

**Д.О. МАКАРЕНКО, О.Д. ДЕРКАЧ, А.В. ГРИНЬКІВ,
Є.С. МУРАНОВ, О.С. КАБАТ, В.Ю. ДУДІН**

**РОЗРОБКА КОМПОЗИТНИХ ЕЛЕМЕНТІВ
НЕОБСЛУГОВУЄМИХ РУХОМИХ З'ЄДНАНЬ
МАШИН І МЕХАНІЗМІВ**

Монографія

**Дніпро
Журфонд
2022**

УДК 669.017

P64

Рецензенти: *В.В. Аулін*, доктор технічних наук, професор кафедри експлуатації та ремонту машин, Центральноукраїнський національний технічний університет

А.В. Бабій, доктор технічних наук, доцент, завідувач кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Рекомендовано до друку вченою радою Дніпровського державного аграрно-економічного університету (протокол № 3 від 01.12.2022 р.)

Колектив авторів

P64 Розробка композитних елементів необслуговуваних рухомих з'єднань машин і механізмів. Монографія / Д.О. Макаренко, О.Д. Деркач, А.В. Гриньків, Є.С. Муранов, О.С. Кабат, В.Ю. Дудін – Дніпро: Журфонд, 2022. – 148 с.

ISBN 978-966-934-374-1

У монографії наведено теоретичне обґрунтування режимів роботи трибоспряжень та властивостей необхідних матеріалів, обґрунтовано характеристики та властивості створених полімерно-композитних матеріалів, в залежності від умов експлуатації. Розглянуто результати виробничих випробувань машин, трибоспряження яких, модернізовані розробленими матеріалами та наведено рекомендації щодо використання отриманих результатів у виробничих процесах.

Дослідження виконані в рамках науково-дослідної роботи 0119U104023.

ISBN 978-966-934-374-1

© Д.О. Макаренко, О.Д. Деркач,
А.В. Гриньків, Є.С. Муранов,
О.С. Кабат, В.Ю. Дудін

© Дніпровський державний аграрно-
економічний університет, 2022

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	6
РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ЕЛЕМЕНТІВ РУХОМИХ З'ЄДНАНЬ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ	8
1.1 Визначення силової картини рухомих з'єднань посівної секції	8
1.2 Визначення силової картини рухомих з'єднань за ускладнених умов експлуатації	18
1.3 Математична модель контактного напруження	23
1.4 Аналіз полів напружень і деформацій в підшипнику з полімерних матеріалів	28
1.5 Визначення установочних деформацій	37
1.6 Теоретичний аналіз температурного поля полімерного підшипника ковзання	39
1.6.1 Визначення робочої температури в зоні тертя	39
1.6.2 Отримання диференціального рівняння теплопровідності термопластичного полімерного підшипника ковзання та його рішення...	42
1.6.3 Аналітичне розв'язання рівняння теплопровідності	45
1.6.4 Чисельна модель розв'язку рівняння теплопровідності	47
Висновки по розділу	50
ЛІТЕРАТУРА	51
РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЇ ОДЕРЖАННЯ КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ ТА ДЕТАЛЕЙ ІЗ ЗАПРОГРАМОВАНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ	54
2.1 Вплив вмісту графіту на фізико-механічні характеристики та триботехнічні властивості вторинного поліетилену	55
2.1.1 Методики визначення фізико-механічних та триботехнічних характеристик матеріалів	57

2.1.2	Результати визначення фізико-механічних характеристик.....	59
2.1.3	Дослідження трибологічних властивостей.....	61
2.2	Вплив вмісту вторинних пластиків на характеристики та властивості конструкційних полімерно-композитних матеріалів	63
2.2.1	Програма та методики досліджень.....	65
2.2.2	Результати досліджень впливу вторинного поліетилену на характеристики та властивості конструкційних пластиків.....	70
2.3	Обґрунтування вмісту вуглецевого волокна в композитних матеріалах на основі поліаміду 6 для трибоспряжень механізмів і машин.....	76
2.4	Вплив наповнювача на властивості композитних матеріалів на основі фенілону C2	85
2.4.1	Матеріали та методи досліджень.....	86
2.4.2	Результати досліджень дослідження характеристик та властивостей полімерно-композитних матеріалів.....	87
	Висновки по розділу	102
	ЛІТЕРАТУРА	104
3.	ПОЛЬОВІ ВИПРОБУВАННЯ МОДЕРНІЗОВАНИХ С.-Г. МАШИН ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ЗМІН В СИСТЕМІ ЇХ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ	109
3.1	Модернізація та польові випробування сівалки Maschio Gaspardo, укомплектованої композитними матеріалами	109
3.2	Модернізація рухомих з'єднань секції посівного комплексу John Deere 1895	116
3.3	Рекомендації щодо змін у регламенті системи технічного обслуговування машин модернізованих композитними матеріалами	120
3.4	Розробка системи діагностування підшипникових вузлів, елементи яких виготовлені з ПКМ	124
3.5	Розробка конструкції опорного підшипника ковзання шнекового конвеєра	129

3.6 Рекомендації для інженерно-технічної служби та операторів по експлуатації нових або модернізованих машин	132
ЛІТЕРАТУРА	134
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	138
ДОДОТКИ	141

ПЕРЕДМОВА

У 2018 році Україна вилетіла з Топ-50 країн, що активно втілюють інновації, адже в останні роки надзвичайно мало було розроблено і впроваджено вітчизняних технологій світового рівня. Для прикладу, подивіться на с.-г. техніку вітчизняних виробників і порівняйте із технікою зарубіжних партнерів... І якщо українські виробники сільськогосподарської техніки ще сьогодні можуть за окремими параметрами конкурувати, то щодо тракторів та зернозбиральних комбайнів різниця очевидна. Та чи й може держава Україна конкурувати, наприклад, хоча б з однією компанією John Deere, яка має щорічний бюджет тільки на науково-дослідні і конструкторські розробки до 1,5 мільярда доларів (це до 60 млрд. грн. станом на осінь 2022 року), а Україна у 2018 році мала науковий бюджет до 8 млрд. грн. або 0,28 млрд. дол.? Однак не все так погано, бо, потрапляючи в Україну, вітчизняні споживачі знаходять багато вад навіть у техніці преміум-класу зарубіжного виробництва. Деякі технічні рішення, які вичерпали можливість удосконалення саме конструкторським шляхом, можна ефективно модернізувати, застосовуючи полімерно-композитні матеріали, що володіють комплексом властивостей, які не можна поєднати в металах.

Таким чином, одним із шляхів підвищення технічного рівня механізмів і машин досягається завдяки науково обґрунтованому застосуванню високомолекулярних складних сполук – конструкційних пластиків або полімерно-композитних матеріалів. Традиційно Україна залежала від імпорту як готових конструкційних пластиків, так і їх складових: полімерних смол, наповнювачів та модифікаторів.

Вироби з полімерних чи полімерно-композитних матеріалів займають вагомe місце не тільки серед предметів побуту, а й широко застосовуються в машинобудуванні. У 2021 році, в структурі виробництва основної хімії, обсяги виробництва пластмасових виробів, склали більше 80 % [1]. Проте, останні роки зберігається тенденція щодо імпорту майже 65 % пластиків у первинних формах

[1, 2]. Україна за 2019...2021 рр. витратила від 2,47 до 3,59 млрд. дол. США на імпорт пластмас та полімерних матеріалів.

В товарній структурі зовнішньої торгівлі України пластмаси та полімерні матеріали показують тенденцію щодо поступового збільшення їх обсягу. Це пов'язано із постійно зростаючим попитом на вироби, зі вказаних матеріалів, які потім йдуть у продаж в Україні або за кордон.

Основними групами пластиків, що імпортуються є поліетилен (різних видів), поліацеталь, смоли різних складів, поліпропілен та полівінілхлорид .

Значний обсяг виробів з пластиків направлені на внутрішній ринок. При цьому, термін служби більшості виробів, зокрема з поліетилену незначні, а деяких всього декілька годин – поліетиленових пакетів [3]. В результаті чого постає проблема з утилізацією вторинних пластиків.

У той же час, можна припустити, що викинутий на смітник після надто короткого терміну використання, полімерний виріб, не втрачає свої властивості і його можна спробувати використати в інших галузях, наприклад, у машинобудуванні для легко- та помірно навантажених деталей.

Результати досліджень, опубліковані у монографії, отримані в рамках бюджетної теми БМ-15/2022 «Розробка композитних елементів необслуговуваних рухомих з'єднань машин і механізмів з використанням відходів побутових, промислових пластиків» (№ держреєстрації 0119U104023). Сьогодні науковою групою цієї теми отримано як полімерні композити з додаванням відходів, так і модифіковані вуглепластики на основі прототипів УПА-6-20, УПА-6-30, які мають комплекс високих технічних характеристик і можуть бути використані в конструкціях машин як сільськогосподарського, так і спеціального призначення, ракетно- і авіабудуванні. Використання розроблених в рамках теми полімерних композитів – як з додаванням вторинної сировини, так і тих, що володіють високими фізико-механічними властивостями – дозволить вирішити проблеми виробництва високомолекулярних сполук конструкційного призначення, підвищити конкурентоспроможність вітчизняних машинобудівників і збільшити прибутковість бізнесу.

РОЗДІЛ 1

ТЕОРЕТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ЕЛЕМЕНТІВ РУХОМИХ З'ЄДНАНЬ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ

1.1 Силова картина в рухомих з'єднаннях посівної секції

Основними тенденціями розвитку конструкцій посівних машин є: збільшення ширини захвату, створення комбінованих машин для обробітку ґрунту та сівби, універсализація посівних машин для сівби за різних технологій обробітку ґрунту [1-3]. Для забезпечення копіювання поверхні поля сучасні ґрунтообробні та посівні агрегати оснащуються, паралелограмними копіювальними механізмами [4]. Навантаження, що виникають в рухомих з'єднаннях паралелограмного механізму копіювання поверхні ґрунту, можна визначити різними методиками [5]. З високою точністю, з врахуванням всіх факторів, це можливо виконати тільки в польових умовах за допомогою спеціального обладнання, а це досить науко- та матеріалоємний процес. Для початкових підрахунків достатньо визначити необхідні значення теоретично, а вже потім виконати уточнення. Відомі роботи пов'язані з обґрунтуванням складу та параметрів комбінованих ґрунтообробних знарядь та посівних машин [6, 7]. Однією з актуальних задач сьогодення є визначення режимів роботи окремих елементів механізмів копіювання, що сприяє оптимізації їх параметрів [5, 8].

Елементи сошника сівалки у випадку руху на плоскій поверхні ґрунту здійснюють поступальний рух, окрім диска та колеса. Враховуючи вище сказане, навантаження з рухомих з'єднань можна визначити на основі рівнянь статички [8]. Відомі дослідження [5], в яких проаналізовано роботу паралелограмного механізму за умов, що поверхня поля близька до синусоїди з довжиною хвилі та її амплітудою $l = 0,2$ м і $\Delta = 0,049$ м відповідно. При цьому, виникають перепони для визначення сил, що діють на паралелограмний механізм, пов'язані з аналітичним визначенням сил інерції.

Розробка та впровадження ПКМ у рухомі з'єднання механізмів і машин потребує комплексного підходу. Першочерговим етапом є теоретичне обґрунтування режимів роботи, з врахуванням навантажень на трибоспряження, умов їх експлуатації та характеристик ПКМ, що забезпечують достатній рівень довговічності. Одним із основних показників, на основі якого оцінюють працездатність ПКМ, за умови забезпечення міцності, є фактор pv – добуток тиску p та лінійної швидкості ковзання v . Обґрунтування фактору pv потребує розгляду силових картин, що виникають у рухомих з'єднаннях за різних умов їх роботи.

В якості прототипу для визначення силової картини обрано посівну секцію сівалки «Turbosem II 19-60» виробництва заводу «Союз-Спецтехніка» (сmt. Слобожанське, Дніпропетровська обл.).

Схема заміщення, дає змогу більш детально дослідити реакцію рухомих опор в паралелограмному механізмі (рис. 1.1).

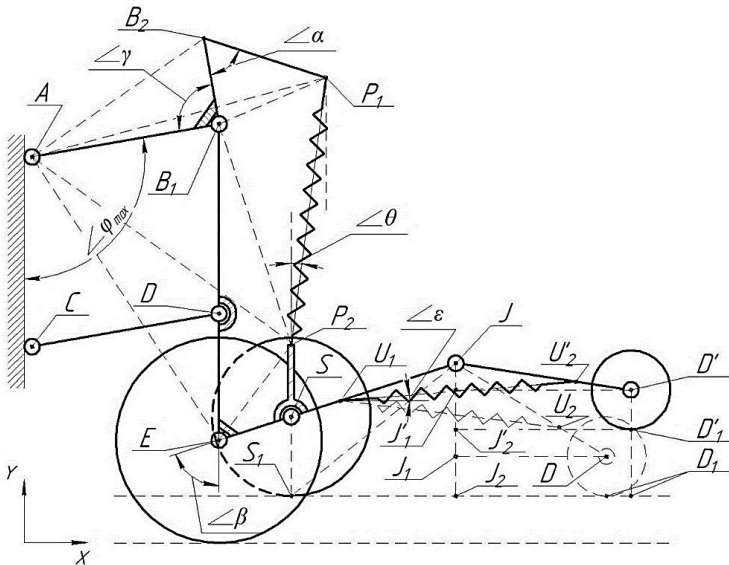


Рисунок 1.1 – Схематична модель дослідження зміни геометричних розмірів під час експлуатації посівної секції сівалки «Turbosem II 19-60» в режимі «максимум»

Розглянемо еквівалентну механічну схему в режимі максимальних навантажень. При цьому розміри обмежуються реальними своїми розмірами ланок посівної секції та конструктивними регульовальними кутами даних ланок. В такому випадку: ланки $AB_1=CD$; ланка AB_1B_2 жорстко з'єднана між ланками AB_1 та B_1B_2 , також між даними ланками конструктивно закладений кут γ ; для регулювання жорсткості пружної ланки P_1P_2 ланка AB_1B_2 з'єднана шарнірно з P_1P_2 через жорстку ланку B_1P_1 з регульовальним кутом α ; складальна жорстка ланка B_1DESJ має шарнірні точки для приєднання інших ланок: т. B_1 шарнірно з'єднує ланку CD з B_1DESJ ; т. E шарнірно з'єднує диск з B_1DESJ ; т. S шарнірно з'єднує опорне колесо з B_1DESJ ; ланка JD в т. D шарнірно з'єднується з прикотними колесами, притискання прикотного колеса до ґрунту регулюється силою пружної ланки U_1U_2 , що кріпиться відповідно до ланки B_1DESJ та JD .

Максимальне навантаження на систему спостерігається, коли є перешкода 20 см по вертикалі, конструктивна особливість секції у її вертикальному переміщенні. В такому випадку паралелограмний механізм потрібно дослідити виходячи з механіко-математичної конструкції. Зміна вихідного кута повинна впливати на зміну пружних ланок, оскільки механізми завжди повинні залишатися нероздільним. Для наочності на рис. 1 є допоміжні лінії позначені пунктирними лініями, а основні ланки звичайними лініями.

Прикладна сила пружної ланки P_1P_2 до паралелограмного механізму діє в точці P_1 вздовж осьової лінії даної ланки. За ввідний кут приймемо кут φ_{\max} , а першу опорну рівноважну точку приймемо т. A . Дія сили в точці P_1 змінюється в залежності від розтягу пружини і прикладених зовнішніх сил.

Також зміна її можлива за рахунок регульовальних та конструктивних кутів α і γ . Зміна цих кутів обумовлює зміну довжини між B_1P_1 , що впливає на пряму прикладання сили відносно опорної точки т. A , а саме AP_1 . Щоб теоретично описати зміну умовних та пружних ланок розглянемо ланку AB_1B_2P : дана ланка має конструктивний кут γ та регульовальний α кут. Зміна конструктивного кута обумовлює зміну довжини умовної ланки AB_2 , величину якої знаходять

розглянувши ΔAB_1B_2 , що формується з відповідних ланок паралелограмного механізму. Використовуючи до розглянутого трикутника теорему синусів та косинусів можливо знайти будь-яку невідому ланку та кут даного трикутника, якщо відомо один кут і мінімум дві ланки.

$$AB_2 = \sqrt{(AB_1)^2 + (B_1B_2)^2 - 2 \cdot (AB_1) \cdot (B_1B_2) \cdot \cos(\gamma)}, \quad (1.1)$$

Кут $\angle (AB_2B_1)$ знаходимо, використовуючи теорему синусів:

$$\angle (AB_2B_1) = \arcsin\left(\frac{(AB_1) \cdot \sin(\gamma)}{(AB_2)}\right). \quad (1.2)$$

Розглянувши ΔAB_2P_1 , можемо знайти умовну ланку AP_1 та $\angle (AB_2B_1)$:

$$AP_1 = \sqrt{(AB_2)^2 + (B_2P_1)^2 - 2 \cdot (AB_2) \cdot (B_2P_1) \cdot \cos(AB_2P_1 + \alpha)}, \quad (1.3)$$

$$\angle (B_2AP_1) = \arcsin\left(\frac{(B_2P_1) \cdot \sin(AB_2B_1 + 2)}{(AP_1)}\right). \quad (1.4)$$

Умовну ланку B_1P_1 знайдемо з ΔAB_1P_1 , але при цьому слід знати $\angle (P_1AB_1)$:

$$\angle P_1AB_1 = (180 - \gamma - \angle (AB_2B_1)) - \angle (B_2AP_1). \quad (1.5)$$

Розглянувши ΔAB_1P_1 і врахувавши кут $\angle (P_1AB_1)$, маємо:

$$B_1P_1 = \sqrt{(AP_1)^2 + (AB_1)^2 - 2 \cdot (AP_1) \cdot (AB_1) \cdot \cos(\angle P_1AB_1)}. \quad (1.6)$$

Для знаходження величини та кута $\angle \theta$, що утворюється при розтязі пружної ланки P_1P_2 потрібно розглянути цілий комплекс трикутників з відповідними кутами, що більш детально оцінити паралелограмний механізм.

Точка кріплення пружної ланки P_2P_1 до жорсткої ланки B_1DESJ виконується вертикально співвісно з опорними колесами на відстані SP_2 . Щоб знайти відстань EP_2 розглянемо трикутник ΔEP_2S . В даному трикутнику $\angle (ESP_1)$ можна знайти за виразом:

$$\angle ESP_2 = 180 - \beta. \quad (1.7)$$

У свою чергу EP_2 визначається за формулою:

$$E P_2 = \sqrt{(ES)^2 + (P_2S)^2 - 2 \cdot (ES) \cdot (P_2S) \cdot \cos(\angle(ESP_2))}; \quad (1.8)$$

$$\angle(P_2ES) = \arcsin\left(\frac{(P_2S) \cdot \sin(\angle(ESP_2))}{(EP_2)}\right). \quad (1.9)$$

Для визначення умовної ланки P_2B_1 необхідно розглянути ΔEP_2B_1 , в якому кут $\angle(B_1EP_2)$ дорівнює:

$$\angle B_1EP_2 = \beta - \angle P_2ES. \quad (1.10)$$

Звідки маємо:

$$P_2B_1 = \sqrt{(P_2E)^2 + (B_1E)^2 - 2 \cdot (P_2E) \cdot (B_1E) \cdot \cos(\angle(B_1EP_2))}; \quad (1.11)$$

$$\angle(EP_2B_1) = \arcsin\left(\frac{(B_1E) \cdot \sin(\angle(P_2EB_1))}{(P_2B_1)}\right). \quad (1.12)$$

Визначити умовну ланку AP_2 можливо розглянувши ΔAB_1P_2 в якому $\angle(AB_1P_2)$ описується виразом:

$$\angle AB_1P_2 = (180 - \angle B_1EP_2 - \angle EP_2B_1) + (180 - \varphi_{\max}) = 360 - \angle B_1EP_2 - \angle EP_2B_1 - \varphi_{\max}. \quad (1.13)$$

Значення ланки AP_2 визначається формулою:

$$A P_2 = \sqrt{(AB_1)^2 + (B_1P_2)^2 - 2 \cdot (AB_1) \cdot (B_1P_2) \cdot \cos(\angle AB_1P_2)}; \quad (1.14)$$

$$\angle(B_1AP_2) = \arcsin\left(\frac{(B_1P_2) \cdot \sin(\angle(AB_1P_2))}{(AP_2)}\right). \quad (1.15)$$

Щоб визначити видовження пружної ланки P_1P_2 розглянемо трикутник ΔP_1AP_2 в якому $\angle(P_2AP_1)$ можливо знайти за формулою:

$$\angle P_2AP_1 = \angle B_1AP_2 + \angle P_1AB_1. \quad (1.16)$$

При цьому пружною ланкою є P_1P_2 :

$$P_1P_2 = \sqrt{(AP_2)^2 + (AP_1)^2 - 2 \cdot (AP_2) \cdot (AP_1) \cdot \cos(\angle(P_2AP_1))}, \quad (1.17)$$

$$\angle(AP_1P_2) = \arcsin\left(\frac{(AP_2) \cdot \sin(\angle(P_1AP_2))}{(P_1P_2)}\right), \quad (1.18)$$

$$\angle(AP_2P_1) = 180 - \angle AP_1P_2 - \angle P_1AP_2. \quad (1.19)$$

Умовну ланку АЕ та $\angle(AEB_1)$ визначимо з трикутника ΔAB_1E :

$$AE = \sqrt{(AB_1)^2 + (B_1E)^2 - 2 \cdot (AB_1) \cdot (B_1E) \cdot \cos(\angle AB_1E)}, \quad (1.20)$$

$$\angle(AEB_1) = \arcsin\left(\frac{(AB_1) \cdot \sin(\angle AB_1E)}{(AE)}\right) \quad (1.21)$$

В свою чергу значення $\angle(EP_2A)$ отримують розглянувши трикутник ΔAP_2E . Формула для його визначення матиме наступний вираз:

$$\angle(EP_2A) = \arcsin\left(\frac{(AE) \cdot \sin(\angle AEB_1 + \angle B_1EP_2)}{(AP_2)}\right). \quad (1.22)$$

За даних умов $\angle \theta$ можливо визначати за виразом:

$$\angle \theta = \angle P_1P_2B_1 - (180 - \angle EP_2B_1 - \angle EP_2S). \quad (1.23)$$

Для умовних жорсткостей ланки JD, та пружною $U_1U'_2$ розглянемо ΔSS_1J , з якого необхідно знайти умовну ланку S_1J і $\angle(SJS_1)$. При цьому $\angle(JSS_1)$ можливо знайти з виразу:

$$\angle(JSS_1) = 180 - \beta; \quad (1.24)$$

Враховуючи зазначене, маємо:

$$S_1J = \sqrt{(S_1S)^2 + (SJ)^2 - 2 \cdot (S_1S) \cdot (SJ) \cdot \cos(\angle JSS_1)}, \quad (1.25)$$

$$\angle(SJS_1) = \arcsin\left(\frac{(SS_1) \cdot \sin(\angle S_1SJ)}{(S_1J)}\right). \quad (1.26)$$

Щоб знайти довжину JJ_2 необхідно розглянути трикутник ΔS_1JJ_2 з якою можливо визначити $\angle(S_1JJ_2)$ та JJ_2 :

$$\angle(S_1JJ_2) = \beta - \angle(SJS_1); \quad (1.27)$$

$$JJ_2 = S_1J \cdot \cos \angle S_1JJ_2. \quad (1.28)$$

Зазначимо, що ця ланка створює максимальні навантаження при максимальній перешкоді або нерівноважні поля в вертикальному напрямку. Дана величина становить $20\text{см} = K_1K'_1$ і центр прикотного колеса переміститься з т.К в т.К'. А тому пружну ланку потрібно розглядати з трикутника $\Delta U_1JU'_2$. Щоб знайти пружну ланку $U_1U'_2$ необхідно знайти кут $\angle (U_1JU'_2)$, а щоб знайти даний кут розглянемо трикутник $\Delta JJ'_1K'$. Даний трикутник утворює умовна ланка J'_1K' , яка в т. J'_1 з'єднується з ланкою JJ_2 та $\angle (J'_1JK')$, який матиме вираз:

$$\angle J'_1JK' = \arccos\left(\frac{(J'_1J)}{(JK')}\right), \quad (1.29)$$

де $J'_1J = JJ_2 - (K_1K'_1 + K'_1K')$, K_1K' – величина перешкоди на шляху посівної секції;

D'_1D' – радіус проекції опорного колеса на площину YOX.

$$\angle U_1JU'_2 = \angle SJS_1 + \angle S_1JJ_2 \quad (1.30)$$

Для визначення довжини пружної ланки $U_1U'_2$ застосуємо вираз:

$$U_1U'_2 = \sqrt{(U_1J)^2 + (JU'_2)^2 - 2 \cdot (U_1J) \cdot (JU'_2) \cdot \cos(\angle U_1JU'_2)}; \quad (1.31)$$

$$\angle (JU_1U'_2) = \arcsin\left(\frac{(JU'_2) \cdot \sin(\angle U_1JU'_2)}{(U_1U'_2)}\right); \quad (1.32)$$

$$\angle \varepsilon = 90 - \beta - \angle JU_1U'_2. \quad (1.33)$$

Використовуючи геометричні закономірності зміни певних ланок та відповідних кутів, можливо сформулювати рівняння сил, що діють на паралелограмний механізм у їх максимальному значенні.

Силовa картина рухомих шарнірів посівної секції під час максимальних навантажень. Під час формування силової картини паралелограмного механізму ефективно оцінити реакції опори тільки в режимі максимуму, що виникають у посівної секції під час експлуатації. Для цього розглянемо схему навантажень зовнішніми та внутрішніми силами, що діють на деталі даного

механізму, з відображенням їх в точках виникнення або прикладання. Схема силової картини наведена на рис. 1.2.

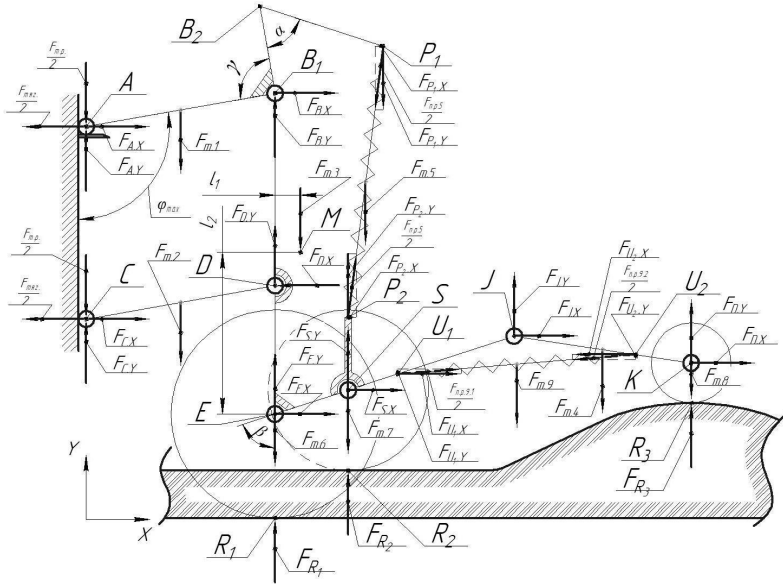


Рисунок 1.2. – Схема силової картини навантажень паралелограмного механізму у режимі максимуму

Схема навантажень паралелограмного механізму дає можливість описати стан рівноваги системи паралелограмного механізму. Для цього оберемо першу рівноважну т. А відносно якої сформуємо рівняння моментів зазначених сил, а рівняння сил будемо формувати відносно осі X та Y. Всі сили, що знаходяться під певними кутами до осей відповідно їх розіб'ємо на сили за принципом суперпозиції. Рівняння рівноваги механізму відносно осі Y буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} \Sigma Y = 0; & -\frac{F_{m,p}}{2} - \frac{F_{m,p}}{2} + F_{A,Y} + F_{B,Y} - F_{m,1} - F_{P_1,Y} - F_{m,3} + F_{E,Y} + \\ & + F_{D,Y} - F_{m,2} + F_{C,Y} + F_{P_2,Y} + F_{S,Y} - F_{m,7} + F_{U_1,Y} + F_{J,Y} - F_{m,4} - \\ & - F_{m,9} - F_{m,5} - F_{m,6} - F_{U_2,Y} + F_{K,Y} - F_{m,8} + R_1 + R_2 + R_3 = 0. \end{aligned} \quad (1.34)$$

Рівняння рівноваги механізму відносно осі X буде мати вигляд:

$$\Sigma X = 0; -\frac{F_{mz}}{2} - \frac{F_{mz}}{2} + F_{A.X} + F_{B.X} - F_{P_1.X} + F_{D.X} + F_{C.X} + F_{P_2.X} + F_{E.X} + F_{S.X} + F_{U_1.X} + F_{J.X} - F_{U_2.X} + F_{K.X} = 0. \quad (1.35)$$

В загальному вигляді рівноважне рівняння моментів відносно точки т. А паралелограмного механізму посівної секції матиме вигляд:

$$\begin{aligned} \Sigma M_{m.A} = 0; & -F_{m.5} \cdot \left[\frac{P_1 P_2}{2} \cdot \sin(\angle \theta) \right] - F_{m.1} \cdot \left[\frac{AB_1}{2} \cdot \sin(180 - \angle \varphi_{\max}) \right] + \\ & + F_{B.Y} \cdot \left[AB_1 \cdot \sin(180 - \angle \varphi_{\max}) \right] - F_{B.X} \cdot \left[AB_1 \cdot \cos(180 - \angle \varphi_{\max}) \right] + \\ & + F_{P_1.X} \cdot \left[AP_1 \cdot \cos(180 - \angle \varphi_{\max} - \angle(P_1 AB_1)) \right] - \\ & - F_{P_1.Y} \cdot \left[AP_1 \cdot \sin(180 - \angle \varphi_{\max} - \angle(P_1 AB_1)) \right] - \\ & - F_{m.3} \cdot \left[AB_1 \cdot \sin(180 - \angle \varphi_{\max}) + l_1 \right] - F_{m.2} \cdot \left[\frac{CD}{2} \cdot \sin(180 - \angle \varphi_{\max}) \right] + \\ & + F_{D.Y} \cdot \left[AB_1 \cdot \sin(180 - \angle \varphi_{\max}) \right] - F_{D.X} \cdot \left[B_1 D - AB_1 \cdot \cos(180 - \angle \varphi_{\max}) \right] - \\ & - \frac{F_{mz}}{2} \cdot [AC] + F_{C.X} \cdot [AC] + F_{E.Y} \cdot \left[AB_1 \cdot \sin(180 - \angle \varphi_{\max}) \right] - \\ & - F_{m.6} \cdot \left[AB_1 \cdot \sin(180 - \angle \varphi_{\max}) \right] + F_{E.X} \cdot \left[AE \cdot \cos(\angle(AEB_1)) \right] + \\ & + F_{P_2.Y} \cdot \left[AB_1 \cdot \sin(180 - \angle \varphi_{\max}) + ES \cdot \sin(\beta) \right] - \\ & - F_{P_2.X} \cdot \left[B_1 E - EP_2 \cdot \cos(\angle(B_1 EP_2)) - AB_1 \cdot \cos(180 - \angle \varphi_{\max}) \right] + \\ & + F_{S.Y} \cdot \left[AB_1 \cdot \sin(180 - \angle \varphi_{\max}) + ES \cdot \sin(\beta) \right] + \\ & + F_{S.X} \cdot \left[B_1 E - AB_1 \cdot \cos(180 - \angle \varphi_{\max}) - ES \cdot \cos(\beta) \right] - \\ & - F_{m.7} \cdot \left[AB_1 \cdot \cos(180 - \angle \varphi_{\max}) + ES \cdot \sin(\beta) \right] + \\ & + F_{U_1.Y} \cdot \left[AB_1 \cdot \cos(180 - \angle \varphi_{\max}) + (EJ - U_1 J) \cdot \sin(\beta) \right] + \\ & + F_{U_1.X} \cdot \left[B_1 E - AB_1 \cdot \cos(180 - \angle \varphi_{\max}) - (EJ - U_1 J) \cdot \cos(\beta) \right] + \\ & + F_{J.Y} \cdot \left[AB_1 \cdot \sin(180 - \angle \varphi_{\max}) + EJ \cdot \sin(\beta) \right] + \\ & + F_{J.X} \cdot \left[B_1 E - AB_1 \cdot \cos(180 - \angle \varphi_{\max}) - EJ \cdot \cos(\beta) \right] - \\ & - F_{m.9} \cdot \left[AB_1 \cdot \sin(180 - \angle \varphi_{\max}) + (EJ - U_1 J) \cdot \sin(\beta) + \frac{U_1 U_2}{2} \cdot \cos(\angle \varepsilon) \right] - \\ & - F_{m.4} \cdot \left[AB_1 \cdot \sin(180 - \angle \varphi_{\max}) + EJ \cdot \sin(\beta) + \frac{JK}{2} \cdot \sin(\angle(J_1 JK')) \right] - \\ & - F_{U_2.X} \cdot \left[B_1 E - AB_1 \cdot \cos(180 - \angle \varphi_{\max}) - EJ \cdot \sin(\beta) + JU_2 \cdot \cos(\angle(J_1 JK')) \right] - \\ & - F_{U_2.Y} \cdot \left[AB_1 \cdot \sin(180 - \angle \varphi_{\max}) + EJ \cdot \sin(\beta) + JU_2 \cdot \sin(\angle(J_1 JK')) \right] + \\ & + F_{K.Y} \cdot \left[AB_1 \cdot \sin(180 - \angle \varphi_{\max}) + EJ \cdot \sin(\beta) + JK \cdot \sin(\angle(J_1 JK')) \right] + \\ & + F_{K.X} \cdot \left[B_1 E - AB_1 \cdot \cos(180 - \varphi_{\max}) - EJ \cdot \cos(\beta) + JK \cdot \cos(\angle(J_1 JK')) \right] - \\ & - F_{m.8} \cdot \left[AB_1 \cdot \sin(180 - \varphi_{\max}) + EJ \cdot \sin(\beta) + JK \cdot \sin(\angle(J_1 JK')) \right] + \\ & + F_{R_1} \cdot \left[AB_1 \cdot \sin(180 - \varphi_{\max}) \right] + F_{R_2} \cdot \left[AB_1 \cdot \sin(180 - \varphi_{\max}) + ES \cdot \sin(\beta) \right] + \\ & + F_{R_3} \cdot \left[AB_1 \cdot \sin(180 - \varphi_{\max}) + EJ \cdot \sin(\beta) + JK \cdot \sin(\angle(J_1 JK')) \right] = 0 \end{aligned} \quad (1.36)$$

Аналогічно отримаємо рівноважні рівняння моментів відносно точок В₁, С, D, E, S, P₂, J, K, U₁, U₂, т1, т2, т3, т4, R₁, R₂, R₃.

Для остаточного визначення реакцій опор на рухомих з'єднаннях посівної секції комплексу «Turbosem II 19-60». Відобразимо остаточні реальні результати

вихідних ланок, що характеризують відтворення у схематичному вигляді паралелограмний механізм: $AB_1 = CD = 600$ мм; $B_1B_2 = 85$ мм; $B_2P_1 = 75$ мм; $AC = B_1D = 215$ мм; $DE = 160$ мм; $ES = 100$ мм; $SP_1 = 80$ мм; $SJ = 200$ мм; $JD = 200$ мм; $U_1J = 130$ мм; $U_2J = 140$ мм; $U_1J = 130$ мм; діаметри диску 400 мм, опорного колеса 400 мм; прикотного колеса 305 мм; $\angle\varphi_{\max} = 65^\circ$; $\angle\alpha = 45^\circ$; $\angle\beta = 72^\circ$; $\angle\gamma = 80^\circ$, $l_1 = 100$ мм. Значення мас окремих деталей: $m_1 = 15$ кг; $m_2 = 7$ кг; $m_3 = 9$ кг; $m_4 = 4$ кг; $m_5 = 4$ кг; $m_6 = 8$ кг; $m_7 = 10$ кг; $m_8 = 7$ кг; $m_9 = 1,5$ кг. Коефіцієнт жорсткості пружини: $P_1P_2 = 162$ Н/см; $U_1U_2 = 95$ Н/см.

