

УДК 631.331

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.6\(37\).1.144-156](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.6(37).1.144-156)**В.В. Аулін**, проф., д-р техн. наук, **А.В. Гриньків**, канд. техн. наук*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна**e-mail: AulinVV@gmail.com***О.Д. Деркач**, доц., канд. техн. наук, **Д.О. Макаренко**, доц., канд. техн. наук,**Є.С. Муранов**, **Д.І. Крутоус***Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна**e-mail: Derkach\_dsau@i.ua, flymakd@gmail.com*

## Підвищення довговічності трибоспряжень застосуванням полімерних композиційних матеріалів

Розглянуто зміни геометричних розмірів деталей посівної секції під дією навантажень в процесі експлуатації. Визначення навантаження, що діють у трибоспряженнях посівної секції. Обґрунтовано математичну модель визначення радіальних, кутових зміщень та величини деформацій. Експериментальними дослідженнями встановлено, що швидкість зношування (0,003 г/год) деталей з ПКМ має лінійну залежність від напруження, що дозволяє спрогнозувати ресурс трибоспряжень.

**підвищення довговічності, трибоспряження, установочні деформації, полімерно-композиційні матеріали, величина зносу**

**Постановка проблеми.** Обсяг і якість майбутнього урожаю у великій мірі залежить від темпу проведення посівних робіт. У свою чергу темп робіт залежить від: технічного рівня посівного агрегату (ПА), робочої швидкості ПА, тривалості простоїв під час завантаження насінням, добривами, проведення технічного обслуговування (ТО), рівнем організації робіт тощо. В сучасному землеробстві, в агропідприємствах незалежно від розміру земельного банку сівбу намагаються здійснити у найкоротші терміни, у відповідності до агровимог: за 1...2 дні на одному полі. Це потребує використання або значної кількості машинно-тракторних агрегатів, або підвищувати темп робіт.

**Аналіз стану питання.** Найбільш розповсюдженими шляхами підвищення темпу посівних робіт є збільшення робочої швидкості ПА та мінімізація простоїв. Проте, підвищення робочої швидкості має ряд недоліків, а саме: суттєве зростання затрат енергії на технологічний процес [1] та погіршення якості сівби [2]. Саме рівномірність укладання насіння в посівному ложі та рівномірність загортання насіння по глибині є основними струмуючими факторами підвищення робочої швидкості ПА [3-5]. Якщо якийсь із цих двох факторів не відповідає агровимогам, робочу швидкість ПА зменшують.

Одним із способів підвищення темпу робіт ПА є розробка необслуговуваних паралелограмних механізмів посівних машин шляхом застосування в трибоспряженнях полімерних композиційних матеріалів (ПКМ) [6, 7]. Застосування ПКМ дозволило зменшити простоювання на ТО за рахунок використання самозмащувальних складових в ПКМ, підвищити точність укладання насіння на задану глибину, підвищити довговічність ПА в цілому. Такі рішення були науково-обґрунтовані [8], а їх застосування отримало подальший розвиток [9]. Авторами запропоновано

© В.В. Аулін, А.В. Гриньків, О.Д. Деркач, Д.О. Макаренко, Є.С. Муранов, Д.І. Крутоус, 2022

модернізувати застосуванням ПКМ ряд посівних машин різного призначення і продуктивності, тобто, різного класу. Серед них такі, наприклад, як John Deere 1895/95, John Deere 7000/7800, Kinze 3000, Gaspardo SP8, Grait Plans ZP 500 та ряд інших сівалок.

Однак, у вказаних вище джерелах, автори схиляються до використання у всіх наведених та інших модернізованих посівних машинах всього двох композитів: УПА-6-30 та УПА-6-40. Тобто, для модернізації паралелограмних механізмів сівалок, що мають різне завантаження протягом року застосовувався однаковий ПКМ. У цьому полягає нераціональність застосування деталей з однаковим ресурсом для сівалок, що мають різне річне завантаження і довговічність.

**Постановка завдання.** Мета роботи полягає у теоретичному обґрунтуванні режимів роботи деталей типового паралелограмного механізму, визначенню величини установочних деформацій та оптимальних режимів роботи деталей з ПКМ.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі завдання:

- теоретично обґрунтувати процес зміни геометричних розмірів деталей;
- уточнити силову картину в спряженнях посівної секції та паралелограмного механізму;
- обґрунтувати оптимальні режими роботи ПКМ.

**Методи і методики досліджень.** Зміну геометричних розмірів деталей трибоспряжень визначали основними аналітичними методами тригонометрії, математичного диференціювання, теоретичної механіки. Рівняння рівноваги розв'язували в середовищі програми MathCad 14.0 (trial version).

Введення складових (графіт, вуглецеві волокна) в структуру полімеру (поліамід) здійснювали методом екструзії за допомогою одношнекового двокомпонентного екструдера ЕКГ-45 з чотирма зонами нагріву.

Виготовлення експериментальних зразків та деталей виконували методом лиття під тиском за оптимальних режимів переробки. Дослідження величини вагового зносу деталей рухомих з'єднань з ПКМ, за умови тертя без мащення, виконували на машині тертя та зношування СМТ-1. Величину вагового зносу, визначали шляхом зважування деталі з ПКМ на аналітичних терезах ВРЛ-200 до, та після дослідження, за методикою наведеною в роботі [7].

