

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ФАКТОРІВ НА ЗАПАС МІЦНОСТІ СПИНКИ НОЖА КОСАРКИ

Бабій А.В., к.т.н., доцент; Бабій М.В., здобувач

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

В роботі проведено дослідження впливу конструкторсько-технологічних факторів при визначенні коефіцієнта запасу міцності спинки ножа косарки сегментно-пальцевої. Встановлено значення інерційних сил, що діють на спинку ножа при різних режимах роботи косарки.

Постановка проблеми. Виробництво сучасного рівня технічних засобів (ТЗ), зокрема сільськогосподарських машин, не може обійтися без оцінювання надійності їх роботи. Це надважливий показник, який має прямий вплив на попит товару при його реалізації. Досить часто буває так, що покупець готовий поступитися функціональністю машини на користь її надійності. Звичайно, що показник надійності залежить від багатьох факторів, які характеризуються конкретними показниками, серед яких є коефіцієнт запасу міцності окремого елемента, що входить в загальну структуру функціональної системи.

Аналіз досліджень і публікацій. Проблеми підвищення показників надійності сільськогосподарських машин чи їх окремих елементів були і залишаються актуальними для широкого кола науковців. Зокрема, такими питаннями займалися відомі вчені: Анілович В.Я., Біргер І.А., Васілевський О.М., Орлов П.І., Писаренко Г.С., Погорілий Л.В., Поджаренко В.О.[1-5] та ін.

Провівши аналіз теоретичних викладок, можна знайти основні напрями (методи) для підвищення надійності ТЗ. Зокрема, в роботі [3] виділено як головні структурні (схемні) та конструктивні методи.

Мета досліджень. Через приведений момент інерції кривошипно-шатунного механізму косарки сегментно-пальцевої встановити питому частку в цій величині кривошипа, шатуна та ножа. Для найвагомішого – провести аналіз виникаючих сил інерції та дослідити величину коефіцієнта запасу міцності.

Результати досліджень. Аналізуючи практичний досвід, встановлено, що при роботі косарки сегментно-пальцевої однією із причин виходу її з ладу є руйнування спинки ножа в небезпечному перетині, рис.1,а. Локальним вирішенням цієї проблеми було її зварюванням електродуговою зваркою.

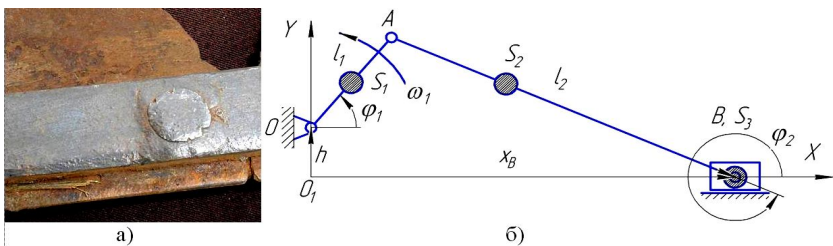


Рис. 1. Фрагмент спинки ножа (а) та кінематична схема кривошипно-шатунного приводу косарки (б)

Для аналізу цієї проблеми представимо кінематичну схему кривошипно-шатунного приводу косарки сегментно-пальцевої у вигляді замкнутого векторного контуру за методикою [4], рис. 1, б.

Умова замкненості у векторній формі матиме вигляд

$$\vec{h} + \vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{x}_B. \quad (1)$$

Опускаючи проміжні викладки, запишемо вираз для визначення швидкості центра шатуна в будь-який момент часу чи при довільному куті повороту кривошипа

$$g_{S_2} = \sqrt{g_{S_2,X}^2 + g_{S_2,Y}^2}. \quad (2)$$

Проекції швидкості g_{S_2} на координатні осі будуть:

$$\left. \begin{aligned} g_{S_2,X} &= g_A \cos \alpha_A + g_{S_2,A} \cos \alpha_{S_2,A}; \\ g_{S_2,Y} &= g_A \sin \alpha_A + g_{S_2,A} \sin \alpha_{S_2,A}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Тут направляючі кути векторів $\overline{g_A}$ та $\overline{g_{S_2,A}}$:

$$\alpha_A = \begin{cases} \varphi_1 + \frac{\pi}{2}, & \omega_1 > 0; \\ \varphi_1 - \frac{\pi}{2}, & \omega_1 < 0. \end{cases} \quad \text{і} \quad \alpha_{S_2,A} = \begin{cases} \varphi_1 + \frac{\pi}{2}, & \omega_2 > 0; \\ \varphi_1 - \frac{\pi}{2}, & \omega_2 < 0. \end{cases} \quad (4)$$

Запишемо вираз для кутової швидкості ω_2

$$\omega_2 = -\frac{\omega_1 l_1 \cos \varphi_1}{l_2 \cos \varphi_2}, \quad (5)$$

де φ_1 – кут повороту кривошипа; $\varphi_2 = \arcsin\left(-\frac{h + l_1 \sin \varphi_1}{l_2}\right)$, тут h – декоративний.