Під час експлуатації посівної секції на її елементи діють зовнішні сили. В даному випадку необхідно визначити величину цих сил у момент їх максимальних значень, тобто за умов максимального їх впливу на конструкцію посівної секції. Посівний комплекс Turbosem II 19-60 агрегується з тракторами потужністю 310 к.с. З умов ефективної експлуатації машинно-тракторних агрегатів, енергетичні засоби під час роботи повинні мати запас потужності не менше 25%. Прийmemo, що в такому випадку максимальна потужність трактора, що діє (передається) на сівалку складе 233 к.с. Ця потужність розподіляється на 60 посівних секцій, тобто на одну секцію буде діяти 3,9 к.с. З технічних умов дана потужність діє за робочої швидкості руху посівного комплексу 9 км/год. Щоб визначити силу тяги, що діє на посівну секцію використаємо формулу Д. Уатта:

$$W = F \cdot v \Rightarrow F = \frac{W}{v}. \quad (1.37)$$

За таких умов сила тяги, що буде прикладена до посівної секції складе 1150 Н. На посівні секції також діє сила тяжіння рамної конструкції посівного комплексу. Тому маса посівного комплексу (11 900 кг) також розподіляється між 60 посівними секціями. В такому випадку на кожну посівну секцію буде діяти 199 кг, а сила 1952 Н. Сила тяги та ваги рамної конструкції розподіляється порівну між двома кріпленнями посівної секції до рами посівного комплексу.

Підставивши зазначені числові значення в систему рівнянь, встановили, що діапазон величини зусиль в посівній секції комплексу Turbosem II 19-60 знаходиться в межах: мінімальне зусилля у вузлі $R_D = 893,7 \text{ Н}$, а максимальне – у вузлі $F_{R1} = 3022,5 \text{ Н}$.

1.2 Визначення силової картини рухомих з'єднань за ускладнених умов експлуатації

Розглянута силова картина дозволяє визначити навантаження при роботі сівалки на плоскій поверхні поля (рис. 1.1) та за умови потрапляння прикотного колеса на перешкоду (рис. 1.2). Проте, необхідно також розглянути математичну модель взаємодії опорного колеса копіювального механізму з ґрунтом за ускладнених умов його експлуатації – потрапляння опорного колеса на перешкоду.

Спрощена схема паралелограмного механізму сошника наведена на рис. 1.3.

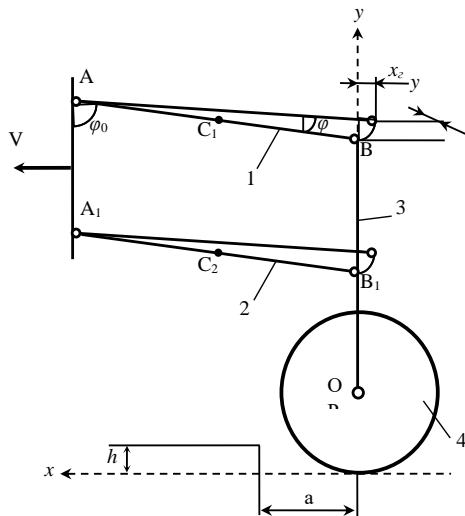


Рисунок 1.3 – Схема до визначення кінематичних характеристик елементів сошника

Враховуючи, що верхня тяга 1 і нижня 2 паралелограмного механізму (рис. 1.3) при подоланні перешкоди здійснюють плоско-паралельний рух, для кожної з них складаємо три диференціальні рівняння.

Для верхньої тяги рівняння мають вигляд:

$$m_1 \ddot{x}_1 = \sum F_{kx}^1; \quad (1.38)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = \sum_{k=1}^n F_{ky}^1; \quad (1.39)$$

$$I_1 \ddot{\phi}_1 = \sum_{k=1}^n M_C(F_k^1), \quad (1.40)$$

де m_1 – маса тяги АВ; I_1 – її осьовий момент інерції відносно центра мас; \ddot{x}_1 – проекція прискорення центра мас тяги АВ на вісь x ; \ddot{y}_1 – проекція прискорення центра мас на вертикальну вісь; F_{kx}^1 – проекція однієї з сил (F_k^1), прикладених до верхньої тяги; φ_0 – кут, який визначає початкове положення центра ваги верхнього важеля; $\dot{\varphi}$ – поточне значення його кута обертання при подоланні перешкоди.

Цілком очевидно, що в диференціальних рівняннях для нижньої тяги характеристики прискорень не зміняться:

$$m_2 \ddot{x}_1 = \sum F_{kx}^2; \quad (1.41)$$

$$m_2 \ddot{y}_1 = \sum_{k=1}^n F_{ky}^2; \quad (1.42)$$

$$I_2 \ddot{\phi}_1 = \sum_{k=1}^n M_C(F_k^2). \quad (1.43)$$

Диференціальні рівняння, що описують поступальний рух стійки (3) мають вигляд:

$$m_3 \ddot{x}_3 = \sum_{k=1}^m F_{kx}; \quad (1.44)$$

$$m_3 \ddot{y}_3 = \sum_{k=1}^m F_{ky}; \quad (1.45)$$

$$\sum_{k=1}^j M_B(F_k) = 0. \quad (1.46)$$

В рівняннях (1.44 – 1.46) введені позначення:

m_3 – маса стійки; \ddot{x}_3, \ddot{y}_3 – прискорення центра опорного колеса

При формуванні диференціальних рівнянь руху опорного колеса вважалось, що профіль поверхні поля описується гармонійною функцією з амплітудою $\Delta = h/2$ і довжиною хвилі $l = 2a$ (рис. 1.4).

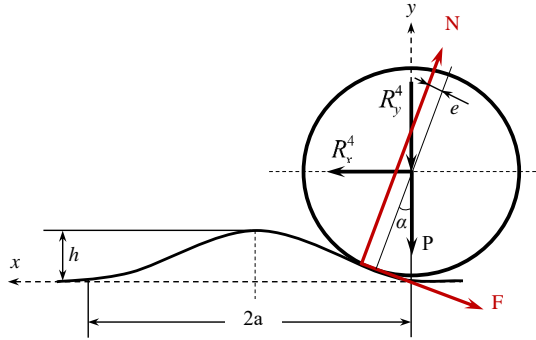


Рисунок 1.4 – Сили, що діють на опорне колесо при взаємодії з перешкодою

За наведеною на рис. 1.4 схемою сил, що діють на опорне колесо 4, диференціальні рівняння його руху мають наступний вигляд:

$$m_4 \ddot{x}_4 = R_x^4 - N \sin \alpha - F \cos \alpha ; \quad (1.47)$$

$$m_4 \ddot{y}_4 = N \cos \alpha - P - F \sin \alpha - R_y^4 ; \quad (1.48)$$

$$I_4 \ddot{\varphi}_4 = F r_4 - N e, \quad (1.49)$$

де m_4 – маса опорного колеса; I_4 – осьовий момент інерції колеса; \ddot{x}_4, \ddot{y}_4 – проекції прискорення центра колеса на осі x і y відповідно; $\ddot{\varphi}_4$ – кутове прискорення колеса; F, N – складові реакції ґрунту; r_4 – радіус опорного колеса; e – коефіцієнт тертя кочення.

Таким чином, навантаження на з'єднання елементів сівалки можна знаходити з диференціальних рівнянь (1.38–1.49) за відомих кінематичних характеристик окремих мас механізму, що для наведеної системи визначаються із таких міркувань. Нехай сівалка рухається по поверхні поля, профіль якого описується рівнянням:

$$y = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \cos \frac{\pi x}{a} \right),$$

де h – висота перешкоди, м;

Якщо сівалка рухається зі сталою швидкістю, то для будь-якої точки третього елемента маємо:

$$x = vt + x_r;$$

$$y = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \cos \frac{\pi(vt+x_r)}{a} \right). \quad (1.50)$$

При підйманні колеса на висоту h паралелограм деформується і лінія АВ обернеться на кут φ (рис. 1.4).

Відносне переміщення в горизонтальному напрямі визначається як:

$$x_z = AB \sin \sin (\varphi_0 + \varphi) - AB \sin \sin \varphi_0. \quad (1.51)$$

Для вертикального переміщення отримаємо:

$$y_z = AB \cos \cos \varphi_0 - AB \cos \cos (\varphi_0 + \varphi). \quad (1.52)$$

Підставивши вирази (14) та (15) в рівняння траєкторії (13), отримаємо:

$$\begin{aligned} & AB \cos \cos \varphi_0 - AB \cos \cos (\varphi_0 + \varphi) = \\ & \frac{h}{2} \left(1 - \cos \cos \left[\frac{\pi}{a} (vt - AB \sin \sin (\varphi_0 + \varphi) + AB \sin \sin \varphi_0) \right] \right). \end{aligned} \quad (1.53)$$

Рівняння (1.53) дає можливість для будь-якого моменту часу знаходити кут, що визначає зміну конфігурації механізму.

Похідна по часу від наведеного виразу приводить до залежності між змінними t , φ , $\dot{\varphi}$:

$$\begin{aligned} & AB \sin \sin (\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi} \\ & = \frac{h}{2} \sin \sin \left[\frac{\pi}{a} (vt - AB \sin \sin (\varphi_0 + \varphi) + AB \sin \sin \varphi_0) \right] \times \\ & \quad \times \left[\frac{\pi}{a} v - AB \cos \cos (\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi} \right]. \end{aligned} \quad (1.54)$$

Друга похідна має вигляд:

$$\begin{aligned} & AB \cos (\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 + AB \sin (\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi} = \\ & = \frac{h}{2} \cos \left[\frac{\pi}{a} (vt - AB \sin (\varphi_0 + \varphi) + AB \sin \varphi_0) \right] \cdot \left[\frac{\pi}{a} v - AB \cos (\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi} \right] \times \\ & \times \left[\frac{\pi}{a} v - AB \cos (\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi} \right] + \frac{h}{2} \sin \left[\frac{\pi}{a} (vt - AB \sin (\varphi_0 + \varphi) + AB \sin \varphi_0) \right] \times \\ & \quad \times [AB \sin (\varphi_0 - \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 - AB \cos (\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}]. \end{aligned} \quad (1.55)$$

Кінематичні рівняння (1.53–1.55) дають можливість визначати для будь-якого моменту часу кутові характеристики (φ , $\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$) на інтервалі зміни часу, за який відбувається подолання перешкоди, тобто

$$0 \leq t \leq \frac{2a}{v}.$$

Прискорення центрів мас елементів сівалки визначаються з рівнянь їх руху.

Для верхньої і нижньої тяги:

$$x_1 = vt - (AC_1 \sin(\varphi_0 + \varphi) - AC_1 \sin \varphi_0); \quad (1.56)$$

$$y_1 = AC_1 \cos \varphi_0 - AC_1 \cos(\varphi_0 + \varphi), \quad (1.57)$$

звідки:

$$\dot{x}_1 = v - AC_1 \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}, \quad (1.58)$$

$$\ddot{x}_1 = AC_1 \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 - AC_1 \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}; \quad (1.59)$$

$$\dot{y}_1 = AC_1 \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}, \quad (1.60)$$

$$\ddot{y}_1 = AC_1 \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 + AC_1 \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}. \quad (1.61)$$

Для стійки 3:

$$x_3 = vt - (AB \sin(\varphi_0 + \varphi) - AB \sin \varphi_0); \quad (1.62)$$

$$y_3 = AB \cos \varphi_0 - AB \cos(\varphi_0 + \varphi), \quad (1.63)$$

Звідки

$$\dot{x}_3 = v - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}, \quad (1.64)$$

$$\dot{y}_3 = AB \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}, \quad (1.65)$$

тоді

$$\ddot{x}_3 = AB \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}; \quad (1.66)$$

$$\ddot{y}_3 = AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 + AB \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}. \quad (1.67)$$

Кутове прискорення колеса знайдемо передбачаючи, що воно рухається по криволінійній поверхні без проковзування.

За цієї умови:

$$\omega_4 = \frac{v_c}{r_4} = \frac{v_x}{\cos \alpha \cdot r_4}, \quad (1.68)$$

де α – кут нахилу вектора швидкості центра опорного колеса, який може бути визначений за відомими проекціями швидкості

$$\dot{x} = \dot{x}_3; \quad \dot{y} = \dot{y}_3; \quad \ddot{x} = \ddot{x}_3; \quad \ddot{y} = \ddot{y}_3, \quad (1.69)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{v_y}{v_x} = \frac{\dot{y}}{\dot{x}}, \quad (1.70)$$

тоді:

$$\dot{\varphi} = \dot{\omega}_4. \quad (1.71)$$

Отримані формули для визначення кінематичних характеристик окремих мас механізму дискового сошника при ускладнених умовах його експлуатації. Прискорення окремих елементів сошника, дозволили скласти диференціальні рівняння руху окремих елементів механізму посівного комплексу, при копіюванні паралелограмним механізмом поверхні поля. На основі наведених формул можна визначити динамічні навантаження що виникають в системі. Отримані результати можуть бути використаними на етапі проектування або модернізації механізмів копіювання посівних та ґрунтообробних машин.

При проектуванні елементів (деталей) рухомих з'єднань з ПКМ необхідно особливу увагу приділяти не тільки навантаженню та лінійній швидкості ковзання, а й враховувати зазори в спряженні, в тому числі й установчі, та їх зміну в залежності від режимів роботи.

1.3 Математична модель контактного напруження

На підставі попередніх досліджень полімерних матеріалів [9, 10], в рухомих з'єднаннях деталей, що працюють у важких експлуатаційних умовах пропонується використовувати підшипник ковзання з полімерних матеріалів довжиною l з внутрішнім діаметром $D_0 = 2R_1$ і зовнішнім $D = 2R_2$ замість серійних підшипників з матеріалів «сталь – сталь». У зв'язку з тим, що в рухомих з'єднаннях буде використовуватись підшипник ковзання з полімерних матеріалів, то при його розрахунку необхідно враховувати не лише навантаження, що діють на нього, але і зазори в з'єднанні «вал-втулка» зі зміною контактного напруження, температурних режимів і експлуатаційних деформацій. В підшипник встановлено металевий вал діаметром $d_v=2R_v$. При відсутності зовнішнього навантаження P , вал і вкладиш, мають мінімальний радіальний зазор $\Delta_0 =(D_0-d_0)/2$.

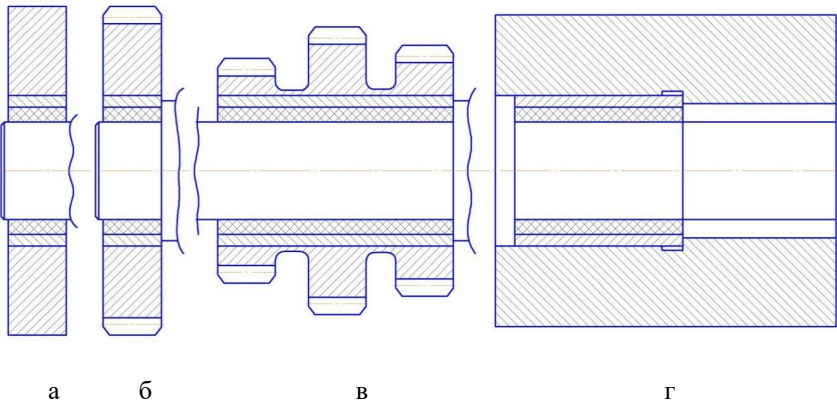


Рисунок 1.5 – Типові конструкції опор з полімерними втулками: а – тип I; б – тип II; в – тип III; г – тип IV.

Конструктивно підшипниковий вузол є полімерною втулкою, що входить в сталеву втулку або корпус. Вал або вісь вільно обертається (повертається) у підшипнику ковзання з ПКМ. Підшипникові вузли можуть бути частково закриті корпусними деталями, що зменшує потрапляння абразивних частинок у вигляді пилу, бруду, землі та ін.

Розрахунок підшипника ковзання на довговічність, в першу чергу, спрямований на забезпечення його нормальної роботи при відомих фізико-механічних властивостях полімерного матеріалу, конструктивних особливостей та заданих умов роботи. Передусім, необхідно за початковими параметрами, визначити радіальний Δ_R і функціональний $\Delta_\phi = 2 \cdot \Delta_H + b$ зазори в рухомих з'єднаннях з мінімальним натягом Δ_H , пов'язану з ним накопичувальну деформацію Δ_y , а також температурні компенсації зазору і натягу. Зазначимо, що вплив в'язких властивостей і вологопоглинання полімерних матеріалів на зазори і натяг не враховувались.

При вирішенні поставлених теоретичних завдань переважно використовували математичний апарат теорії пружності та трибології. Основним

припущенням при їх вирішенні є наступне: корпус підшипника і вал рухомого з'єднання приймаємо абсолютно жорсткими, тобто знехтуємо величиною деформації, оскільки модуль пружності металу в підшипнику на два порядки перевищує модуль пружності полімеру; розглядається плоска задача теорії пружності і вважається, що зміщення U_z вздовж осі полімерної втулки (підшипника) відсутнє. Остання умова відповідає або установці підшипника посадкою з натягом, або наявності фіксованого, в осьовому напрямі, переміщення підшипника.

Першим етапом визначення зазору в рухомому з'єднанні «вал-втулка» є дослідження розподілу контактної напруженості, що виникає в зоні контакту, за умови статичного навантаження [9-11]. При цьому вважаємо, що товщина підшипника ковзання $S = (D - D_0)/2 \ll R_1$, D_0 – внутрішній діаметр підшипника з ПКМ, $D_0 = 2R_1$; D – зовнішній діаметр підшипника з ПКМ, $D = 2R_2$. Це припущення характеризується тим, що на практиці зазвичай приймають, що товщина підшипника (втулки) дорівнює: $S = (0.05 \dots 0.07) \cdot d_s$.

В такому випадку має місце співвідношення:

$$S \ll R_1 \ll R_2 \quad (1.72)$$

де; d_s – діаметр валу.

Умову (1.72), [9, 12] використовують для спрощення рішення за розрахунком контактної напруженості. В полярних координатах $r-\varphi$ представимо загальне рівняння теорії пружності для контактної (радіальної) напруженості $\sigma_{rr}(\varphi)$, враховуючи, що поздовжня компонента деформації $U_{zz} = 0$.

$$\sigma_{rr}(\varphi) = \begin{cases} \frac{E}{(1+\nu) \cdot (1-2\nu)} [(1-\nu) \cdot U_{rr}(\varphi) + \nu \cdot U_{\varphi\varphi}(\varphi)], \text{ при } |\varphi| \leq \alpha, \\ 0, \text{ при } |\varphi| \geq \alpha; \end{cases} \quad (1.73)$$

де ν – коефіцієнт Пуассона; E – модуль пружності полімеру; $U_{rr}(\varphi)$ та $U_{\varphi\varphi}(\varphi)$ – радіальна і нормальна до неї компоненти деформації; α – кут напівохоплення,

тобто половина кута трибологічного контакту в спряженні деталей підшипника.

Оскільки визначенням компонент напруження маємо:

$$\sigma_{\varphi\varphi}(\varphi) = \frac{E}{(1+\nu) \cdot (1-2\nu)} \left[(1-\nu) \cdot U_{\varphi\varphi}(\varphi) + \nu \cdot U_{rr}(\varphi) \right], \quad (1.74)$$

то, вираз (1.73) можливо дещо трансформувати:

$$\sigma_{rr}(\varphi) = \begin{cases} \frac{E}{(1+\nu) \cdot (1-2\nu)} \left[(1-\nu) \cdot U_{\varphi\varphi}(\varphi) + \nu \cdot U_{rr}(\varphi) \right], & \text{при } |\varphi| \leq \alpha \\ 0, & \text{при } |\varphi| \geq \alpha; \end{cases} \quad (1.75)$$

Завдання полягає у знаходженні явного виду функції $U_{rr}(\varphi)$ і $\sigma_{\varphi\varphi}(\varphi)$ залежності від координати φ і кута α . Якщо явний вид вказаних функцій відомий, то кут охоплення α визначимо із співвідношення:

$$P = -R_1 \cdot l \cdot \int_{-\alpha}^{\alpha} \sigma_{rr}(\varphi, \alpha) \cdot \cos \varphi d\varphi, \quad (1.76)$$

де p – навантаження, l – довжина підшипника по твірній.

Для визначення функції $U_{rr}(\varphi)$ розкладемо зміщення $U_r(r, \varphi)$ при $r = R_1$ в ряд, вважаючи $(r - R_1) \ll R_1$:

$$U_r(r, \varphi) = U_r(\varphi) + \left. \frac{\partial U_r(r, \varphi)}{\partial r} \right|_{r=R_1} (r - R_1) + 0(r - R_1)^2. \quad (1.77)$$

Оскільки за припущенням (1.72) $R_2 - R_1 \ll R_1$, то розкладання (1.77) справедливе для всього інтервалу $R_1 \ll r \ll R_2$. За таких умов вираз для деформації $U_{rr}(r, \varphi) = \frac{\partial U_r(r, \varphi)}{\partial r}$ в нульовому наближенні по малому параметру S/R_1 матиме вигляд:

$$U_{rr}(r, \varphi) = \left. \frac{\partial U_r(r, \varphi)}{\partial r} \right|_{r=R_1}. \quad (1.78)$$

В даному наближенні деформація $U_{rr}(r, \varphi)$ не залежить від r . Очевидно, що в тонкостінній втулці деформація $U_{\varphi\varphi}(r, \varphi)$ не буде залежати від r . Останнє свідчить про те, що формули (1.73) і (1.74) по суті визначають напруженість у будь-якій точці радіусу r , а не тільки в точці $r = R_1$.

Для знаходження $\left. \frac{\partial U_r(r, \varphi)}{\partial r} \right|_{r=R_1}$ скористаємося прийнятою умовою недеформованості корпусу рухомого з'єднання:

$$U_r(r, \varphi) = \left. \frac{\partial U_r(r, \varphi)}{\partial r} \right|_{r=R_1} = 0. \quad (1.79)$$

Підставляючи в рівняння (1.77) $r = R_1$, та врахувавши умову (1.79) члени $0(r = R_1)^2$, визначають шукану константу. Виходячи з рівняння (1.78) остаточно, для деформації $U_{rr}(\varphi)$, маємо:

$$U_{rr}(\varphi) = \frac{-U_r(\varphi)}{S}. \quad (1.80)$$

Останнє рівняння (1.80) за змістом замінює громіздкі обчислення, приведені в роботах [12-14].

Що стосується явного виду функції $U_r(\varphi)$, то його легко отримати з геометричних міркувань, використовуючи умову недеформованості осі. Через те, що $a \ll R_1$ вираз для $U_r(\varphi)$ матиме вигляд:

$$U_{rr}(\varphi) = a \cdot \cos \varphi - \Delta_R \quad \text{при } |\varphi| \leq \alpha. \quad (1.81)$$

Зазначимо, що кола перерізу валу, що знаходиться під дією статичного навантаження, в системі декартових координат з початком в центрі кола перерізу підшипника має вигляд $(x-a)^2 + y^2 = R_s^2$. В полярній системі координат маємо: $\rho^2 - R_s^2 - 2a\rho \cos \varphi - a^2 = 0$. Оскільки $\rho = R_1 + U_r(\varphi)$, тобто $\rho = R_s + \Delta_R + U_r(\varphi)$, то підставивши останнє співвідношення в попереднє, отримаємо: $2 \cdot R_s \cdot [\Delta_R + U_r(\varphi)] - a \cos \varphi - \{2a[\Delta_R + U_r(\varphi)] \cos \varphi - [\Delta_R + U_r(\varphi)]^2 + a^2\} = 0$. Через те, що $\Delta_R + U_r(\varphi) \leq a$ (рівність справедлива при $\varphi = 0$), то, опустивши квадратичний доданок по малому параметру a у фігурних дужках отримаємо співвідношення (1.81).

З урахуванням формул (1.80) і (1.81), вираз (1.75) прийме наступний

вигляд:

$$\sigma_r(\varphi) = \begin{cases} -\frac{E}{1-\nu^2} \cdot \frac{a \cos \varphi - \Delta_R}{S} + \frac{\nu}{1-\nu} \cdot \sigma_{\varphi\varphi}(\varphi), & \text{при } |\varphi| \leq \alpha; \\ 0, & \text{при } |\varphi| \geq \alpha. \end{cases} \quad (1.82)$$

Зовнішнє навантаження безпосередньо зв'язано з кутом контакту α

$$P = ER_1 l \Delta_R ((\alpha / \cos \alpha) - \sin \alpha) / S \quad (1.83)$$

Для аналізу доцільно використати статистичну кутову функцію:

$$L = P \cdot S / (E \cdot R_1 \cdot l \cdot \Delta_R) \quad (1.84)$$

1.4 Аналіз полів напружень і деформацій в підшипнику з полімерних матеріалів

Схеми навантаження підшипників ковзання зображені на рис. 1.6. Розроблений підшипниковий вузол має нерозрізний вкладиш рис. 1.6, б (кут α_1 співпадає з кутом α на рис. 1.6, а).

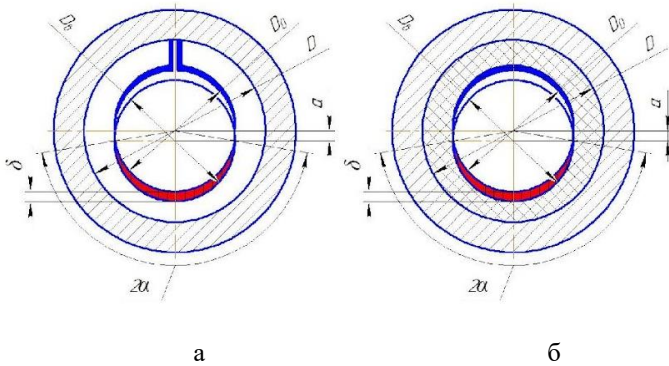


Рисунок 1.6 – Порівняльні схеми напружень в опорних підшипниках ковзання: I і II – зони розтягу і стиску 2α – внутрішній кут;

На рис. 1.6, б, відображено припущення про те, що поза зоною контакту відбувається рівномірне радіальне зміщення матеріалу у напрямку до центра:

$$U_r(\varphi) = -C_1, \text{ при } |\varphi| \geq \alpha \quad (1.85)$$

де C_1 – величина "стрибка" визначають з умови незмінності повного об'єму підшипника. Використовуючи рівність площ $S_1 = 2(\alpha \sin \alpha - \Delta_R \alpha)$ та $S_2 = 2 \cdot C_1 \cdot (\pi - \alpha)$, визначаємо константу C_1 з рівності площ $S_1 = S_2$. Підставивши її у вираз (1.85), отримаємо:

$$U_r(\varphi) = \frac{-\Delta_R(\operatorname{tg} \alpha - \alpha)}{(\pi - \alpha)}, \text{ при } |\varphi| \geq \alpha. \quad (1.86)$$

При знаходженні функції $\sigma_{\varphi\varphi}(\varphi)$ виходить з того, що поява відмінного від нуля напруження $\sigma_{\varphi\varphi}$ пов'язана тільки з "витискуванням" матеріалу поза зоною контакту. Аналогічно прийнято припущення, маємо:

$$\sigma_{\varphi\varphi}(\varphi) = C_2. \quad (1.87)$$

Константу C_2 можливо визначити з граничної умови, при $\varphi = \pm\alpha$:

$$\sigma_{\varphi\varphi}(\pm\alpha) = \frac{E}{(1+\nu) \cdot \nu} \cdot \frac{\alpha \cdot \cos \alpha - \Delta_R}{S}. \quad (1.88)$$

В такому випадку отримаємо $C_2 = 0$. Отже маємо:

$$\sigma_{\varphi\varphi}(\pm\alpha) = \frac{E}{(1+\nu) \cdot \nu} \cdot \frac{U_r(\pm\alpha)}{S}. \quad (1.89)$$

При $\nu = 0,5$:

$$\sigma_{\varphi\varphi}(\varphi) = -\frac{4}{3} \cdot \frac{E}{S} \cdot \Delta_R \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha - \alpha}{\pi - \alpha}. \quad (1.90)$$

Формулу (1.82), з урахуванням граничної умови (1.88), і вираз (1.87) можливо подати в наступному вигляді:

$$\sigma_{rr} = \begin{cases} -\frac{1}{1-\nu^2} \cdot \frac{E}{S} \cdot a \cdot \cos \alpha \left(\frac{\cos \varphi}{\cos \alpha} - 1 \right), & \text{при } |\varphi| \leq \alpha; \\ 0, & \text{при } |\varphi| \geq \alpha. \end{cases} \quad (1.91)$$

Схемі навантаження (рис. 1.6, б), відповідає епюра радіальних деформацій. Оскільки відбувається зміщення α осі валу, її не можна знайти у випадку тільки з одних геометричних міркувань, то рівняння визначення зміщення α має вигляд:

$$\int_V U_{\varphi\varphi} dV = 0, \quad (1.92)$$

де V – об'єм підшипника з ПКМ.

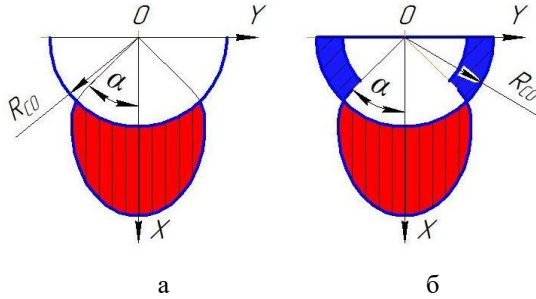


Рисунок 1.7 – Епюри радіальних деформацій при статичному навантаженні вкладишу: а – з осьовим розрізом; б – без осьового розрізу

Зазначимо, що вираз (1.92) є справедливим при виконанні однієї умови: $S \ll R_1$, виходячи з виразу (1.73). З геометричних міркувань зміна об'єму втулки дорівнює $\Delta V = V - V'$, де V і V' – об'єм полімерної втулки відповідно до і після деформації; l – довжина втулки за твірною. Тобто маємо:

$$\Delta V = l \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_1 - U_r(\varphi)} r dr d\varphi. \quad (1.93)$$

Через те, що $R_1 \gg U_r(\varphi)$, з умови (1.76), то вираз (1.93) можна дещо спростити:

$$\Delta V = l R_1 \int_0^{2\pi} U_r(\varphi) d\varphi. \quad (1.94)$$

Виходячи з фізичного змісту діагональних компонент тензора деформації, маємо:

$$\Delta V = - \int_V U_{rr}(r, \varphi) dV - \int_V U_{\varphi\varphi}(r, \varphi) dV. \quad (1.95)$$

У циліндричних координатах перший доданок правої частини набирає вигляду:

$$- \int_V U_{rr} dV = - \int_0^l dz \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_1+S} U_{rr}(r, \varphi) r dr d\varphi. \quad (1.96)$$

Проінтегрувавши по z за умови (2.1) з врахуванням того, що умови (1.72),

а також те, що в нульовому наближенні по малому параметру S/R_1 , деформація $U_{rr}(r, \varphi) = U_{rr}(\varphi)$. Можна переконатися, що права частина рівняння (1.96), тобто і перший доданок правої частини рівняння (1.95) аналогічна правій частині рівняння (1.93). Це доводить справедливості виразу (1.92) за умови (1.72). Від інтегральної умови (1.92) можна перейти через пряме інтегрування $U_{\varphi\varphi}$ від об'єму по r і z з урахуванням симетрії завдання. Використавши вирази (1.81) і (1.88), при інтегруванні отриманого рівняння по $\varphi \in (0 \text{ до } \pi)$, розділимо обидві частини виразу на $(1-\nu)^2$ і визначимо відповідне зміщення a [9]:

$$a = \frac{\Delta_R}{\cos \alpha} \left[1 + \left(\frac{\nu}{1-\nu} \right)^2 \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha - \alpha}{\pi} \right) \right]^{-1} \quad (1.97)$$

Якщо підставивши вираз (1.97) у вираз (1.91), то отримаємо остаточну формулу для контактного напруження:

$$\sigma_{rr} = \begin{cases} -\frac{E}{1-\nu^2} \cdot \frac{\Delta_R}{S} \left(\frac{\cos \varphi}{\cos \alpha} - 1 \right) \left[1 + \left(\frac{\nu}{1-\nu} \right)^2 \cdot \frac{(\operatorname{tg} \alpha - \alpha)}{\pi} \right]^{-1}, & \text{при } |\varphi| \leq \alpha; \\ 0, & \text{при } |\varphi| \geq \alpha. \end{cases} \quad (1.98)$$

Вираз (1.97) можна використати для отримання формул розрахунку зміщень і деформацій, деталі з ПКМ, по зонах розтягу I і стискання II (рис. 1.6). Повну систему рівнянь і граничних умов для напружено етапу рухомого вузла деталей у циліндричних координатах матиме вигляд:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_{r\varphi}}{\partial \varphi} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\varphi\varphi}}{r} = 0; \\ \frac{\partial \sigma_{r\varphi}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_{\varphi\varphi}}{\partial \varphi} + \frac{2 \cdot \sigma_{r\varphi}}{r} = 0, \end{cases} \quad (1.99)$$

де σ_{rr} та $\sigma_{\varphi\varphi}$ – нормальні напруження, $\sigma_{r\varphi}$ – дотичні; σ_{zz} – осьове напруження з врахуванням деформацій U_{rr} , $U_{\varphi\varphi}$, $U_{r\varphi}$:

$$\sigma_{rr} = \frac{E \cdot [(1-\nu)U_{rr} + \nu U_{\varphi\varphi}]}{(1-2\nu)(1+\nu)}; \sigma_{\varphi\varphi} = \frac{E \cdot [\nu U_{rr} + (1-\nu)U_{\varphi\varphi}]}{(1-2\nu)(1+\nu)}; \quad (1.100)$$

$$\sigma_{r\varphi} = \frac{E \cdot U_{r\varphi}}{2 \cdot (1+\nu)}; \sigma_{zz} = \frac{\nu E \cdot [U_{rr} + U_{\varphi\varphi}]}{(1-2\nu)(1+\nu)};$$

Деформація U_{rr} , $U_{\varphi\varphi}$ і $U_{r\varphi}$ зв'язані зі зміщенням U_r , U_φ співвідношенням:

$$U_{rr} = \frac{\partial U_r}{\partial r}; U_{\varphi\varphi} = \frac{1}{r} \frac{\partial U_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{U_r}{r}; U_{r\varphi} = \frac{\partial U_\varphi}{\partial r} - \frac{U_\varphi}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_r}{\partial \varphi} \quad (1.101)$$

Додаємо до рівнянь граничні умови і граничні умови на внутрішній поверхні вкладиша $r = R_1$. Для зони I величини зони контакту $0 \leq |\varphi| \leq \alpha$, а для зони II $\bar{\alpha} \leq |\varphi| \leq \pi$.