**Виклад основного матеріалу.** *Зміна геометричних розмірів деталей в посівній секції під дією навантажень в процесі експлуатації.* В якості прототипу для визначення силової картини брали посівну секцію сівалки «Turbosem II 19-60» виробництва заводу «Союз-Спецтехніка» (смт. Слобожанське, Дніпропетровська обл.). Схема заміщення, дає змогу більш детально дослідити реакцію рухомих опор в паралелограмному механізмі (рис. 1).

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  $\gamma$ ; 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  $\alpha$ ; 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 прикочуючими колесами, притискання прикочуючого колеса до ґрунту регулюється силою пружної ланки  $U_1U_2$ , що кріпиться відповідно до ланки  $B_1DESJ$  та  $JD$ .

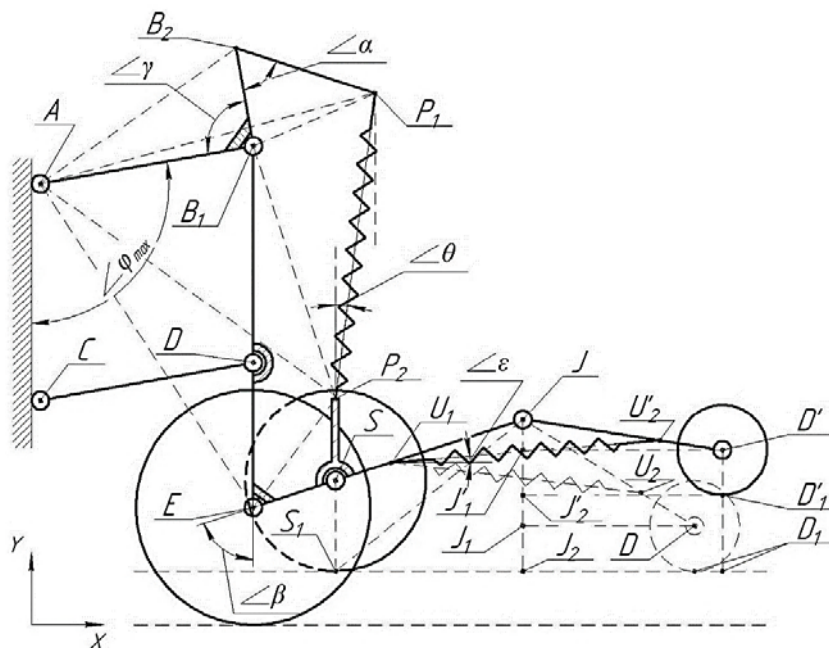


Рисунок 1 – Схематична модель дослідження зміни геометричних розмірів під час експлуатації посівної секції в режимі «максимум» Агро-Союз Turbosem II 19-60  
Джерело: [6]

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 осової лінії даної ланки. За ввідний кут приймемо кут  $\varphi_{\max}$ , а першу опорну рівноважну точку приймемо т. А. 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  $\alpha$  і  $\gamma$ . Зміна цих кутів обумовлює зміну довжини між  $B_1P_1$ , що впливає на пряму прикладання сили відносно опорної точки т. А, а саме  $AP_1$ . Щоб теоретично описати зміну умовних та пружних ланок розглянемо ланку  $AB_1B_2P$ : дана ланка має конструктивний кут  $\gamma$  та регульовальний  $\alpha$  кут. Зміна конструктивного кута обумовлює зміну довжини умовної ланки  $AB_2$ , величину якої знаходять розглянувши  $\Delta AB_1B_2$ , 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.

$$AB_2 = \sqrt{(AB_1)^2 + (B_1B_2)^2 - 2 \cdot (AB_1) \cdot (B_1B_2) \cdot \cos(\gamma)}, \quad (1)$$

Кут  $\angle (AB_2B_1)$  знаходимо використавши теорему синусів:

$$\angle (AB_2B_1) = \arcsin\left(\frac{(AB_1) \cdot \sin(\gamma)}{(AB_2)}\right). \quad (2)$$

Розглянувши  $\Delta AB_2P_1$ , можемо знайти умовну ланку  $AP_1$  та  $\angle (AB_2B_1)$ :

$$AP_1 = \sqrt{(AB_2)^2 + (B_2P_1)^2 - 2 \cdot (AB_2) \cdot (B_2P_1) \cdot \cos(AB_2P_1 + \alpha)}, \quad (3)$$

$$\angle(B_2AP_1) = \arcsin\left(\frac{(B_2P_1) \cdot \sin(AB_2B_1 + 2)}{(AP_1)}\right). \quad (4)$$

Умовну ланку  $B_1P_1$  знайдемо з  $\Delta AB_1P_1$ , але при цьому слід знати  $\angle(P_1AB_1)$ :

$$\angle P_1AB_1 = (180 - \gamma - \angle(AB_2B_1)) - \angle(B_2AP_1). \quad (5)$$

Розглянувши  $\Delta AB_1P_1$  і врахувавши кут  $\angle(P_1AB_1)$ , маємо:

$$B_1P_1 = \sqrt{(AP_1)^2 + (AB_1)^2 - 2 \cdot (AP_1) \cdot (AB_1) \cdot \cos(\angle P_1AB_1)}. \quad (6)$$

