаміки приводного пристрою і використовувати його для оцінки впливу основних параметрів гідросистеми на перехідні процеси гідроприводного агрегату.

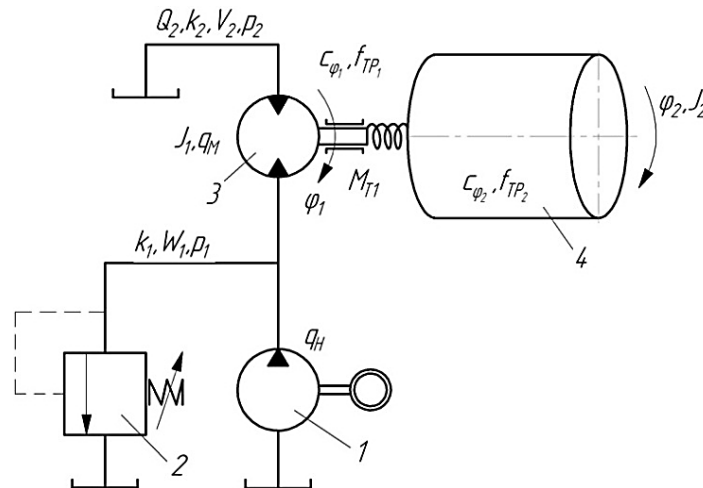


Рисунок 7 – Розрахункова схема вмонтованого гідравлічного приводу машини для холодного фрезерування для дослідження перехідних процесів

З врахуванням прийнятих припущень, математична модель руху гідравлічного ВП машини для холодного фрезерування представлена у вигляді такої системи рівнянь.

Рівняння витрат робочої рідини в напірній магістралі

$$q_n n_n - \sigma_1 p_1 - \sum_{j=1}^m Q_{j\delta} - k_1 V_1 (dp_1/dt) = 0, \tag{7}$$

зливної

$$\sum_{j=1}^m Q_{j\delta} - k_2 V_2 (dp_2/dt) - \sigma_2 p_2 = Q_2, \tag{8}$$

Рівняння руху ділянки 3-4

$$J_1 (d^2\varphi_1/dt^2) + \beta_1 (d\varphi_1/dt) + c_{\varphi_1} (\varphi_1 - i\varphi_3) + c_{\varphi_1} f_{mp_1} (\varphi_1 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} [d(\varphi_1 - i\varphi_3)/dt] + M_{T_1} - q_M (p_1 - p_2) = 0, \tag{9}$$

$$i c_{\varphi_1} (\varphi_1 - i\varphi_3) - J_3 (d^2\varphi_3/dt^2) - M_0 = 0. \tag{10}$$

Розв'язання систем диференціальних рівнянь (7)–(10) виконано чисельним методом Рунге–Кутти на ПК. Розроблений алгоритм розв'язання математичної моделі гідроприводного агрегату дозволяє отримати перехідний процес приводу при різних параметрах системи. Вихідні дані для розрахунку наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Параметри математичної моделі гідропривідного агрегату машини для холодного фрезерування

Параметр	Одиниця виміру	Числове значення	Параметр	Одиниця виміру	Числове значення
$q_n$	м <sup>3</sup> /рад	$1,59 \cdot 10^{-6}$	$\beta$	Н·м·с/рад	0,05...1
$q_M$	м <sup>3</sup> /рад	$12,8 \cdot 10^{-6}$	$c_{\varphi}$	Н·м/рад	$0,8 \cdot 10^6$
$n_n$	рад/с	147,6	$f_{mp}$	-	0,1
$K_I$	І/МПа	0,714	$M_m$	Н·м	10
$V_I$	м <sup>3</sup>	$0,46 \cdot 10^{-4}$	$\sigma_1$	м <sup>5</sup> /Н	$3,21 \cdot 10^{-11}$

З аналізу умов роботи гідропривідної системи випливає, що на перехідний процес гідропривідного агрегату впливають – інерційне навантаження, крутильна жорсткість, об'єм напірної порожнини, податливість гідросистеми, в'язке тертя у гідромоторі. Тому при однакових вихідних даних варіювалися значення величин параметрів  $J_3$ ,  $c_{\varphi}$ ,  $V_1$ ,  $k_1$ ,  $\beta$

Теоретичні залежності, отримані на основі даних обчислення математичної моделі гідропривідного агрегату, представлені на рис. 8-12. В результаті обробки кривих перехідних процесів було досліджено вплив величин конструктивних параметрів на час перехідного процесу і тиску в напірній магістралі (рис. 13-15).

