

Рисунок 2 - Нові конструкції пружних муфт: а – з циліндричними пружинами розтягу; б – з консольними плоскими пластинчастими пружинами; в – з циліндричною пружиною кручення

Список використаних джерел

1. Піпа Б. Ф. Аналіз доцільності використання пристрою з пружиною кручення для зниження динамічних навантажень в приводі технологічного обладнання та вибір його параметрів / Б. Ф. Піпа, М. М. Рубанка, С. В. Музичишин // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2014. – № 3 (77). – С. 209-215.
2. Піпа Б. Ф. Динаміка круглов'язальних машин / Б. Ф. Піпа, О. М. Хомяк, Г. І. Павленко. – К. : КНУТД, 2005. – 294 с.
3. Хомяк О. М. Динаміка плосков'язальних машин та автоматів / О. М. Хомяк. – К. : КНУТД, 2008. – 250 с.
4. Чабан В. В. Динаміка основов'язальних машин / В. В. Чабан, Л. А. Бакан, Б. Ф. Піпа. – К. : КНУТД, 2012 – 287 с.
5. Видмиш А. А. Основи електропривода. Теорія та практика : навч. посіб. / А. А. Видмиш, Л. В. Ярошенко. – Вінниця : ВНАУ, 2020. Частина 1. – 387 с.
6. Піпа Б. Ф. Деталі машин : підручник / Б. Ф. Піпа, О. М. Хомяк, А. І. Марченко. – К. : КНУТД, 2011. – 358 с.
7. Рубанка М. М. Доцільність використання в приводі роторної ножової дробарки пружної запобіжної муфти / М. М. Рубанка, Б. Ф. Піпа, Ю. А. Ковальов // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2014. – № 2 (76). – С. 97-102.
8. Піпа Б. Ф. Аналіз доцільності використання пристрою з пружиною кручення для зниження динамічних навантажень в приводі технологічного обладнання та вибір його параметрів / Б. Ф. Піпа, М. М. Рубанка, С. В. Музичишин // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2014. – № 3 (77). – С. 209-215.

УДК 677.055

Агроінженерія та галузеве машинобудування

**РОЗРОБЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ
МАШИНИ ДЛЯ РОЗКОЛЮВАННЯ ДЕРЕВИНИ**

О. Місяць¹, М. Скиба¹, М. Рубанка²
Хмельницький національний університет¹
Київський національний університет технологій та дизайну²

Аналіз конструкцій машин для розколювання деревини з електромеханічними приводами показав, що суттєвим недоліком є значні динамічні навантаження, які виникають під час несталого режиму їх роботи (пуск, розколювання колоди, перемикання механізмів тощо), що негативно впливає на енергоефективність та довговічність роботи машин в цілому [1-3]. Як показують дослідження, проблема зниження енерговитрат в

процесі розколюванні деревини машинами з електромеханічними приводами може бути вирішена шляхом використання в їх приводах маховиків раціональних геометричних параметрів.

Завданням досліджень є підвищення довговічності роботи машин для розколювання деревини з електромеханічними приводами; зниження їх енерговитрат в процесі розколюванні деревини шляхом розробки більш досконалої конструкції електромеханічного приводу та розробки методу його розрахунку.

На рисунку 1 представлено кінематичну схему рейкової машини для розколювання деревини з електромеханічним приводом.

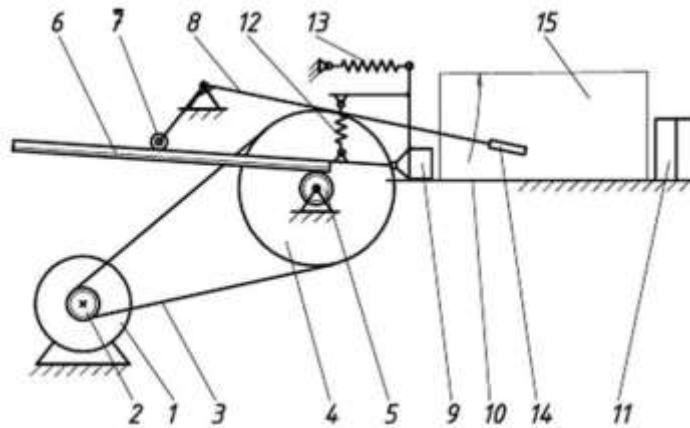


Рисунок 1 - Кінематична схема рейкової машини для розколювання деревини з електромеханічним приводом: а – початкове положення; б – робоче положення; в – кінцеве положення; 1 – електродвигун; 2 – шків; 3 – клиновий пас; 4 – шків – маховик; 5 – зубчата шестерня; 6 – зубчата рейка; 7 – ролик притискання; 8 – важіль керування; 9 – повзун – штовхач; 10 – напрямна; 11 – робочий орган (клин); 12 – пружина для піднімання рейки; 13 – пружина зворотного ходу; 14 – рукоять важеля; 15 – чурбак (матеріал)