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  $\Delta EP_2S$ . В даному трикутнику  $\angle(ESP_1)$  можна знайти за виразом:

$$\angle ESP_2 = 180 - \beta. \quad (7)$$

В свою чергу  $EP_2$  визначається за формулою:

$$EP_2 = \sqrt{(ES)^2 + (P_2S)^2 - 2 \cdot (ES) \cdot (P_2S) \cdot \cos(\angle(ESP_2))}; \quad (8)$$

$$\angle(P_2ES) = \arcsin\left(\frac{(P_2S) \cdot \sin(ESP_2)}{(EP_2)}\right). \quad (9)$$

Для визначення умовної ланки  $P_2B_1$  необхідно розглянути  $\Delta EP_2B_1$ , в якому кут  $\angle(B_1EP_2)$  дорівнює:

$$\angle B_1EP_2 = \beta - \angle P_2ES. \quad (10)$$

Звідки маємо:

$$P_2B_1 = \sqrt{(P_2E)^2 + (B_1E)^2 - 2 \cdot (P_2E) \cdot (B_1E) \cdot \cos(\angle(B_1EP_2))}; \quad (11)$$

$$\angle(EP_2B_1) = \arcsin\left(\frac{(B_1E) \cdot \sin(\angle(P_2EB_1))}{(P_2B_1)}\right). \quad (12)$$

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

$$\angle AB_1P_2 = (180 - \angle B_1EP_2 - \angle EP_2B_1) + (180 - \varphi_{\max}) = 360 - \angle B_1EP_2 - \angle EP_2B_1 - \varphi_{\max}. \quad (13)$$

Значення ланки  $AP_2$  визначається формулою:

$$AP_2 = \sqrt{(AB_1)^2 + (B_1P_2)^2 - 2 \cdot (AB_1) \cdot (B_1P_2) \cdot \cos(\angle AB_1P_2)}; \quad (14)$$

$$\angle(B_1AP_2) = \arcsin\left(\frac{(B_1P_2) \cdot \sin(\angle(AB_1P_2))}{(AP_2)}\right). \quad (15)$$

Щоб визначити видовження пружної ланки  $P_1P_2$  розглянемо трикутник  $\Delta P_1AP_2$  в якому  $\angle(P_2AP_1)$  можливо знайти за формулою:

$$\angle P_2AP_1 = \angle B_1AP_2 + \angle P_1AB_1. \quad (16)$$

При цьому пружною ланкою є  $P_1P_2$ :

$$P_1P_2 = \sqrt{(AP_2)^2 + (AP_1)^2 - 2 \cdot (AP_2) \cdot (AP_1) \cdot \cos(\angle(P_2AP_1))}, \quad (17)$$

$$\angle(AP_1P_2) = \arcsin\left(\frac{(AP_2) \cdot \sin(\angle P_1AP_2)}{(P_1P_2)}\right), \quad (18)$$

$$\angle(AP_2P_1) = 180 - \angle AP_1P_2 - \angle P_1AP_2. \quad (19)$$

Умовну ланку АЕ та  $\angle(AEB_1)$  визначимо з трикутника  $\Delta AB_1E$ :

$$AE = \sqrt{(AB_1)^2 + (B_1E)^2 - 2 \cdot (AB_1) \cdot (B_1E) \cdot \cos(\angle AB_1E)}, \quad (20)$$

$$\angle(AEB_1) = \arcsin\left(\frac{(AB_1) \cdot \sin(\angle AB_1E)}{(AE)}\right). \quad (21)$$

В свою чергу значення  $\angle(EP_2A)$  отримують розглянувши трикутник  $\Delta AP_2E$ . Формула для його визначення матиме наступний вираз:

$$\angle(EP_2A) = \arcsin\left(\frac{(AE) \cdot \sin(\angle AEB_1 + \angle B_1EP_2)}{(AP_2)}\right). \quad (22)$$

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

$$\angle \theta = \angle P_1P_2B_1 - (180 - \angle EP_2B_1 - \angle EP_2S). \quad (23)$$

Для умовних жорсткостей ланки JD, та пружною  $U_1U_2$  розглянемо  $\Delta SS_1J$ , з якого необхідно знайти умовну ланку  $S_1J$  і  $\angle(SJS_1)$ . При цьому  $\angle(JSS_1)$  можливо знайти з виразу:

$$\angle(JSS_1) = 180 - \beta; \quad (24)$$

Враховуючи зазначене, маємо:

$$S_1J = \sqrt{(S_1S)^2 + (SJ)^2 - 2 \cdot (S_1S) \cdot (SJ) \cdot \cos(\angle JSS_1)}; \quad (25)$$

$$\angle(SJS_1) = \arcsin\left(\frac{(SS_1) \cdot \sin(\angle S_1SJ)}{(S_1J)}\right). \quad (26)$$

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

$$\angle(S_1JJ_2) = \beta - \angle(SJS_1); \quad (27)$$

$$JJ_2 = S_1J \cdot \cos \angle S_1JJ_2. \quad (28)$$

Значимо, що дана 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 пружною ланку потрібно розглядати з трикутника  $\Delta U_1JU'_2$ . Щоб знайти пружною 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:

$$\angle J'_1JK' = \arccos\left(\frac{(J'_1J)}{(JK')}\right), \quad (29)$$

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.