Вираз для швидкості ножа представимо в наступному вигляді

$$g_{S_3} = -\omega_1 l_1 \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\cos \varphi_2}. \quad (6)$$

Далі складемо вираз для приведенного моменту інерції нашого механізму

$$J_{S_{np}} = J_O + J_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_2 \left(\frac{g_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{g_{S_3}}{\omega_1} \right)^2, \quad (7)$$

де $J_O = J_{S_1} + m_1 l_{OS_1}^2$, причому $J_{S_1} = \frac{m_1 l_{OA}^2}{12}$ – для кривошипа;

$J_{S_2} = 0.175 m_2 l_{AB}^2$ – момент інерції шатуна, рис. 2.

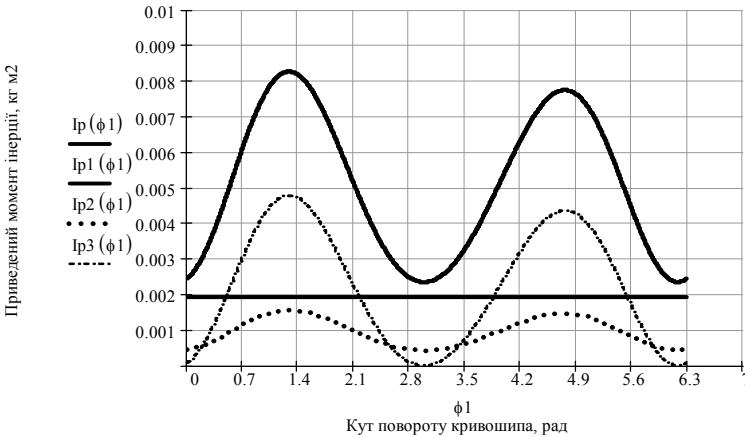


Рис. 2. Приведений момент інерції механізму

Графік побудовано при таких вихідних даних: $l_1 = 38.1 \cdot 10^{-3}$ м; $h = 0.03$ м; $l_2 = 220 \cdot 10^{-3}$ м; $\omega_1 = 56.5 \text{ c}^{-1}$ ($n = 540$ об/хв.); $m_1 = 4$ кг, $m_2 = 1$ кг, $m_3 = 3$ кг. Аналізуючи отриманий графік приведенного моменту інерції $I_p(\phi_1)$ кривошипно-шатунного механізму косарки, встановлено, що момент інерції від руху ножа (на графіку $I_{p3}(\phi_1)$) має найбільше значення у порівнянні з моментами інерції шатуна ($I_{p2}(\phi_1)$) та кривошипа ($I_{p1}(\phi_1)$).

Відповідно до цього, сила інерції від руху маси ножа буде становити

$$P_i = -m_3 a_B, \quad (8)$$

де m_3 – маса ножа, $m_3 = 3$ кг; a_B – прискорення ножа, яке представимо

виразом

$$a_B = l_1 \omega_1^2 \left(\cos \varphi_1 + \frac{l_1}{l_2} \cos 2\varphi_1 - \frac{h}{l_2} \sin \varphi_1 \right). \quad (9)$$

Для розглядуваної косарки при числі обертів кривошипа $n'_1 = 540$ об/хв., матимемо наступний графік характеру зміни сили інерції ножа, рис. 3, а.

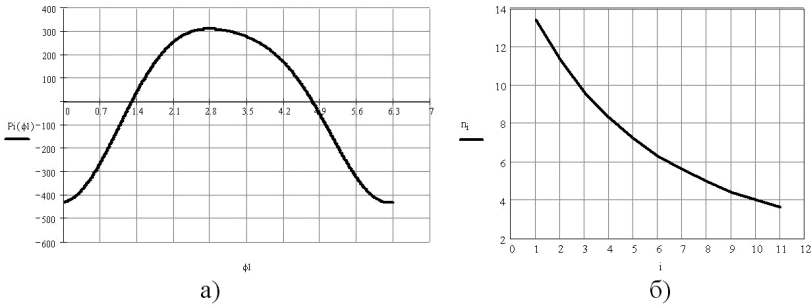


Рис. 3. Графіки зміни сили інерції ножа (а) і коефіцієнта запасу міцності спинки ножа при різних режимах роботи ріжучого апарату (б)

Встановимо тепер коефіцієнт запасу міцності спинки ножа.

Спинка ножа представляє собою полосу прямокутного поперечного перетину з розмірами 20х6 мм і виготовлена зі сталі 35, для якої виділимо наступні характеристики міцності: $\sigma_B = 540$ МПа, $\sigma_T = 320$ МПа, $\sigma_{-1} = 151.2$ МПа, $\psi_\sigma = 0.05$ [5].