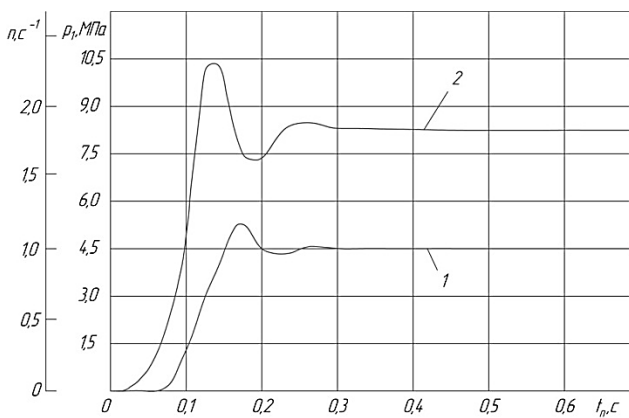


Рисунок 8 – Теоретична залежність  $n(t)$ ,  $p_1(t)$  при крутильній жорсткості  $c'_{\varphi}=0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад (відповідно криві 1, 2)

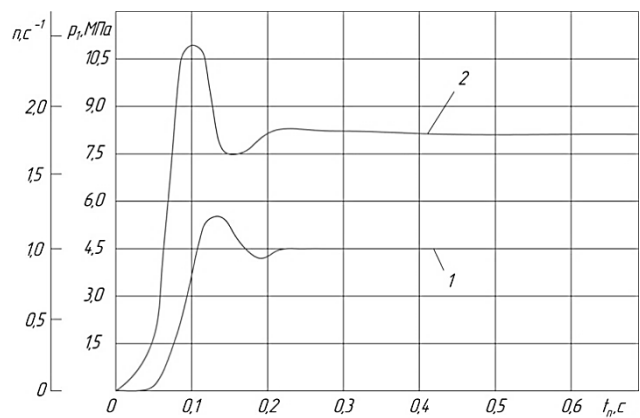


Рисунок 9 – Теоретична залежність  $n(t)$ ,  $p_1(t)$  при крутильній жорсткості  $2c'_{\varphi}=0,74 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад (відповідно криві 1, 2)

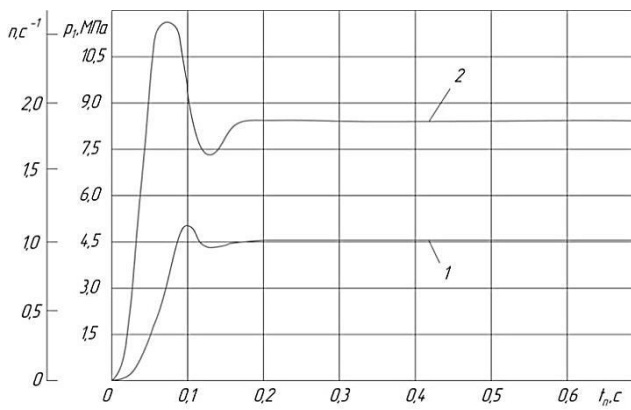


Рисунок 10 – Теоретична залежність  $n(t)$ ,  $p_I(t)$  при крутильній жорсткості  $3c'_{\varphi}=1,11 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад (відповідно криві 1, 2)