$$\angle U_1JU'_2 = \angle SJS_1 + \angle S_1JJ_2. \quad (30)$$

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

$$U_1U'_2 = \sqrt{(U_1J)^2 + (JU'_2)^2 - 2 \cdot (U_1J) \cdot (JU'_2) \cdot \cos(U_1JU'_2)}; \quad (31)$$

$$\angle(JU_1U_2) = \arcsin\left(\frac{(JU_2') \cdot \sin(\angle U_1JU_1')}{(U_1U_2')}\right); \quad (32)$$

$$\angle \varepsilon = 90 - \beta - \angle JU_1U_2'. \quad (33)$$

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

Силова картина рухомих шарнірів посівної секції підчас максимальних навантажень. Підчас формування силової картини паралелограмного механізму ефективно оцінити реакції опори тільки в режимі максимуму, що виникають у посівної секції підчас експлуатації. Для цього розглянемо схему навантажень зовнішніми та внутрішніми силами, що діють на деталі даного механізму, з відображенням їх в точках виникнення або прикладання. Відповідна схема силової картини наведена на рис. 2.

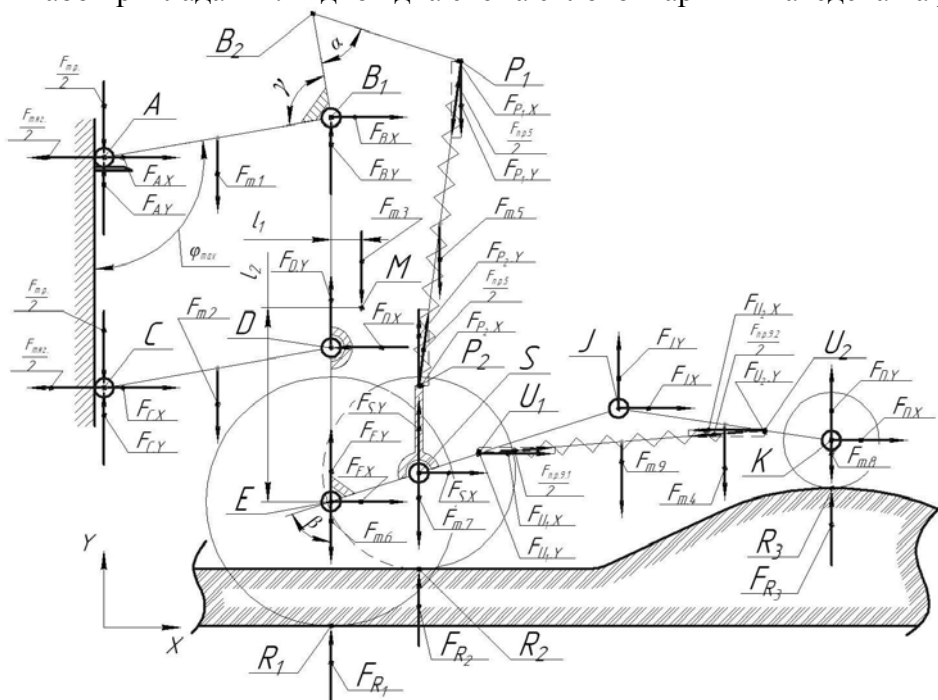


Рисунок 2 – Схема силової картини навантажень паралелограмного механізму у режимі максимуму  
Джерело: розроблено авторами

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:

$$\begin{aligned} \Sigma Y = 0; & -\frac{F_{m.p}}{2} - \frac{F_{m.p}}{2} + F_{A.Y} + F_{B.Y} - F_{m.1} - F_{P.Y} - F_{m.3} + F_{E.Y} + \\ & + F_{D.Y} - F_{m.2} + F_{C.Y} + F_{P.Y} + F_{S.Y} - F_{m.7} + F_{U.Y} + F_{J.Y} - F_{m.4} - \\ & - F_{m.9} - F_{m.5} - F_{m.6} - F_{U.Y} + F_{K.Y} - F_{m.8} + R_1 + R_2 + R_3 = 0. \end{aligned} \quad (34)$$

Рівняння рівноваги механізму відносно осі X буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} \Sigma X = 0; & -\frac{F_{m.яг}}{2} - \frac{F_{m.яг}}{2} + F_{A.X} + F_{B.X} - F_{P.X} + F_{D.X} + F_{C.X} + \\ & + F_{P.X} + F_{E.X} + F_{S.X} + F_{U.X} + F_{J.X} - F_{U.X} + F_{K.X} = 0. \end{aligned} \quad (35)$$

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_{m.6}}{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} \tag{36}$$

Аналогічно отримаємо рівноважні рівняння моментів відносно точок В<sub>1</sub>, С, D, Е, S, P<sub>2</sub>, J, K, U<sub>1</sub>, U<sub>2</sub>, т1, т2, т3, т4, R<sub>1</sub>, R<sub>2</sub>, R<sub>3</sub>.