Конструктивно спинку ножа виконано полоскою з отворами діаметром $d = 6$ мм для приєднання сегментів за допомогою заклепкового з'єднання. Даний елемент працює при дії повторно-змінних навантажень при коефіцієнті асиметрії циклу, що лежить в межах $-\infty < r < -1$, рис. 3, а.

Враховуючи, що отвори в спинці ножа є концентраторами напружень, то за [2] для розглядуваного поперечного перетину коефіцієнт концентрації напруження становить $\alpha_\sigma = 2.35$. Значення коефіцієнта чутливості матеріалу до концентрації напружень $q_\sigma = 0.575$ [5]. Після чого визначаємо значення ефективного коефіцієнта концентрації

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma (\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0.575(2.35 - 1) = 1.776. \quad (10)$$

За графіками [5] знаходимо коефіцієнт, що враховує якість обробки поверхні – $\beta = 0.87$ та коефіцієнт розміру стержня – $\varepsilon = 0.8$.

Тоді ефективний коефіцієнт концентрації з врахуванням розмірів та якості обробки буде становити

$$(k_{\sigma})_d = \frac{k_{\sigma}}{\beta \varepsilon} = \frac{1.776}{0.87 \cdot 0.8} = 2.552 . \quad (11)$$

Відповідно до викладок [5] для спинки ножа сегментно-пальцевого різального апарату косарки, коефіцієнт запасу міцності буде становити

$$n = \frac{\sigma_{-1} A}{(k_{\sigma})_d \frac{P_{i \max} - P_{i \min}}{2} + \psi_{\sigma} \frac{P_{i \max} + P_{i \min}}{2}} , \quad (12)$$

де $P_{i \max}$ і $P_{i \min}$ – максимальна та мінімальна інерційні сили протягом циклу.

Варіюючи ($i = 1..11$) число обертів кривошипа від $n'_1 = 540$ об/хв. до $n'_{11} = 1040$ об/хв., отримано значення коефіцієнта запасу міцності спинки ножа, які показані на графіку, рис. 3, б.

Висновки. Провівши аналіз приведеного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму косарки, встановлено максимальне відсоткове співвідношення між його складовими: від руху кривошипа – 23.4 %, шатуна – 18.7 %, ножа – 57.9%. Ефективний коефіцієнт концентрації напружень з врахуванням розмірів та якості обробки спинки ножа буде становити $(k_{\sigma})_d = 2.552$. Коефіцієнт запасу міцності спинки ножа $n = 13.4$ при роботі косарки з частотою вала кривошипа $n'_1 = 540$ об/хв. та $n = 3.6$ при перевищенні робочого діапазону частот до $n'_{11} = 1040$ об/хв. Отже, спинка ножа на довільних режимах роботи при дії на неї тільки інерційної сили від маси ножа матиме задовільний запас міцності. Її руйнування пояснюється впливом додатково ще сили різання, яка за нормальних умов не є визначальною до загальної потужності на привод, а в моменти значних перевантажень (бур'яни, сторонні предмети тощо) спричиняє критичні напруження і призводить до руйнування спинки ножа.

Список використаних джерел

1. Погорелый Л.В. Испытания сельскохозяйственной техники: научно-методические основы оценки и прогнозирования надежности сельскохозяйственных машин / Л.В. Погорелый, В.Я. Анилович – К.: «Феникс», 2004. – 208 с.
2. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979.–702с.

3. Васілевський О. М. Нормування показників надійності технічних засобів: Навч. посіб. / О.М. Васілевський, В.О. Поджаренко. – Вінниц. нац. техн. ун-т. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 129 с.
4. Левитская О.Н. Курс теории механизмов и машин / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. – М.: Машиностроение, 1988. – 560 с.
5. Соппротивление материалов / Под ред. акад. АН УССР Писаренко Г.С. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986. – 775 с.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ЗАПАС ПРОЧНОСТИ СПИНКИ НОЖА КОСИЛКИ

Бабий А.В., Бабий М.В.

В работе проведено исследование влияния конструкторско-технологических факторов при определении коэффициента запаса прочности спинки ножа косилки сегментно-пальцевой. Установлено значение инерционных сил, которые действуют на спинку ножа при разных режимах работы косилки.

Abstract

PROBE OF INFLUENCE OF DESIGN-ENGINEERING FACTORS AT DEFINITION OF FACTOR OF A SAFETY MARGIN OF A BACK OF A KNIFE OF A MOWER

A. Babiy, M. Babiy

Probe of influence of design-engineering factors is conducted in operation at definition of factor of a safety margin of a back of a knife of a mower. The value of slugged forces which operate on a knife back at different modes of behaviour of a mower is fixed.