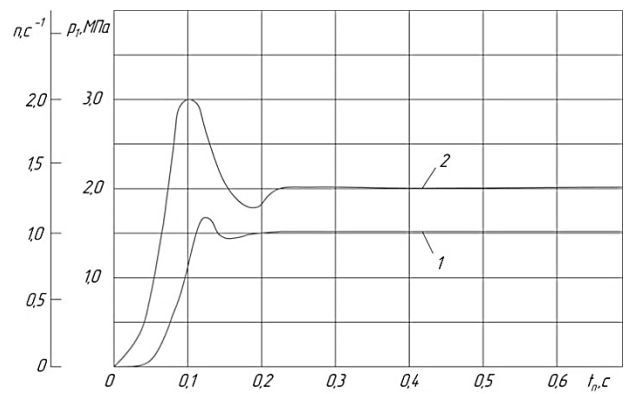


Рисунок 11 – Теоретична залежність  $n(t)$ ,  $p_I(t)$  при крутильній жорсткості  $c'_{\varphi}=0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад (відповідні криві 1, 2) і максимальному інерційному навантаженні  $J_3 = 1,01$  кг·м<sup>2</sup>

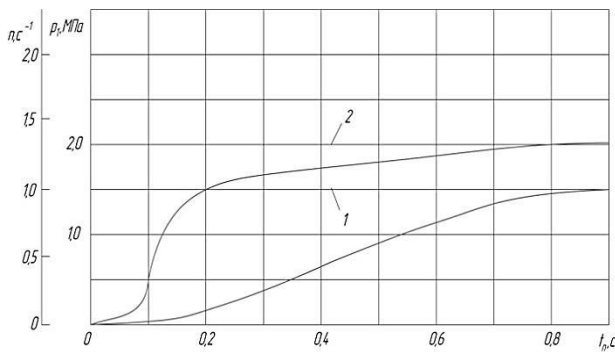


Рисунок 12 – Теоретична залежність  $n(t)$ ,  $p_I(t)$  (відповідно криві 1, 2) при об'ємі порожнин напірної магістралі  $V_I = 5 \cdot 10^{-2}$  м<sup>3</sup> і інерційному навантаженні приводу  $J_3 = 1,01$  кг·м<sup>2</sup>

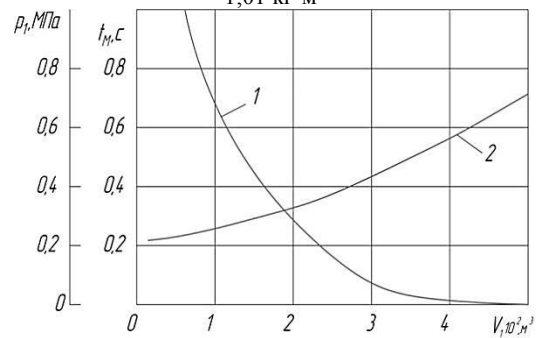


Рисунок 13 – Графік залежності  $t_n(V_I)$ ,  $p_I(V_I)$  (відповідні криві 1, 2) при відсутності моменту опору

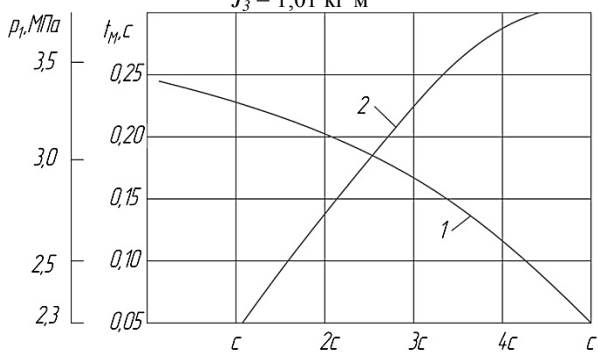


Рисунок 14 – Графік залежності  $t_n(c_{\varphi})$ ,  $\Delta p_I(c_{\varphi})$  (відповідно криві 1, 2)

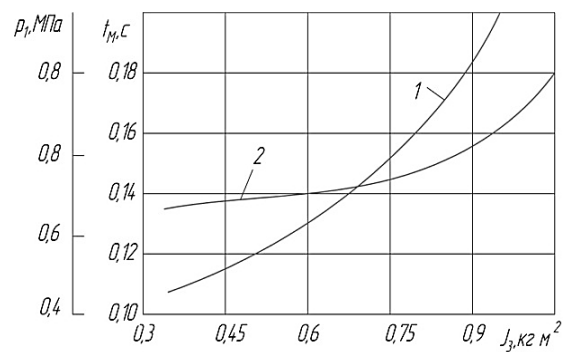


Рисунок 15 – Графік залежності  $t_n(J_3)$ ,  $\Delta p_I(J_3)$  (відповідно криві 1, 2)