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: АВ<sub>1</sub> = CD = 600 мм; В<sub>1</sub>В<sub>2</sub> = 85 мм; В<sub>2</sub>Р<sub>1</sub> = 75 мм; АС = В<sub>1</sub>D = 215 мм; DE = 160 мм; ES = 100 мм; SP<sub>1</sub> = 80 мм; SJ = 200 мм; JD = 200 мм; U<sub>1</sub>J = 130 мм; U<sub>2</sub>J = 140 мм; U<sub>1</sub>J = 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:  $P_1 P_2 = 162$  Н/см;  $U_1 U_2 = 95$  Н/см. Також під час експлуатації посівної секції на спряження рухомих з'єднань деталей

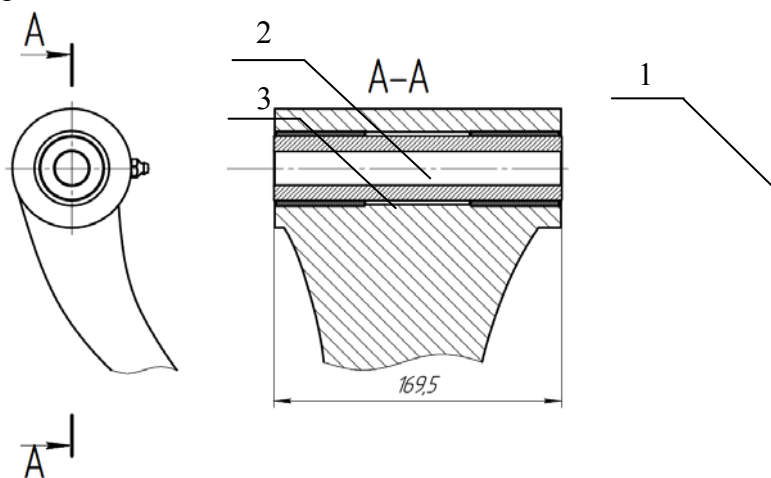
необхідно визначити зовнішні сили які діють на посівну секцію з умови їх максимального впливу. Посівний комплекс Turbosem II 19-60 з тракторами потужністю 310 к.с. з умов експлуатації дані транспортні засоби повинні мати підчас роботи 25% запасу за потужністю. Прийmemo, що в такому випадку максимальна потужність трактора, що діє на агрегат складе 233 к.с. Дана потужність підчас роботи розподіляється на 60 посівних секцій, а на одну секцію підчас посіву буде діяти 3,9 к.с. З технічних умов дана потужність діє при швидкості руху посівного комплексу на швидкості 9 км/год. Щоб визначити силу тяги, що діє на посівну секцію використаємо просту формулу Д. Уатта:

$$W = F \cdot v \Rightarrow F = \frac{W}{v}. \quad (37)$$

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 без бункеру також розподіляється між 60 посівними секціями. Загальна маса посівного комплексу 11900 кг. 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, отримуємо такі результати силової картини посівної секції комплекс Turbosem II 19-60:  $F_{R1} = 3022,5$ ,  $F_{R2} = 2817,8$  Н;  $F_{R3} = 941,2$  Н;  $R_A = 1663$  Н;  $R_{B1} = 2377,3$  Н;  $R_C = 1285,9$  Н;  $R_D = 1674,5$  Н;  $R_E = 2876$  Н;  $R_S = 2677,3$  Н;  $R_J = 921,1$  Н;  $R_D = 893,7$  Н.

*Визначення установочних деформацій.* 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. У випадку (рис. 3) коли спряження зовнішнього діаметру деталі 1 та корпусу 2 має посадку з натягом, змінюється внутрішній діаметр деталі 1, запресованої у корпус 2 і виникають так звані установочні деформації. Тому, при розробці або модернізації конструкції рухомих спряжень необхідно заздалегідь розрахувати компенсацію  $\Delta_y$  установочних деформацій, оскільки вони змінюють зазор між внутрішнім діаметром деталі 1 з ПКМ і віссю 3.



1 – деталь з полімерно-композитного матеріалу; 2 – корпус важеля стійки диску;  
3 – вісь рухомого спряження стійки

Рисунок 3 – Схема модернізованого трибоспряження стійки дискової борони Lemken Rubin 12  
Джерело: розроблено авторами



Установчу деформацію  $\Delta_y$ , визначають при відомому натягу  $\Delta_H$ . У відповідності до рекомендацій, викладених в [10, 11], для термопластів з  $\nu = 0,5$  уточнена деформація  $\Delta_y$  дорівнює:

$$\Delta_y = \sqrt{3} \frac{\sigma_T}{E} \cdot \frac{R_T^2}{R_l} \quad (38)$$

де  $\sigma_T$  – границя текучості;  $E$  – модуль пружності;  $R_T$  – радіус поверхні розподілу пружної та пластичної зони матеріалу підшипника;  $R_l$  – 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:

$$\Delta_y = \Delta_H \cdot \frac{2 \cdot (1 - \nu) \cdot k_0}{(1 - 2 \cdot \nu) + k_0^2} \quad (39)$$

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

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

$$\Delta_{y \max} = \Delta_{H \max} \frac{2 \cdot (1 - \nu) \cdot k_0}{(1 - 2 \cdot \nu) + k_0^2}; \quad (40)$$

$$\Delta_{y \min} = \Delta_{H \min} \frac{2 \cdot (1 - \nu) \cdot k_0}{(1 - 2 \cdot \nu) + k_0^2} \quad (41)$$