В зоні контакту можливе припущення про недеформованість валу, радіальні зміщення дорівнюють:

$$U_r^{(I)}(r, \varphi) = a \cdot \cos \varphi - \Delta_R. \quad (1.102)$$

Радіальні напруження поза зоною контакту:

$$\sigma_{rr}^{(II)}(R_1, \varphi) = 0; \quad (1.103)$$

Граничні умови на зовнішній поверхні $r = R_2$ недеформованість поверхні корпусу дорівнює:

$$U_r(R_2, \varphi) = 0. \quad (1.104)$$

Відсутність дотичних напружень на зовнішній поверхні дорівнює:

$$U_{r\varphi}(R_2, \varphi) = 0 \quad (1.105)$$

До останньої умови додаємо умови симетрії:

$$U_r(r, 0) = 0 \text{ при } R_1 \leq r \leq R_2; U_\varphi(r, \pi) = 0 \text{ при } R_1 \leq r \leq R_2. \quad (1.106)$$

Оскільки $S \ll R_1$, то $\sigma_{r\varphi}(r, \varphi) = 0$. Виходячи, що $\frac{\partial \sigma_{r\varphi}}{\partial r} = 0$ і $\frac{\partial \sigma_{\varphi\varphi}}{\partial \varphi} = 0$, то

$$\partial \sigma_{\varphi\varphi}(r, \varphi) = f(r).$$

При визначенні деформацій $\frac{\partial U_r}{\partial r}$, маємо:

$$U_r(r, \varphi) = U_r(R_1, \varphi)(R_2 - r) / S \quad (1.107)$$

Для радіальних зміщень U_r і деформацій U_{rr} в зоні контакту маємо:

$$\begin{aligned} U_r^{(I)}(r, \varphi) &= (a \cos \varphi - \Delta_R) \cdot (R_2 - r) / S \\ U_r^{(II)}(r, \varphi) &= (a \cos \varphi - \Delta_R) / S \end{aligned} \quad (1.108)$$

Нормальні напруження в точці $\varphi = \alpha$, дорівнює нулю: $\sigma_{rr}(R_1, \alpha) = 0$. З цієї умови випливає, що:

$$U_{\varphi\varphi}(R_1, \alpha) = -\frac{1-\nu}{\nu} \cdot U_{rr}(R_1, \alpha) \quad (1.109)$$

Крім цього для напруження $\sigma_{rr}(R_1, \varphi)$ отримаємо:

$$\sigma_{\varphi\varphi}(R_1, \varphi) = \sigma_{\varphi\varphi}(R_1, \alpha) = -\frac{E}{\nu(1+\nu)} U_{rr}(R_1, \alpha) \quad (1.110)$$

Остаточно при $\varphi = \alpha$, маємо:

$$\sigma_{\varphi\varphi}(R_1, \varphi) = \frac{E}{\nu(1+\nu)} \frac{a \cos \alpha - \Delta_R}{S} \quad (1.111)$$

Зазначені формули справедливі як в зоні (I), так і в зоні (II):

$$\begin{aligned} U_{\varphi\varphi}^{(I)}(R_1, \varphi) &= -\frac{1-\nu}{\nu} \cdot U_{rr}^{(I)}(R_1, \varphi) \\ U_{\varphi\varphi}^{(II)}(R_1, \varphi) &= -\frac{E}{\nu(1+\nu)} \cdot U_{rr}^{(II)}(R_1, \varphi) \end{aligned} \quad (1.112)$$

Вираз для радіального зміщення отримаємо, використовуючи формулу:

$$U_r(r, \varphi) = \frac{U_r(R_1, \varphi)(R_2 - r)}{S}, \quad (1.113)$$

З врахуванням (1.77) та (1.97) для деформованих зон розтягу (I) і стискання (II) отримаємо:

$$U_r^{(I)}(r, \varphi) = \Delta_R \left(\frac{\cos \varphi}{\cos \alpha} - 1 \right) - \left(\frac{\nu}{1-\nu} \right)^2 \cdot \frac{tg \alpha - \alpha}{\pi} \cdot \left[1 + \left(\frac{\nu}{1-\nu} \right)^2 \cdot \frac{tg \alpha - \alpha}{\pi} \right]^{-1} \cdot \frac{(R_2 - r)}{S}; \quad (1.114)$$

$$U_r^{(II)}(r, \varphi) = -\Delta_R \left(\frac{\nu}{1-\nu} \right)^2 \cdot \frac{tg \alpha - \alpha}{\pi} \cdot \left[1 + \left(\frac{\nu}{1-\nu} \right)^2 \cdot \frac{tg \alpha - \alpha}{\pi} \right]^{-1} \cdot \frac{(R_2 - r)}{S}. \quad (1.115)$$

Кутові зміщення в зонах розтягу і стискання отримаємо використовуючи формули:

$$U_{\varphi\varphi}^{(I)}(R_1, \varphi) = \frac{1-\nu}{\nu} \cdot \frac{\alpha \cos \alpha - \Delta_R}{S}. \quad (1.116)$$

$$U_{\varphi\varphi}^{(II)} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial U_{\varphi}}{\partial \varphi}. \quad (1.117)$$

При цьому для $U_{\varphi}^{(I)}$ та $U_{\varphi}^{(II)}$ отримаємо наступні вирази:

$$U_{\varphi}^{(I)}(r, \varphi) = \frac{\nu}{1-\nu} \cdot \frac{R_1}{S} \cdot \Delta_R \cdot \left(\frac{\sin \varphi}{\cos \alpha} - \varphi \right) - (tg \alpha - \alpha) \times \\ \times \frac{\varphi}{\pi} \cdot \left[1 + \left(\frac{\nu}{1-\nu} \right)^2 \cdot \frac{tg \alpha - \alpha}{\pi} \right]^{-1}; \quad (1.118)$$

$$U_{\varphi}^{(II)}(r, \varphi) = \frac{\nu}{1-\nu} \cdot \frac{R_1}{S} \cdot \Delta_R \cdot (tg \alpha - \alpha) \cdot \left(1 - \frac{\varphi}{\pi} \right) \cdot \left[1 + \left(\frac{\nu}{1-\nu} \right)^2 \cdot \frac{tg \alpha - \alpha}{\pi} \right]^{-1}; \quad (1.119)$$

Для деформацій U_{rr} , використавши формули:

$$U_{rr}^{(I)}(r, \varphi) = \frac{\alpha \cos \varphi - \Delta_R}{S}; \quad (1.120)$$

$$U_{rr}^{(II)}(R_1, \varphi) = \frac{\alpha \cos \varphi - \Delta_R}{S}. \quad (1.121)$$

Враховуючи вираз (1.97) формули для $U_{rr}^{(I)}$ та $U_{rr}^{(II)}$:

$$U_{rr}^{(I)}(r, \varphi) = -\frac{\Delta_R}{S} \cdot \left(\frac{\cos \varphi}{\cos \alpha} - 1 \right) - \left(\frac{\nu}{1-\nu} \right)^2 \cdot \frac{tg \alpha - \alpha}{\pi} \cdot \left[1 + \left(\frac{\nu}{1-\nu} \right)^2 \cdot \frac{tg \alpha - \alpha}{\pi} \right]^{-1}; \quad (1.122)$$

$$U_{rr}^{(II)}(r, \varphi) = -\frac{\Delta_R}{S} \cdot \left(\frac{\nu}{1-\nu}\right)^2 \cdot \frac{tg\alpha - \alpha}{\pi} \cdot \left[1 + \left(\frac{\nu}{1-\nu}\right)^2 \cdot \frac{tg\alpha - \alpha}{\pi}\right]^{-1}. \quad (1.123)$$

В той час для отримання виразів для деформацій $U_{\varphi\varphi}^{(I)}$ та $U_{\varphi\varphi}^{(II)}$ використовуємо вирази:

$$U_{\varphi\varphi}^{(I)}(r, \varphi) = (\nu \cdot (1-\nu) \cdot S)^{-1} \cdot \left\{ a \left[(1-2 \cdot \nu) \cdot \cos\alpha + \nu^2 \cos\varphi \right] - \Delta_R \cdot (1-\nu)^2 \right\}, \quad (1.124)$$

$$U_{\varphi\varphi}^{(II)}(r, \varphi) = \frac{1-\nu}{\nu} \cdot \frac{\alpha \cos\alpha - \Delta_R}{S}. \quad (1.125)$$

Враховуючи вираз (1.97), отримаємо:

$$U_{\varphi\varphi}^{(I)}(r, \varphi) = \frac{\nu}{1-\nu} \cdot \frac{\Delta_R}{S} \cdot \left(\frac{\cos\varphi}{\cos\alpha} - 1\right) - \frac{tg\alpha - \alpha}{\pi} \cdot \left[1 + \left(\frac{\nu}{1-\nu}\right)^2 \cdot \frac{tg\alpha - \alpha}{\pi}\right]^{-1}; \quad (1.126)$$

$$U_{\varphi\varphi}^{(II)}(r, \varphi) = -\frac{\nu}{1-\nu} \cdot \frac{\Delta_R}{S} \cdot \frac{tg\alpha - \alpha}{\pi} \cdot \left[1 + \left(\frac{\nu}{1-\nu}\right)^2 \cdot \frac{tg\alpha - \alpha}{\pi}\right]^{-1}. \quad (1.127)$$

Нормальне напруження з врахуванням (2.24) в зонах розтягу (I) і стиску (II) визначається за формулами:

$$\sigma_{rr}^{(I)}(r, \varphi) = -\frac{E}{1-\nu^2} \cdot \frac{\Delta_R}{S} \cdot \left(\frac{\cos\varphi}{\cos\alpha} - 1\right) \cdot \left[1 + \left(\frac{\nu}{1-\nu}\right)^2 \cdot \frac{tg\alpha - \alpha}{\pi}\right]^{-1}; \quad (1.128)$$

$$\sigma_{rr}^{(II)}(r, \varphi) = 0. \quad (1.129)$$

Вираз для напруження $\sigma_{\varphi\varphi}$, що є загальне для обох зон, представлений наступним чином:

$$\begin{aligned} \sigma_{\varphi\varphi}^{(I)}(r, \varphi) = \sigma_{\varphi\varphi}^{(II)}(r, \varphi) &= \frac{\nu E}{(1-\nu) \cdot (1-\nu^2)} \cdot \frac{\Delta_R}{S} \cdot \frac{tg\alpha - \alpha}{\pi} \times \\ &\times \left[1 + \left(\frac{\nu}{1-\nu}\right)^2 \cdot \frac{tg\alpha - \alpha}{\pi}\right]^{-1} \end{aligned} \quad (1.130)$$

Для умов: $S \leq R_1$ впливає, що $\sigma_{r\varphi}(r, \varphi) = 0$. Враховуючи це, умова є

загальною для обох зон і характеризує напруження:

$$\sigma_{r\varphi}^{(I)}(r, \varphi) = \sigma_{r\varphi}^{(II)}(r, \varphi) = 0. \quad (1.131)$$

Врахувавши формули (1.128), (1.130) та формулу визначення σ_{zz} , маємо:

$$\sigma_{zz} = \frac{\nu \cdot E}{(1-2 \cdot \nu) \cdot (1+\nu)} \cdot (U_{rr} + U_{\varphi\varphi}) = \nu \cdot (\sigma_{rr} + \sigma_{\varphi\varphi}). \quad (1.132)$$

Використовуючи вирази, отримані для зон розтягу (I) та стиску (II), отримуємо:

$$\sigma_{zz}^{(I)} = -\frac{\nu \cdot E}{1-\nu^2} \cdot \frac{\Delta_R}{S} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{\nu}{1-\nu}\right)^2 \cdot \frac{\text{tg}\alpha - \alpha}{\pi}} \cdot \left(\frac{\cos\varphi}{\cos\alpha} - 1 + \frac{\nu}{1-\nu} \cdot \frac{\text{tg}\alpha - \alpha}{\pi} \right); \quad (1.133)$$

$$\sigma_{zz}^{(II)} = -\frac{\nu^2}{(1-\nu)} \cdot \frac{E}{(1-\nu^2)} \cdot \frac{\Delta_R}{S} \cdot \frac{\text{tg}\alpha - \alpha}{\pi} \cdot \left[1 + \left(\frac{\nu}{1-\nu}\right)^2 \cdot \frac{\text{tg}\alpha - \alpha}{\pi} \right]^{-1}. \quad (1.134)$$

До виразів (1.133) і (1.134) необхідно додати умову плоскої деформації $U_{zz}^{(I)}(r, \varphi) = U_{zz}^{(II)}(r, \varphi) = 0$, а також систему рівнянь:

$$\begin{aligned} U_z^{(I)}(r, \varphi) &= U_z^{(II)}(r, \varphi) = 0; \\ U_{zr}^{(I)}(r, \varphi) &= U_{zr}^{(II)}(r, \varphi) = 0; \\ U_{z\varphi}^{(I)}(r, \varphi) &= U_{z\varphi}^{(II)}(r, \varphi) = 0; \\ \sigma_{zr}^{(I)}(r, \varphi) &= \sigma_{zr}^{(II)}(r, \varphi) = 0; \\ \sigma_{z\varphi}^{(I)}(z, \varphi) &= \sigma_{z\varphi}^{(II)}(z, \varphi) = 0. \end{aligned} \quad (1.135)$$

Що стосується невідомої величини α , то її визначають з формули:

$$L_{IV} = \frac{1}{1-\nu^2} \cdot \left(\frac{\alpha}{\cos\alpha} - \sin\alpha \right) \cdot \left[1 + \left(\frac{\nu}{1-\nu}\right)^2 \cdot \frac{\text{tg}\alpha - \alpha}{\pi} \right]^{-1}. \quad (1.136)$$

де L_{IV} – статична кутова функція, що зв'язує навантаження P з кутом напівохоплення α . Індекс IV означає, що формула отримана для матеріалів з довільними значеннями коефіцієнта Пуассона. Значення L_{IV} можна визначити з [8-10].

Запропонована математична модель для розрахунку зміщень(радіальних,

кутових), деформацій (радіальних, осьових), а також нормального, дотичного напруження по зонах розтягування і стискування, для підшипника виготовленого з ПКМ. Отримані рівняння дозволяють, на етапі проектування елементів трибоспряжень з ПКМ, визначати комплекс показників необхідних для оптимізації їх параметрів.

1.5 Розрахунок установочних деформацій в підшипнику

Трибоспряження потребують адаптації їх геометричних розмірів відповідно до характеристик та властивостей конкретно обраного ПКМ. Просту заміну сталевих (стандартних) деталей трибоспряження на деталі з ПКМ з аналогічними розмірами виконувати недоцільно. Однією з умов підвищення довговічності деталей з ПКМ, при роботі у рухомих трибоспряженнях, є оптимізація допусків та посадок. Насамперед, це пов'язано із значною деформацією таких деталей, за умови використання посадок з натягом.

При посадках з натягом змінюється внутрішній діаметр вкладиша, запресованого у втулку і виникають так звані установочні деформації. При складанні підшипникового вузла необхідно заздалегідь розрахувати компенсацію Δ_y установочних деформацій, оскільки вони змінюють зазор між полімерним вкладишем і валом. Установчу деформацію Δ_y визначають при відомому натягу Δ_n . У відповідності до роботи [5, 8], для термопластів з $\nu = 0,5$ уточнена деформація Δ_y дорівнює:

$$\Delta_y = \sqrt{3} \frac{\sigma_T}{E} \cdot \frac{R_T^2}{R_1} \quad (1.137)$$

де σ_T – границя текучості ; E – модуль пружності; R_T – радіус поверхні розподілу пружної та пластичної зони матеріалу підшипника; R_1 – внутрішній радіус втулок.

Для області реальних полімерів при $0,3 \leq \nu \leq 0,5$ рекомендуємо для розрахунку компенсацій за рахунок установчих деформацій наступний вираз:

$$\Delta_y = \Delta_n \cdot \frac{2 \cdot (1 - \nu) \cdot k_0}{(1 - 2 \cdot \nu) + k_0^2}. \quad (1.138)$$

де $k_0 = D_0 / D$; D_0 – внутрішній діаметр підшипника; D – зовнішній діаметр підшипника.

Для підшипникових вузлів можливо рекомендувати розрахунок максимальної $\Delta_{y \max}$ і мінімальної $\Delta_{y \min}$ компенсації за рахунок установчих деформацій за формулами:

$$\Delta_{y \max} = \Delta_{n \max} \frac{2 \cdot (1 - \nu) \cdot k_0}{(1 - 2 \cdot \nu) + k_0^2} \quad (1.139)$$

$$\Delta_{y \min} = \Delta_{n \min} \frac{2 \cdot (1 - \nu) \cdot k_0}{(1 - 2 \cdot \nu) + k_0^2} \quad (1.140)$$

Значення $\Delta_{n \max}$ та $\Delta_{n \min}$ знаходяться по приведених нижче формулах:

$$\Delta_{n \max} = D \cdot \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\sigma_T}{E} \cdot (1 + \nu) \cdot [(1 - \nu) - (1 - 2 \cdot \nu) \ln k_0]; \quad (1.141)$$

$$\Delta_{n \min} = D \cdot \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\sigma_T}{E} \cdot (1 + \nu) \times \left[(1 - \nu) \left[\left(1 + \frac{1 - 2 \cdot \nu}{2 - \nu} \cdot \ln \frac{1}{k_0} \right) \cdot \left(\frac{3}{1 - 2 \cdot \nu} \right) \right]^{-1} + \frac{1 - 2 \cdot \nu}{2 - \nu} \ln \frac{1}{k_0} \right] \quad (1.142)$$

де $\Delta_{n \max}$ – найбільший допустимий натяг; $\Delta_{n \min}$ – найменший допустимий натяг.

Запропоновані формули для визначення установчих деформацій елементів рухомих з'єднань, з врахуванням властивостей конкретно обраного ПКМ, дозволяють раціонально обрати допуски та посадки, і як результат підвищити довговічність таких трибоспряжень.

Слід враховувати, що основною причиною втрати працездатності ПКМ неметалевого походження, за умови забезпечення міцності, є їх надмірне нагрівання в процесі тертя, і як результат втрата форми. Це призводить до

збільшення ударних навантажень, і в подальшому до руйнування вказаних деталей. Тому, визначення температурного режиму роботи деталей з ПКМ є актуальним завданням матеріалознавства та машинобудування.

1.6 Теоретичний аналіз температурного поля полімерного підшипника ковзання

1.6.1 Визначення робочої температури в околі тертя

Нагрівання підшипника відбувається за рахунок процесу тертя в зоні контакту при обертанні (повороті) валу. Розглянемо протікання явища теплопровідності в полімерному підшипнику, що обертається на валу або в корпусі. Рішення задачі пов'язане з необхідністю за початковими параметрами (розміри підшипника, пружні постійні, коефіцієнти тертя та ін.) при заданому зовнішньому навантаженні і частоті обертання валу визначити температуру в області контакту «вал – вкладиш» або «вкладиш – корпус» для порівняння її з допустимою. Дослідження температурного поля в полімерній втулці дозволяє розрахувати зміну її зовнішнього і внутрішнього діаметру, тобто передбачити температурні компенсації при оптимальних значеннях зазору і натягу в з'єднаннях «вал – вкладиш» або «вкладиш – корпус».

Нехай маємо полімерний вкладиш з внутрішнім радіусом R_1 і зовнішнім R_2 . Зовнішній радіус металевої втулки R_3 . Довжина підшипника l . В підшипник встановлений металевий вал довжиною L причому $L > l$ (рис. 1.8-1.9)

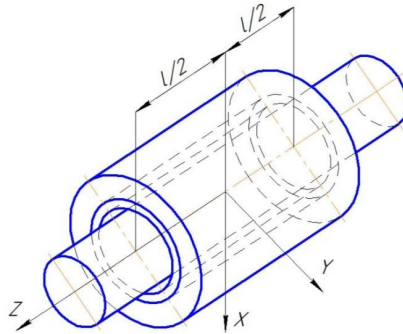


Рисунок 1.8 – Схема для розрахунку температури в зоні третя

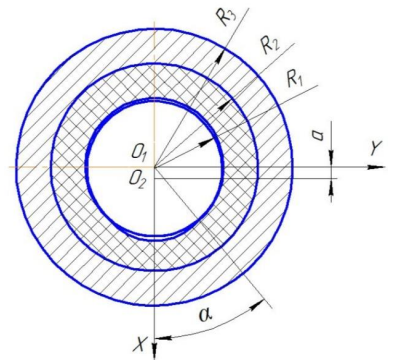


Рисунок 1.9 – Схема контакту «вал-вкладиш»

Під дією статичного навантаження P відбувається впровадження валу з утворенням кута α контакту (рис. 1.9).

Розподіл контактної напруження можна представити у вигляді:

$$\sigma_{rr} = (P \cdot (R_1 \cdot l) \cdot (\alpha \cos \alpha \sin \alpha))^{-1} \cdot F(\varphi), \quad (1.143)$$

де:

$$F(\varphi) = \begin{cases} \cos \varphi - \cos \alpha, & \text{при } \varphi \leq \alpha; \\ 0, & \text{при } \varphi \geq \alpha. \end{cases}$$

(1.144)

Нагрівання підшипника відбувається за рахунок процесу третя в зоні контакту зі спряженими деталями. Розподіл теплоти q на поверхні контакту у

вигляді теплового потоку в одиницю часу з одиниці площі контакту дорівнює:

$$q = \Omega v \sigma_{rr} f_{mp} \quad (1.145)$$

де: $\Omega = (1787.8)^{-1}$ Дж/г; v – швидкість ковзання валу в підшипнику; f_{mp} – коефіцієнт тертя (з експерименту); σ_{rr} – контактне напруження.

Частина теплоти, що виділяється тепловими джерелами (зоною тертя), передається в зовнішнє середовище через підшипник, інша частина – через вал. Тепловий потік, що надходить у зовнішнє середовище через підшипник і вал визначається за виразом:

$$q_n = \beta_n \cdot \Gamma \cdot F(\varphi); \quad q_e = (1 - \beta_n) \cdot \Gamma \cdot F_1(\varphi). \quad (1.146)$$

де $\Gamma = (\Omega \cdot v \cdot f_{mp} \cdot P) / (R_1 \cdot l(\alpha - \cos \alpha \sin \alpha))$; β_n – коефіцієнт розділення теплоти його значення визначається залежно від k_0 при різних відношенні поверхонь тепловіддачі підшипника F_n та F_e знаходять по [9-13].

Для визначення температури в довільній точці підшипника необхідно розв'язати рівняння теплопровідності. При цьому можна прийняти, що тепловий потік в осьовому напрямі підшипника відсутній, внаслідок малої площі його торцевих поверхонь. Вважаємо, що розподіл температури не залежить від Z . Через те, що товщина металевої втулки (корпус) і полімерного підшипника одного порядку, то в першому наближенні температура корпусу в кожній точці постійна і співпадає з температурою зовнішньою поверхнею підшипника:

$$t^{(1)} = \beta_{II} \cdot q_{II} \cdot R_1 \cdot \left(\frac{1}{\lambda^{(1)}} \ln \frac{R_2}{r} + \frac{1}{\eta \cdot R_3} \right) \quad (1.147)$$

На підставі формул для розрахунку радіальних і кутових зміщень, деформацій, нормального і дотичного напружень (1.98-1.134), а також вирази для розрахунку температури в зоні тертя (1.143-1.147), проведено розрахунок за допомогою прикладних програм на ПК. За розглянутих умов раціональна температура в рухомому спряженні підшипникового вузла посівної секції буде знаходитись у межах 56...70°C.

1.6.2 Отримання диференціального рівняння теплопровідності термопластичного полімерного підшипника ковзання та його рішення

Для вузлів з термопластичними підшипниками ковзання температура на поверхні тертя є основним критерієм їх працездатності. Залежно від конструктивного виконання підшипників ковзання, виготовлених з ПКМ, розподіл навантаження і температури різні. Існують рекомендації [10], щодо вибору навантаження, залежно від конструктивного виконання таких підшипників ковзання.

При розрахунку підшипників ковзання, виготовлених з ПКМ, тепловідвід відбувається від корпусу, який характеризується коефіцієнтом теплообміну стінок корпусу із зовнішнім середовищем, тому необхідно враховувати діаметральний розмір корпусу, в якому встановлено підшипник. Щоб визначити яким чином відбувається розподіл температури, всередині деталі з ПКМ, слід дослідити температурне поле вкладиша.

Для цього розглянемо модель «підшипник ковзання-порожнистий циліндр» із заданими граничними умовами: температура зовні циліндра (зовнішнє середовище) $\varphi_1(\tau)$; температура в середині циліндра (на валу) $\varphi_2(\tau)$.

Вважаємо, що заданий порожнистий циліндр з початковим розподілом температури $\tau(r)$, $f(r)$. Необхідно знайти розподіл температури в середині циліндра у будь-який момент часу.

Вважаємо, що теплообмін із зовнішнім середовищем, відбувається за законом Ньютона. Розглянемо температури середовища, як задані функції часу: $T_{C1} = \varphi_1(\tau)$, $T_{C2} = \varphi_2(\tau)$.

Рівняння граничних умов мають вигляд:

$$-\frac{\partial T(R_2, \tau)}{\partial r} + \frac{\alpha_2}{\lambda} [\varphi_2(\tau) - T(R_2, \tau)] = 0; \quad (1.148)$$

$$-\frac{\partial T(R_1, \tau)}{\partial r} + \frac{\alpha_1}{\lambda} [\varphi_1(\tau) - T(R_1, \tau)] = 0. \quad (1.149)$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнти тепловіддачі матеріалів рухомого спряження деталей; λ – коефіцієнт теплопровідності полімерного матеріалу; R_1 і R_2 – внутрішній і зовнішній радіус полімерного вкладиша.

Приймемо, що теплообмін між поверхнею циліндра і навколишнім середовищем відбувається однаково по усій поверхні, тоді температура його буде залежати тільки від часу і радіусу, тобто являє собою симетричне завдання.

Відомий коефіцієнт температуропровідності a та теплопровідності матеріалу λ , з якого зроблений циліндр і коефіцієнт тепловіддачі α , від поверхні циліндра у зовнішнє середовище. Передбачається, що ізотерми є коаксіальними циліндричними поверхнями, тобто температура залежить тільки від радіусу і часу: $T(r, \tau)$.

Диференціальне рівняння теплопровідності в декартовій системі координат має вигляд [15-17]:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = a \nabla^2 T, \quad (1.150)$$

де a – коефіцієнт температуропровідності, м²/с; ∇^2 – оператор Лапласа.

Для одновимірного симетричного температурного поля оператор $\nabla^2 T$ є функцією однієї координати. Розглянемо випадок круглого циліндру. Якщо його вісь, в декартовій системі координат співпадає з координатою z , то температура у будь-якій точці циліндра буде залежати тільки від координат x і y , тобто $T(x, y)$. При рівномірному охолодженні або нагріванні циліндра, у будь-якій точці відносно осі циліндра, температура в даний момент часу буде однаковою. Отже, ізометричні поверхні будуть представляти циліндричними поверхнями, коаксіально розташованими до поверхні циліндра. Між радіальною координатою радіус – вектор r і координатами x і y існує зв'язок:

$$r = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (1.151)$$

Для коаксіальних циліндричних поверхонь диференціальне рівняння теплопровідності має вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (1.152)$$

Зробимо наступне перетворення часткових похідних $\frac{\partial T}{\partial x}$ і $\frac{\partial T}{\partial y}$:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial r} \cdot \frac{\partial r}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial r} \cdot \frac{x}{\sqrt{x^2 + y^2}} = \frac{\partial T}{\partial r} \cdot \frac{x}{r}. \quad (1.153)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial r} \cdot \frac{\partial r}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial r} \cdot \frac{y}{r}. \quad (1.154)$$

Якщо про диференціювати (1.153) по x , а (1.154) по y , то отримаємо:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \cdot \frac{x^2}{r^2} + \frac{\partial T}{\partial r} \cdot \frac{y^2}{r^3}, \quad (1.155)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \cdot \frac{y^2}{r^2} + \frac{\partial T}{\partial r} \cdot \frac{x^2}{r^3}, \quad (1.156)$$

Просумуємо праві і ліві частини рівнянь (1.155) і (1.156) та врахуємо вираз (1.151), рівняння теплопровідності (1.152), отримаємо диференціальне рівняння теплопровідності циліндра. З урахуванням граничних умов (1.148) і (1.149) отримаємо:

$$\frac{\partial T(r, \tau)}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T(r, \tau)}{\partial r} \right), \quad (\tau > 0; R_1 < r < R_2). \quad (1.157)$$

Отримане диференціальне рівняння другого порядку в частинних похідних можливо вирішити двома методами: аналітичним і чисельним.

1.6.3 Аналітичне розв'язання рівняння теплопровідності

Для вирішення завдання скористаємося формулою кінцевого інтегрального перетворення Ханкеля:

$$T_H(\mu_n, \tau) = \int_{R_1}^{R_2} r \cdot T(r, \tau) \cdot u_0 \cdot \left(\mu_n \cdot \frac{r}{R_1} \right) dr, \quad (1.158)$$

де ядро перетворення та характеристичне рівняння мають вигляд:

$$u_0 \cdot \left(\mu_n \cdot \frac{r}{R_1} \right) = \left[Y_0(\mu_n) + \frac{\mu_n}{B_i} \cdot Y_1(\mu_n) \right] \cdot J_0 \left(\mu_n \cdot \frac{r}{R_1} \right) - \left[J_0(\mu_n) + \frac{\mu_n}{B_i} \cdot J_1(\mu_n) \right] \cdot Y_0 \left(\mu_n \cdot \frac{r}{R_1} \right); \quad (1.159)$$

$$u_1(k\mu_n) = \left[Y_0(\mu_n) + \frac{\mu_n}{B_i} \cdot Y_1(\mu_n) \right] \cdot J_1(k\mu_n) - \left[J_1(\mu_n) + \frac{\mu_n}{B_i} \cdot J_1(\mu_n) \right] \cdot Y_1(k\mu_n); \quad (1.160)$$

де μ_n – корені характеристичного рівняння;

$$B_{i_1} = \frac{\alpha_1 \cdot R_1}{\lambda}, B_{i_2} = \frac{\alpha_2 \cdot R_2}{\lambda} - \text{критерії Біо};$$

$k = \frac{R_2}{R_1}$; J_0, J_1 – беселева функція першого роду нульового і першого порядку.

$$\frac{u_0(k\mu_n)}{u_1(k\mu_n)} = \frac{\mu_n}{\frac{\alpha_2}{\alpha_1} \cdot B_{i_1}}; \quad (1.161)$$

Формула оборотності має вигляд:

$$T(r, \tau) = \frac{\pi^2 \cdot B_{i_1}^2}{2 \cdot R_1^2} \sum_{n=1}^{\infty} \mu_n^2 T_i(\mu_n, \tau) \cdot u_0 \cdot \left(\mu_n \cdot \frac{r}{R_1} \right) \cdot \left[\frac{\alpha_2}{\alpha_1} \cdot J_0(k\mu_n) - \frac{\mu_n}{B_{i_1}} J_1(k\mu_n) \right]^2 \times \\ \times \left\{ \left[J_0(\mu_n) + \frac{\mu_n}{B_{i_1}} \cdot J_1(\mu_n) \right]^2 \left(\mu_n^2 + \frac{\alpha_2^2}{\alpha_1^2} B_{i_1}^2 \right) - \left[J_0(k\mu_n) \frac{\alpha_2}{\alpha_1} - J_1(k\mu_n) \frac{\mu_n}{B_{i_1}} \right]^2 \cdot \left(\mu_n^2 + B_{i_1}^2 \right) \right\}^{-1} \quad (1.162)$$

Для розв'язання диференціального рівняння (1.157), необхідно кожен його член помножити на ядро симетричного перетворення $r \cdot u_0 \cdot \left(\mu_n \cdot \frac{r}{R_1} \right)$ і

проінтегрувати, в межах від R_1 до R_2 .

Власна функція $u_0\left(\mu_n \frac{r}{R_1}\right)$ є рішенням рівняння Бесселя нульового

порядку при однорідних граничних умовах першого роду.

В процесі інтегрування враховували граничні умови (1.148) і (1.149), характеристичне рівняння (1.160), а також співвідношення:

$$u_0(\mu_n) = -\frac{2}{\pi B_{i_1}}; \quad u_1(\mu_n) = \frac{2}{\pi \mu_n}. \quad (1.163)$$

При цьому, диференціальне рівняння в часткових похідних, набуло вигляду звичайного диференціального рівняння:

$$\frac{dT_n(\mu_n, \tau)}{d\tau} + \frac{a \cdot \mu_n^2}{R_1^2} \cdot T_n(\mu_n, \tau) - a \cdot B_{i_1} \cdot u_0(k \cdot \mu_n) \cdot \varphi_2(\tau) + \frac{2 \cdot a}{\pi} \cdot \varphi_1(\tau) = 0. \quad (1.164)$$

Функція $f(r)$ розподілу температури входить в рівняння початкових умов:

$$T_n(\mu_n, 0) = f(\mu_n) = \int_{R_1}^{R_2} r \cdot f(r) \cdot u_0\left(\mu_n \cdot \frac{r}{R_1}\right) dr. \quad (1.165)$$

Рішення звичайного диференціального рівняння (1.164), з врахуванням початкової умови (1.165), матиме вигляд:

$$T_n(\mu_n, \tau) = f(\mu_n) \exp\left(-\mu_n^2 \cdot F_{o_1}\right) + a \cdot B_{i_2} \cdot u_0(k \mu_n) \cdot \int_0^\tau \varphi_2(\nu) \cdot \exp\left[-\frac{\mu_n^2 \cdot a \cdot (\tau - \nu)}{R_1^2}\right] \cdot d\nu - \frac{2 \cdot a}{\pi} \cdot \int_0^\tau \varphi_1(\tau) \exp\left[-\frac{\mu_n^2 \cdot a \cdot (\tau - \mathcal{G})}{R_1^2}\right] \cdot d\nu, \quad (1.165)$$

де $F_{o_1} = a \cdot \tau / R_1^2$.

Якщо використати формулу оборотності перетворень (1.162), то отримаємо функцію розподілу температури в циліндричній поверхні рухомого спряження, з полімерного матеріалу:

$$T(r, \tau) = \frac{2}{R_1^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\mu_n^2 \cdot u_0 \cdot \left(\mu_n \cdot \frac{r}{R_1} \right) \exp\left(-\mu_n^2 F_{01}\right)}{\frac{a_2^2}{a_1} \cdot k^2 \cdot u_0^2(k\mu_n) \cdot \left[\mu_n^2 + \frac{a_2^2}{a_1} \cdot B_{i1}^2 \right] - \frac{4}{\pi^2 \cdot B_{i1}^2} \cdot (\mu_n^2 + B_{i1}^2)} \times$$

$$\times \left\{ \int_{R_1}^{R_2} r \cdot f(r) \cdot u_0 \cdot \left(\mu_n \cdot \frac{r}{R_1} \right) dr + a \cdot B_{i2} \cdot u_0(k\mu_n) \cdot \int_0^{\tau} \varphi_2(\vartheta) \exp\left(\mu_n^2 \frac{a \cdot \vartheta}{R_1^2}\right) d\vartheta - \right.$$

$$\left. - \frac{2 \cdot a}{\pi} \cdot \int_0^{\pi} \varphi_1(\vartheta) \exp\left(\mu_n^2 \frac{a \cdot \vartheta}{R_1^2}\right) d\vartheta \right\} \quad (1.166)$$

Застосування аналітичного рішення на практиці, викликає певні труднощі, тому більш раціонально використовувати чисельні методи розв'язку диференціального рівняння теплопровідності (1.157), застосуванням прикладних програми на ПК.

1.6.4 Чисельна модель розв'язку рівняння теплопровідності

Чисельно рівняння теплопровідності (1.157) вирішується методом кінцевих різниць. Метод заснований на заміні похідних їх наближеним значенням, вираженим через різниці, тобто значення функції в окремих дискретних точках або вузлах сітки [11-13]. Диференціальне рівняння теплопровідності в результаті таких перетворень замінюється еквівалентним співвідношенням в кінцевих різницях, тобто різницеvim рівнянням, рішення якого зводиться до виконання нескладних алгебраїчних операцій. При цьому, відбувається заміна області рішення аналогами сітки.

Для апроксимації похідних скористаємося інтерполяційною формулою Ньютона:

$$F(g) = N(g) = f_0 + \Delta f_0 g + \frac{\Delta^2 \cdot f_0 \cdot g \cdot (g-1)}{2} + \frac{\Delta^3 \cdot f_0 \cdot g \cdot (g-1) \cdot (g-2)}{6} +$$

$$+ \Delta^4 \cdot f_0 \cdot g \cdot (g-1) \cdot (g-2) \cdot (g-3) \dots,$$

де $g = \frac{(x-x_0)}{h}$; $\Delta f_i = f_{i+1} - f_i$; $\Delta^n f_i = \Delta^{n-1} \cdot f_{i+1} - \Delta^{n-1} \cdot f_i$.

Тоді похідні функції набувають вигляду:

$$f'(g) = \frac{1}{h} \cdot \frac{\Delta f_0 + \Delta^2 f_0 (2 \cdot g - 1)}{2} + \frac{\Delta^3 \cdot f_0 \cdot (3g^2 - 6g - 2)}{6} + \frac{\Delta^4 \cdot f_0 \cdot (4g^3 - 18g^2 + 22g - 6)}{24 \dots};$$

$$f''(g) = \frac{1}{h} \cdot \frac{\Delta^2 f_0 + \Delta^3 f_0 (2g - 1) + \Delta^4 f_0 (6g^2 - 18g + 11)}{12 \dots}.$$

На підставі цього отримаємо:

$$f'_0 = \frac{1}{2h} (-3f_0 + 4f_1 - f_2); \quad f'_0 = \frac{1}{2h} (f_0 - 4f_1 + 3f_2);$$

$$f''_0 = \frac{11}{2h^2} (-f_0 + 16f_1 - 30f_2 + 16f_3 - f_4);$$

де h – крок апроксимації, яка забезпечує точність розрахунку $O(h^5)$.