## Висновки

Розроблено конструктивну схему фрези для машини холодного фрезерування дорожнього покриття, в якій за рахунок спрощення конструкції та введення нових елементів і зв'язків зменшуються габарити, знижується металомісткість, підвищується надійність експлуатації та розширюються функціональні можливості фрезерного барабана.

Отримано зведення семимасової моделі вмонтованого приводу до двомасової та на її основі розроблено математичну модель гідравлічного вмонтованого приводу фрези, яка дозволяє оцінити вплив різних параметрів.

Дослідження математичної моделі вмонтованого гідроприводу дозволили визначити характер зміни параметрів  $n(t)$ ,  $p(t)$  та виявити основний вплив на час перехідного процесу пуску крутильної жорсткості механічної системи, об'єму напірної порожнини гідросистеми та моменту інерції приводу.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, В. Ф. Тамело, «Гидравлические агрегаты систем приводов ходового оборудования дорожно-строительных машин,» *Наука и Техника*, № 15 (1), с. 69–77. 2016.

- [2] Л. К. Поліщук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. П. Коцюбівський, «Гідрофікація транспортних засобів буртоукладальних машин,» *Вібрації в техніці і технологіях*, № 5(26), с. 45-51. 2002.
- [3] Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, М. Салех, «Вибір параметрів вмонтованого гідравлічного приводу з пристроєм керування,» *Машинознавство*, № 6, с. 36–40. 2010.
- [4] L. Polishchuk, O. Koval, «Mathematical modeling of dynamic processes of control system of hydraulic drive of belt conveyor with variable load,» *TEHNOMUS Journal. New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies*, Vol. 1, pp. 141-147. 2015.
- [5] Л. К. Поліщук, *Динаміка вмонтованого гідропроводу конвеєрів мобільних машин*, Вінниця, Україна: ВНТУ, 2018. с. 240.

**Поліщук Леонід Клавдійович** – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри «Галузеве машинобудування», e-mail: [leo.polishchuk@gmail.com](mailto:leo.polishchuk@gmail.com).

**Міськов Вадим Петрович** – канд. техн. наук, старший викладач кафедри «Галузеве машинобудування», e-mail: [vadimmiskov@ukr.net](mailto:vadimmiskov@ukr.net).

**Коваль Олег Олександрович** – аспірант кафедри «Галузеве машинобудування».

**Кравчук Валерій Олександрович** – аспірант кафедри «Галузеве машинобудування», e-mail: [1m.13b.kravchuk@gmail.com](mailto:1m.13b.kravchuk@gmail.com).

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

**L. Polishchuk**  
**V. Miskov**  
**O. Koval**  
**V. Kravchuk**

## Development of a working tool with an integrated hydraulic drive of an asphalt pavement cold milling machine

Vinnitsia National Technical University

*Machines for milling asphalt pavement have a wide range and are effectively used for restoration and repair of roads. Based on the analysis of the designs, performance and operational characteristics of these machines, the use of an integrated hydraulic drive is proposed, which ensures a reduction in the number of nodes, increasing the reliability and efficiency of operation of equipment for milling asphalt pavement.*

*The work shows the possible direction of increasing the uptime of the Wirtgen W200 milling machine, which is equipped with an advanced hydraulic system by replacing a mechanical drive that receives energy from the power take-off shaft with an integrated hydraulic drive. The design of the milling drum is developed, which is characterized by reduced dimensions, metal consumption, increased reliability of operation and advanced functionality. Using the developed design according to the above calculations allows to increase the uptime by 25%.*