Де значення  $\Delta_{H \max}$  та  $\Delta_{H \min}$  знаходяться за наведеними нижче формулами:

$$\Delta_{H \max} = D \cdot \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\sigma_T}{E} \cdot (1 + \nu) \cdot [(1 - \nu) - (1 - 2 \cdot \nu) \ln k_0]; \quad (42)$$

$$\Delta_{H \min} = D \cdot \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\sigma_T}{E} \cdot (1 + \nu) \cdot \left[ (1 - \nu) \left[ \left( 1 + \frac{1 - 2 \cdot \nu}{2 - \nu} \cdot \ln \frac{1}{k_0} \right) \cdot \left( \frac{3}{1 - 2 \cdot \nu} \right) \right]^{-1} + \frac{1 - 2 \cdot \nu}{2 - \nu} \ln \frac{1}{k_0} \right], \quad (43)$$

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

Наступним етапом оптимізації системи допусків та посадок, після визначення величини установочної деформації, є обґрунтування оптимального зазору в спряженні «полімерний композит - сталь».

В роботах [7, 8] встановлено, що лінійна швидкість ковзання у трибоспряженнях типу «вал-втулка» зернозбиральних комбайнів, тролейбусів, вантажних автомобілів, посівних та ґрунтообробних машин не перевищує 0,15...0,20 м/с. Це дозволяє використовувати матеріали типу УПА-6-20 (30) у таких трибоспряженнях за умови, що фактор  $p\nu$  не буде перевищувати значення 2,0 МПа·м/с. Таким чином, основною задачею залишається оптимізації величини зазору у вказаному трибоспряженні типу «вал-втулка» та навантаження, що прикладається до нього. Вплив вказаних показників на довговічність трибоспряження визначали за величиною вагового зносу, шляхом зважування деталі з ПКМ до, та після дослідження [8].

Таблиця 1 – Основні рівні навантаження та величини зазору в спряженні

Показник	Факт	Середній рівень	Крок варіювання	Значення рівнів змінних		
				-1	0	1
P, Н	x1	250	50	200	250	300
S, мкм	x2	300	50	250	300	350

Джерело: розроблено авторами

Результати визначення впливу навантаження та величини зазору в спряженні на величину зносу наведено на рис. 5.

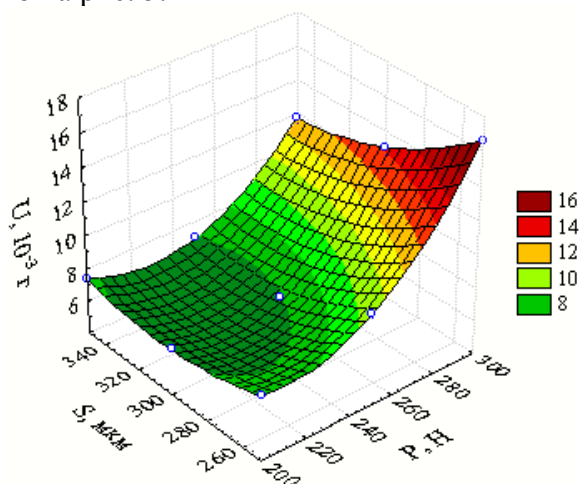


Рисунок 5 – Залежність вагового зносу ПКМ УПА-6-30 від навантаження та величини зазору в спряженні

Джерело: розроблено авторами

Одержані результати, рис. 4 свідчать, що домінуючий вплив на величину зносу має саме величина навантаження. Величина зазору в спряженні, за умови мінімального значення навантаження, впливає на величину зносу не суттєво. Але підвищення навантаження до 250...300 Н призводить до зростання величини зносу незалежно від величини зазору в спряженні. Встановлено, що оптимальний зазор в спряженні, який забезпечує мінімальну величину вагового зносу, становить 300 мкм. Відхилення від вказаної величини зазору з одночасним підвищенням навантаження на трибоспряження більше 250 Н призведе до зменшення ресурсу рухомих з'єднань в декілька разів. Наприклад, за умови зазору в спряженні 250 мкм та навантаження 300 Н, величина зносу зростає в 2,4 рази, у порівнянні з вказаними оптимальними їх значеннями.

Визначення динаміки зношування експериментальних деталей з ПКМ є ключовим етапом прогнозування ресурсу трибоспряжень. Необхідно враховувати, що за ускладнених умов експлуатації навантаження можуть в декілька разів перевищувати номінальні значення. Тому, проведено дослідження динаміки зношування за екстремальних режимів експлуатації, за величини навантаження на трибоспряження – 600 Н. Випробування виконано протягом 150 годин (рис. 6) в режимі тертя без мащення. Особливу увагу приділено режиму припрацювання – перші 10 годин роботи, протягом яких величину зносу визначали кожні 5 годин. В подальшому, визначення величини зносу виконували з інтервалом 25 год роботи.