Математична модель рішення рівняння (1.157) має вигляд:

$$\begin{cases} -\frac{\partial T(R_2, \tau)}{\partial r} - \frac{\alpha_2}{\lambda} \cdot [\varphi_2(\tau) - T(R_2, \tau)] = 0; \\ \frac{\partial T(r, \tau)}{\partial \tau} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 T(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T(r, \tau)}{\partial r} \right), (\tau > 0, R_1 < r < R_2); \\ -\frac{\partial T(R_1, \tau)}{\partial r} - \frac{\alpha_1}{\lambda} \cdot [\varphi_1(\tau) - T(R_1, \tau)] = 0. \end{cases} \quad (1.167)$$

З урахуванням інтерполяції Ньютона, для цього рівняння, отримується наступна п'яти діагональна система лінійних алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{cases} -\frac{3 \cdot T_0^{j+1} + 4 \cdot T_1^{j+1} - T_2^{j+1}}{2h} + \frac{\alpha_1}{\lambda} \cdot [\varphi_1(j+1) - T_0^{j-1}] = 0, \\ \frac{T_i^{j+1} - T_i^{j-1}}{2\tau} = a \cdot \left[\frac{T_{i-1}^{j+1} - 2T_i^{j+1} + T_{i+1}^{j+1}}{h^2} + \frac{1}{r_i} \cdot \frac{1}{2h} \cdot (T_{i+1}^{j+1} - T_{i-1}^{j+1}) \right], \\ \frac{T_i^{j+1} - T_i^{j-1}}{2\tau} = a \cdot \left[\frac{1}{12 \cdot h^2} \cdot (-T_{i-2}^{j+1} + 16T_{i-1}^{j+1} - 30T_i^{j+1} + 16T_{i+1}^{j+1} - T_{i+2}^{j+1}) + \right. \\ \left. + \frac{1}{r_i} \cdot \frac{1}{2h} \cdot (T_{i+1}^{j+1} - T_{i-1}^{j+1}) \right], \\ -\left(\frac{T_{n-2}^{j+1} - 4 \cdot T_{n-1}^{j+1} + 3T_n^{j+1}}{2h} \right) + \frac{\alpha_2}{\lambda} \cdot [\varphi_2(j+1) - T_0^{j-1}] = 0. \end{cases} \quad (1.168)$$

Після деяких перетворень система лінійних алгебраїчних рівнянь набуває вигляду:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(-\frac{3}{2h} - \frac{\alpha_1}{\lambda} \right) \cdot T_0^{j+1} + \frac{2}{h} \cdot T_1^{j+1} - \frac{1}{2h} \cdot T_2^{j+1} = -\frac{\alpha_1}{\lambda} \cdot \varphi_1(j+1), \\ \left(2 - \frac{h}{r_i} \right) \cdot T_{i-1}^{j+1} - \left(4 + \frac{h}{a \cdot \tau} \right) \cdot T_i^{j+1} \cdot 2 \cdot \left(2 + \frac{h}{r_i} \right) \cdot T_{i-1}^{j+1} = -T_i^{j-1} \frac{h^2}{a \cdot \tau}, i=1, n-1 \\ -\frac{1}{6} \cdot T_{i-2}^{j+1} + \left(\frac{8}{3} - \frac{h}{r_i} \right) \cdot T_{i-1}^{j+1} - \left(5 + \frac{h^2}{a \cdot \tau} \right) \cdot T_i^{j+1} + \\ + \left(\frac{8}{3} - \frac{h}{r_i} \right) \cdot T_{i+1}^{j+1} - \frac{1}{6} T_{i+2}^{j+1} = -T_i^{j-1} \frac{h^2}{a \cdot \tau}, i=2, n-2 \\ -\frac{1}{2 \cdot h} \cdot T_{n-1}^{j+1} + \frac{2}{h} \cdot T_n^{j+1} + \left(-\frac{2}{3 \cdot h} - \frac{\alpha_2}{\lambda} \right) \cdot T_n^{j+1} = -\frac{\alpha_2}{\lambda} \cdot \varphi_2(j+1). \end{array} \right. \quad (1.169)$$

де τ – крок за часом;

h – крок по просторовій координаті;

α – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні циліндра до зовнішнього навколишнього середовища;

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу.

Зазначимо, що у кожному рівнянні системи не більше 5-ти невідомих, а тому вона є розрідженою і п'яти діагональною, отже:

$$T_i^0 = f_i, \quad r_i = R_1 + \frac{R_2 - R_1}{n} i, \quad i = \overline{0, n}, \quad (1.170)$$

Рішення цієї системи дозволяє визначити шукане значення розподілу температури T_i^{j+1} .

Наведені формули дозволяють передбачати температурні компенсації та використовувати їх при обґрунтуванні допусків та посадок елементів рухомих спряжень, виготовлених з композитних матеріалів неметалевого походження.

Висновки по розділу

Розроблені математичні моделі для розрахунку силової картини механізму копіювання за максимальних навантажень, та у випадку роботи в ускладнених умовах, визначено реакції в їх рухомих з'єднаннях.

Проведений аналіз схеми навантаження підшипника ковзання, вибрана математична модель згідно теорії пружності для розрахунку зміщень (радіальних, кутових), деформацій (радіальних, осьових), а також нормального та дотичного напруження, для полімерного підшипника, по зонах розтягування і стискування, із застосуванням моделей для їх реалізації на ПК.

Запропоновані формули для визначення установочних деформацій елементів рухомих з'єднань, з врахуванням властивостей конкретно обраного ПКМ, дозволяють раціонально обрати допуски та посадки, і як результат підвищити довговічність таких трибоспряжень.

Розроблена математична модель визначення температури і теплопровідності в довільній точці підшипника ковзання, виготовленого з ПКМ, у будь-який момент часу, з використанням чисельного методу рішення задачі теплопровідності, при теплообміні із зовнішнім середовищем за законом Ньютона. Використання наведених виразів дозволяє на етапі проектування конструкції підшипникового вузла, з елементами рухомих з'єднань виготовлених з ПКМ, визначати температурні компенсації та виконувати адаптацію системи допусків та посадок.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ясенецький В., Шустік Л., Маринін С., Панайотова О. Тенденції розвитку конструкцій сівалок. *Пропозиція*. 2011. № 1. С. 18–27.
2. Сисолін П.В. Конструкторські розробки нових вітчизняних, універсальних машин для звичайної, стерньової, мульчо-стерньової, екологічнобезпечної, енергозберігаючої технології вирощування сільськогосподарських культур в Україні: [наукове видання]. Кіровоград: КОД, 2009. 128 с.
3. Герук С.М., Петриченко Є.А. Тенденції розвитку конструкцій посівних агрегатів. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2014. № 1. С. 31–45.
4. Погорілий В. Тестування зернових сівалок: адаптованість до систем обробітку ґрунту. *Техніка і технології АПК*. 2014. № 4. С. 25–30.
5. Заварзин В.А. Обоснование параметров и режимов работы копирующего механизма рабочих органов почвообрабатывающего посевного комплекса: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 – технологи и средства механизации сельского хозяйства. Алтайский государственный аграрный университет. Барнаул. 2003. 166 с.
6. Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Павельчук Ю.Ф., Пришляк В.М. та ін. Технологічні основи проектування та виготовлення посівних машин: монографія. Тернопіль: Вид. ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. 238 с.
7. Сало В.М. Науково-технологічні основи обґрунтування складу та параметрів комбінованих ґрунтообробних знарядь: автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.11. Терноп. держ. техн. ун-т ім. І.Пулюя. Т. 2008. 38 с.
8. Деркач О.Д., Науменко М.М., Макаренко Д.О. До питання створення широкозахватних посівних комплексів з підвищеним ресурсом рухомих з'єднань. *Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка*, 2015. №159. С. 186–193.
9. Истихин С.В., Кувшинова О.А., Истихин А.С. Определение допустимых величин посадок неподвижных соединений и пространственно-

геометрических отклонений осей деталей при восстановлении подшипниковых соединений полимерными композициями. Материалы Международной научно-практической конференции. Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва, 2018, С. 291-296

10. Босаков, С. В. Метод Ритца в контактных задачах теории упругости: монография / С. В. Босаков. – Брест: БрГТУ, 2006. с. 107.

11. Божкова, Л. В., Рябов, В. Г., & Норицина, Г. И. Смешанная плоская задача теории упругости для двухслойной кольцевой области. Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2011. Вип. 1. С. 217-221.

12. Божкова Л.В., Норицина Г.И., & Рябов В.Г. Уточненный метод решения контактной задачи для кольцевого слоя с учетом сил трения. Сообщение 2. Решение функциональных уравнений, определяющих математическую модель контактной задачи. Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2014. Вип. 4 (3 (21)). С 5-9.

13. Скородинський, І.С. Аналіз деформування кусково-однорідного тіла з в'язкопружним проміжним шаром за дії зсувного навантаження. Приклад. пробл. механіки і математики. 2008. Вип. 6. С. 175-182

14. Козик, Е.С. Фрикционное материаловедение. Оренбургский гос. университет. – Оренбург: ОГУ, 2010. С.166

15. Заборский Е. В. Экспериментальная оценка контактных напряжений в подшипниках скольжения с тонкослойными полиамидными покрытиями. Известия высших учебных заведений. Приборостроение, 2020. Вип. 63 (4), С. 382-385.

16. Лось А. В. Оценка предельной несущей способности подвижных узлов при нестационарном нагружении. Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. 2014. № 64. С.71-78

17. Gong L, Yang X, Kong K, Zhong S. Optimal design for outer rings of self-

lubricating spherical plain bearings based on virtual orthogonal experiments. *Advances in Mechanical Engineering*. 2018;10(6). doi:10.1177/1687814018783402

РОЗДІЛ 2

ТЕХНОЛОГІЇ ОДЕРЖАННЯ КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ ТА ДЕТАЛЕЙ ІЗ ЗАПРОГРАМОВАНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ

Підвищення технічного рівня сучасної сільськогосподарської техніки та промислового обладнання забезпечується обсягом застосування в них ПКМ конструкційного призначення. У конструкціях зарубіжних машин застосовуються високоякісні ПКМ, і це обумовлює високу надійність машин. У вітчизняному машинобудуванні застосування таких матеріалів обмежене. Причин цьому декілька: відсутність виробничих потужностей для виробництва ПКМ, наукових досліджень, консервативність конструкторських бюро заводів-виробників і т.д.

Проте, науково обґрунтоване застосування деталей з ПКМ, дозволяє зменшити знос та змінити умови експлуатації трибоспряжень, а надійність машин – підвищити. Крім того, для різноманітних режимів роботи можна використовувати, в якості матриці декілька матеріалів, адаптуючи їх характеристики відсотковим вмістом наповнювача.

В якості матриць, зазвичай, використовують фенолформальдегідну, епоксидну або поліамідні основи (смоли). У якості наповнювачів використовують, як елементи металевого, так і неметалевого походження. На сучасному етапі розвитку технології створення та виробництва різноманітних ПКМ дозволяють отримати нові матеріали, з запрограмованими властивостями. Проте, Україна власного сучасного промислового виробництва конструкційних пластиків немає. Більшість деталей з ПКМ, які впровадженні в конструкції трибоспряжень вітчизняної сільськогосподарської техніки чи обладнання – закордонного виробництва. Саме тому, основною проблемою вітчизняних виробників техніки, за таких умов, є безперебійне забезпечення виробництва імпортною сировиною. Тому, з метою підвищення технічного рівня вітчизняної техніки і економічної безпеки виробництва, необхідно збільшувати

імпортозаміщення конструкційних матеріалів, зокрема конструкційних пластиків.

2.1 Вплив вмісту графіту на фізико-механічні та триботехнічні характеристики вторинного поліетилену

У 2021 році близько 65 % первинних (нових, не перероблених) пластиків Україна імпортувала [1]. У структурі хімічного виробництва України, в цьому ж році, виробництво первинних пластиків становило всього 14 %. При цьому, в структурі виробництва продукції основної хімії, обсяги виробництва пластмасових виробів, склали більше 80 % [1]. Сьогодні, промисловість змушена шукати такі матеріали в інших країнах, зокрема країнах ЄС і Китаю. При цьому, їх вартість значно вища (а продукція з Китаю, якщо і дешевша, то є питання до стабільної якості), що в свою чергу, впливає на собівартість готової продукції. Одним із шляхів безперебійного забезпечення промисловості ПКМ є їх рециклінг (повторна переробка і використання). Вторинні пластики, зазвичай, мають гірші фізико-механічні характеристики, у порівнянні з первинними матеріалами. Тому, існує необхідність адаптації їх характеристик шляхом введення в їх структуру модифікаторів.

Сучасна промисловість випускає дуже багато виробів з полімерів або ПКМ, починаючи з предметів побуту, і закінчуючи елементами для авіації [2, 3]. При цьому, термін служби більшості предметів побуту та пакувальних виробів з ПКМ незначний. Найменший термін використання мають пакувальні матеріали та тара з поліетиленів і поліпропілену: пакети, біг-беги, стрічки, упаковки для харчових та промислових рідин та ін. Відходи пластику відповідно до діючого закону України про обов'язкове сортування побутових відходів, необхідно сортувати та збирати окремо, і відправляти на повторну переробку. Проте, більшість з таких відходів накопичується на звалищах, а це порушує екологічну безпеку. Тому, актуальним завданням сьогодення є повернення відходів пластиків у виробництво, тим паче, що це забезпечує прибуток [4]. Існують

дослідження повторної переробки дорогих конструкційних ПКМ, зокрема вуглепластиків [5]. При цьому, запропоновані технології отримання вуглецевих волокон, з вторинних ПКМ, засновані або на процесі піролізу, або використанню хімічних реагентів потребують спеціального обладнання та умов роботи. Тому, повторна переробка таких матеріалів має локальний характер. Низька вартість та значні обсяги вторинного поліетилену, в сукупності з простою технологією переробки, створює сприятливі передумови для його рециклінгу. В роботі [6] виконані дослідження технологічного процесу рециклінгу пластиків. Проте, у тут розглянуто відомі технології переробки пластиків. В той час, як дослідженням впливу запропонованих технологій на характеристики та властивості одержаних матеріалів не приділено достатньої уваги. Одним із перспективних напрямків повторного використання пластиків є додавання їх при будівництві доріг [7-8]. В Україні ця технологія, поки що, не отримала широкого розповсюдження. Повторна переробка пластиків, зазвичай, призводить до зниження фізико-механічних характеристик та трибологічних властивостей одержаного матеріалу. Усунути цей недолік можна шляхом введенням в структуру матриці матеріалу різноманітних модифікаторів [9, 10]. В роботі [9] запропоновано проводити легування поліетилену металевими матеріалами методом високоенергетичного механічного сплавлення, що дозволяє значно підвищити фізико-механічні характеристики та трибологічні властивості одержаних матеріалів. В роботі [10] підтверджено ефективність армування поліетилену вуглецевими волокнами. Проте, у випадку з поліетиленом виникає невідповідність собівартості отриманого ПКМ та його сфери застосування.

Таким чином, існує необхідність у вирішенні задач щодо розробки технології переробки вторинного поліетилену, що має низьку собівартість, і забезпечує характеристики та властивості отриманих матеріалів на такому ж, або навіть вищому рівні, ніж у первинного матеріалу. Одним із недорогих та ефективних модифікаторів для полімерів є графіт. Для визначення впливу його вмісту на характеристики ПКМ на основі вторинного поліетилену, необхідно провести додаткові дослідження.

В якості основного матеріалу обрано вторинний поліетилен, як наповнювач – графіт у вигляді порошку. Введення графіту в структуру вторинного поліетилену проводили на експериментальному двокомпонентному екструдері ЕКГ-45. Концентрація наповнювача становила 2 мас. %, 3 мас. % та 4 мас. %.

2.1.1 Методики визначення фізико-механічних та триботехнічних характеристик матеріалів

Випробовування на міцність за розтягу виконували на випробувальній машині FP-100/1 за ГОСТ 11262-80, тип зразка відповідав типорозміру 4.

Перед випробуванням на зразки наносили необхідні мітки відповідно до вимог ГОСТ 11262-80. Товщину і ширину зразків вимірювали в трьох місцях, посередині та на відстані 5 мм від виконаних міток. На основі одержаних вимірів обчислювали середні арифметичні величини, за якими визначали початковий поперечний переріз F_0 . Зразки закріплювали у затискачах машини FP-100/1 відповідно до нанесених міток, забезпечуючи розташування затискачів та зразку в одній площині. У випадку руйнування зразків за межами робочої зони – результати не враховують.

Режими випробування:

- шкала навантаження – 1 кН;
- швидкість руху траверси 180 мм / хв;
- швидкість руху діаграмного паперу – 300 мм / хв.

Величину напруження міцності за розтягу визначали за формулою [11]:

$$\sigma_{\max} = P_{\max} / F_0, \quad (2.1)$$

де P_{\max} – найбільше навантаження при випробуванні, Н;

F_0 – площа початкового поперечного перерізу зразка, мм².

Напруження міцності при розриві визначали за формулою:

$$\sigma_p = P_p / F_0, \quad (2.2)$$

де P_p – навантаження в момент руйнування зразка, Н;

F_0 – площа початкового поперечного перерізу зразка, мм².

Відносне видовження, у відсотках, при максимальному навантаженні розраховували за формулою:

$$\varepsilon_{\max} = (\Delta l_{\max} / l_0) \cdot 100\%, \quad (2.3)$$

де Δl_{\max} – зміна розрахункової довжини зразка в момент досягнення максимального навантаження, мм;

l_0 – початкова розрахункова довжина зразку, мм.

Відносне видовження при розриві:

$$\varepsilon_p = (\Delta l_p / l_0) \cdot 100\%, \quad (2.4)$$

де Δl_p – зміна розрахункової довжини зразка в момент розриву зразка, мм;

l_0 – початкова розрахункова довжина зразку, мм.

За результатами 7 випробувань приймали середнє арифметичне значення величин, що визначаються.

Твердість матеріалів досліджували за Шором, шкала D (метод вдавлювання).

Діапазон трибологічних властивостей встановлено за допомогою машини для дослідження тертя та зношування СМТ-1 за схемою «диск-колодка» та класичною методикою [12]. Режими дослідження наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Режими дослідження трибологічних властивостей матеріалів на основі вторинного поліетилену

Показник	Рівень		
	-1	0	+1
Р, МПа	0,5	0,75	1
V, м/с	0,4	0,45	0,5

Вагову величину зносу зразків визначали на аналітичних терезах METRINCO AB224 (дискретність – 0,0001 г) шляхом зважування до і після випробування.

Визначення температури в околі тертя виконували за допомогою електронного логера Easy Logger USB. Інтервал фіксації значення температури – 1 секунда.

Дослідження поверхонь тертя виконували на мікроскопі МБИ-6 з використанням цифрової окулярної камери SIGETA MDC-500 5.0MP та ПК.

2.1.2 Результати визначення фізико-механічних характеристик

Результати дослідження впливу графіту на деякі характеристики вторинного поліетилену наведені на рис. 2.1 та рис. 2.2.

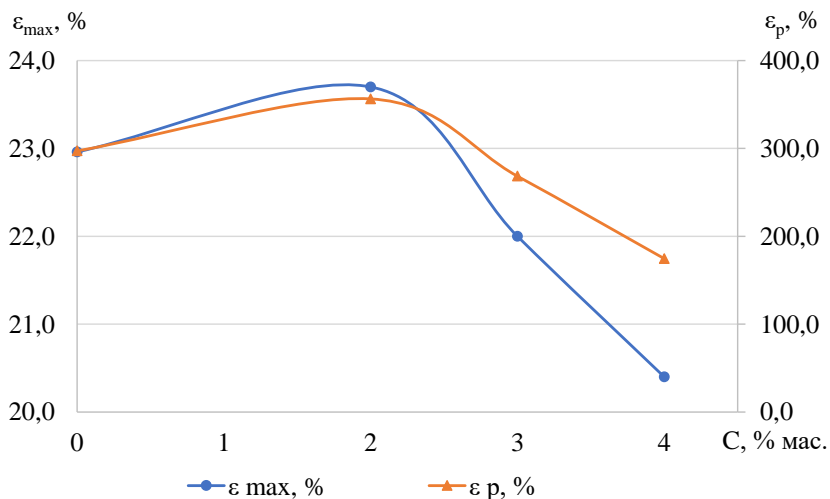


Рисунок 2.1 – Величина відносного видовження при максимальному навантаженні (ϵ_{\max}) та при розриві (ϵ_p) в залежності від вмісту графіту C в структурі ПКМ

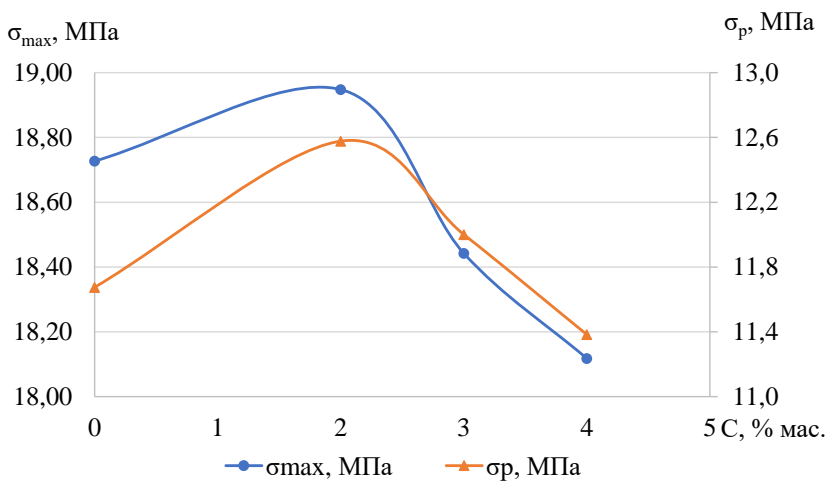


Рисунок 2.2 – Величина напруження міцності за розтягу (σ_{\max}) та напруження міцності при розриві (σ_p) в залежності від вмісту графіту С в ПКМ

Встановлено (рис. 2.1), що введення графіту, концентрацією 2 мас. %, в структуру вторинного поліетилену, призводить до зростання величини напруження міцності σ_{\max} та відносного видовження ϵ_{\max} при максимальному навантаженні на 3 % та 1,2 %. При цьому, вказані показники σ_p та ϵ_p , при розриві зростають більш суттєво – на 7,7 % та 19,9 % відповідно.

Збільшення концентрації графіту у структурі вторинного поліетилену до 3 мас. % призводить до зниження всіх досліджуваних характеристик, у порівнянні з ненаповненим матеріалом, окрім відносного видовження при руйнуванні. При введенні в структуру поліетилену графіту у кількості 4 мас. % спостерігається зниження всіх досліджуваних показників (рис. 2.1 та 2.2).

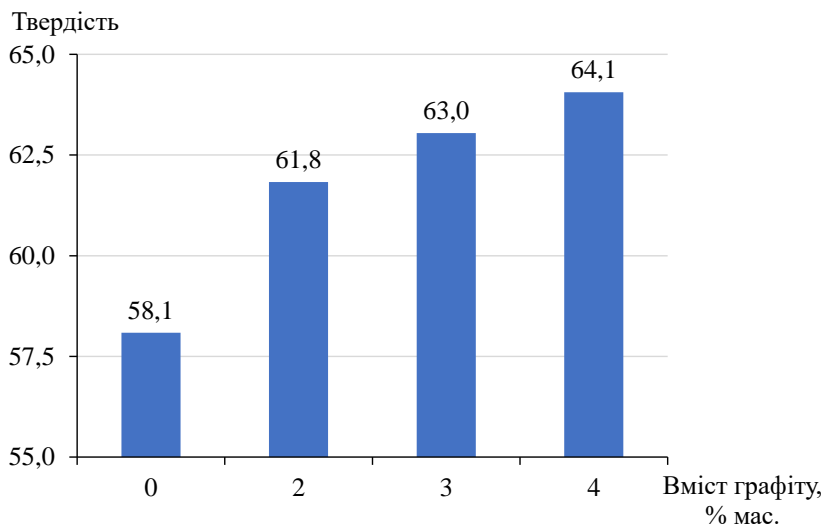


Рисунок 2.3 – Залежність твердості (за Шором D) від вмісту графіту у вторинному поліетилені

За умови введення графіту до 2 мас. % спостерігається зростання твердості на 6,4 %, в той час як за концентрації 4 мас. % цей показник зростає на 10,3 %. Проте, з врахуванням отриманих результатів рис. 2.1-2.2, рекомендується ПКМ для подальшого дослідження трибологічних властивостей з концентрацією графіту 2 мас. %. Насамперед, це пов'язано з необхідністю забезпечення міцнісних характеристик ПКМ.

2.1.3 Дослідження трибологічних властивостей

Виявлено, що за обраних режимів тертя (табл. 2.1), лінійна швидкість ковзання та тиск не мають суттєвого впливу на величину зносу. Встановлено, що температура в околі тертя, за умови тертя без мащення по сталі 45 та режимів наведених в табл. 2.1, як ненаповненого вторинного поліетилену, так і ПКМ на його основі, не перевищувала 69 °С. Встановлено, що величина зносу для всіх досліджуваних матеріалів (шлях тертя 3000 м), не перевищувала 0,0002 г, що

становить 0,015 % від початкової маси зразків. Перевищення величини тиску чи лінійної швидкості вище вказаних в табл. 2.1, призводить до підвищення температури в околі тертя до 72...73 °С та катастрофічного зносу зразків (рис. 2.4).

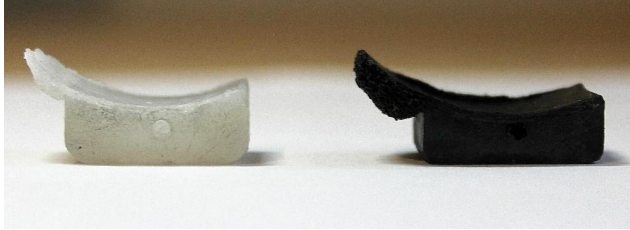
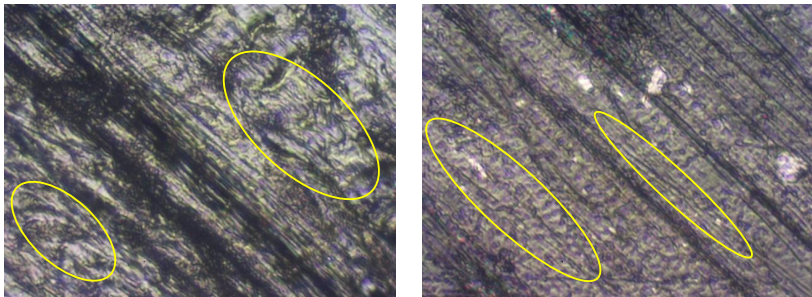


Рисунок 2.4 – Зразки, що мали катастрофічний знос (при перевищенні температури в зоні тертя 72 °С)

На поверхнях тертя зразків, за температури в околі тертя 69...70 °С спостерігається утворення локул теплового накопичення, що провокує початок плавлення робочої поверхні зразків (рис. 2.5).



а – ненаповнений вторинний поліетилен; б – вторинний поліетилен наповнений 2 мас. % графітом

Рисунок 2.5 – Мікрофото поверхонь зразків після тертя ($\times 120$)

Тому, особливу увагу, при використанні вторинного поліетилену в рухомих з'єднаннях необхідно приділити саме температурному режиму роботи трибоспряження.

Встановлено, що введення графіту в кількості 2 % дозволяє помірно підвищити фізико-механічні та міцнісні характеристики одержаного матеріалу. Одержаний ПКМ забезпечує працездатність за критерієм $PV \leq 0,5 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$, за умови не перевищення тиску 1 МПа, лінійної швидкості – 0,5 м/с.

2.2 Визначення впливу вторинних пластиків на характеристики та властивості конструкційних полімерно-композитних матеріалів

Отримані результати дослідження, впливу графіту на характеристики та властивості вторинного поліетилену, дозволили обґрунтувати режими роботи одержаного ПКМ. Проте, обмежений температурний режим роботи – до 68 °С в комбінації із незначною величиною фактору $PV \leq 0,5 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$ може суттєво обмежити широке застосування таких матеріалів, як конструкційних

Використання вторинних пластиків, для наповнення конструкційних ПКМ, дозволить вирішити одразу дві проблеми. Перша – імпортозаміщення дорогих конструкційних пластиків; друга – зменшення екологічного навантаження на довкілля відходами пластиків.

Основними напрямками при розробці та вдосконаленні існуючих ПКМ конструкційного призначення є дослідження їх міцнісних, триботехнічних та термічних характеристик. Відомі результати досліджень фенолформальдегідних смол, наповнених різноманітними компонентами, в тому числі відходами промисловості [13-16], що дозволяють розширити межі використання таких матеріалів. Виробництво вказаних матеріалів має ряд недоліків, зокрема це використання токсичних та вогнебезпечних складових – фенолу, формальдегіду та соляної кислоти.

Водночас, для підвищення характеристик таких пластиків як, фенілон [17, 18], фторопласт [19], поліамід-66 [12, 20], використовують дорогі наповнювачі: вуглецеві волокна, наноматеріали (трубки, сфери та ін.), дорогоцінні та рідкісні матеріали. При цьому, вартість переробки вихідного матеріалу в готові вироби має ряд перепон, зокрема й економічних [21]. Обмежене використання вказаних

матеріалів в конструкціях сільськогосподарських машин обумовлене високою їх вартістю. Розроблені наукові основи застосування деталей з вуглепластиків на основі поліаміду 6 [22], дозволили аналітично встановити діапазон тисків у рухомих з'єднаннях робочих органів жаток зернозбиральних комбайнів – 0,45...1,0 МПа – за яких забезпечуватиметься працездатність механізмів. Для паралелограмних механізмів посівних комплексів, укомплектованих деталями з ПКМ визначені граничні значення тиску в шарнірі 3,0 МПа [23].

Підтверджено доцільність впровадження вторинних пластиків в конструкційні [24, 25], але в якості відпрацьованого матеріалу, в цій роботі, обрано вторинний конструкційний ПКМ, що має високу вартість. За кордоном основним напрямком переробки вторинних пластиків є їх повторне використання (переробка у виробі) або спалювання. ПКМ, в тому числі й вторинні, можна використовувати при будівництві споруд та доріг [7, 26].

У роботах [6, 27] досліджено процес рециклінгу вторинних пластиків в аналогічні виробі. При цьому, вказані роботи мають оглядовий характер та описують існуючі технології, методи переробки пластиків. Дослідження властивостей та розробка нових технологій переробки вторинних пластиків представлені недостатньо.

Обсяги щорічного виробництва пластику в світі сягають 300 млн. т., при цьому половина з нього – одноразового використання [28, 29]. Подальше використання відпрацьованих пластиків у світі та їх вплив на екологію відбувається під постійним моніторингом відповідних світових організацій [30]. Тому, дослідження, що направлені на переробку вторинних пластиків, в тому числі й шляхом введенням їх в конструкційні ПКМ, є актуальним завданням сьогодення. При цьому, необхідно визначити оптимальний вміст вторинних пластиків (поліетилену) в поліамідній полімерній матриці, для забезпечення достатніх фізико-механічних характеристик одержаних ПКМ для використання їх, як конструкційних пластиків.

2.2.1 Програма та методики досліджень

Програма досліджень включала такі етапи:

- підготовка основних матеріалів (матриці) та вторинної сировини (наповнювачу) до переробки;
- виготовлення методом лиття під тиском зразків та їх підготовка до випробувань;
- дослідження фізико-механічних властивостей зразків;
- визначення відносної абразивної стійкості одержаних матеріалів;
- оптичні дослідження зрізів зразків;
- обробка результатів та формування висновків.

Для дослідження характеристик та властивостей матеріалів в якості матриць обрано ПКМ поліамідної групи: вуглепластик на основі поліаміду 6 – УПА-6-30 та ненаповнений поліамід Nylon 66. В якості наповнювача – вторинний поліетилен LDPE (ВП LDPE). Зразки та деталі виготовляли в лабораторії полімерних композитів Міжфакультетської проблемної науково-дослідної лабораторії технічного сервісу машин з матеріалів, що мають зовнішній вигляд гранул (рис. 2.6).

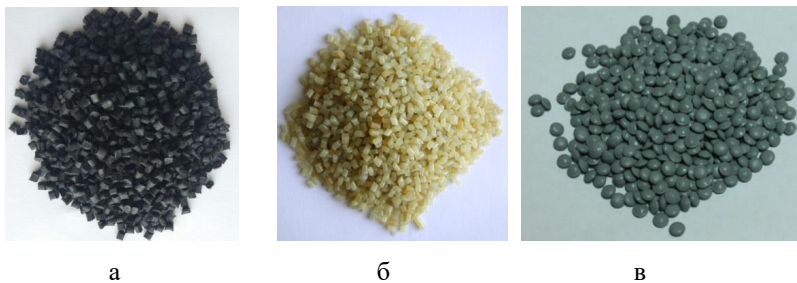


Рисунок 2.6 – Загальний вигляд матриць ПКМ та наповнювача: а) УПА-6-30; б) Nylon 66; в) вторинний поліетилен LDPE

Відсотковий вміст ВП LDPE змінювали в діапазоні від 0...15 % мас. з кроком 5 %.

Виготовлення зразків здійснювали методом лиття під тиском на ливарній машині ПЛ-32. Перед переробкою, з матеріалів видаляли вологу, розміщуючи їх в термошафі СНОЛ 58/350 за температури 80° С протягом 3 годин.

Компоненти змішували у вихровому електромагнітному полі з частотою обертання 3500 хв⁻¹ за допомогою нерівновісних металевих частинок.

Після змішування таким способом, матеріали були перероблені і отримані зразки для дослідження міцнісних характеристик та триботехнічних властивостей (рис. 2.7), що мали однорідну структуру.



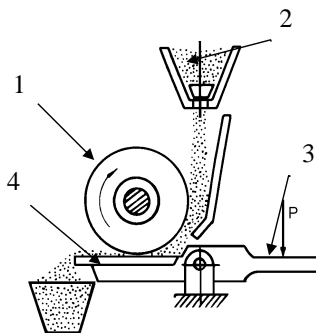
Рисунок 2.7 – Зразки для експериментальних досліджень:

а) границі текучості матеріалу; б) ударної в'язкості

Дослідження міцнісних властивостей здійснювали на випробувальній машині FP-100/1, згідно ГОСТ 4651-82. Для дослідження границі текучості при стисканні, використовували зразки діаметром 10 і висотою 15 мм. При цьому опорні площини зразків були паралельні в межах 0,1% у напрямку, перпендикулярному прикладанні навантаження.

Ударну в'язкість визначали на маятниковому копрі КМ-0,4 за методом Шарпі згідно ГОСТ 4647-80 за температури 23±2 °С і відносній вологості повітря 50±5 %. Суть методу полягала у випробуванні, при якому зразок, лежачи на двох опорах, відстань між якими 40 мм, руйнувалися при ударі маятника, причому лінія удару знаходилась посередині між опорами. Перед випробуванням зразки кондиціонували в стандартній атмосфері згідно ГОСТ 12423.

Дослідження зразків на відносну абразивну стійкість проводили згідно ГОСТ 23.208-79 на підготовленому лабораторному устаткуванні (рис. 2.8) на базі машини тертя СМЦ-2. Для досліджень також використовувалось таке обладнання: термошафа стаціонарна; аналітичні терези METRINCO AB224 (дискретність – 0,0001 г); штангенциркуль ШЦ-125, клас 2, порядковий № 99344; інше допоміжне нестандартне обладнання.



а

б

Рисунок 2.8 – Машина тертя СМЦ-2 (а) та схема реалізації процесу абразивного зношування (б): 1 – гумовий ролик; 2 – абразивний матеріал; 3 – механізм створення навантаження; 4 – зразок матеріалу, що досліджується

Сутність методу полягала у тому, що за однакових умов проводили примусове зношування досліджуваного і еталонного зразків. Зношування здійснювали за допомогою абразивного нежорстко закріпленого матеріалу (електрокорунд №16-Н, ГОСТ 3643-71), який подавався в зону тертя і притискався до зразка гумовим роликом, що обертається (рис. 2.8, б).