*The choice of the mechanical transmission of the cutter gear mechanism has been substantiated. For theoretical studies, a design scheme has been developed in which a seven-mass mechanical system with seven elastic bonds is reduced to a two-mass one. Based on it, a mathematical model is constructed, which is presented in the form of a system of equations that takes into account the dynamic properties of the hydraulic drive unit and the elastic-inertial characteristics of the cutter working links under the assumptions traditional for the hydraulic drive. The solution to the compiled systems of equations was carried out by the numerical Runge-Kutta method, and an algorithm for solving them was developed that makes it possible to obtain a transient drive process for various system parameters. Theoretical studies have been carried out and dependencies have been obtained that allow us to establish the influence of the values of the design parameters on the duration of the transient in the hydraulic drive.*

**Key words:** hydraulic drive, transmission mechanism, mathematical model, research.

**Polishchuk Leonid** – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the department «Engineering branch», e-mail: [leo.polishchuk@gmail.com](mailto:leo.polishchuk@gmail.com).

**Miskov Vadim** – Ph. D. (Eng.), senior lecturer of the department «Engineering branch», e-mail: [vadimmiskov@ukr.net](mailto:vadimmiskov@ukr.net).

**Koval Oleg** – Post-Graduate of the Department «Engineering branch».

**Kravchuk Valeriy** – Post-Graduate of the Department «Engineering branch», e-mail: [1m.13b.kravchuk@gmail.com](mailto:1m.13b.kravchuk@gmail.com).



**Л. К. Полищук  
В. П. Миськов  
О. А. Коваль  
В. О. Кравчук**

## **Разработка рабочего инструмента со встроенным гидравлическим приводом машины холодного фрезерования асфальтового покрытия**

Винницкий национальный технический университет

*Машины для фрезерования асфальтового покрытия имеют широкую номенклатуру и эффективно используются для восстановления и ремонта дорог. На основе анализа конструкций, рабочих характеристик и эксплуатационных особенностей этих машин предложено использование встроенного гидропривода, что обеспечивает уменьшение количества их узлов, повышение надежности и эффективности эксплуатации оборудования для фрезерования асфальтового покрытия.*

*В работе показано возможное направление повышения безотказности работы машины для фрезерования Wirtgen W200, которая оснащена развитой гидравлической системой, путем замены механического привода, получающая энергию от вала отбора мощности, встроенным гидравлическим приводом. Разработана конструкция фрезерного барабана, который отличается уменьшенными габаритами, металлоемкостью, повышенной надежностью эксплуатации и расширенными функциональными возможностями. Использование разработанной конструкции по приведенным расчетам позволяет повысить безотказность работы на 25%.*

*Обоснован выбор механической передачи передаточного механизма фрезы. Для проведения теоретических исследований разработана расчетная схема, в которой семимассовую механическую систему с семью упругими связями сведено к двухмассовой. На ее основе построена математическая модель, которая представлена в виде системы уравнений, учитывающая динамические свойства гидроприводного агрегата и упруго-инерционные характеристики рабочих звеньев фрезы при традиционных для гидропривода предположений. Решение составленных систем уравнений выполнено численным методом Рунге–Кутты, а разработанный алгоритм их решения позволяет получить переходный процесс привода при различных параметрах системы. Проведены теоретические исследования и получены зависимости, позволяющие установить влияние величин конструктивных параметров на продолжительность переходного процесса в гидроприводе.*

**Ключевые слова:** гидропривод, передаточный механизм, математическая модель, исследования.

*Полищук Леонид Клавдиевич* – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедры «Отраслевое машиностроение», e-mail: [leo.polishchuk@gmail.com](mailto:leo.polishchuk@gmail.com).

*Миськов Вадим Петрович* – канд. техн. наук., старший преподаватель кафедры «Отраслевое машиностроение», e-mail: [yadimmiskov@ukr.net](mailto:yadimmiskov@ukr.net).

*Коваль Олег Александрович* – аспирант кафедры «Отраслевое машиностроение».

*Кравчук Валерий Александрович* – аспирант кафедры «Отраслевое машиностроение», e-mail: [1m.13b.kravchuk@gmail.com](mailto:1m.13b.kravchuk@gmail.com).