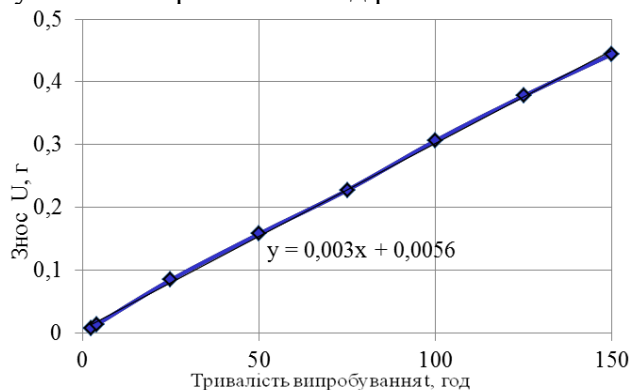


Рисунок 6 – Динаміка зношування експериментальних деталей виготовлених з ПКМ УПА-6-30  
Джерело: розроблено авторами

Одержані результати (рис. 6) свідчать, що зношування відбувається стабільно, за характерною лінійною функцією. Встановлено, що швидкість зношування, за вказаних режимів дослідження, становить 0,003 г/год. Враховуючи геометричні розміри деталі з ПКМ та граничне значення зазору в трибоспряженні можна з високою ймовірністю визначити ресурс рухомого трибоспряження. Одержана лінійна функція залежності величини зносу від напрацювання,  $y=0,003x+0,0056$ , справедлива для матеріалу УПА-6-30 за умови лінійної швидкості ковзання до 0,1 м/с та навантаження на трибоспряження до 600 Н.

**Висновки.** Викладено методику теоретичного обґрунтування застосування підшипника ковзання в рухомих вузлах посівної секції. Проведений аналіз розрахункової схеми навантаження підшипника ковзання на прикладі сівалки Turbosem П 19-60, за яким визначено величину навантаження на підшипники:  $F_{R1} = 3022,5$ ,  $F_{R2} = 2817,8$  Н;  $F_{R3} = 941,2$  Н;  $R_A = 1663$  Н;  $R_{B1} = 2377,3$  Н;  $R_C = 1285,9$  Н;  $R_D = 1674,5$  Н;  $R_E = 2876$  Н;  $R_S = 2677,3$  Н;  $R_J = 921,1$  Н;  $R_D = 893,7$  Н.

Обґрунтовано математичну модель, згідно теорії пружності, для розрахунку зміщень (радіальних, кутових), деформацій (радіальних, осьових), а також нормальної, дотичної напруги для полімерного підшипника по зонах розтягування і стискування із застосуванням моделей для їх реалізації на ПК.

Експериментальними дослідженнями визначені оптимальні значення величини навантаження – 250 Н та зазору – 300 мкм в трибоспряженні «полімерний композит – сталь». Встановлено, що швидкість зношування (0,003 г/год) деталей з ПКМ має лінійну залежність від напрацювання, що дозволяє спрогнозувати ресурс трибоспряжень.

## Список літератури

1. Васильченко В., Опалко В. Фактори, які визначають якість сівби. *Журнал «Агроном»*, 2016. <https://www.agronom.com.ua/factory-yaki-vyznachayut-yakist-sivby/> (дата звернення: 24.08.2022).
2. Turan J., Višacki V., Sedlar A., Pantelić S., Findura P., Máchal P., et al. Seeder with Different Seeding Apparatus in Maize Sowing. *Acta Univ. Agric. Silv. Mendeliana Brun.* 2015. 63(1). 137-141. DOI: 10.11118/actaun201563010137.
3. Зубко В.М., Соколік С.П. Дослідження показників точності посіву кукурудзи на зерно пневматичними сівалками. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів.* 2017. Вип. 10. С. 50-54. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vsna\\_mekh\\_2017\\_10\\_12](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vsna_mekh_2017_10_12) (дата звернення: 27.08.2022).
4. Аулин В.В., Панков А.А., Щеглов А.В. Конструктивно-компоновочные схемы высевающих систем с элементами пневмоники. *Вісник інженерної Академії України*, м.Київ. 2016. №1. С.142-147.
5. Maga J., Křištof K. Effect of drill machine operating speed on quality of sowing and biomass yield. *Agronomy Research.* 15(4), (2017), 1674–1685. <https://doi.org/10.15159/AR.17.019>
6. Посівний комплекс: пат 94776 Україна; опубл. 25.11.2014, Бюл. № 22.
7. Деркач О.Д., Макаренко Д.О., Муранов Є.С., Лободенко А.В. Підвищення довговічності рухомих з'єднань посівних машин впровадженням прогресивних конструкційних матеріалів. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного.* [Електронний ресурс]. 2021. Вип. 11, том 2.
8. Макаренко Д. О. Підвищення довговічності паралелограмного механізму посівних комплексів зміною конструкції рухомих з'єднань: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / Центральноукраїнський НТУ. Кропивницький, 2018. 185 с.
9. Кобець А.С. Застосування полімерних композитів в агропромисловому комплексі: монографія. / А.С. Кобець та ін. Дніпро: Журфонд, 2022. 356 с.
10. Босаков, С. В. Метод Ритца в контактних задачах теорії упругості: монографія. Брест: БрГТУ, 2006. С. 107.
11. 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.