Перед випробуванням абразив просувували до відносної вологості не більше 0,16 %. Припрацювання ролика проводили методом тертя по поверхні шліфувального паперу типу 2 (ГОСТ 6456-75) із зернистістю № 8П (ГОСТ 3647-71), закріпленого у зразку-утримувачі на плоскій сталевій пластині. Після припрацювання ролик промивали в бензині. Умови випробування приведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Умови випробування при зношуванні об нежорстко закріплені абразивні частки

Навантаження, Н	Частота обертання, об/хв	Характеристика гумового ролика			
		Діаметр, мм	Ширина, мм	Твердість за ГОСТ 263- 75	Відносне остаточне подовження, %
44	60	50 мм	15±0,1	78-85	15-20

Знос зразків, що випробовувались і еталонних визначали шляхом зважування до, і після випробування, на аналітичних терезах METRINCO AB224 (рис. 2.9) з похибкою не більше 0,1 мг. Відносну зносостійкість досліджуваного матеріалу обчислювали за формулою:

$$K_u = \frac{g_e \cdot \rho_d \cdot N_d}{g_d \cdot \rho_e \cdot N_e}, \quad (2.5)$$

де: ρ_e, ρ_d – щільність еталонного і досліджуваного матеріалів, кг/м³;

N_e, N_d – кількість обертів ролика при випробуваннях еталонного і досліджуваного зразків;

g_e, g_d – знос еталонного і досліджуваного зразків, кг.

Густина зразків ρ визначали методом гідростатичного зважування за ГОСТ 15139-69. Зразок, підвішений до коромисла аналітичних терезів, послідовно

зважували у повітрі та у дистильованій воді за температури 293 К з точністю не нижче 0,0001 г (рис. 2.9).



Рисунок 2.9 – Аналітичні терези METRINCO AB224

Густину розраховували за відношенням маси зразка у повітрі до різниці мас у повітрі та у воді:

$$\rho = \frac{m_1}{m_1 - m_2} (\rho_p - \rho_n) + \rho_n \quad (2.6)$$

де: m_1 , m_2 – відповідно маса твердого тіла визначена при зважуванні в повітрі і рідині, г;

ρ_p , ρ_n – густина відповідно рідини і повітря.

Середнє арифметичне значення щільності, отримане в результаті не менше, як трьох вимірів, що відрізняються не більше ніж на 1 %, приймали за остаточний результат.

Для порівняння відносної абразивної стійкості ПКМ, наповнених вторинним поліетиленом, обрано еталонний матеріал Nylon 66, так як він має найбільшу відносну абразивну стійкість серед досліджуваних матеріалів [31].

Абсолютну величину зносу вихідного (ненаповненого) Nylon 66 взято за одиницю.

Металографічні дослідження робочих поверхонь зразків, здійснювали за допомогою мікроскопу МБИ-6 з цифровою окулярною камерою SIGETA MDC-500 5.0MP та персонального комп'ютера (рис. 2.10).

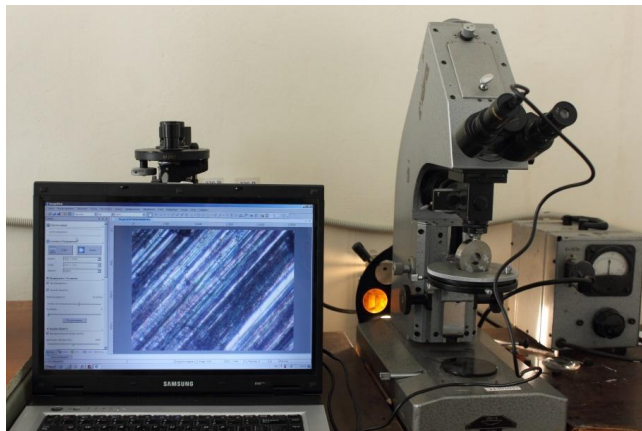


Рисунок 2.10 – Оптичний мікроскоп МБИ-6 з цифровою окулярною камерою SIGETA MDC-500 5.0MP та ПК

Зображення передавали на дисплей комп'ютера для аналізу та фіксації результатів у вигляді цифрового фотознімку. Металографічні дослідження проводили з максимальним збільшенням до $\times 400$ разів.

2.2.2 Результати досліджень впливу вторинного поліетилену на характеристики та властивості конструкційних пластиків

Встановлено, що додавання ВП LDPE до конструкційних пластиків поліамідної групи (Nylon 66 та УПА-6-30) в цілому спричинює зниження границі текучості. Так, додавання в кількості 15 % мас. призводить до зменшення границі текучості матеріалів на 47,7 %, для Nylon 66 та 51,8 % для УПА-6-30 відповідно. Результати досліджень наведені на рис. 2.11. Також виявлено, що матеріал Nylon

66 недоцільно наповнювати ВП LDPE більше, як 10 % мас., так як, це є причиною різкого зменшення границі текучості.

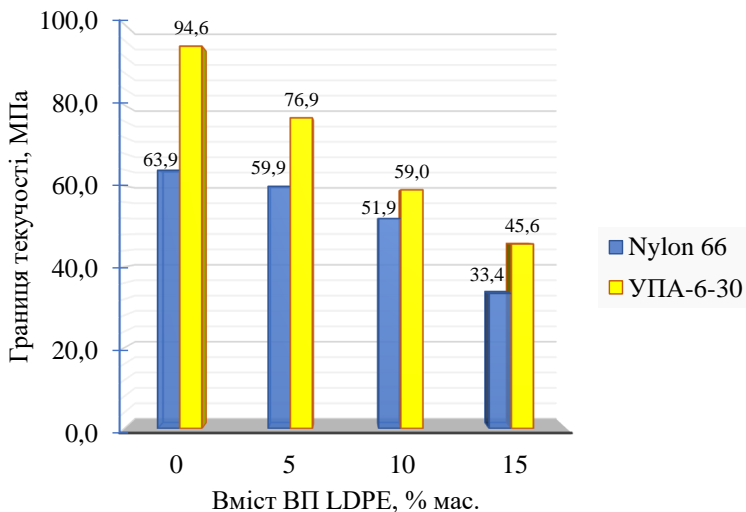


Рисунок 2.11 – Залежність границі текучості матеріалу від відсоткового вмісту ВП LDPE

Середнє значення показників копра КМ-0,4 наведено в табл. 2.3. При цьому екстремуми не враховано.

Таблиця 2.3 – Показники дисплею копра на основі 10 кратного випробування експериментальних зразків

№ з/п	Назва матеріалу	Середнє значення, од.
1	Nylon 66	10,67
2	Nylon 66+5%ВП LDPE	8,67
3	Nylon 66+10%ВП LDPE	7,67
4	Nylon 66+15%ВП LDPE	7,33
5	УПА-6-30	7,83
6	УПА-6-30+5%ВП LDPE	7,17

7	УПА-6-30+10%ВП LDPE	5,50
8	УПА-6-30+15% ВП LDPE	4,17

На основі отриманих середніх значень показників копра визначали ударну в'язкість досліджуваних матеріалів за формулою, кДж:

$$a_n = \frac{A_n}{b \cdot s \cdot 1000} \quad (2.6)$$

де A_n – енергія удару, затрачена на руйнування зразка, кДж/(кг/см²), фіксується на цифровому табло приладу;

b – ширина зразка по його середині, мм;

s – товщина зразка по його середині, мм.

Виявлено, що ударна в'язкість Nylon 66 при наповненні його ВП LDPE в кількості 15 % мас. зменшується на 31 %, тоді як для УПА-6-30 – на 46 % (рис. 2.12).

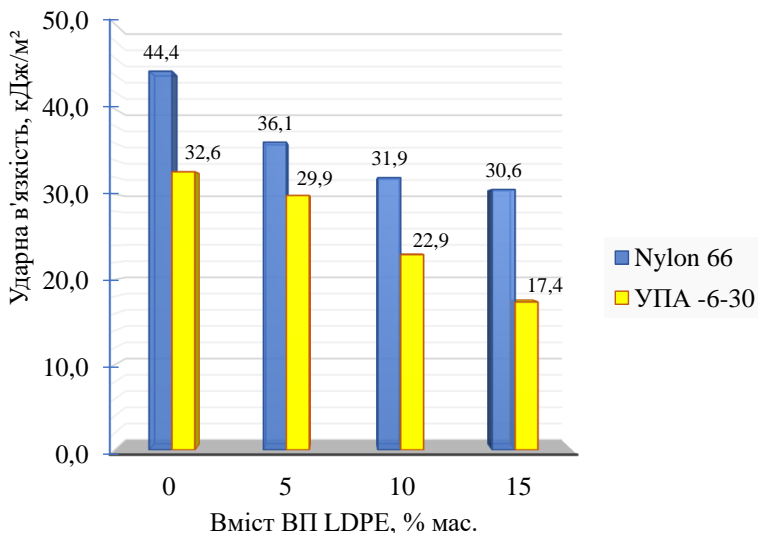
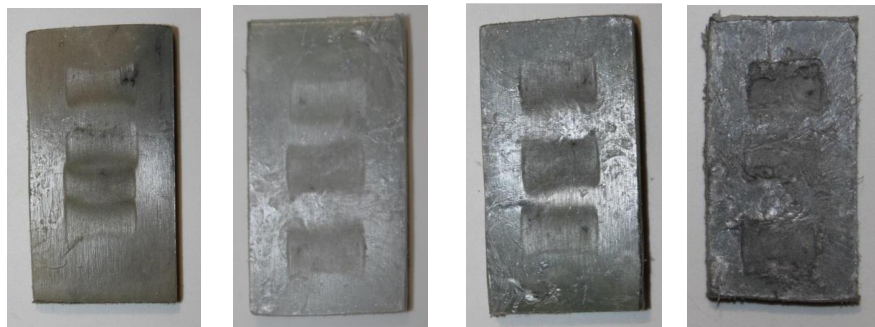


Рисунок 2.12 – Залежність ударної в'язкості матеріалу від відсоткового вмісту ВП LDPE

Отримані результати свідчать про суттєве зниження міцнісних характеристик матеріалу УПА-6-30, при концентрації наповнювача понад 10% мас., що обмежує експлуатацію таких матеріалів за динамічних (ударних) навантажень.

Після проведення досліджень на відносну абразивну стійкість вихідного матеріалу Nylon 66 та ПКМ на його основі, наповнених вторинним поліетиленом, зразки мали такий загальний вигляд (рис. 2.13).



1

2

3

4

1 – Nylon 66; 2 – Nylon 66(5); 3 – Nylon 66(10); 4 – Nylon 66(15)

Рисунок 2.13 – Загальний вигляд зразків з полімерних матеріалів після досліджень на абразивне зношування

Результати досліджень показали (табл. 2.4), що зразок № 1 (Nylon 66) має найвищу відносну абразивну стійкість і вона суттєво позитивно відрізняється за інші матеріали.

Таблиця 2.4 – Результати досліджень відносної зносостійкості матеріалів

Назва	Середній масовий знос, г	Щільність, кг/м ³	Кількість обертів ролика, од.	Відносна абразивна зносостійкість
Nylon 66	0,00418	1144	300	1
Nylon 66(5)	0,00913	1116		0,471

Nylon 66(10)	0,00952	1098		0,458
Nylon 66(15)	0,01011	1083		0,436

Ранжування зразків за критерієм відносної абразивної стійкості вказує на різке зменшення цього показника до 47,1 %, у порівнянні з еталоном, при введенні вторинного поліетилену навіть в незначних кількостях 5 % мас. в ПКМ Nylon 66. Подальше збільшення концентрації наповнювача незначно зменшує відносну абразивну стійкість у порівнянні з 5 % мас. За умови введення наповнювача у концентраціях 10 % мас. та 15 % мас. відносна абразивна стійкість становить, у порівнянні з вихідним матеріалом, 45,8 % та 43,6 % відповідно.

Виходячи з наведених результатів можна зробити висновок, що введення вторинного поліетилену в ПКМ Nylon 66 навіть в незначних концентраціях (5 % мас.) призводить до різкого зменшення абразивної зносостійкості, тому такі матеріали недоцільно використовувати у деталях, які працюють в присутності значної кількості абразивних частинок.

Мікрофото поверхонь зразків УПА-6-30 наповненого концентрацією вторинного поліетилену (10 % мас.) наведено на рис. 2.14.

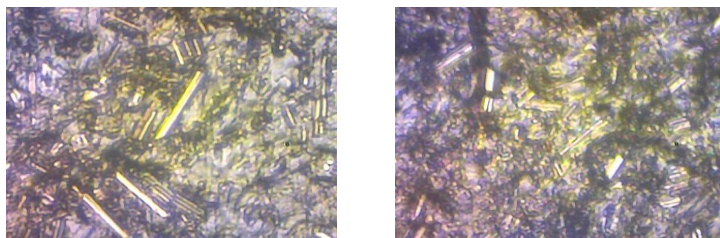


Рисунок 2.14 – Мікрофото поверхонь зразків УПА-6-30 + ВП LDPE (10%); ($\times 400$)

Наведені результати (рис. 2.14), вказують на рівномірний візуальний розподіл всіх компонентів отриманого ПКМ на основі УПА-6-30 наповненого вторинним поліетиленом.

Отримані результати, підтверджують доцільність використання вторинних пластиків, в якості наповнювачів конструкційних ПКМ, та захищені патентом України на корисну модель [32].

Висновки. Встановлено, що для наповнення конструкційних пластиків, вторинним поліетиленом LDPE, його відсотковий вміст не повинен становити більше 10 % мас. Відповідні композитні матеріали можуть використовуватись у трибоспряженнях замість серійних конструкційних пластиків. Збільшення концентрації наповнювача більше 10 % мас. призводить до зниження характеристик основних ПКМ та унеможливує їх використання, як конструкційних матеріалів у вузлах, де тиск перевищує 3,0 МПа.

Не рекомендується до використання ПКМ на основі Nylon 66 та УПА-6-30, наповнені вторинним поліетиленом, для трибосряжень, що працюють в умовах присутності значної кількості абразивних частинок в зоні тертя.

Отримані результати дозволять виконати адаптацію матеріалу, для деталей з ПКМ, враховуючи режими їх експлуатації. Наприклад, для деталей сільськогосподарських машин, що працюють в механізмах, описаних в роботі [22], пропонуємо використовувати ПКМ Nylon 66 наповнений вторинним поліетиленом LDPE до 10% мас. Для механізмів копіювання посівних машин та культиваторів оптимальний склад ПКМ – УПА-6-30, наповнений вторинним поліетиленом LDPE до 10 % мас.

Використання вторинного поліетилену LDPE, в якості наповнювача для конструкційних пластиків, дозволить зменшити кількість сміття на звалищах та покращить екологічну ситуацію в країні.

2.3 Обґрунтування складу композитних матеріалів на основі поліаміду 6 та вуглецевого волокна для трибоспряжень механізмів і машин

Використання вторинних пластиків, як наповнювачів конструкційних ПКМ дозволяє забезпечити помірні режими експлуатації за фактором $PV \leq 0,5$ МПа · м/с, за умови відсутності абразивних частинок в околі тертя. Проте, певні механізми та машини, зокрема сільськогосподарської чи гірничодобувної сфери, експлуатуються в умовах підвищеної запиленості робочої зони. Трибоспряження таких машин потребують використання матеріалів, що мають вищі, як міцнісні характеристики, так трибологічні.

Основним напрямком щодо підвищення фізико-механічних характеристик та трибологічних властивостей полімерів є введення в їх структуру наповнювачів різноманітного походження [68, 69, 70-72]. Одним із найбільш розповсюдженим наповнювачем для полімерів є вуглецеві волокна.

Забезпечення країни конструкційними пластиками з можливістю адаптації їх характеристик дозволить підвищити економічну безпеку та імпортозаміщення, в тому числі в оборонній сфері. Виконані дослідження впливу наповнювачів на ПКМ на основі поліаміду-6. В якості наповнювачів використано вуглецеве волокно (ВВ) довжиною 3 мм (рис. 2.15), мастило ПМС-400 та графіт-порошок.

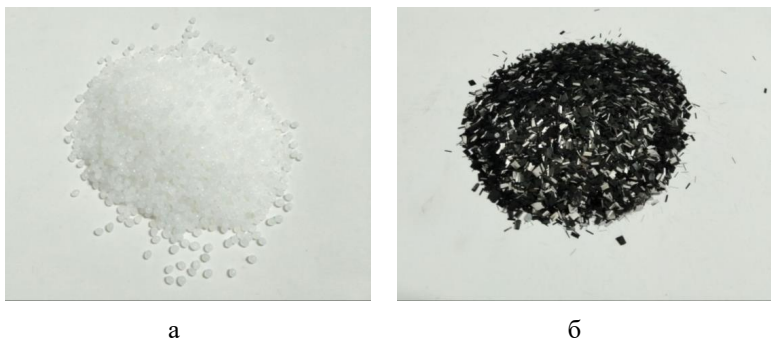


Рис. 2.15 – Компоненти ПКМ: а – поліамід-6, б – вуглецеве волокно рубане довжиною 3 мм.

Слід зауважити, що обрані вуглецеві волокна – продукт промислової вторинної переробки конструкційних пластиків, основні характеристики та властивості ВВ наведено в табл. 2.5. Використання вторинних ВВ дозволяє дослідити доцільність використання таких наповнювачів для створення нових ПКМ конструкційного призначення.

Таблиця 2.5 – Характеристики та властивості обраного вуглецевого волокна

Найменування (показник)	Значення
Вихідний матеріал	Ровінги (100 % вуглець)
Довжина волокон, мм	3
Питома вага, г/см ³	1,7
Діаметр, мкм	7
Допустиме відхилення розмірів, %	±1,4
Насипна щільність, г/дм ³	450
Напруження міцності при розриві, МПа	3500
Модуль пружності, ГПа	230
Відносне видовження при розриві, %	1,5

Введення ВВ в структуру поліаміду-6 проводили на експериментальному двокомпонентному екструдері ЕКГ-45.

Співвідношення матриці та наповнювача, а також умовні позначення отриманих ПКМ наведено в табл. 2.16. Для визначення оптимального співвідношення компонентів ПКМ спочатку виконували дослідження характеристик та властивостей ПКМ в залежності від концентрації ВВ у матриці поліаміду-6.

Дослідження одержаних матеріалів на ударну в'язкість, напруження міцності при стисканні та абразивну зносостійкість виконували за методика та на обладнанні наведеному вище.

Таблиця 2.16 – Умовні позначення ПКМ та співвідношення компонентів в

них

№ з/п	Умовне позначення ПКМ	Вміст компонентів, мас. %	
		Поліамід-6	ВВ
1	УПА-6-10	90	10
2	УПА-6-15	85	15
3	УПА-6-20	80	20

Результати щодо впливу концентрації ВВ на ударну в'язкість та напруження текучості отриманих ПКМ представлено на рис. 2.16.

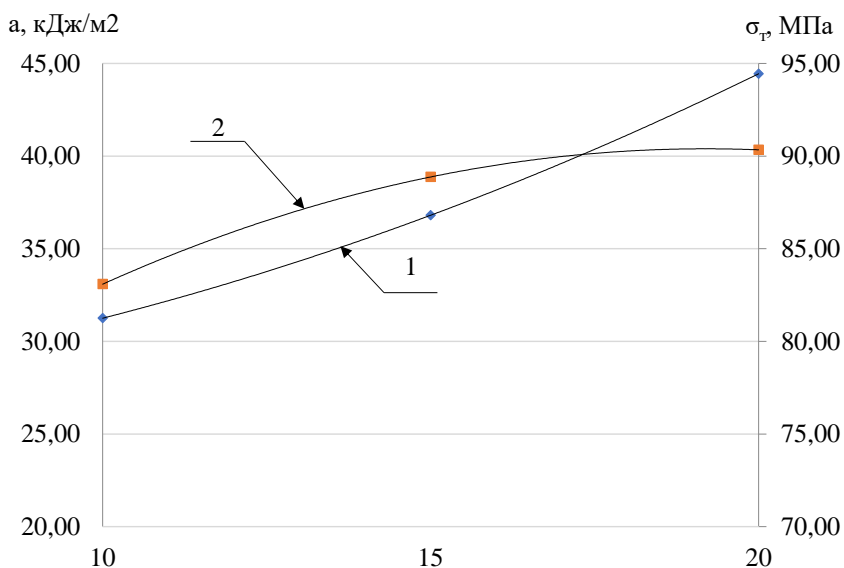


Рис. 2.16 – Залежність ударної в'язкості та напруження текучості ПКМ на основі поліаміду-6 від концентрації % мас. ВВ: 1 – ударна в'язкість; 2 – напруження текучості

Виявлено (рис. 2.16), що залежність вмісту ВВ мас. % на ударну в'язкість ПКМ близька до лінійної, що пов'язано із якісним розподіленням наповнювача та ефектом армування матриці матеріалу вуглецевим волокном, яке має значно вищі міцнісні характеристики.

Трохи інших характер має залежність впливу наповнювача на напруження текучості ПКМ. Так, при збільшенні концентрації ВВ із 10 до 15 % мас. спостерігається зростання досліджуваного показника майже на 7 %. При цьому, подальше зростання вмісту ВВ з 15 до 20 % мас. дозволяє отримати підвищення напруження текучості всього на 1,6 %. Таким чином, можна зробити попередній висновок, що оптимальна концентрація ВВ у матриці поліаміду-6 становить 15...20 % мас. Остаточний вибір співвідношення компонентів в ПКМ буде залежати від режимів роботи майбутніх елементів трибоспрядень та їх собівартості.

Введення ВВ в поліамід-6 дозволяє отримати певні властивості ПКМ. Проте, значне різноманіття режимів роботи трибоспрядень механізмів та машин, потребує значно більшої номенклатури матеріалів з різними властивостями та характеристиками. Це дозволить забезпечити необхідну довговічності роботи трибоспрядень у поєднанні із незначною собівартістю. Досягнути цього можна шляхом введення додаткових наповнювачів в структуру матриці.

Одним із ефективних, і водночас недорогих, модифікаторів ПКМ є графіт. Він дозволяє значно покращити триботехнічні характеристики та властивості КМ. Для зняття внутрішніх напружень в ПКМ, при їх переробці в готові вироби, та зменшення коефіцієнту тертя, застосовують мастильні матеріали, що вводяться в структуру матриці на етапі екструзії ПКМ.

Для подальших досліджень характеристик та властивостей ПКМ на основі поліаміду-6 обрано композиційний матеріал, що містить 20 % мас. ВВ та 80 % мас. поліаміду-6 (умовне позначення УПА-6-20). В якості наповнювачів використано графіт порошок та мастило ПМС-400. Співвідношення компонентів в структурі ПКМ наведено в табл. 2.17.

Таблиця 2.17 – Умовні позначення ПКМ та співвідношення компонентів в них

них

№ з/п	Умовне позначення ПКМ	Вміст компонентів, мас. %			
		Поліамід-6	ВВ	Масло ПМС	Графіт-порошок
1	УПА-6-20	80	20	-	-
2	УПА-6-20+1,5ПМС	78,5	20	1,5	-
3	УПА-6-20+5ГР	75	20	-	5

Результати дослідження ударної в'язкості та напруження текучості ПКМ наведених в табл. 2.17 зображені на рис. 2.17.

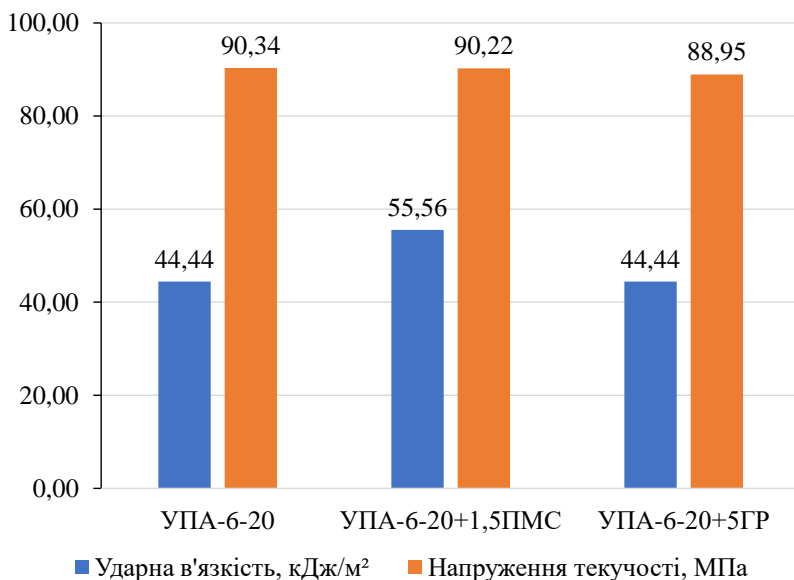


Рис. 2.17 – Вплив наповнювачів (мастила ПМС-400 та графіту) на ударну в'язкість та напруження текучості ПКМ УПА-6-20.

Встановлено (рис. 2.17), що введення до ПКМ УПА-6-20, мастила ПМС-400 у концентрації 1,5 мас. %, призводить до зростання ударної в'язкості на 25 % (з 44,44 до 55,56 кДж/м²). Пояснити це можна ефектом зняття напружень у ПКМ при його переробці у виробі. Крім того, введення мастильних матеріалів забезпечує додатковий ефект самозмащування, зокрема у випадку нагрівання при терті, відбувається виділення мастила із глибоких шарів в зону тертя. Тому, такі ПКМ можуть бути використані в трибоспряженні з помірним температурним режимом роботи та незначного значення лінійної швидкості [33]. Введення графіту в ПКМ УПА-6-20, у кількості 5 мас. % (рис. 2.17), не впливає на ударну в'язкість.

Встановлено (рис. 2.17), що напруження текучості ПКМ, при введенні до їх структури графіту або мастила ПМС-400, вказаних концентрацій (табл. 2.17), суттєво не змінюється (не перевищує 1,5 %, у порівнянні з базовим матеріалом). Пояснити це можна незначною «чутливістю» досліджуваного показника в діапазоні обраних концентрацій наповнювачів.

Експлуатація трибоспряжень, особливо трибоспряжень сільськогосподарської техніки, відбувається в умовах підвищеної концентрації абразивних частинок (грунту, пожнивних решток та ін.) в робочій зоні. В результаті чого, такі рухомі з'єднання працюють в важких умовах та мають незначну довговічність. Одним із варіантів вирішення вказаної проблеми є розробка конструкційних ПКМ, що здатні працювати за умови присутності абразивного середовища, забезпечуючи при цьому достатню довговічністю. Тому, окрім досліджень міцнісних характеристик, існує необхідність у визначенні абразивної зносостійкості розроблених ПКМ.

Дослідження абразивної зносостійкості виконували для всіх п'яти розроблених ПКМ. Після проведення досліджень на абразивну зносостійкість розроблених ПКМ, зразки мали такий загальний вигляд (рис. 2.18).

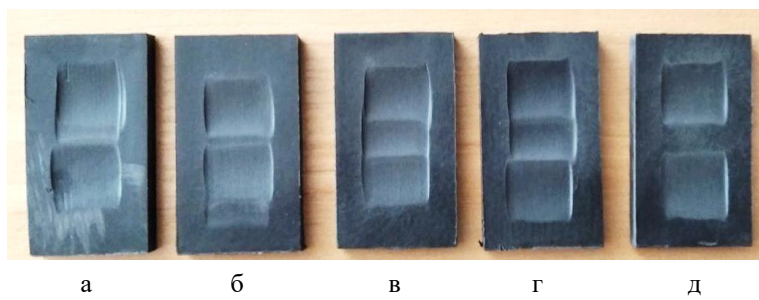


Рис. 2.18 – Зразки з розроблених ПКМ після дослідження на абразивну стійкість: а – УПА-6-10; б – УПА-6-15; в - УПА-6-20; г – УПА-6-20+5ГР; д - УПА-6-20+1,5ПМС

Результати дослідження абразивної зносостійкості наведені в таблиці 2.18.

Таблиця 2.18 – Результати визначення щільності розроблених ПКМ та досліджень абразивної зносостійкості розроблених ПКМ

Умовне позначення ПКМ	Середній масовий знос, г	Щільність, кг/м ³	Кількість обертів ролика, од.	Відносна абразивна зносостійкість
УПА-6-15	0,0867	1196,9	300	1
УПА-6-20	0,1161	1216,7		0,759
УПА-6-10	0,1196	1180,6		0,715
УПА-6-20+5ГР	0,1407	1237,3		0,637
УПА-6-20+1,5ПМС	0,1560	1227,0		0,570

Результати дослідження абразивної зносостійкості розроблених ПКМ (табл. 2.18), свідчать, що найбільший вплив на досліджуваний показник має оптимальне співвідношення концентрації ВВ в ПКМ. Для обраних режимів тертя, найвищу зносостійкість зафіксовано у ПКМ УПА-6-15. Значно нижчу абразивну зносостійкість (на майже 25 %) має ПКМ УПА-6-20. Зменшення концентрації ВВ до рівня 10 мас. % призводить також до значного зниження

абразивної стійкості отриманого ПКМ на 28,5 %, у порівнянні із концентрацією 15 мас. %. Пов'язано це із недостатніми фізико-механічними властивостями ПКМ УПА-6-10. При виборі ПКМ для конкретних умов роботи необхідно враховувати комплекс характеристик та властивостей. Тому, за основний матеріал бажано брати УПА-6-20, так як він забезпечує високі фізико-механічні властивості з досить високими показниками щодо абразивної зносостійкості. Такий матеріал може бути використаний у якості конструкційного для виготовлення робочих органів культиваторів [34].

Введення у ПКМ-6-20 додаткових наповнювачів у вигляді графіту або мастила ПМС-400 призводить до зниження абразивної зносостійкості отриманих матеріалів. Такий ефект обґрунтовано розпорошенням структури отриманого композитного матеріалу та погіршенням монолітності отриманих ПКМ. Слід зазначити, що вуглецеві волокна з вихідною довжиною 3 мм частково подрібнюються у процесі їх змішування дисками в екструдері, а частково при нарізанні стренгів на гранули потрібної довжини. У випадку повторної переробки відбувається додаткове подрібнення ВВ, що може впливати на властивості ПКМ.

Для забезпечення довговічності ПКМ, при роботі зі сталями, їх твердість повинна забезпечувати достатній рівень для протидії миттєвим знакозмінним навантаженням. Крім того, в зону тертя незахищених трибоспряжень потрапляють абразивні частинки, що можуть мати високу твердість. Розроблені ПКМ мають значно меншу твердість у порівнянні зі сталями та накопичують тверді абразивні частинки, як губки, у своїх поверхневих шарах. Фактично, прибираючи такі частинки із зони тертя трибоспряження. Це дозволяє важливі захистити спряжені деталі, такі як корпуси підшипників, важелі, рами машин та ін. Результати визначення твердості розроблених ПКМ (за Шором, D), наведено на рис. 2.19.

Твердість, Шор D

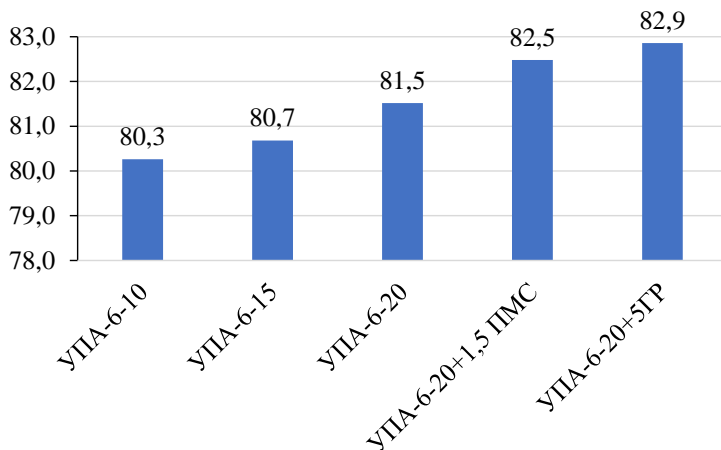


Рис. 2.19 – Результати дослідження твердості розроблених ПКМ

Результати дослідження твердості отриманих матеріалів (рис. 2.19), дозволяють зробити висновок, що зі збільшенням концентрації наповнювачів, твердість зростає несуттєво. Зокрема, при підвищенні концентрації ВВ з 10 мас. % до 20 мас. %, твердість збільшується всього на 1,5 %, що вкладається у похибку вимірювання. Для інших отриманих ПКМ залежність має схожий характер, а отже суттєвого впливу на твердість ПКМ, обрані наповнювачі не мають.

Вибір конкретного ПКМ, на основі поліаміду-6 та запропонованих наповнювачів, повинен першочергово забезпечувати міцнісні характеристики рухомих з'єднанням, а вже потім вимоги щодо зносостійкості матеріалів.

Розроблено технологію одержання та складу ПКМ на основі поліаміду-6, вуглецевого волокна (вторинного), графіту та мастила. Отримані результати дозволяють адаптувати властивості конструкційних пластиків до режимів роботи та умов експлуатації трибоспрямижень, забезпечивши низьку собівартість.

2.4 Вплив наповнювача на властивості композитних матеріалів на основі фенілолу С2

Аліфатичні поліаміди, у порівнянні з ароматичними, мають меншу вартість та енергоємність технології переробки у виробі [21]. При цьому, сфера їх застосування, навіть модифікованих волокнистими чи дисперсними наповнювачами, обмежується незначним діапазоном режимів експлуатації за фактором PV – до 5 МПа·м/с [12, 35-36]. Температура експлуатації, наприклад, підшипникових опор шнекових конвеєрів переробки насіння соняшника та обладнання для виготовлення паперу становить 90...105 °С, що у поєднанні з високими значеннями фактора PV , може призводити до втрати форми деталей, виготовлених на основі аліфатичних поліамідів. Крім того, вартість дисперсних наповнювачів та технології їх введення в аліфатичні поліаміди значно підвищує собівартість.

Одним із варіантів забезпечення працездатності елементів рухомих з'єднань, виготовлених з ПКМ, за фактору PV вище 5 МПа·м/с та температури, що перевищує 105-110 °С, є використання ароматичного поліаміду С2. Його характеристики та властивості значно вищі, ніж у аліфатичних поліамідів. Проте, основним недоліком ароматичного поліаміду С2 є відносно високий коефіцієнт тертя, при терті без змащування. Для цього в його структуру вводять модифікатори тертя [17-18, 37-39]. Висока вартість дисперсних наповнювачів та необхідність рівномірного розподілення незначної обсягу наповнювача в матриці, ускладнює технологічний процес одержання готових виробів (деталей). Це призводить до зростання вартості готових виробів. Тому, дослідження направлені на розробку ПКМ на основі ароматичного поліаміду, є актуальними.

2.4.1 Матеріали та методи досліджень

Об'єктом дослідження є процеси впливу наповнювача на характеристики та властивості полімерно-композитних матеріалів. Дослідження проводили на зразках ПКМ, виготовлених на основі фенілону С2 та наповнювача – ТРГ. Ароматичний поліамід фенілон С2 – продукт поліконденсації ароматичного діаміну і хлорангідриду ізофталевої кислоти. Цей полімер хімічно стійкий, має високу міцність та зносостійкість, може працювати протягом тривалого часу за температури робочої зони до 200 °С. ТРГ одержують шляхом багатостадійної хіміко-термічної переробки кристалічного графіту. В роботі використано ТРГ, які одержані шляхом переробки графітів марок Б та ГЛ-2. Основна відмінність вказаних марок вихідного графіту – їх походження. Графіт марки Б одержують штучно, шляхом термічної обробки тонкоподрібненого коксу та вуглецевого в'язучого – пеку. Графіт марки ГЛ-2 – природнього походження. Контргіла – диски зі Ст. 45 (1.1191, EN 10083) та міді (EN 13602:2002, IDT). Технологія підготовки компонентів ПКМ передбачала сушіння: ТРГ за температури 200 °С протягом 2 годин, фенілону С2 за температури 200–240 °С протягом 1,5 годин. Змішування складових ПКМ виконували в сухому стані, на установці АВС-150К, протягом 60...80 секунд в обертальному електромагнітному полі з величиною магнітної індукції 0,09...0,14 тесла за допомогою феромагнітних елементів. Вилучення останніх з ПКМ виконували магнітною сепарацією. Отриману композицію переробляли у зразки методом прямого компресійного пресування.

Визначення теплоємності та теплопровідності виконували згідно ГОСТ 15173-70 на приладі ИТЭМ-1М. Середнє арифметичне значення, отримане в результаті не менше 10 вимірювань, які відрізнялись не більше, як на 1 %, приймали за остаточний результат. Термостатування досліджуваних зразків при різних температурах забезпечується приладом ИТЭМ-1М.

Дослідження поверхонь тертя та розподілення ТРГ у полімерній матриці здійснювали за допомогою мікроскопу NEOFOT 30 [40].