Процес розколювання деревини відбувається за рахунок енергії, що накопичена маховиком та енергії, яка надається електродвигуном. Оскільки процес розколювання займає досить короткий проміжок часу, то потрібно визначити момент інерції маховика, який в повній мірі забезпечить процес руйнування.

Кінетичну енергію маховика можна визначити за наступним виразом:

$$E_M = \frac{J \cdot \omega^2}{2}, \quad (1)$$

де J - момент інерції маховика; ω - кутова швидкість обертання маховика.

При витраті енергії маховика на розколювання деревини його швидкість зменшується від номінальної ω_n до певної кінцевої ω_k :

$$E_M = \frac{J \cdot (\omega_n^2 - \omega_k^2)}{2}, \quad (2)$$

Рівняння балансу енергій набуде вигляду:

$$E_M + E_{\text{дв}} = E, \quad (3)$$

де $E_{\text{дв}}$ - енергія, що надається приводу електродвигуном протягом часу процесу розколювання.

$$E_{\text{дв}} = N_{\text{дв}} \cdot t_{\text{роз}}, \quad (4)$$

де $N_{\text{дв}}$ - потужність електродвигуна; $t_{\text{роз}}$ - час розколювання.

$$t_{\text{роз}} = \frac{(x_1 + x_k)}{V_{\text{шт}}}, \quad (5)$$

де $V_{\text{шт}}$ - швидкість руху штовхача; x_1, x_k - координати переміщення штовхача.

Оскільки $x_1=0$, то з (5) маємо:

$$E_{\text{дв}} = N_{\text{дв}} \cdot \frac{x_k}{V_{\text{шт}}}, \quad (6)$$

Якщо електромеханічний привод машини для розколювання деревини виконати без маховика, то на процес розколювання буде витрачатись тільки енергія двигуна, що надана механізму за час розколювання. В цьому випадку потужність електродвигуна можна знайти за наступним виразом:

$$N_{\text{дв}} = E \frac{V_{\text{шт}}}{x_k}. \quad (7)$$

Якщо на процес розколювання витрачається вся енергія маховика ($\omega_k = 0$):

$$E - E_{\text{дв}} = \frac{J \cdot \omega_n^2}{2},$$

звідки момент інерції маховика:

$$J = \frac{2(E - E_{\text{дв}})}{\omega_n^2}. \quad (8)$$

Список використаних джерел

1. Шкіря Т. М. Машини та обладнання лісосічних та лісоскладських робіт [підручник для студентів] / Т. М. Шкіря. – Львів : Тріада плюс, 2005 р. – 436 с.
2. Кий В. В. Експериментальні дослідження розколювання деревини робочим органом східчастої форми / В.В. Кий, Р.Р. Курка // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2011. – Вип. 21.13. – С. 126-132.
3. Кий В. В. Експериментальна установка для дослідження процесу розколювання деревини робочим органом східчастої форми / В.В. Кий, В.Б. Магушевський, М.І. Озимок // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2011. – Вип. 21.2. – С. 124-128.

УДК 677.055

Агроінженерія та галузеве машинобудування

ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ РОБОТИ ЦІВКОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

М. Рубанка¹, О. Поліщук², О. Місяць²

*Київський національний університет технологій та дизайну¹
Хмельницький національний університет²*

Під цівковою передачею (рис. 1) слід розуміти зубчастий механізм, в якому кінематично з'єднані між собою зубчасте колесо та цівкове колесо. Обертальний рух передається між паралельними валами [1].

Аналіз відомих конструкцій цівкових передач [2-5] показує, що жорстке закріплення цівки в цівковому колесі не дозволяє зменшити інтенсивність зносу цівки в зоні їх зачеплення з зубами зубчастого колеса, що знижує надійність та довговічність роботи цівкової передачі.

Метою роботи є створення такої конструкції цівкової передачі, в якій введенням