## References

1. Vasylychenko, V., & Opalko, V. (2016) Faktory, yaki vyznachaiut yakist sivby [Factors that determine the quality of sowing] *Ahronom – Agronomist*. Retrieved from <https://www.agronom.com.ua/factory-yaki-vyznachayut-yakist-sivby/> [in Ukrainian].
2. Turan, J., Višacki, V., Sedlar, A., Pantelić, S., Findura, P., Máchal, P, et al. (2015). Seeder with Different Seeding Apparatus in Maize Sowing. *Acta Univ. Agric. Silvic. Mendelianae Brun*, 63(1), 137-141. DOI: 10.11118/actaun201563010137
3. Zubko, V.M., & Sokolik, S.P. (2017). Doslidzhennia pokaznykiv tochnosti posivu kukurudzy na zerno pnevmatychnymy sivalkamy [Study of indicators of the accuracy of corn seed sowing with pneumatic seed drills] *Bulletin of Sumy NAU. Seriya: Mekhanizatsiia ta avtomatyzatsiia vyrobnychkykh protsesiv*, V.10, 50-54. [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vsna\\_mekh\\_2017\\_10\\_12](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vsna_mekh_2017_10_12) [in Ukrainian].
4. Aulin, V.V., Pankov, A.A., & Sheglov, A.V. (2016). Konstruktivno-komponovochnyye skhemy vysewayushchikh sistem s elementami pnevmoniki [Structural and layout diagrams of sowing systems with pneumatic elements]. *Bulletin of the Engineering Academy of Ukraine*, 1, 142-147 [in Russian].
5. Maga, J., & Křištof, K. (2017). Effect of drill machine operating speed on quality of sowing and biomass yield. *Agronomy Research* 15(4), 1674–1685. <https://doi.org/10.15159/AR.17.019>
6. Khorishko, V.D., Prokaiev, S.F., Shapoval, O.M., & Derkach, O.D. (2014). Posivnyi kompleks: pat 94776 Ukraina, Biul. № 22.
7. Derkach, O.D. Makarenko, D.O., Muranov, Ye.S., & Lobodenko A.V. (2021). Pidvyshchennia dovhovichnosti rukhomykh ziednan posivnykh mashyn vprovadzhenniam prohresyvnykh konstruksiiinykh materialiv [Increasing the durability of movable joints of sowing machines by introducing advanced construction materials]. *Scientific bulletin of Tavriyya State Agro-Technological University*, V. 11, 2. [in Ukrainian].
8. Makarenko, D.O. (2018). Pidvyshchennia dovhovichnosti paralelohrannoho mekhanizmu posivnykh kompleksiv zminoiu konstruksii rukhomykh ziednan [Increasing the durability of the parallelogram mechanism of sowing complexes by changing the design of movable joints]. *Candidate's thesis*. Kropyvnytskyi [in Ukrainian].
9. Kobets, A.S., Derkach, O.D., Chyhvintseva, O.P., Kabat, O.S., Rula, I.V., Dudin, V.Iu., Makarenko, D.O., et al. (2022). *Zastosuvannia polimernykh kompozytiv v ahropromys lovomu kompleksi [Application of polymer composites in the agro-industrial complex]*. Dnipro: Zhurfond [in Ukrainian].
10. Bosakov, S.V. (2006). *Metod Rittsa v kontaknykh zadachakh teorii uprugosti [Ritz in contact problems of elasticity theory]*. Brest: BrGTU [in Russian].
11. Skorodnynskyi, I.S. (2008). Analiz deformuvannia kuskovo-odnorodnogo tila z viazkoprzhnym promizhnym шаром за дії зсувного навантаження [Analysis of the deformation of a piece-homogeneous body with a viscoelastic intermediate layer under the action of a shear load]. *Prykladni problemy mekhaniky i matematyky – Applied problems of mechanics and mathematics*, V. 6, 175-182. [in Ukrainian].

**Viktor Aulin**, Prof., DSc., **Andrey Grinkiv**, Senior Researcher, PhD tech. sci.

*Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine*

**Oleksii Derkach**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Dmytro Makarenko**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Yevhen Muranov**, **Dmytro Krutous**

*Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine*

### **Increasing the Durability of Tribocouplers Using Polymer Composite Materials**

The purpose of the work is the theoretical substantiation of the operating modes of the parts of a typical parallelogram mechanism, the determination of the magnitude of the initial deformations and the optimal operating modes of the parts made of polymer-composite materials.

Changes in the geometric dimensions of parts of the sowing section under the influence of loads during operation are considered. Determination of the load acting in the tribo couplings of the sowing section of the "Turbosem II 19-60" complex. The mathematical model for determining radial, angular displacements and the magnitude of deformations due to design features and loads on movable couplings is substantiated. The methodology for determining the maximum and minimum compensation of installation deformations for parts made of polymer-composite materials is proposed. Experimental studies have established that the rate of wear (0.003 g/h) of PCM parts has a linear dependence on working life, which allows predicting the resource of tribo couplers. Taking into account the geometric dimensions of the PCM part and the limit value of the gap in the tribo-coupling, it is possible to determine the resource of the moving tribo-coupling with high probability. The obtained linear function of the dependence of the amount of wear on the working life is valid for the material

UPA-6-30, under the condition of a linear sliding speed of up to 0.1 m/s and a load on the tribo coupler up to 600 N.

Experimental studies have determined the optimal values of the load value - 250 N and the gap - 300  $\mu\text{m}$  in the tribo coupling "polymer composite - steel". The obtained results can be used in the modernization of existing or development of new designs of sowing sections.

**increase in durability, tribo coupling, set deformations, polymer-composite materials, amount of wear**

*Одержано (Received) 19.09.2022*

*Прорецензовано (Reviewed) 23.09.2022*

*Прийнято до друку (Approved) 26.09.2022*