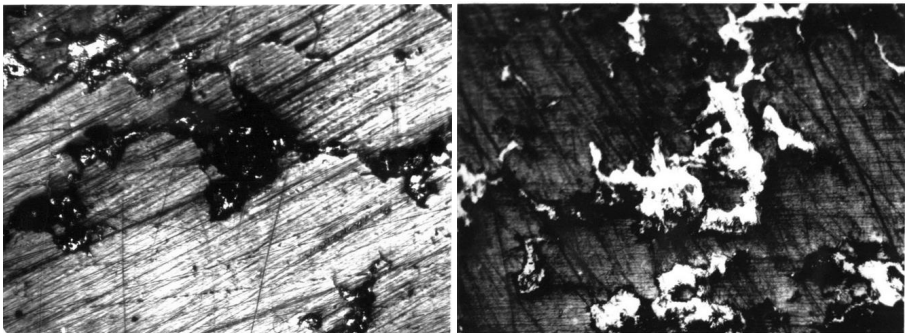
Тиск на трибосприяженні змінювали в діапазоні від 1 МПа до 15 МПа.

Температуру в зоні тертя визначали за допомогою хромель-алюмелевої електронної термопари «Термометр 301 Туре К». Отвір для вимірювання температури виконували на глибину, що дорівнює половині діаметру зразка, і на відстані 1 мм від поверхні тертя.

Міцнісні властивості ПКМ визначали на випробувальній машині FP-100, згідно ГОСТ 4651-82. Для дослідження використовували зразки діаметром 10 і висотою 15 мм.

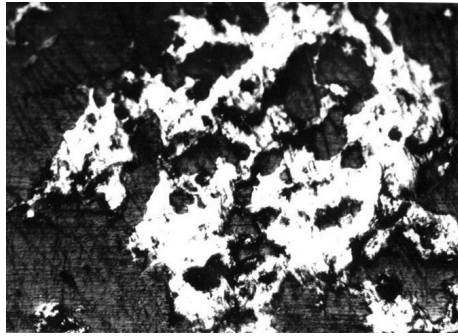
2.4.2 Результати досліджень дослідження характеристик та властивостей полімерно-композитних матеріалів

Аналіз мікроструктури композитних матеріалів. Вивчення мікроструктури одержаних ПКМ на основі фенілону С2 (рис. 2.20) дозволило встановити, що ТРГ, незалежно від його вмісту в матеріалі, в основному орієнтовані перпендикулярно напрямку пресування.



а

б

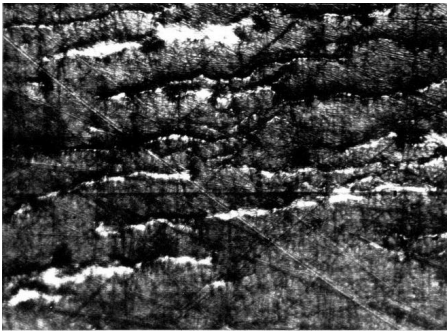


в

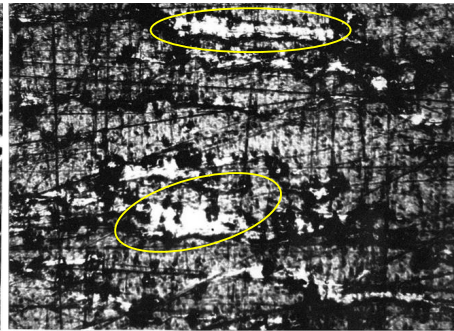
Рисунок 2.20 – Мікроструктура у перетинах перпендикулярному напрямку пресування полімерно-композитних матеріалів на основі фенілону С2, наповненого термічно розширеним графітом: *a* – 5 мас. %; *б* – 15 мас. %; *в* – 25 мас. %; $\times 150$

Аналіз мікрофото поверхонь (рис. 2.20) свідчить про задовільний розподіл наповнювача в матриці незалежно від його кількості (обсягу).

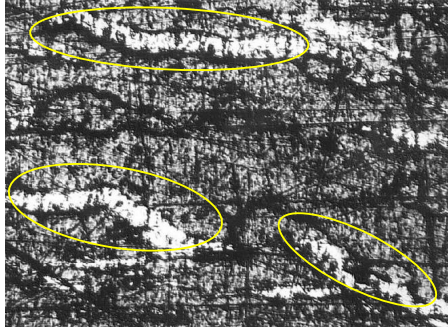
Аналіз фотографій у перетинах паралельних напрямку прикладання зусилля показує, що наповнювач в них має локальні скупчення (рис. 2.21, *б, в*). Встановлено, що збільшення вмісту ТРГ до 15 та 25 мас. % спостерігається розшарування структури ПКМ у площині паралельній напрямку пресування при переробці матеріалу (рис. 2.21).



a



б



б

Рисунок 2.21 – Мікроструктура у перетинах паралельному напрямку пресування полімерно-композитних матеріалів на основі фенілону С2, наповненого термічно розширеним графітом: *a* – 5 мас. %; *б* – 15 мас. %; *в* – 25 мас. %; $\times 150$

При введенні в матрицю ТРГ 15 мас. % і більше спостерігається процес локального його скупчення та розшарування ПКМ (рис. 2.21, б, в), у напрямку паралельному прикладання зусилля при переробці. Пояснити це можна ефектом зчеплення між собою волокон наповнювача, які при зменшенні об'єму зразка (при стисканні) перетинаються між собою та утворюють локальні скупчення. При термообробці (спіканні) зразка, в'язуче не зможе повністю проникнути в значні скупчення наповнювача, і як результат, не може утворити монолітну структуру ПКМ.

Крім того, аналіз фото (рис. 2.22), виконаних зі збільшенням $\times 300$ показує, що наповнювач у готовому ПКМ має розгалужену та кострубату структуру.

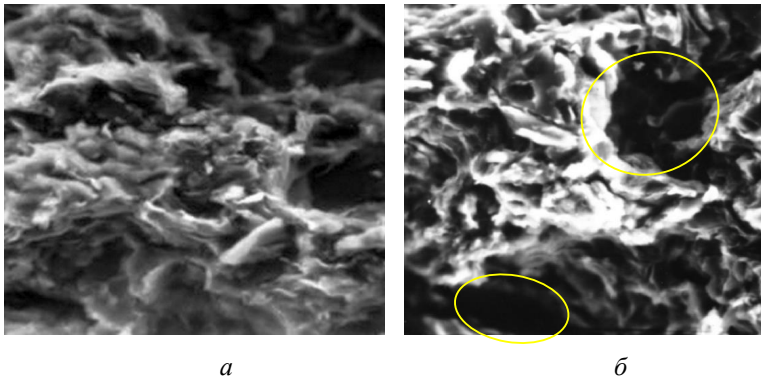


Рисунок 2.22 – Мікроструктура полімерно-композитних матеріалів на основі фенолону С2, наповненого термічно розширеним графітом: *a* – 15 мас. %; *б* – 25 мас. %; $\times 300$

Аналіз фотографії (рис. 2.22, *a*) показує, що наповнювач, при концентрації 15 мас. %, розподіляється в матриці задовільно. При цьому, на рис. 2.22, *б* (наповнення 25 мас. %) спостерігається нерівномірне розподілення наповнювача з присутніми локальними місцями незначної його концентрації (виділені зони) та зони зі значним скупченням ТРГ.

Результати дослідження фізико-механічних, теплофізичних характеристики та трибологічних властивостей розроблених композитних матеріалів. Результати визначення впливу наповнювача на величину напруження руйнування і модуля пружності при стиску ПКМ наведено на рис. 2.23.

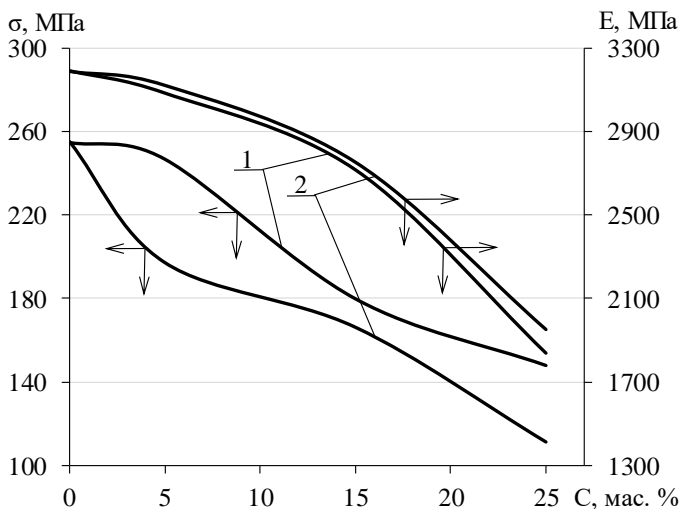


Рисунок 2.23 – Залежність величини напруження руйнування і модуля пружності при стиску полімерно-композитних матеріалів на основі фенілоу С2 від вмісту мас. % термічно розширеного графіту марок: 1 – ГЛ-2; 2 – Б

Концентрація наповнювача у ПКМ у кількості 5 мас. % призводить до незначного зменшення модуля пружності при стиску, незалежно від обраного його типу. При цьому, величина напруження руйнування при стиску за умови введення 5 мас. % ТРГ ГЛ-2 зменшується незначно, всього на 3,1 %. В той час, як при використанні ТРГ Б спостерігається різке зменшення вказаного показника – на 22,7 %. Ведення 15 мас. % ТРГ ГЛ-2 призводить до зменшення вказаного показника, у порівнянні з ненаповненим матеріалом, на 29,4 % (з 255 МПа до 180 МПа). Подальше збільшення концентрації наповнювача до 25 мас. % призводить до значного зменшення, як величини напруження руйнування, так і модуля пружності при стиску, незалежно від його марки.

Отримані результати (рис. 2.24) свідчать, що введення 5 мас. % ТРГ призводить до різкого зменшення ударної в'язкості ПКМ на 67,8 % та 72,4 % відповідно для наповнювачів ГЛ-2 та Б. За умови введення 25 мас. %

наповнювача, незалежно від його марки, ударна в'язкість стає настільки незначною (менше $7,5 \text{ кДж/м}^2$), що стає перешкодою щодо використання таких ПКМ, як конструкційних.

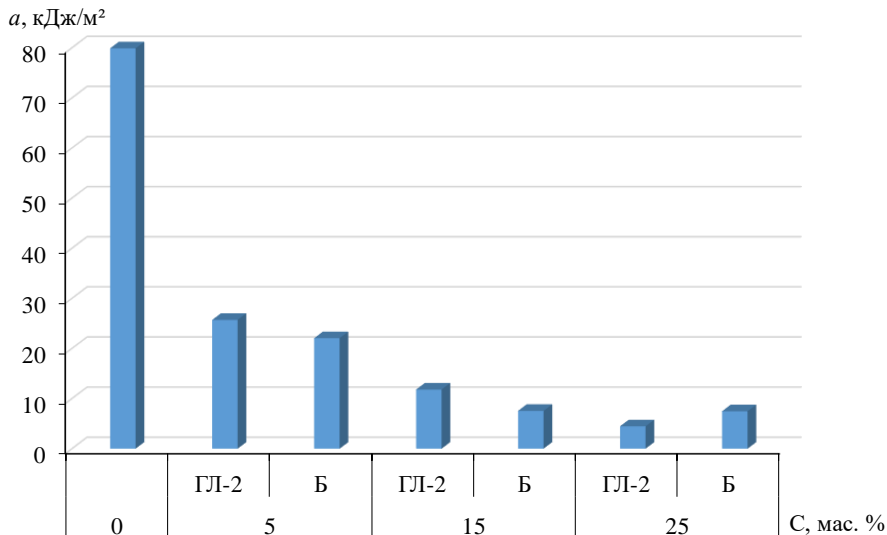


Рисунок 2.24 – Залежність ударної в'язкості фенілону С2 (без наповнення) та ПКМ на його основі від вмісту мас. % термічно розширеного графіту марок ГЛ-2 та Б

Зниження ударної в'язкості (рис. 2.24) із збільшенням кількості уведеного наповнювача обумовлюється крихкою структурою самого ТРГ.

Спираючись на отримані результати (рис. 2.23, 2.24) оптимальне значення концентрації наповнювача ТРГ у матриці фенілону С2, повинно бути в діапазоні від 5 до 15 мас. %. Такий вміст наповнювача дозволяє отримати ПКМ, що мають достатні фізико-механічні характеристики для використання їх, як конструкційних матеріалів.

Крива «Напруження-деформація» для фенілону С2 без наповнювачів (рис. 2.25), крива 1, показана частково, без ділянки після площадки плинності) є характерною для полімерних матеріалів. У випадку введення ТРГ у кількості 5 мас. % криві σ (рис. 2.25, криві 2) мають схожу форму з ненаповненим фенілоном С2. При наповненні ТРГ 15 та 25 мас. % фенілону С2 спостерігається кардинальна зміна щодо залежності напруження та деформації. Деформація при руйнуванні зразку удвічі менша, як у порівнянні з ненаповненим фенілом С2, так і за умови наповнення 5 мас. %.

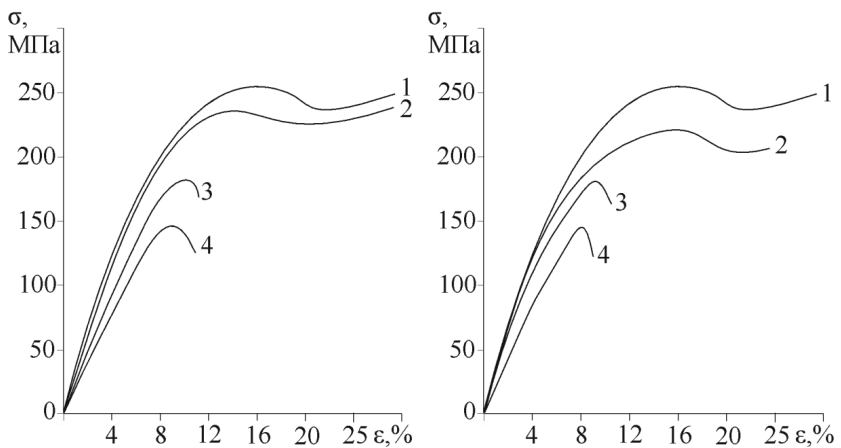
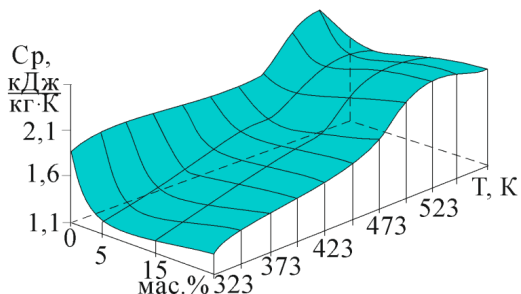


Рисунок 2.25 – Криві σ – ϵ фенілону С2 та полімерно-композитних матеріалів на його основі: *a* – наповнювача ГЛ-2; *б* – наповнювач Б; 1 – фенілон С2; 2 – фенілон С2+5 мас. % термічно розширеного графіту; 3 – фенілон С2+15 мас. % термічно розширеного графіту; 4 – фенілон С2+25 мас. % термічно розширеного графіту

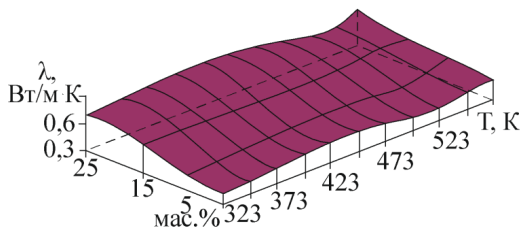
Криві σ – ϵ (рис. 2.25, криві 3, 4), при наповненні фенілону С2, ТРГ 15 та 25 мас. %, мають форму характерну для кривих II типу. Такі криві мають прямолінійну ділянку, що пов'язана із пружною деформацією та параболічну ділянку, що характеризує гомогенну пластичну деформацію.

В цілому, введення ТРГ у структуру фенілону С2 призводить до зниження всіх фізико-механічних характеристик одержаних ПКМ. Проте, навіть за умови концентрації наповнювача 15 мас. %, міцнісні показники ПКМ мають достатній рівень, для застосування таких матеріалів, як конструкційних у трибоспряженнях механізмів та машин.

Результати досліджень впливу ТРГ та температури на питому теплоємність та коефіцієнт теплопровідності ПКМ, на основі фенілону С2, наведені на рис. 2.26. Встановлено, що теплоємність фенілону С2 та ПКМ на його основі з підвищенням температури монотонно збільшується до температури 489 К (рис. 2.26, а). Після досягнення вказаної температури спостерігається стрибок теплоємності в інтервалі до досягнення температури 548 К.



a



б

Рисунок 2.26 – Вплив температури та вмісту термічно розширеного графіту на теплофізичні характеристики фенілону С-2 та полімерно-композитних матеріалів на його основі: *a* – питома теплоємності; *б* – коефіцієнт теплопровідності

Встановлено, що введення 5 мас. % ТРГ у фенілон С2 призводить до незначного підвищення коефіцієнта теплопровідності, всього на 4 % (рис. 2.26, б). При збільшенні концентрації наповнювача до 15 мас. % спостерігається значне зростання коефіцієнта теплопровідності на 32,6 % (з 0,49 до 0,65 Вт/м·К). Подальше підвищення кількості наповнювача до 25 мас. % призводить до несуттєвого росту досліджуваного показника, у порівнянні з наповненням 15 мас. %, всього на 6,1 %. Вказана тенденція характерна для діапазону температур від 323 до 498 К. Слід зазначити, що в діапазоні температур від 523 до 573 К спостерігається незначне зростання коефіцієнта теплопровідності незалежно від вмісту наповнювача.

Введення ТРГ, у кількості від 5 до 15 мас. %, у фенілон С2 призводить до зниження теплоємності (рис. 2.26, а), що обумовлено зменшенням рухливості макромолекул внаслідок переходу певної їх кількості в граничні шари. При збільшенні концентрації наповнювача до 25 мас. % спостерігається незначне підвищення теплоємності ПКМ. Такий ефект пов'язаний з тим, що кількість макромолекул, які отримали свободу за рахунок ефекту розпушення, значно більша, ніж кількість макромолекул, які знизили рухомість при переході в граничні шари. Значне зростання коефіцієнта теплопровідності (рис. 2.26, б), при введенні наповнювача у кількості 15 мас. % і більше, обумовлене виникненням механізму перколяційної теплопровідності. Відповідно з яким, при перевищенні певної концентрації частинки наповнювача контактують одна з одною, утворюючи у ПКМ канали теплопровідності.

Результати дослідження впливу наповнювача на зміну відносного видовження від температури наведено на рис. 2.27.

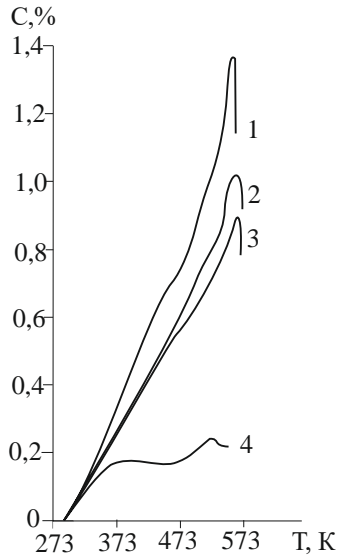


Рисунок 2.27 – Залежність відносного подовження від температури: 1 – феноліон С-2; 2 – феноліон С2+5 мас. % термічно розширеного графіту; 3 – феноліон С2+15 мас. % термічно розширеного графіту; 4 – феноліон С2+25 мас. % термічно розширеного графіту

Введення 5 та 15 мас. % ТРГ в структуру феноліону С2 призводить до зменшення відносного видовження ПКМ у порівнянні з ненаповненим вихідним матеріалом. Характер вказаних кривих для феноліону С2 та ПКМ із вказаним наповненням схожі між собою. При цьому, у випадку концентрації наповнювача 25 мас. % спостерігається значне зменшення відносного подовження та вагома зміна характеру залежності досліджуваних показників.

Вплив наповнювачів на трибологічні властивості феноліону С2 та ПКМ на його основі досліджували за умови тертя без мащення. При цьому, тиск на зразок не перевищував 2 МПа. Такі значення обрано спираючись на те, що підвищення тиску на зразки із феноліону С2 до 2,5...3 МПа призводить до його катастрофічного зносу. Результати впливу концентрації наповнювача на коефіцієнт тертя ПКМ наведено на рис. 2.28.

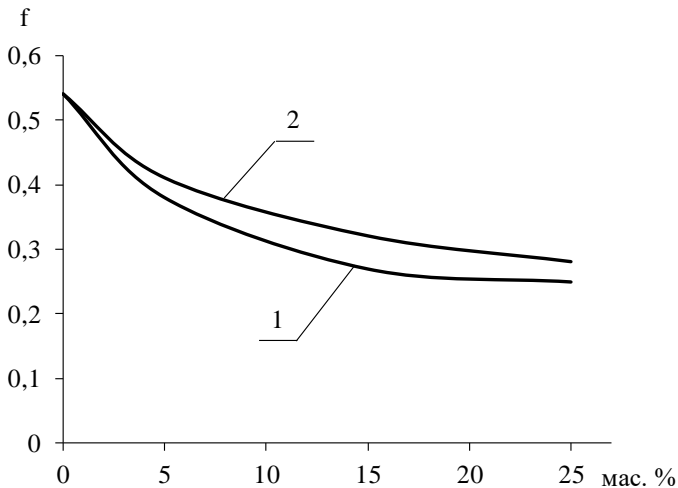


Рисунок 2.28 – Залежність коефіцієнта тертя ПКМ на основі фенілону С2 від вмісту мас. % термічно розширеного графіту: 1 – наповнювач ГЛ-2; 2 – наповнювач Б ($P=2$ МПа)

Ведення ТРГ у кількості 5 мас. % призводить до значного зменшення коефіцієнту тертя з 0,54 (ненаповнений фенілон С2) до 0,38 та 0,41 відповідно для наповнювачів ГЛ-2 та Б (рис. 2.28). За умови наповнення 15 мас. % спостерігається зниження коефіцієнту тертя, у порівнянні з наповненням 5 мас. %, на 26,3 та 21,9 %, відповідно для наповнювачів ГЛ-2 та Б. Отримані результати впливу наповнювача на коефіцієнт тертя ПКМ підтверджують перевагу ТРГ ГЛ-2, у порівнянні з ТРГ Б. Ведення наповнювача у кількості 25 мас. % дозволяє несуттєво зменшити коефіцієнт тертя, у порівнянні з наповненням 15 мас. %.

Враховуючи одержані результати, щодо впливу наповнювача на фізико-механічні характеристики, прийнято за основну концентрацію наповнювача – 15 мас. %. Ведення ТРГ ГЛ-2 у фенілон С2 дозволяє одержати ПКМ, що має вищі

фізико-механічні характеристики та нижчий коефіцієнт тертя, у порівнянні з наповнювачем ТРГ Б. Тому, для детальних досліджень трибологічних властивостей ПКМ, за різних умов тертя, обрано матеріал, який складається з фенілону С2 наповненого 15 мас. % ТРГ ГЛ-2.

Дослідженнями трибологічних властивостей розробленого ПКМ на основі фенілону С2 за умови тертя без мащення встановлено, що величина зносу при терті по сталі 45 і міді змінюється симбатно (рис. 2.29).

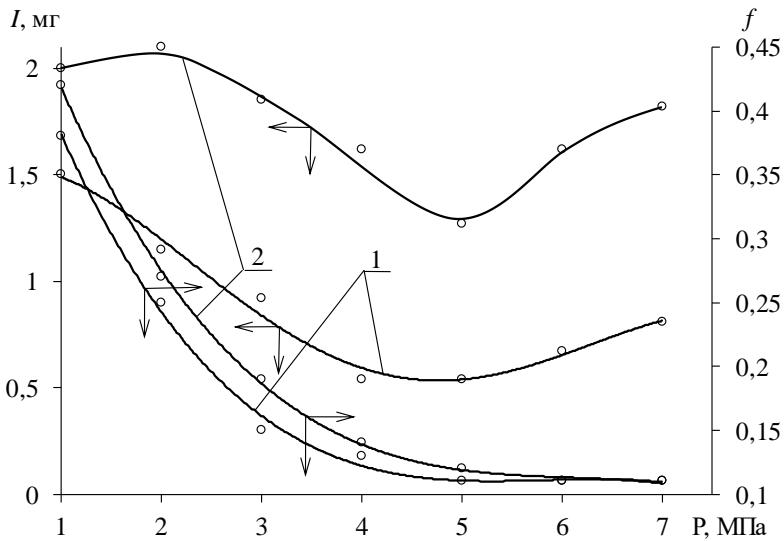


Рисунок 2.29 – Залежність величини зносу та коефіцієнту тертя полімерно-композитного матеріалу на основі фенілону С2 наповненого 15 мас. % термічно розширеним графітом від тиску за умови тертя без мащенням по: 1 – Сталі 45; 2 – Міді

При використанні контртіла зі сталі 45 знос зменшується до тиску 5 МПа, досягаючи значення 0,54 мг. Подальше збільшення тиску до 6–7 МПа призводить до різкого зростання величини зносу на 24–50 %. Найменша величина зносу за умови тертя без мащення ПКМ по міді досягається за тиску

5 МПа (рис. 2.29). При цьому, підвищення тиску вище вказаного значення призводить до різкого зростання зносу.

Коефіцієнт тертя за умов експлуатації по вказаних контртілах також зі збільшенням тиску – зменшується, сягаючи мінімального значення 0,11, при тиску 6–7 МПа. Режим тертя обмежений тиском 7 МПа, так як температура трибоспряження за таких умов сягає 107–112 °С.

Коефіцієнт тертя розробленого ПКМ, за умови роботи без мащення, при підвищенні тиску зменшується до певного значення та стабілізується (рис. 2.29). На відміну від [10], де для зменшення коефіцієнту тертя ПКМ на основі С2, необхідно проводити складну та енергоємну підготовку наповнювача, такого результату можна досягнути введення ТРГ, без попередньої підготовки. Це пояснюється тим, що при зносі ПКМ, ТРГ з його структури, потрапляючи на контрр тіло зменшує коефіцієнт тертя, і при досягненні певної концентрації графіту спостерігається його стабілізація.

Результати дослідження впливу тиску на величину зносу та коефіцієнт тертя ПКМ на основі фенілону С2 наповненого 15 мас. % ТРГ ГЛ-2 при терті зі змащенням наведено на рис. 2.30. Встановлено, що величина зносу при терті по контртілу зі сталі 45, зі збільшенням тиску поступово зростає до значення 0,4 мг, стабілізуючись при тиску 12 МПа. Подальше підвищення тиску до 15 МПа не впливає на величину зносу при терті по сталі 45.

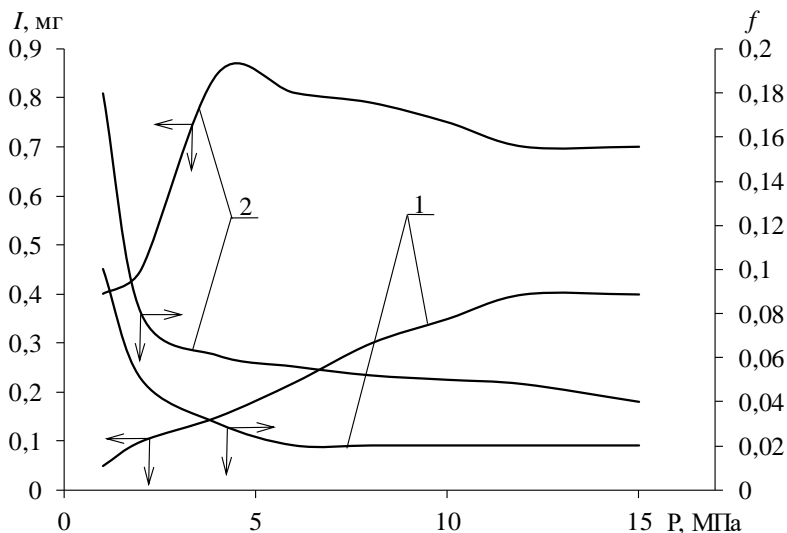


Рисунок 2.30 – Залежність величини зносу та коефіцієнту тертя ПКМ на основі фенілону С2 наповненого 15 мас. % термічно розширеним графітом від тиску за умови тертя з мащенням по: 1 – Сталі 45; 2 – Міді

Залежність зміни величини зносу при терті ПКМ по контр-тілу з міді має інший характер (рис. 2.30). Збільшення тиску з 1 МПа до 4 МПа спричиняє значне зростання величини зносу, сягаючи максимального значення 0,85 мг, саме за тиску 4 МПа. Подальше зростання тиску призводить до поступового зменшення величини зносу, мінімальне значення якого досягається при $P=12$ МПа. Збільшення тиску до 15 МПа, як і для тертя по сталі 45, не впливає на величину зносу.

Залежність коефіцієнту тертя від тиску аналогічна для обох типів контртіл (рис. 2.30). Спочатку спостерігається стрімке його зменшення на ділянці від 1 до 3...4 МПа, з подальшою стабілізацією з незначним відхиленням до максимального тиску 15 МПа. Температура в зоні тертя за максимального тиску не перевищувала 47 °С.

Запропонована технологія одержання ПКМ, на основі фенілону С2 та ТРГ в електромагнітному полі, забезпечує достатні фізико-механічні характеристики, трибологічні властивості та невисоку вартість готових виробів (деталей). Таким чином, можливо рекомендувати ПКМ, на основі фенілону С2 з концентрацією ТРГ ГЛ-2 15 мас. %, як конструкційний матеріал для рухомих з'єднань машин і механізмів. У перспективі досліджень, в даному напрямку, необхідно звернути увагу на вплив тривалості змішування компонентів ПКМ на якість їх розподілення в готових виробах (деталях).

Виявлено, що при введенні у фенілон С2 термічно розширеного графіту у кількості 5 мас. % останній розподіляється рівномірно. Подальше підвищення концентрації наповнювача до 15 мас. % призводить до виникнення незначних локальних скупчень. При введенні 25 мас. % спостерігається розшарування ПКМ, що перешкоджає одержанню якісного монолітного матеріалу при переробці у готові вироби (деталі).

Встановлено, що у порівнянні з ненаповненим фенілоном С2, фізико-механічні характеристики композитів, на його основі, наповнених ТРГ 5...25 мас. % знижуються. Введення ТРГ ГЛ-2 у кількості 5 мас. % призводить до незначного зменшення величини напруження руйнування і модуля пружності при стиску на 3,1 % та 3,3 % відповідно. При цьому, за умови введення ТРГ Б спостерігається вагоме зниження величини напруження руйнування при стиску на 22,7 %. Введення ТРГ, у кількості 5 мас. %, у фенілон С2 призводить до зниження теплоємності на 34 %. Подальше збільшення концентрації наповнювача суттєво не впливає на теплоємність ПКМ. Ведення ТРГ у фенілон С2 призводить до підвищення коефіцієнта теплопровідності у всьому діапазоні досліджуваних температур. При експлуатації розроблених ПКМ в режимі сухого тертя, за тиску 2 МПа, коефіцієнт тертя знижується на 53,7 %. Найменша величина зносу за умови тертя без мащення, незалежно від природи контр тіла, досягається за тиску 5 МПа. Встановлено, що величина зносу, за умови тертя зі змащенням поступово зростає при збільшенні тиску до 12 МПа. Подальше підвищення тиску до 15 МПа не впливає на величину зносу, незалежно від

матеріалу контр тіла. Величина зносу при терті по міді на 75 % вища у порівнянні з тертям по контр тілу зі сталі 45. Встановлено, що оптимальна концентрація ТРГ в ПКМ, що забезпечує достатні фізико-механічні характеристики та високі трибологічні властивості, становить 15 мас. %.

Висновки по розділу

Розроблені математичні моделі для розрахунку силової картини механізму копіювання, виконаний аналіз схеми навантаження підшипника ковзання та запропоновані залежності для визначення установочних деформацій елементів рухомих з'єднань дозволяють раціонально обрати ПКМ та обґрунтувати параметри трибоспряжень.

Встановлено, що для наповнення конструкційних пластиків, вторинним поліетиленом LDPE, його відсотковий вміст не повинен перевищувати 10 % мас. Відповідні композитні матеріали можуть використовуватись у трибоспряженнях замість серійних конструкційних пластиків. Не рекомендується до використання ПКМ на основі Nylon 66 та УПА-6-30, наповнені вторинним поліетиленом, для трибоспряжень, що працюють в умовах присутності значної кількості абразивних частинок в зоні тертя. Отримані результати дозволять виконати адаптацію матеріалу, для деталей з ПКМ, враховуючи режими їх експлуатації.

Розроблено технологію одержання та обґрунтовано склади ПКМ на основі поліаміду-6, вуглецевого волокна (вторинного), графіту та мастила в залежності від режимів роботи та умов експлуатації трибоспряжень.

Виявлено, що при введені у фенілон С2 термічно розширеного графіту у кількості 5 мас. % останній розподіляється рівномірно. Подальше підвищення концентрації наповнювача до 15 мас. % призводить до виникнення незначних локальних скупчень. При введені 25 мас. % спостерігається розшарування ПКМ, що перешкоджає одержанню якісного монолітного матеріалу при переробці у готові вироби (деталі).

Ведення ТРГ у фенілон С2 призводить до підвищення коефіцієнта теплопровідності у всьому діапазоні досліджуваних температур. При

експлуатації розроблених ПКМ в режимі сухого тертя, за тиску 2 МПа, коефіцієнт тертя знижується на 53,7 %. Найменша величина зносу за умови тертя без мащення, незалежно від природи контр тіла, досягається за тиску 5 МПа. Встановлено, що оптимальна концентрація ТРГ в ПКМ, що забезпечує достатні фізико-механічні характеристики та високі трибологічні властивості, становить 15 мас. %.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ковеня Т.В. Хімічна промисловість та хімічний ринок України у 2021 році: факти, оцінка стану, тенденції, прогноз. Аналітична записка. – Черкаський НДІТЕХІМ. 2022. – 69 с.
2. Tomasz Lusiak, Andrej Novák, Michal Janovec, Martin Bugaj. Measuring and Testing Composite Materials Used in Aircraft Construction. *Key Engineering Materials*. 2021. Vol. 904. 161-166. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.904.161>
3. Derkach O., Makarenko D., Velyka M., Shapoval O. Development of high accuracy of the copy soil system *International Scientific Journal. – Mechanization in agriculture & Conserving of the resources.* – Year LXIII, Issue 5/2017. Sofia. 2017. p. 185-187.
4. Україна імпортує відходи з інших країн на мільярди: веб-сайт. URL: <https://www.epravda.com.ua/publications/2021/06/18/675131/>(дата звернення: 04.10.2022)
5. Тукачева К. О., Куликова Ю. В., Ильиных Г. В. Апробация различных реагентов для химического извлечения углеродного волокна из полимерных композиционных материалов // Бюллетень науки и практики. 2018. Т. 4. №12. С. 42-50. Режим доступа: <http://www.bulletennauki.com/12-72>
6. Рахимов М.А., Рахимова Г.М., Иманов Е.М. Проблемы утилизации полимерных отходов // *Фундаментальные исследования.* – 2014. – № 8-2. – С. 331-334; URL: <http://www.fundamental-research.ru/ru/article/view?id=34554> (дата звернення: 23.08.2022)
7. Galyna Strap, Olena Astakhova, Olexander Lazorko, Oleh Shyshchak and Michael Bratychak. Modified Phenol-Formaldehyde Resins and their Application in Bitumen-Polymeric Mixtures. *Chemistry & Chemical Technology* Vol. 7, No. 3, 2013. <https://doi.org/10.23939/chcht07.03.279>.

8. Osman Gulseven, Shaimaa Ashkanani, Sarah Abdullah, Hawraa Ismaeil, Haneen Alkandari, Mariam Baroun. A sustainable model for enhancing road quality with recycled plastic bags. *Kuwait Journal of Science*. 2019. 46(4): pp. 112-119

9. Borges J., Mugnaine M., Camilo A., Borges F., Cintho O. Ultra-high molecular weight polyethylene doped with iron through high energy mechanical alloying. *Revista Materia*. V.25 N.03. <https://doi.org/10.1590/S1517-707620200003.1091>

10. Pearson A., Liao W., Kazemi Y., Duncan M., Slingerland E. et al. Fiber-matrix adhesion between high-density polyethylene and carbon fiber. *Polymer Testing*. 2022. vol. 105, p. 107423. doi: 10.1016/j.polymertesting.2021.107423

11. Шидловський М.С., Бабенко А.Є., Боронко О.О., Заховайко О.П., Трубочев С.І. Нові матеріали: частина 2 - Експериментальні методи досліджень механічних властивостей конструкційних полімерів та пластмас. [Текст]: Навчальний посібник. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. – 265 с.

12. V. Aulin., O. Derkach., D. Makarenko, A. Hrinkiv, A. Pankov, A. Tykhyi. Analysis of tribological efficiency of movable junctions “polymeric-composite materials – steel. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 4, Issue 12 (100). P. 6-15. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.176845>.

13. Cui Y.; Chang J.; Wang W. Fabrication of Glass Fiber Reinforced Composites Based on Bio-Oil Phenol Formaldehyde Resin. *Materials* 2016, 9, 886. <https://doi.org/10.3390/ma9110886>

14. Aslan, M.; Ozbay, G.; Ayrimis, N. Performance of phenol formaldehyde modified with phenol-rich fraction of crude bio-oil. *J. Adhes. Sci. Technol*. 2015, 29, 2679–2691.

15. Буря А., Минг-занг Ли, Липко Е., Томина А., Кузнецова О. Исследование свойств органопластиков на основе фенолформальдегидной смолы. *Технічні науки та технології*. – 2017. – № 2. – С. 82-88.

16. Burmistr M. V., Boiko V. S., Lipko O. O., Gerasimenko K. O., Gomza Yu. P., Vesnin R. L., Chernyayev A. V., Ananchenko B. A., Kovalenko V.L. Antifriction and construction materials based on modified phenol-formaldehyde resins reinforced with

mineral and synthetic fibrous fillers. *Mechanics of Composite Materials*. 50(2). – P. 213-222.

17. Kabat O., Sytar V., Sukhyi K. Antifrictional polymer composites based on aromatic polyamide and carbon. *Chemistry and Chemical Technology*. – 2018. – Vol. 12, No. 3. P. 326-330.

18. Ivanochkin P.G., Danilchenko S.A., Novikov E.S. Antifriction Composites based on phenylone C2 for work under conditions of dry friction, *Procedia Engineering*. 150 (2016) 520-526. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.033.

19. Кабат О. С., Душейко М.В. Полімерні композиційні матеріали спеціального призначення на основі фторопласту. *Технологические системы*. – 2017. – Т. 4 (81) – С. 63-67.

20. Căpitanu, L., Onișoru, J., Iarovici, A. Tribological aspects for injection processing of thermoplastic composite materials with glass fiber. *Tribology in Industry*, 26 (1-2), – P. 32-41.

21. Деркач О.Д., Артемчук В.В., Муранов Є.С. До питання технологічності отримання деталей з полімерних композитів для посівної техніки. – X: *Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка*. – 2017. – № 181. – С. 157-166.

22. Буря А.И., Деркач А.Д., Шемавнев В.И. Разработка математической модели влияния режимов эксплуатации на трение и изнашивание углепластиков на основе полиамида 6. *Трение и износ*. Т.26, № 1., 2006. – с. 98 – 104.

23. Деркач А., Макаренко Д., Науменко Н. Применение углепластиков в широкозахватных посевных машинах. *Mechanization in agriculture / International scientific, scientific applied and informational journal*. Year LXI, 2/2015, Sofia, С. 3-6.

24. Kobets A. S., Derkach O. D., Kabat O. S., Kovalenko V. L., Kotok V. A. Recycling of constructional plastics with additives of exhausted polyethylene. *ARN Journal of Engineering and Applied Sciences*. – 2019. - VOL. 14 (NO. 13) – P. 2397-2406.

25. Derkach O.D., Makarenko D.O., Derkach P.O., Vasarab-Kozhushna O.Yu. Investigation of the properties of structural plastics filled with exhausted polyethylene.

Теоретичні та експериментальні аспекти сучасної хімії та матеріалів ТАСХ-2020. – Дніпро: “Середняк Т.К.”, 2020. – с. 240, С. 5-8.

26. *Кіщинський С. В.* Підвищення ефективності модифікації бітумів композиційною добавкою полідом на основі вторинного поліетилену. *Автошляховик України.* – 2013. – № 3. – С. 27-35.

27. *Супрун Л.В., Романенко С.В., Цыганкова Т.С.* Анализ и решение проблемы утилизации и вторичной переработки полиэтилентерефталат (ПЭТ) отходов в городе Томске. *Вестник науки Сибири.* – 2012. – № 4 (5). – С. 107-112.

28. У полоні пластику: чи зможе Україна слідом за ЄС скоротити небезпечні відходи. URL: <https://tsn.ua/ukrayina/u-poloni-plastiku-chi-zmozhe-ukrayina-slidom-za-yes-skorotiti-nebezpechni-vidhodi-1328319.html> (дата звернення 23.04.2020).

29. Пластикова епідемія: рух на знищення планети. URL: <https://ecologia.com/news/plastykova-epidemiya-ruh-na-znyshchennya-planety-chy-mozhlyvo-shche-zapobigty-nablyzhennyu> (дата звернення 23.04.2020).

30. *Francesco La Mantia.* Handbook of plastic recycling. Parpa Technology Limited, Shewsbury, Shropshire, SY4 4NR, United Kingdom, 2006.

31. *Макаренко Д.О.* Підвищення довговічності паралелограмного механізму посівних комплексів зміною конструкції рухомих з'єднань: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 – Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Центральноукр. нац. техн. ун-т.. – Кропивницький, 2018. – 184 с.

32. *Деркач О.Д., Макаренко Д.О., Муранов Є.С.* Спосіб отримання полімерної композиції: пат. 150819 Україна: МПК C08L77/00, C01B32/20, C08L23/06, № u202103706; 29.06.2021; опубл. 27.04.2022, Бюл. №17.

33. *Деркач О.Д., Макаренко Д.О., Муранов Є.С.* Робочий орган культиватора: пат. 149805 Україна: МПК A01B 1/00, A01B 15/00, № u202102353; 05.05.2021; опубл. 09.12.2021, Бюл. №49

34. *Деркач О.Д., Макаренко Д.О., Муранов Є.С.* Опорний підшипник ковзання: пат. 151145 Україна: МПК F16 C17/00, № u202107750; 28.12.2021; опубл. 08.06.2022, Бюл. №23

35. *Gilbert M.* Aliphatic Polyamides. *Brydson's Plastics Materials* (Eighth Edition). 2017. P. 487-511. <https://doi.org/10.1016/B978-0-323-35824-8.00018-9>
36. *Krasinskiy V., Suberlyak O., Sikora Jan., Zemke V.* Nanocomposites based on polyamide-6 and montmorillonite intercalated with polyvinylpyrrolidone. (2021). *Polymer-Plastics Technology and Materials*, Vol. 60, Issue 15, PP. 1641-1655. DOI: 10.1080/25740881.2021.1924201
37. *Burya A.I., Dudin V.Yu., Burya A.A., Kholodilov O.V.* Friction and wear of the aromatic polyamide filled with thermally disintegrated graphite. (2002). *Trenie i Iznos*, 23(3), pp. 296–299.
38. *Tomina A.-M., Burya O., Lytvynova Y., & Gavrish V.* The research on the influence of titanium-tantalum-tungsten-cobalt hard alloy on the tribological properties of phenylene C-2. (2020). *Problems of Tribology*, 25(2/96), 42–48. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2020-96-2-42-48>
39. *Ivanochkin P.G., Dolgoplov K.N., & Danilchenko S.A.* Creation of Oil-Filled Composites of Tribotechnical Purpose Based on Aromatic Polyamide Phenylene C-2. (2018). In *Solid State Phenomena*, Vol. 284, pp. 14–19. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/ssp.284.14>
40. *Dudin V., Makarenko D., Derkach O., & Muranov Y.* Determination of the influence of a filler on the properties of composite materials based on polytetrafluoroethylene for tribosystems of mechanisms and machines. (2021). *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4(12(112), 61–70. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.238452>

РОЗДІЛ 3

ПОЛЬОВІ ВИПРОБУВАННЯ МОДЕРНІЗОВАНИХ С.-Г. МАШИН ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ЗМІН В СИСТЕМІ ЇХ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ

3.1 Модернізація та польові випробування сівалки Maschio Gaspardo, укомплектованої композитними матеріалами

Виконання технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві пов'язано з експлуатацією техніки за умов підвищеної запиленості робочої зони. Основними пиловидними частинками є дрібні частинки ґрунту, піску та культурних рослин. Потрапляння абразивних частинок (пилу) в зону тертя трибоспряжень призводить до підвищення інтенсивності їх зношування [1, 2]. Для захисту рухомих спряжень, від цього явища, в їх конструкціях використовують різноманітні ущільнюючі елементи [3, 4] та (або) вводять в зону тертя мастильні матеріали. При цьому, для деяких трибоспряжень, реалізувати якісну систему захисту від абразивних частинок або складно конструкційно, або недоцільно з економічної точки зору. В такому випадку, рухомі з'єднання механізмів працюють в складних умовах, в режимі сухого тертя, та за присутності значної кількості абразивних частинок. До таких механізмів, відносяться – механізми копіювання поверхні ґрунту посівних та ґрунтообробних машин [5]. Вказані механізми хоч і мають точки для періодичного виконання мащення, проте їх робота не завжди є якісною. Крім того, несвоєчасне проведення технічного обслуговування призводить до утворення в зоні тертя абразивної суміші ґрунту та мастила, що сприяє підвищеному зносу. Зміна геометричних розмірів деталей трибоспряжень призводить до утворення зазорів, в результаті чого, робота посівних секцій порушується. Значні коливання секцій як у вертикальній та і в горизонтальній площині погіршують якість сівби [6, 7]. Від якості сівби залежить не тільки рівномірність сходів та вчасне входження їх в зиму (для озимих культур), а й

ефективність та своєчасність проведення технологічних операцій в системі догляду за рослинами. Все це впливає на кінцевий результат вирощування культури – на її врожайність.

Підвищення довговічності рухомих з'єднань машин та обладнання є актуальним завданням сьогодення. Серед багатьох напрямків вирішення вказаного завдання перспективним є впровадження самозмащувальних конструкційних матеріалів. Самозмащувальні конструкційні матеріали отримали широке розповсюдження в галузі машинобудування [5, 8-10]. Відомі позитивні результати щодо використання металів, та їх сплавів, у якості елементів трибоспряжень [11, 12]. Проте, такі матеріали обмежені вузьким діапазоном режимів експлуатації та мають високу вартість. Одними із матеріалів, що здатні працювати в режимі сухого тертя є пластики. Відомі дослідження пов'язані з використанням технології 3D друку для виготовлення елементів трибоспряжень [13], але вони більш актуальні для дрібносерійного виробництва. Для серійного виробництва актуальним є використання недорогих конструкційних пластиків, які здатні забезпечувати низьку собівартість виготовлення готових виробів [14, 15].

В науковій літературі недостатньо висвітлені питання дослідження ефективності впровадження конструкційних пластиків, на основі польових випробувань модернізованої техніки. Розробка, виготовлення, випробовування та подальше вдосконалення конструкції трибоспряжень, що не потребують технічного обслуговування, є основою для підвищення довговічності механізмів та машин. Точність роботи механізмів копіювання впливає якість виконання технологічних операцій. Тому, підвищення довговічності рухомих з'єднань сільськогосподарських машин є актуальним завданням.

В якості машини для проведення модернізації обрано сівалку Maschio Gaspardo серії MT. Конструкція вказаної сівалки, має рухомі з'єднання паралелограмного механізму копіювання поверхні ґрунту та механізму прикочування, які не потребують мащення. При роботі сівалки, в зону тертя потрапляють абразивні частинки, прискорюючи корозійні процеси (рис.1). В

подальшому це призводить до підвищення сили тертя в трибоспряженнях, а інколи, й до знерухомилення рухомих спряжень.



а

б

а – вісь паралелограмного механізму копіювання; б – вісь механізму прикочування

Рисунок 3.1 – Осі сівалки Maschio Gaspardo серії МТ (напрацювання – 700 га)

Рухомі з'єднання важеля опорного колеса посівної секції сівалки Maschio Gaspardo серії МТ, відповідно до регламенту ТО, передбачають машення. Проте, проведення машення трибоспряжень, виготовлених зі сталі, не завжди дозволяє ефективно захистити їх від інтенсивного зношування (рис. 3.2). Тому, існує необхідність у розробці трибоспряжень, що не потребують технічного обслуговування та мають значно вищу довговічність, у порівнянні з оригінальними рухомими з'єднаннями.



Рисунок 3.2 – Вісь важеля опорного колеса посівної секції

В модернізованому механізмі копіювання використано деталі з розробленого ПКМ УПА-6-20М типу «грибок» декількох типорозмірів (рис. 3.3).

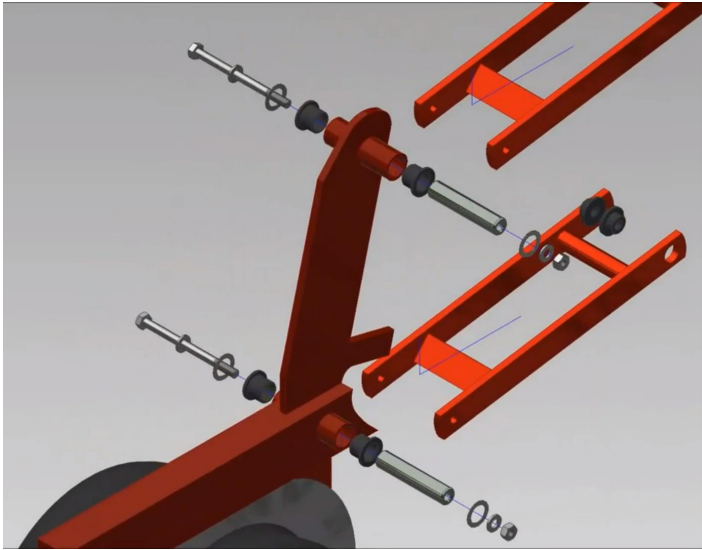
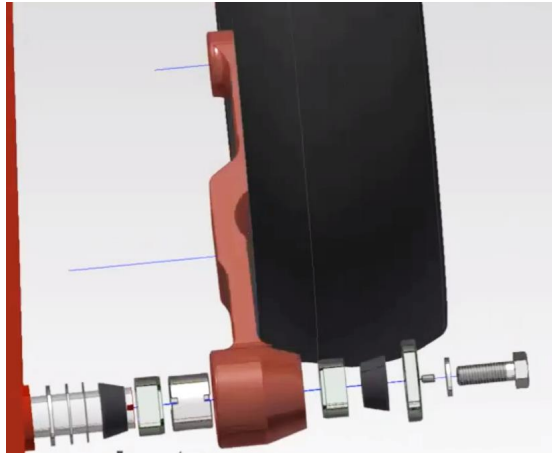
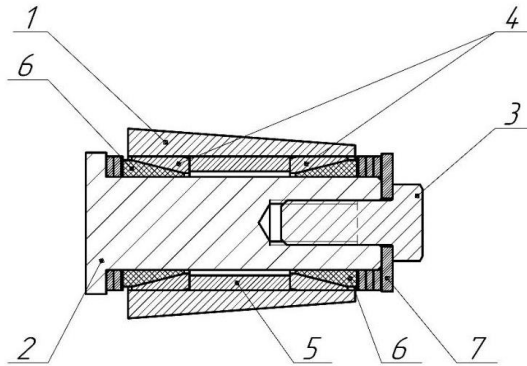


Рисунок 3.3 – Візуалізація конструкції механізму копіювання, укомплектованого деталями з ПКМ УПА-6-20М

Для механізму копіювання опорного колеса запропонована конструкція з можливістю регулювання зазору в трибспряженнях, що дозволяє зменшувати люфт, при спрацюванні її елементів (рис. 3.4).



а



б

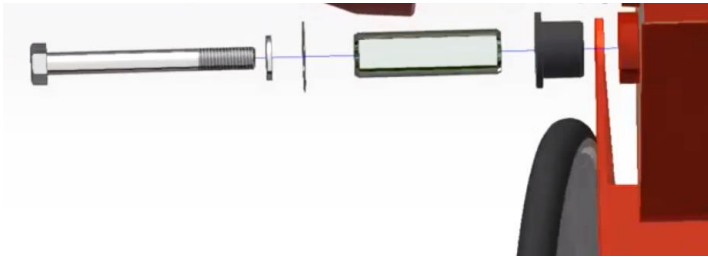
1 – важіль опорного колеса; 2 – вісь важеля опорного колеса;
 3 – кріпильний болт; 4 – суміжна втулка зі сталі; 5 – дистанційна втулка; 6 –
 конусна втулка зі самозмашувального полімерно-композитного матеріалу; 7 –
 регулювальні шайби

Рисунок 3.4 – Візуалізація (а) та ескіз (б) розробленого трибоспряження
 важеля опорного колеса посівної секції Maschio Gaspardo серії MT

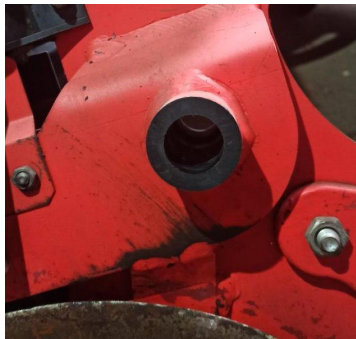
Для реалізації запропонованого рішення необхідно виконати механічну
 обробку важеля, під посадку з натягом, суміжної втулки зі сталі (поз. 4, рис. 3.4).

Використання регулювальних шайб дозволяє, протягом всього періоду експлуатації, підтримувати необхідний зазор для забезпечення високої якості роботи механізму. Оригінальний важіль опорного колеса, посівної секції Maschio Gaspardo серії МТ, має циліндричну форму, яка не дозволяє виконувати регулювання зазору, між ним та віссю, на якій важіль повертається.

Для рухомих з'єднань прикочуючого колеса спроектовано експериментальні деталі з ПКМ типу «грибок» (втулка змінного діаметра для упору в корпус). Загальний вигляд розроблених трибоспряжень наведено на рис. 3.5.



а



б

а – візуалізація елементів модернізованого трибоспряження механізму прикочування; б – встановлена (запресована) деталь з розробленого матеріалу УПА-6-20М в корпус посівної секції

Рисунок 3.5 – Модернізовані рухомі спряження механізму прикочування сівалки Maschio Gaspardo серії МТ

Сівалка Maschio Gaspardo серії МТ, з модернізованими рухомими спряженнями, в агрегаті з трактором тягового класу 1,4 (рис. 3.6) використовувалась на сівбі кукурудзи та соняшника.



Рисунок 3.6 – МТА для сівби, з модернізованою ПКМ, сівалкою Maschio Gaspardo МТ

ідео першого проходу МТА для сівби можна переглянути за посиланням: <https://youtu.be/uR-mjlxuI70>.



Польові випробування сівалки Maschio Gaspardo серії МТ, модернізованої деталями з ПКМ, підтвердили ефективність запропонованого вдосконалення. Після виконання сезонного завдання, нами був проведений мікрометраж, який показав, що розроблені деталі зносу не мають, і працюють в режимі припрацювання. Сівба виконана повністю у відповідності до агроволог. Технологією виготовлення деталей із розробленого матеріалу УПА-6-20М передбачено їх повторну переробку. Позитивним ефектом розробленої технології є ліквідація технічного обслуговування та підвищення довговічності

рухомих спряжень. Зменшення загальної кількості точок обслуговування, модернізованих машин, дозволяє знизити витрати часу на виконання ТО, і як результат підвищити темп робіт. Серед переваг, модернізованої ПКМ сівалки, відзначено підвищення якості сівби, в результаті чого кількість одновікових рослин значно вища, ніж за сівби базовими машинами. Це дозволяє виконувати необхідні операції щодо догляду за культурними рослинами, у потрібній фазі, в якій перебуває більшість рослин. Внаслідок чого, мінімізується негативний вплив на рослини, і як результат, зростає врожайність.

3.2 Модернізація рухомих з'єднань секції посівного комплексу John Deere 1895

Компанія John Deere є одним із найбільших виробників сільськогосподарської техніки в світі. Модельний ряд, посівної сільськогосподарської техніки, нараховує більше 10 різновидів конструкцій, у відповідності до вирощуваних культур та умов експлуатації техніки. В Україні сьогодні найбільшу популярність отримали широкозахватні посівні машини, що дозволяють виконувати сівбу в комплексі різноманітних технологій вирощування сільськогосподарських культур. Найбільш розповсюдженими в Україні широкозахватними посівними машинами виробництва John Deere є модельні ряди: 730 LL, 740 A, 1830, 1890 (1895). Кожна з вказаних машин має свою особливість та сфери (технології) ефективної її експлуатації.

Посівні комплекси John Deere 1890 (1895) створені для роботи за нульовою технологією обробітку ґрунту, і мають досить велику ширину захвату – до 18,2 м. Виробіток посівного комплексу з робочою шириною захвату 13 метрів сягає 143 га за 10 годинну робочу зміну. Простої такої техніки суттєво впливають на темп робіт: кожна година простоїв - це 4...6 га і більше незасіяної площі. Тому простої необхідно мінімізувати. Проте, для забезпечення високого темпу та якості сівби, в конструкції посівних секцій виробник використовує значну кількість рухомих спряжень, що потребують ТО.

Аналіз системи технічного обслуговування сівалки John Deere 1895 показав, що на теперішньому рівні технічного розвитку виробник не застосовував принцип виробництва посівних машин з елементами рухомих спряжень, що не потребують технічного обслуговування під час експлуатації (табл. 3.1). Це призводить до зростання виробничих витрат, за рахунок простоювання техніки, пов'язаним з необхідністю виконання ТО.

Таблиця 3.1 – Періодичність ТО сівалки John Deere 1895

Найменування	Інтервали мащення			
	На початку сезону	50 год.	150 год.	В кінці сезону
Стоянкова опора	+			+
Підшипники поворотних коліс		+		
Підшипники коліс			+	
Посівна секція		+		+
Секція для внесення мінеральних добрив	+			

Більшість рухомих спряжень, посівного комплексу John Deere 1895, потребують ТО (мащення) або кожні 50 годин, або кожні 150 годин роботи (табл. 3.2).

Таблиця 3.2 – Кількість точок обслуговування посівного комплексу John Deere 1895

Найменування	Напрацювання, год.							
	На початку сезону	50	100	150	200	250	300	В кінці сезону
Кількість точок обслуговування, шт.	156	84	84	98	84	84	98	156

Витрати робочого часу зміни, на мащення кожної точки, в залежності від простоти доступу обслуговуючого персоналу, становить 1,0...1,5 хв. Наведені результати (табл. 3.2) дозволяють стверджувати, що система ТО сівалки John Deere 1895 є трудомісткою, і спричиняє зупинку машини на 1,5...2 години кожні 50 годин наробітку. При вказаному напрацюванні необхідно виконати мащення 78 точок на трьох рядах сошників (рис. 3.7, поз. В) та додатково 6 точок на поворотних спарених колесах.

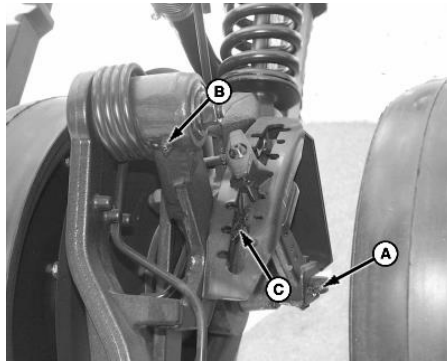


Рисунок 3.7 – Точки ТО рухомих з'єднань сошника сівалки John Deere 1895

Слід зазначити, що на початку та в кінці посівної кампанії необхідно виконати мащення 156 точок (2 точки на кожній посівній секції) механізму регулювання глибини сівби (рис. 3.8, поз. А та В).

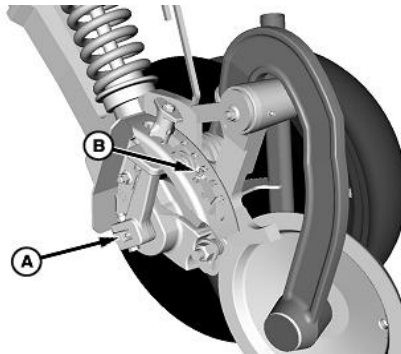


Рисунок 3.8 – Точки обслуговування механізму регулювання глибини сівби посівної секції сівалки John Deere 1895

Виконання ТО тих спряжень, що потребують обслуговування на початку та вкінці сезону польових робіт, зазвичай проводять в міжсезоння. Тому, затрати часу на відповідні роботи не впливають на темп посівних робіт.

Розроблено нову конструкцію трибоспряжень важеля опорного та прикочуючого коліс посівної секції сівалки John Deere 1895 (рис. 3.9).



Рисунок 3.9 – Зовнішній вигляд комплексу деталей модернізованого трибоспряження важеля прокатного колеса посівного комплексу John Deere 1895

Крім цього, реалізовано принцип необслуговування вузла кріплення посівної секції до рами машини, шляхом впровадження деталей типу «грибок» з ПКМ УПА-6-20М власного виробництва (рис. 3.10). На рис. 3.10 виділені кольором сталеві деталі, що потребують обов'язкової механічної обробки, відповідно до розробленої документації на модернізацію.

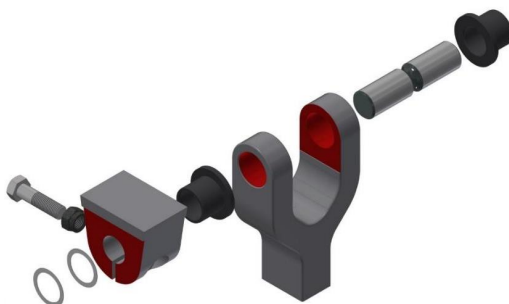


Рисунок 3.10 – Візуалізація елементів модернізованого трибоспряження кріплення посівної секції до рами сівалки John Deere 1895

Запропоновані рішення, дозволяють повністю відмовитися від технічного обслуговування вказаних трибоспряжень під час експлуатації. Залишається необхідність виконання обслуговування 6 точок мащення, кожні 50 годин наробітку, та робіт з контролю стану рухомих спряжень, на початку сезону польових робіт. Саме тому, існує потреба у внесенні змін у систему ТО машин, рухомі з'єднання яких модернізовані деталями з ПКМ УПА-6-20М.

У 2022 році розпочалися польові випробування модернізованих розробленими деталями посівних комплексів John Deere 1895.

3.3 Рекомендації щодо змін у регламенті системи технічного обслуговування машин, модернізованих композитними матеріалами

Потреба в коригуванні регламенту ТО машин, рухомі з'єднання яких модернізовані ПКМ, пов'язані зі зменшенням кількості точок мащення. Крім того, необхідно визначити зміни, щодо трудомісткості виконання робіт з ТО, за різного напрацювання машин. Для цього, потрібно спочатку проаналізувати загальну кількість точок, що потребують обслуговування (табл. 3.3).

Таблиця 3.3 – Кількість трибоспряжень посівних машин, що потребують ТО під час експлуатації та його періодичність

	Виробник посівної техніки	Марка машини	Робоча ширина захвату, м	Кількість точок змащування з періодичністю		
				8-12 год.	15-25 год.	40-50 год. (100 год.)
1	Maschio Gaspardo	MT6	4,2	24	-	4
2	John Deere	JD 1895	13,1	-	-	84
3	John Deere	Deere Bauer 55	16,8	48	-	48
4	Amazone	Primera DMC 9000-2C	9,0	-	-	(384)
5	Horsch	Maestro 24SW	16,8	-	-	127
6	Союзспецте	Агро-Союз Turbosem II 19-60	11,4	-	-	300
7	KINZE	KINZE 3200	8,4	82	-	265

Наведені дані (табл. 3.3), підтверджують, що виробники посівної техніки використовують експлуатаційний метод підвищення довговічності рухомих з'єднань. Основою цього методу є забезпечення інтенсивного змащування пластичними матеріалами металевих трибоспряжень типу «вал-втулка». Розроблені конструкції рухомих трибоспряжень та самозмащувальні конструкційні пластики, дозволяють повністю відмовитися від обслуговування модернізованих трибоспряжень під час експлуатації. В результаті чого, зменшується кількості точок, що потребують обслуговування, машин модернізованих деталями з ПКМ.

Для коригування системи ТО необхідно враховувати зміну кількості точок обслуговування, за умови модернізації машини деталями, виготовленими з ПКМ. Кількість трибоспряжень, для яких необхідно виконувати ТО, за умови модернізації машини ПКМ наведено в табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Кількість трибоспряжень посівних машин, для яких необхідно виконувати ТО під час експлуатації, за умови впровадження розроблених ПКМ в їх конструкцію

№ п/п	Виробник посівної техніки	Марка машини	Робоча ширина захвату, м	Кількість точок змащування з періодичністю		
				8-12 год.	15-25 год.	40-50 год. (100 год.)
1	Maschio Gaspardo	MT6	4,2	-	-	4
2	John Deere	JD 1895	13,1	-	-	84
3	John Deere	Deere Bauer 55	16,8	-	-	48
4	Amazone	Primera DMC 9000-2C	9,0	-	-	(144)
5	Horsch	Maestro 24SW	16,8	-	-	31
6	Союзспецтехніка	Агро-Союз Turbosem II 19-60	11,4	-	-	30
7	KINZE	KINZE 3200	8,4	82	-	83

Наведені результати (табл. 3.4) свідчать, що впровадження деталей з самозмащувальних ПКМ, дозволяє майже для всіх наведених машин (крім

сівалки KINZE 3200) вилучити щозмінне ТО (8-10 год.) та ТО рухомих спряжень посівних машин, з періодичністю 25 год. Тому, рекомендовано виконувати зміни у регламенті ТО, наведених в табл. 3.4 посівних машин, трибоспряження яких модернізовані деталями з ПКМ, шляхом вилучення всіх регламентних робіт (крім KINZE 3200) з періодичністю менше 50 год. Необхідність виконання щозмінного ТО, для сівалки KINZE 3200, пов'язане з мащенням привідних ланцюгів механізмів дозування насіння та добрив. Впровадження деталей зі самозмащувальних ПКМ, у конструкцію привідних ланцюгів, можливе, але з точки зору забезпечення високої точності сівби та економічного ефекту – недоцільне.

В таблицях 3.3 та 3.4, наведено періодичність виконання ТО для рухомих з'єднань посівних машин без модернізації, та з модернізацію трибоспряжень деталями з ПКМ. При цьому, для загального аналізу змін в системі ТО, доцільно навести дані щодо загальної кількості точок обслуговування, за певного напрацювання, наприклад – 100 годин. (табл. 3.5).

Таблиця 3.5 – Кількість точок обслуговування посівних машин та середня трудомісткість ТО, за умови напрацювання 100 год.

№ п/п	Виробник посівної техніки	Марка машини	Кількість точок ТО в залежності від модифікації		Середня трудомісткість робіт з ТО, люд.-год.	
			Без модернізації	Модернізована деталями з ПКМ	Без модернізації	Модернізована деталями з ПКМ
1	Maschio Gaspardo	MT6	200	8	2,22	0,09
2	John Deere	JD1895	168	12	1,87	0,13
3	John Deere	Deere Bauer 55	576	96	6,40	1,07
4	Amazone	Primera DMC 9000-2C	384	144	4,27	1,60
5	Horsch	Maestro 24SW	254	62	2,82	0,69

6	Союзспецтехніка	Агро-Союз Turbosem II 19-60	600	60	6,67	0,67
7	KINZE	KINZE 3200	675	411	7,50	4,57

Крім цього, необхідно виконати зміни щодо регламентного часу на виконання ТО модернізованих машин. Хронометражем встановлено, що середня тривалість обслуговування однієї точки – 40 секунд. В цей час входить: підготовка засобів для виконання мащення (заправка їх мастилом), очищення точок мащення від забруднень, і безпосередньо процес мащення. Середня трудомісткість робіт з ТО, в люд.-год., наведено в табл. 3.5.

Отримані результати (табл. 3.5), дозволяють стверджувати про значне зменшення загальної кількості точок обслуговування машин, за умови впровадження деталей зі самозмащувальних ПКМ. В результаті зменшення кількості точок ТО, знижується й трудомісткість виконання планово-запобіжних робіт, що дозволяє вивільнити додатковий час на виконання технологічних операцій. Наприклад, для посівного комплексу виробництва John Deere – Deere Bauer 55, додатковий вивільнений час, за напрацювання 100 год., становить 5,33 люд.-год (або 5,3 %). Внаслідок чого, підвищується темп виконання технологічних операцій, який має суттєве значення в сільськогосподарському виробництві.

Для визначення трудомісткості ТО машин, рухомі sprzęження яких модернізовані деталями з ПКМ, можна рекомендувати вираз:

$$T_{то} = (n_{н(цто)} - n_{м(цто)}) \cdot t_{н(цто)} + (n_{н(25)} - n_{м(25)}) \cdot t_{н(25)} + (n_{н(50)} - n_{м(50)}) \cdot t_{н(50)} + (n_{н(100)} - n_{м(100)}) \cdot t_{н(100)} + \dots + (n_{н(i)} - n_{м(i)}) \cdot t_{н(i)} \quad (3.1)$$

де $n_{н(цто)}$, $n_{н(25)}$, $n_{н(50)}$, $n_{н(100)}$, $n_{н(i)}$ – кількість точок обслуговування з періодичністю відповідно щозміни (8-12 год), 25 год, 50 год, 100 год та і-годин напрацювання, за нормативно-технічною документацією машини, одиниць;

$n_{м(цто)}$, $n_{м(25)}$, $n_{м(50)}$, $n_{м(100)}$, $n_{м(i)}$ – кількість точок обслуговування, які вилучені з регламенту проведення ТО за певного наробітку, за рахунок впровадження в їх конструкцію, деталей зі самозмащувальних ПКМ, одиниць;

$t_{н(цто)}$, $t_{н(25)}$, $t_{н(50)}$, $t_{н(100)}$, $t_{н(i)}$ – нормативна трудомісткість обслуговування однієї точки, за відповідного напрацювання, люд.-год.

Наведений вираз (3.1), дозволяє визначати реальне значення трудомісткості виконання ТО, для будь якого напрацювання машин, рухомі спряження яких модернізовані самозмащувальними ПКМ. На основі отриманих результатів, рекомендується вносити зміни в інструкції з експлуатації модернізованих машин.

3.4 Розробка системи діагностування підшипникових вузлів, елементи яких виготовлені з ПКМ

Впровадження системи діагностування підшипникових вузлів є важливою науково-технічною проблемою, що дає змогу оцінити їх технічний стан під час експлуатації [16–18]. Реалізація даних систем в машинах, що експлуатуються у важких експлуатаційних умовах, створює оптимальні умови для виконання операцій технічного сервісу контрольних вузлів та технічних систем [19–21]. Вчасна заміна деталей рухомих з'єднань дає змогу значно зменшити технологічні витрати під час використання сільськогосподарських машин. Наприклад, при несправності механізмів копіювання посівних комплексів можливі втрати 4–19 % прибутку, за рахунок зниження врожайності сільськогосподарських культур. Для підвищення надійності посівних машин розроблено нову конструкцію рухомих з'єднань, з використанням елементів трибоспряжень, виготовлених з ПКМ. Запровадження таких деталей потребує вчасної їх заміни, оскільки при певних зазорах в рухомих спряженнях, виникають ударні навантаження, що можуть призвести до їх деформування або руйнування. Тому, актуальною є задача контролю зазору в спряженнях, елементи яких виготовлені з ПКМ.

Об'єктом дослідження є процес контролю граничного зносу деталей рухомих з'єднань, виготовлених з ПКМ. Мета дослідження – створення системи

діагностування підшипникових вузлів, під час експлуатації, елементи рухомих з'єднань яких виготовлені з ПКМ. Для реалізації запропонованої системи діагностування, обрано посівний комплекс Агро-Союз Turbosem II 19-60, рухомі з'єднання механізму копіювання якого, обладнані деталями з ПКМ.

Методика проведення досліджень. Для розробки системи діагностування підшипників ковзання, виготовлених з ПКМ, використано принцип розриву активної ланки. Даний принцип характеризується тим, що гранична величина зношування контролюється шляхом розриву електричного ланцюга, що залягає на необхідній глибині в матеріалі деталі [22–24]. ПКМ має електричний опір, що дає змогу використовувати електричний дріт з мінімальним діаметром. Граничний зазор, у рухомому sprzęженні паралелограмного механізму посівного комплексу Агро-Союз Turbosem II 19-60, становить 0,6–0,7 мм. Вказане значення величини граничного зносу, визначене на основі мікрометражу експериментальних деталей з ПКМ, за допомогою цифрового мікрометра SHANE 5401-400. Встановлено, що знос деталей з ПКМ, в межах 0,6–0,7 мм створює люфт 4–5 см від осі посівної секції в лівий та правий бік. Огляд машин, рухомі з'єднання яких модернізовані ПКМ, необхідно проводити, для посівного комплексу Агро-Союз Turbosem II 19-60, кожні 96 годин напрацювання.

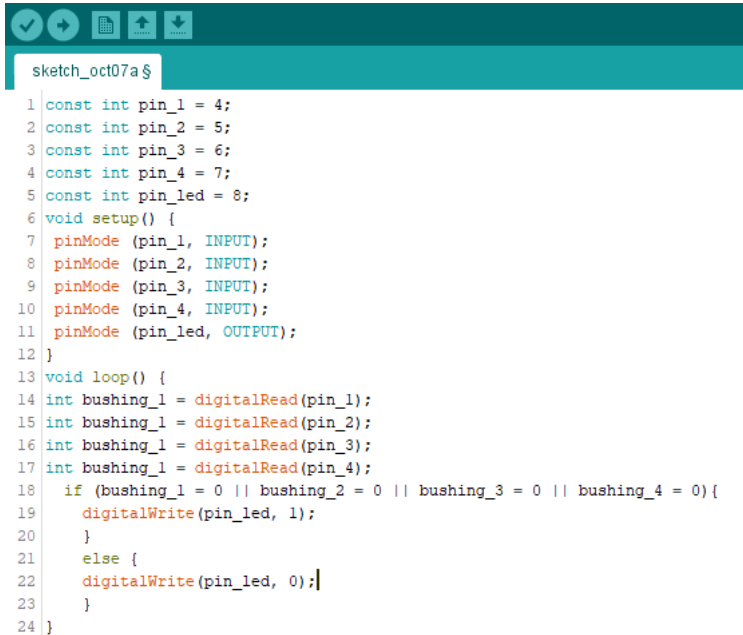
Результати досліджень. Експериментальні деталі, виготовлені литтям під тиском із ПКМ на основі УПА-6-20М з додаванням 5 % ВП LDPE (рис. 3.11).



Рисунок 3.11 – Експериментальні деталі, виготовлені з ПКМ УПА-6-20М, з додаванням 5 % ВП LDPE

Мідний дріт діаметром 0,3 мм вкладався в спіральну канавку з кроком витка 8 мм в деталь з ПКМ, що дає змогу контролювати знос робочої її поверхні. Крок витка, повинен складати не більше 30 % довжини контрольованої робочої поверхні [25]. На обох торцевих поверхнях, деталі з ПКМ, змонтовано щітковий вузол ковзання, до якого під'єднано мідний дріт діаметром 0,3 мм.

На рис. 3.12 представлено програмний код для системи діагностування.



```
sketch_oct07a $
1 const int pin_1 = 4;
2 const int pin_2 = 5;
3 const int pin_3 = 6;
4 const int pin_4 = 7;
5 const int pin_led = 8;
6 void setup() {
7   pinMode (pin_1, INPUT);
8   pinMode (pin_2, INPUT);
9   pinMode (pin_3, INPUT);
10  pinMode (pin_4, INPUT);
11  pinMode (pin_led, OUTPUT);
12 }
13 void loop() {
14  int bushing_1 = digitalRead(pin_1);
15  int bushing_2 = digitalRead(pin_2);
16  int bushing_3 = digitalRead(pin_3);
17  int bushing_4 = digitalRead(pin_4);
18  if (bushing_1 = 0 || bushing_2 = 0 || bushing_3 = 0 || bushing_4 = 0) {
19    digitalWrite(pin_led, 1);
20  }
21  else {
22    digitalWrite(pin_led, 0);
23  }
24 }
```

Рисунок 3.12 – Програмний код для реалізації запропонованої системи діагностування зазору в трибосприєднаннях

Розроблено та реалізовано електричну схему для діагностування підшипників ковзання, виготовлених з ПКМ (рис. 3.13).

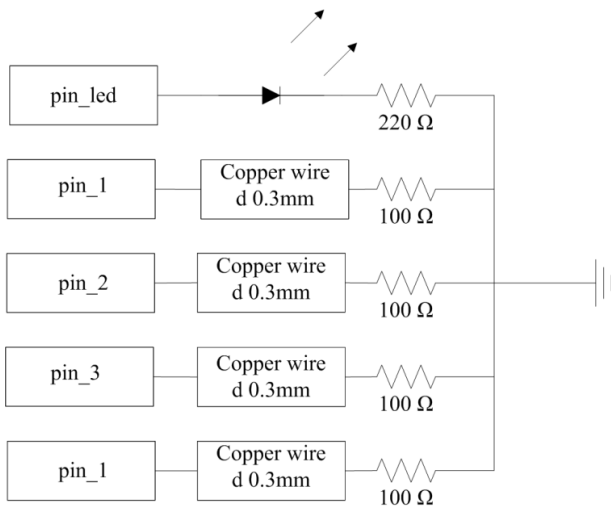


Рисунок 3.13 – Принципова електрична схема розробленої системи діагностування

Електронна частина реалізована на платі Arduino Mini, з мікроконтролером ATmega 328, із 14 цифровими входами/виходами. Цього достатньо для реалізації системи діагностування посівного комплексу Агро-Союз Turbosem II 19-60. Дана система спрацьовує, коли будь-який дріт, що вкладений в деталь з ПКМ, зазнає зношування, яке розриває електричне коло. У такому випадку, для досліджуваної секції в системі візуалізації спрацює сигнальний світлодіод.

Отримані деталі використано при модернізації рухомих з'єднань механізму копіювання, посівного комплексу «Агро-Союз Turbosem II 19-60», що перебував на відновленні (рис. 3.14).



Рисунок 3.14 – Секція посівного комплексу Агро-Союз Turbosem II 19-60, механізм копіювання якого укомплектований деталями з ПКМ

Укомплектований експериментальними деталями посівний комплекс в одному з агрохолдингів України напрацював 896 га. Відхилень від агротехнічних вимог, відмов агрегату не було. Деталі, перед встановленням, були змащені пластичним мастилом, а в подальшому їх обслуговування (мащення) не проводилось.

Збір та обробку даних під час експлуатації, виконано без відхилень від регламентного графіку ТО для вказаної машини. Мінімальний люфт в механізмі копіювання, визначений органолептичними методами, фіксували в сервісному журналі, як повністю відсутню несправність. Під час планових сервісних обслуговувань, інших механізмів (не модернізованих ПКМ) посівного комплексу, також проводили фіксацію загорання світлодіодної лампи на досліджуваних посівних секціях. В інтервалі напрацювання до 896 га діагностичних сигнальних спрацювань не відбувалося.

Висновки. Доведено, що підшипники ковзання, виготовлені з ПКМ, дають змогу розробляти та впроваджувати спрощені діагностичні системи. Це дозволяє зменшити кількість сервісних оглядів, з контролю граничного зносу, для будь-

яких трибоспрязень механізму, укомплектованого деталями з ПКМ. Розроблено функціональний зміст діагностичної системи для 5 посівних секцій.

Використання даної системи, та її принципів, дозволяють розробляти автоматизовані діагностичні системи підшипників ковзання, укомплектованими деталями з ПКМ.

3.5 Розробка конструкції опорного підшипника ковзання шнекового конвеєра

Шнекові конвеєри отримали широке розповсюдження в переробній галузі, як при виробництві харчових продуктів, так і в хімічній промисловості. Основна їх перевага – простота конструкції та незначні затрати на технічне обслуговування. Проте, часті зупинки виробничих ліній для проведення ремонтів або технічного обслуговування підшипникових опор значно зменшують обсяги виробленої продукції.

В науковій літературі наведено декілька шляхів вирішення вказаної проблеми, проте вони мають ряд суттєвих недоліків. Наприклад, відомі технічні рішення щодо підвищення ресурсу підшипникових опор на основі примусової подачі та відведенні мастила із зони тертя [26-27] див. патент України № 4944, 7 F16C17/00. При цьому, запропоновані система трубопроводів, в тому числі оснащеними регульованими дросельними кранами, значно збільшують вартість підшипникової опори. Рішення [28], щодо використання окремих елементів, виготовлених з ПКМ, запресованих у металеву обойму, дозволило значно підвищити довговічність трибоспрязень. Проте, недоліком такої конструкції є складний технологічний процес виготовлення підшипника, і як результат, його висока вартість.

Розроблено конструкцію опорного підшипника ковзання [29], який складається з трьох напівкільцевих вкладишів, в конструкції підшипникового вузла шнекового конвеєра, призначеного для транспортування сільськогосподарської продукції, такої як зерно, мезга, відходи після очищення та інше (рис. 3.15). Особливістю запропонованої конструкції є система каналів

та кишень для мащення в нижній частині, і кишені для накопичення продуктів зношування у верхній частині елементів опорного підшипника. Підшипник ковзання виготовлений із ПКМ власного виробництва, на основі поліаміду 6, модифікованого вуглецевими волокнами і графітом.

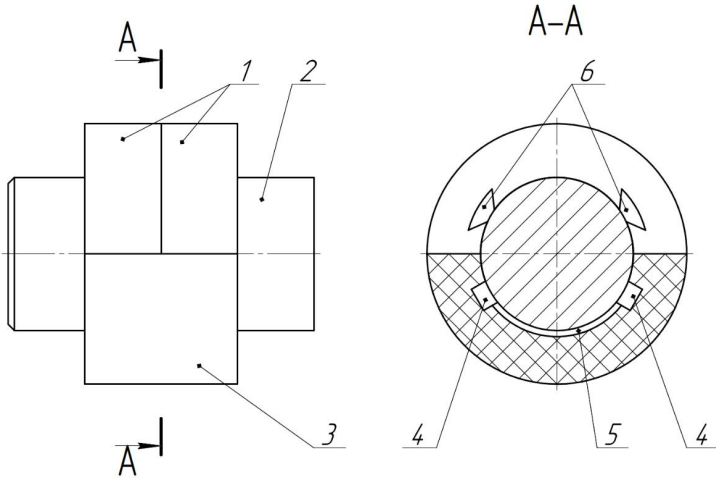


Рисунок 3.15 – Схема опорного підшипника ковзання, виготовленого з ПКМ
УПА-6-20М

Опорний підшипник ковзання (рис. 3.10) складається з двох напівкільцевих вкладишів 1 встановлених зверху валу 2. Нижня частина підшипника виготовлена у вигляді одного вкладиша 3, який має систему кишень 4, що виконані у формі прямокутника, глибиною 1/3 від товщини стінки вкладиша. Кишені 4 з'єднані між собою каналами 5 глибиною, що становить 20 % від товщини стінки вкладиша. У верхніх вкладишах 1 виконані кишені 6 у формі трапеції, для накопичення продуктів зношування, які меншою основою розміщені до валу, більшою основою – до периферії вкладиша, глибиною 1/3 від товщини стінки вкладиша. При цьому, як кишені 4 так і 6 виконані не

наскрізними. Напівкільцеві вкладиші 1 та 3 зовнішньою поверхнею встановлені нерухомо в корпус підшипникового вузла шнекового конвеєра.

Введення у ненаповнений поліамід 6 подрібненого вуглецевого волокна (довжина волокон 1...2 мм) і графіту у будь-якому вигляді (колоїдний, термічно розширений і т.д.), забезпечує не тільки армуючий ефект, але й додатково забезпечуються антифрикційні характеристики ПКМ. Система каналів та кишень дозволяє виконувати ефективно мащення підшипника та вилучення продуктів зносу з зони тертя.

Перед збиранням опорного підшипника ковзання (рис. 3.15) в кишені 4 закладається пластичне мастило. При обертанні валу 2 пластичне мастило починає переноситись на поверхню валу змащуючи його і вкладиші опорного підшипника. Під час роботи підшипника ковзання, виготовленого з ПКМ, відбувається його локальне нагрівання в місці найбільшого тиску, що сприяє утворенню продуктів зносу у вигляді «пластівців» композитного матеріалу та налипання їх на вал 2. Кишені 6 у двох верхніх напівкільцевих вкладишах виконано у формі трапеції, що дозволяє уловлювати та накопичувати продукти зношування, які прилипають до валу. Після зупинки шнекового конвеєру мастило, рівномірно розподіляється між правою та лівою кишенями 4 за рахунок з'єднання їх каналами 5. Видалення продуктів зношування, з кишень 6, відбувається разом із повторними закладанням мастила, у кишені 4, при проведенні технічного обслуговування шнекового конвеєра.

Виготовлення таких підшипників не потребує значних затрат ресурсів, а їх використання дозволяє підвищити довговічність роботи підшипникових вузлів в 3...5 разів, у порівнянні з використанням стандартних елементів зі сталі чи деревини.

Розроблена конструкція опорного підшипника ковзання, виготовленого з ПКМ, може бути багаторазово відтворена і використана у конструкціях опорних підшипникових вузлів різноманітних шнекових конвеєрів.

3.6 Рекомендації для інженерно-технічної служби та операторів по експлуатації нових або модернізованих машин

Виконані теоретичні та експериментальні дослідження щодо розробки необслуговуваних рухомих з'єднань машин і механізмів дозволяють розробити певні рекомендації для інженерно-технічної (конструкторської) служби виробників техніки, а саме:

- враховувати особливість визначення установочних деформації та температурних компенсацій елементів рухомих з'єднань, виготовлених з ПКМ, при проектуванні нових чи модернізації існуючих трибоспряжень.

- для трибоспряжень, що працюють за умови, що критерій $PV \leq 0,5 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$, або деталей облицювання рекомендується використовувати вторинний поліетилен наповнений графітом 2 мас. %;

- для деталей сільськогосподарських машин, що працюють в механізмах, описаних в роботі [30], пропонуємо використовувати ПКМ Nylon 66 наповнений вторинним поліетиленом LDPE до 10% мас. Для механізмів копіювання посівних машин та культиваторів оптимальний склад ПКМ – УПА-6-30, наповнений вторинним поліетиленом LDPE до 10 % мас.

- для рухомих з'єднань, що працюють за фактору PV до $2 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$, та температури в околі контакту не вище $90 \text{ }^\circ\text{C}$, доцільно впроваджувати деталі з ПКМ УПА-6-20М.

- за умови експлуатації рухомих з'єднань, при температурі в зоні тертя від $100 \text{ }^\circ\text{C}$ до $260 \text{ }^\circ\text{C}$, рекомендується використовувати деталі, виготовлені за розробленою технологією, на основі фінілону С2 наповненого термічно розширеним графітом.

- у випадку впровадження деталей, виготовлених із розроблених ПКМ, у рухомі спряження, необхідно вилучити обслуговування цих трибоспряжень з регламентних робіт ТО.

- забезпечувати додатковий конструкторський захист розроблених трибоспряжень від зовнішнього абразивного середовища не потрібно;

- організувати збір вибракуваних деталей, з ПКМ, для повторної їх переробки або утилізації.

Рекомендації щодо експлуатації машин і механізмів, елементи трибоспряджень яких модернізовані ПКМ:

- за напрацювання 100 год., необхідно виконати контрольні-регулювальні роботи. При цьому, регулювальні роботи виконувати тільки у випадку зафіксованих відхилень в роботі;

- при постановці машини на довготривале зберігання необхідно виконати обробку трибоспряджень, шляхом нанесення антикорозійних мастильних сумішей або зберігати машини під навісами, або в ангарах;

- деталі з ПКМ, що мають граничний знос та повинні вибракуватися, необхідно відправляти виробникам на переробку або утилізацію.

ЛІТЕРАТУРА

1. Износ и коррозия сельскохозяйственных машин / [М. М. Севернев, Н. Н. Подлекарев, В. Ш. Сохадзе, В. О. Китиков]; под ред. М. М. Севернева. – Минск: Беларус. навука, 2011. – 333с.
2. Трибофізичні основи підвищення зносостійкості деталей та робочих органів сільськогосподарської техніки [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.04 / Аулін Віктор Васильович; Хмельниц. нац. ун-т. – Хмельницький, 2015. – 36 с.
3. Šteinger, Ján & Spisak, Peter & Brumercik, F. & Gajdac, Igor. (2020). Development of an Additional System for Wheel Bearing Protection. LOGI – Scientific Journal on Transport and Logistics. 11. P. 68-75.
4. Bloch, H.P. & Billy, T. (2010). Consider bearing protection for small steam turbines. P.89.
5. Макаренко Д.О. Підвищення довговічності паралелограмного механізму посівних комплексів зміною конструкції рухомих з'єднань: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 – Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Центральноукр. нац. техн. ун-т.. – Кропивницький, 2018. – 184 с.
6. Turan, Jan & Visacki, Vladimir & Mehandžić, Sanja & Findura, Pavol & Burg, Patrik & Sedlar, Aleksandar. (2014). Sowing Quality Indicators for a Seed Drill With Overpressure. Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis. 62. 1487-1492.
7. Пастухов В. І. Обзор конструкцій підвісок сошників сівалок / В. І. Пастухов, С. М. Скофенко, Д. В. Крохмаль // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. - 2017. - Вип. 180. - С. 44-48.
8. Machado, José & Soares, Filomena & Trojanowska, Justyna & Ottaviano, Erika. (2021). Innovations in Mechanical Engineering. 10.1007/978-3-030-79165-0.
9. Деркач О.Д., Буря О.І. Підвищення технічного рівня електро-, автомобільного транспорту та сільськогосподарської техніки за рахунок

використання нових матеріалів. Наукові рекомендації: Дніпропетровськ: ДДАУ. 2011. 71с.

10. Haugk, B. & Koerber, C. & Drechsler, K. (2012). Potential of fibre reinforced plastics in mechanical engineering. 351-370.

11. Mushtaq, Shuhaib & Wani, M.F. & Gachot, Carsten & Bhat, Mohd. (2021). Self-Lubricating Iron-Based Metal Matrix Composites. 10.1201/9781003092162-4.

12. Zhang, Yinyin & Chromik, Richard. (2018). Tribology of Self-Lubricating Metal Matrix Composites. 10.1007/978-3-662-56528-5_2.

13. Lee, Yeong-Jae & Lee, Kwang-Hee & Lee, Chul-Hee. (2018). Friction performance of 3D printed ball bearing: Feasibility study. Results in Physics. 10. P. 721-726.

14. Деркач О.Д. До питання технологічності отримання деталей з полімерних композитів для посівної техніки / О.Д. Деркач., В.В. Артемчук, Є.С. Муранов – X: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2017. – № 181. – С. 157-166.

15. Обґрунтування параметрів обертових елементів робочих органів зернозбиральних комбайнів: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.11 / Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя – Тернопіль, 2006. – 20с.

16. Novikov, A.N., Eremin, S.V., Shevtsova, A.G. New Way to Determine the Technical Condition of Ball Joints (2020) IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 786 (1), стаття № 012079. <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/786/1/012079>

17. Gasparov, E.S., Gasparova, L.B. Mathematical Model of Spindle Unit Bearing Assembly (2020) Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 725-731. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-030-22041-9_78

18. Hrynkiv A. Operational evaluation of motor oils of trucks by their thermal oxidative stability (2019) Технологический аудит и резервы производства, № 3 (1), P. 25-30. <http://dspace.kntu.kr.ua/jspui/handle/123456789/9198>

19. Pastukhov, A., Timashov, E., Kravchenko, I., Parnikova, T. Adaptivity of thermal diagnostics method of mechanical transmission assemblies (2020) Engineering for Rural Development, 19, pp. 107-113. <http://dx.doi.org/10.22616/erdev.2020.19.tf024>

20. Chen, G., Qu, M. Modeling and analysis of fit clearance between rolling bearing outer ring and housing (2019) Journal of Sound and Vibration, 438, pp. 419-440. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2017.11.004>

21. Sergeev, K.O. The results of bearings diagnostics of ship electric motors and generators (2019) IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 560 (1), статья № 012168. <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/560/1/012168>

22. Gerike, B.L., Mokrushev, A.A. Diagnostics of the Technical State of Bearings of Mining Machines Base Assemblies (2017) IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 253 (1), статья № 012012. <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/253/1/012012>

23. Aulin V., Hrynkiv A., Dykha A., Chernovo M., Lyashuk O., Lysenko S. Substantiation of diagnostic parameters for determining the technical condition of transmission assemblies in trucks (2018) Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Vol. 2, Issue 1 (92). P. 4–13. <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2018.125349>

24. Zheng, J.J., Peng, Y.H. Test analysis and optimal design of fatigue life for FF mechanical transmission (2013) Advanced Materials Research, 718-720, pp. 1468-1471. <http://dx.doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.718-720.1468>

25. Voronkin, V.A., Evlanov, V.V., Gorbunov, A.G. Operational failures of bearing assemblies in electric motors (1993) Russian Engineering Research, 13 (5), pp. 42-45. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-0027505806&partnerID=40&md5=e310d87adee736dcfc06c2d7f69b5dc5>

26. Підшипник ковзання: пат. 19469 Україна : F16C 17/04 / О.В. Шамін, С.Ю. Гусев. – № u 2006 07129 ; заяв. 26.06.2006 ; опубл. 15.12.2006, Бюл. № 12. – 3 с.

27. Спосіб змащення підшипників ковзання рідинного тертя: пат. 4944 Україна : F16C 17/00 / Ю.П. Білоус, М.Г. Булюк. – № u 2004 0604146 ; заяв. 01.06.2004 ; опубл. 15.02.2005, Бюл. № 2. – 2 с.

28. Підшипник ковзання: пат. 59650 Україна : F16C 17/00 / О.І. Буря, О.Д. Деркач, А.С. Бєдін. – № u 2002118838 ; заяв. 07.11.2002 ; опубл. 15.09.2003, Бюл. № 9. – 3 с.

29. Опорний підшипник ковзання: пат. 151145 Україна : F16C 17/00 / О.Д. Деркач, Д.О. Макаренко, Є.С. Муранов. – № u 202107750 ; заяв. 28.12.2021 ; опубл. 08.06.2022, Бюл. № 23. – 3 с.

30. Буря А.И., Деркач А.Д., Шемавнев В.И. Разработка математической модели влияния режимов эксплуатации на трение и изнашивание углепластиков на основе полиамида 6. *Трение и износ*. Т.26, № 1., 2006. – с. 98 – 104.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Розроблені математичні моделі для розрахунку силової картини механізму копіювання за максимальних навантажень, та у випадку роботи в ускладнених умовах, визначено реакції в їх рухомих з'єднаннях. Проведений аналіз схеми навантаження підшипника ковзання, вибрана математична модель згідно теорії пружності для розрахунку зміщень (радіальних, кутових), деформацій (радіальних, осьових), а також нормального та дотичного напруження, для полімерного підшипника, по зонах розтягування і стискування, із застосуванням моделей для їх реалізації на ПК. Запропоновані залежності для визначення установочних деформацій елементів рухомих з'єднань, з врахуванням властивостей конкретно обраного ПКМ, дозволяють раціонально обрати допуски та посадки, і як результат підвищити довговічність таких трибоспряжень.

Розроблена математична модель визначення температури і теплопровідності в довільній точці підшипника ковзання, виготовленого з ПКМ, у будь-який момент часу, з використанням чисельного методу рішення задачі теплопровідності, при теплообміні із зовнішнім середовищем за законом Ньютона. Використання наведених виразів дозволяє на етапі проектування конструкції підшипникового вузла, з елементами рухомих з'єднань виготовлених з ПКМ, визначити температурні компенсації та виконувати адаптацію системи допусків та посадок.

Встановлено, що для наповнення конструкційних пластиків, вторинним поліетиленом LDPE, його відсотковий вміст не повинен становити більше 10 % мас. Відповідні композитні матеріали можуть використовуватись у трибоспряженнях замість серійних конструкційних пластиків. Збільшення концентрації наповнювача більше 10 % мас. призводить до зниження характеристик основних ПКМ та унеможливує їх використання, як конструкційних матеріалів у вузлах, де тиск перевищує 3,0 МПа. Не рекомендується до використання ПКМ на основі Nylon 66 та УПА-6-30,

наповнені вторинним поліетиленом, для трибоспряжень, що працюють в умовах присутності значної кількості абразивних частинок в зоні тертя.

Отримані результати дозволять виконати адаптацію матеріалу, для деталей з ПКМ, враховуючи режими їх експлуатації. Наприклад, для деталей сільськогосподарських машин, що працюють в механізмах, описаних в роботі [60], пропонуємо використовувати ПКМ Nylon 66 наповнений вторинним поліетиленом LDPE до 10% мас. Для механізмів копіювання посівних машин та культиваторів оптимальний склад ПКМ – УПА-6-30, наповнений вторинним поліетиленом LDPE до 10 % мас. Використання вторинного поліетилену LDPE, в якості наповнювача для конструкційних пластиків, дозволить зменшити кількість сміття на звалищах та покращить екологічну ситуацію в країні.

Розроблено технологію одержання та складу ПКМ на основі поліаміду-6, вуглецевого волокна (вторинного), графіту та мастила в залежності від режимів роботи та умов експлуатації трибоспряжень.

Виявлено, що при введенні у фенілон С2 термічно розширеного графіту у кількості 5 мас. % останній розподіляється рівномірно. Подальше підвищення концентрації наповнювача до 15 мас. % призводить до виникнення незначних локальних скупчень. При введенні 25 мас. % спостерігається розшарування ПКМ, що перешкоджає одержанню якісного монолітного матеріалу при переробці у готові вироби (деталі).

Встановлено, що у порівнянні з ненаповненим фенілоном С2, фізико-механічні характеристики композитів, на його основі, наповнених ТРГ 5...25 мас. % знижуються. Введення ТРГ ГЛ-2 у кількості 5 мас. % призводить до незначного зменшення величини напруження руйнування і модуля пружності при стиску на 3,1 % та 3,3 % відповідно. При цьому, за умови введення ТРГ Б спостерігається вагоме зниження величини напруження руйнування при стиску на 22,7 %. Введення ТРГ, у кількості 5 мас. %, у фенілон С2 призводить до зниження теплоємності на 34 %. Подальше збільшення концентрації наповнювача суттєво не впливає на теплоємність ПКМ. Введення ТРГ у фенілон С2 призводить до підвищення коефіцієнта теплопровідності у всьому діапазоні

досліджуваних температур. При експлуатації розроблених ПКМ в режимі сухого тертя, за тиску 2 МПа, коефіцієнт тертя знижується на 53,7 %. Найменша величина зносу за умови тертя без мащення, незалежно від природи контр тіла, досягається за тиску 5 МПа. Встановлено, що величина зносу, за умови тертя зі змащенням поступово зростає при збільшенні тиску до 12 МПа. Подальше підвищення тиску до 15 МПа не впливає на величину зносу, незалежно від матеріалу контр тіла. Величина зносу при терті по міді на 75 % вища у порівнянні з тертям по контр тілу зі сталі 45. Встановлено, що оптимальна концентрація ТРГ в ПКМ, що забезпечує достатні фізико-механічні характеристики та високі трибологічні властивості, становить 15 мас. %.

Проведено польові випробування техніки модернізованої деталями із розроблених ПКМ, підтверджено їх працездатність та ефективність у порівнянні з базовими трибоспряженнями. Розроблено систему автоматизованого діагностування підшипників ковзання, укомплектованими деталями з ПКМ. Розроблено рекомендації для інженерно-технічної служби та операторів по експлуатації нових або модернізованих машин.

ДОДАТКИ

Додаток А – Впровадження результатів НДР в ТОВ «Німал»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор ТОВ «Німал»



Прудніков Є.О.

«УЗГОДЖЕНО»

Проректор з наукової та інноваційної діяльності ДДАЕУ

проф.  Ткачук І.О.



АКТ ВИПРОБУВАНЬ

технології відновлення та реновації сівалки фірми Great Plains 1300

Цим засвідчуємо, що спеціалістами двох організацій: ТОВ «Німал» (директор Прудніков Є.О.) та Дніпровського державного аграрно-економічного університету (співробітники: Деркач О.Д., Кабат О.С., Макаренко Д.О., Муранов Є.С.) розроблені деталі рухомих з'єднань з композитних полімерних матеріалів: грибокві втулки системи копіювання рельєфу ґрунту, а також прикочуючого колеса.

Модернізована сівалка Great Plains 1300, експлуатувалась з 2 липня по 18 вересня 2022 року, виконала загальний обсяг робіт 560 га. Протягом вказаного періоду експериментальні вузли не обслуговувалися та не регулювалися, виконувався лише поверхневий огляд на наявність механічних ушкоджень. Після виконаних робіт, вузли залишилися у справному стані.

Експертною комісією встановлено, що сівалка Great Plains 1300 знаходиться в справному стані і придатна для подальшої експлуатації. Усереднене напрацювання експериментальних деталей 14...15 % повного ресурсу. Рекомендовано продовжити випробування та впровадити деталі на решті посівних машин.


Від ТОВ «Німал»


Прудніков Є.О.





Представники

Від ДДАЕУ

 Деркач О.Д.

 Кабат О.С.

 Макаренко Д.О.

 Муранов Є.С.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор ТОВ «Німал»



Прудніков Є.О.

«УЗГОДЖЕНО»

Проректор з наукової та інноваційної діяльності ДДАЕУ



проф. Ткаліч Ю.І.

АКТ ВИПРОБУВАНЬ

технології відновлення та реновації причіпних просапних сівалок
GASPARDO MTR-8

Цим засвідчуємо, що спеціалістами двох організацій: ТОВ «Німал» (директор Прудніков Є.О.) та Дніпровського державного аграрно-економічного університету (співробітники: Деркач О.Д., Кабат О.С., Макаренко Д.О., Муранов Є.С.) розроблені деталі рухомих з'єднань з композитних полімерних матеріалів: грибокві втулки з ексцентриком шарніру причочуючого колеса сошника.

Модернізована сівалка, експлуатувалась з 22 вересня та повністю виконала сезонне навантаження. В період експлуатації експериментальні вузли не обслуговувалися та не регулювалися, виконувався лише поверхневий огляд на наявність механічних ушкоджень. Після виконаних робіт, вузли залишилися у справному стані.

Експертною комісією встановлено, що сівалка знаходиться в справному стані і придатна для подальшої експлуатації. Рекомендовано продовжити випробування та впровадити деталі на решті сівалок.

Представники



Від ТОВ «Німал»

Прудніков Є.О.

Від ДДАЕУ

Деркач О.Д.

Кабат О.С.

Макаренко Д.О.

Муранов Є.С.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор ТОВ «Німал»



Прудніков Є.О.

«УЗГОДЖЕНО»

Проректор з наукової та інноваційної діяльності ДДАЕУ



проф. Ткалчю Ю.

АКТ ВИПРОБУВАНЬ

технології відновлення та реновації посівного комплексу

Lemken Soliter 9

Цим засвідчуємо, що спеціалістами двох організацій: ТОВ «Німал» (директор Прудніков Є.О.) та Дніпровського державного аграрно-економічного університету (співробітники: Деркач О.Д., Кабат О.С., Макаренко Д.О., Муранов Є.С.) розроблені деталі рухомих з'єднань з композитних полімерних матеріалів: циліндричні втулки системи копіювання рельєфу ґрунту.

Модернізований посівний комплекс Lemken Soliter 9, який працював у агрегаті з трактором AXION CLAAS з 2 липня по 29 вересня 2022 року, виконав загальний обсяг робіт 232 га. Протягом вказаного періоду експериментальні вузли не обслуговувалися та не регулювалися. Після виконаних робіт, вузли залишилися у справному стані.

Експертною комісією встановлено, що посівний комплекс Lemken Soliter 9 знаходиться в справному стані і придатний для подальшої експлуатації. Усереднене напрацювання експериментальних деталей 9...10 % повного ресурсу. Рекомендовано продовжити випробування та впровадити деталі на решті посівних комплексів.



Від ТОВ «Німал»

Прудніков Є.О.

Представники

Від ДДАЕУ

Деркач О.Д.

Кабат О.С.

Макаренко Д.О.

Муранов Є.С.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор ТОВ «Німал»



Прудніков Є.О.

«УЗГОДЖЕНО»

Проректор з наукової та інноваційної діяльності ДДАЕУ



проф. Ігнатюк Ю.І.

АКТ ВИПРОБУВАНЬ

технології відновлення та реновації посівного комплексу

John Deere 1895

Цим засвідчуємо, що спеціалістами двох організацій: ТОВ «Німал» (директор Прудніков Є.О.) та Дніпровського державного аграрно-економічного університету (співробітники: Деркач О.Д., Кабат О.С., Макаренко Д.О., Муранов Є.С.) розроблені деталі рухомих з'єднань з композитних полімерних матеріалів: грибокві втулки системи копіювання рельєфу ґрунту, конусні втулки важеля регулювання глибини ходу анкера та важеля прикочуючого колеса.

Модернізований посівний комплекс John Deere 1895, який працював у агрегаті з трактором John Deere 9220 з 2 серпня по 19 вересня 2022 року, виконав загальний обсяг робіт 569 га. Протягом вказаного періоду експериментальні вузли не обслуговувалися та не регулювалися. Після виконаних робіт, вузли залишилися у справному стані.

Експертною комісією встановлено, що вказаний посівний комплекс знаходиться в справному стані і придатний для подальшої експлуатації. Усереднене напрацювання експериментальних деталей 7...7,5 % повного ресурсу. Рекомендовано продовжити випробування та впровадити деталі на решті посівних комплексів.



Від ТОВ «Німал»

Прудніков Є.О.

Представники

Від ДДАЕУ

Деркач О.Д.

Кабат О.С.

Макаренко Д.О.

Муранов Є.С.

Додаток Б – Результати залучення молоді до наукових досліджень
(Школярка Олександра Васараб-Кожушна у 2021 році виборола 3 місце на
Міжнародному конкурсі шкільних наукових робіт Genius Olympiad, США.

Керівники: Макаренко Д.О., Деркач О.Д.)



Підвищення врожайності с.-г. культур на 5-7%

Без додаткових вкладень
на витратні матеріали

Модернізуйте свою техніку разом з нами



⇓ ¼ вартості нового ⇓



Ваші економічні вигоди

Підвищення врожайності
на 5-7%, за рахунок:

- 🌱 Високої точності укладання насіння в ложе
- 💧 Економії ПММ при сівбі (до 0,3 л/га)
- ⚙️ Зниження затрат часу на ТО до 25%

Ваш дохід зростає до 1 млн. грн. з 1000 га площі

Конструкція деталей для
модернізації захищена
авторським правом



Комплексний спектр послуг:

- виїзд та дефектування Вашої сівалки
- розрахунок обсягу роботи та вартості
- модернізація сівалки
- заміна зношених елементів
- налаштування роботи посівної секції
- супровід модернізованих машин

Контакти

Олексій Деркач
Кандидат технічних наук
+380 50 936 02 08
addsau@gmail.com

Дмитро Макаренко
Кандидат технічних наук
+380 66 418 55 07
flymakd@gmail.com

Наукове видання

Д.О. МАКАРЕНКО, О.Д. ДЕРКАЧ, А.В. ГРИНЬКІВ,
Є.С. МУРАНОВ, О.С. КАБАТ, В.Ю. ДУДІН

Розробка композитних елементів необслуговуваних рухомих з'єднань машин і механізмів

Монографія

Підписано до друку 01.12.2022. Формат 60х64 1/16
Папір офсет. Друк цифровий. Ум. друк. арк. 7,1.
Обл.-вид. арк. 8,0. Тираж 50 пр. Зам. № 500.

Видавництво “Журфонд”
49000, Дніпро, пр. Д. Яворницького, 60.
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
ДК №684 від 21.11.2001 р.

Віддруковано:
Приватне підприємство «Інтеграл»
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
Серія АОО № 767897 від 17.11.2003 р.
49101, м. Дніпро, вул. Воскресенська, 41, оф. 122

Колектив авторів

Р64 Розробка композитних елементів необслуговуваних рухомих з'єднань машин і механізмів. Монографія / Д.О. Макаренко, О.Д. Деркач, А.В. Гриньків, Є.С. Муранов, О.С. Кабат, В.Ю. Дудін – Дніпро: Журфонд, 2022. – 148 с.

ISBN 978-966-934-374-1

У монографії наведено теоретичне обґрунтування режимів роботи трибоспрямижень та властивостей необхідних матеріалів, обґрунтовано характеристики та властивості створених полімерно-композитних матеріалів, в залежності від умов експлуатації. Розглянуто результати виробничих випробувань машин, трибоспрямиження яких, модернізовані розробленими матеріалами та наведено рекомендації щодо використання отриманих результатів у виробничих процесах.

Дослідження виконані в рамках науково-дослідної роботи 0119U104023.

УДК 669.017