

УДК 674.05:621.91

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЛАНКИ РІЗАННЯ В СИСТЕМІ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ НАВАНТАЖЕННЯ ГОЛОВНИХ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ ДЕРЕВООБРОБНИХ ФРЕЗЕРНИХ ВЕРСТАТІВ

*Ю.О. Єрмолаєв, кандидат технічних наук,
Т.Г. Руденко, здобувач
Кіровоградський національний технічний університет*

У роботі запропонована система регулювання навантаження для фрезерного верстата при поздовжньому фрезеруванні деревозаготовки, представлено її функціональну та структурну схеми. Наведена математична модель ланки різання, що пов'язує зміну моменту на валу двигуна фрези зі зміною швидкості подачі.

Система регулювання навантаження, фрезерний верстат, математична модель.

У роботі [2] було обґрунтовано застосування регуляторів для фрезерної групи деревообробних верстатів. Інтерес представляє впровадження регулятора навантаження головного приводу – приводу фрези. Подібній проблемі велику увагу приділено в працях [3, 4, 5] для електроприводів постійного струму і в роботі [6] при експлуатації приводів змінного струму.

Характерним для всіх систем автоматичного обмеження навантаження головних електроприводів є вплив на привод подачі, який проводиться таким чином, що при збільшенні зусилля різання, подача автоматично зменшується, і навпаки, при зменшенні зусилля різання подача збільшується. Таким чином, ці системи забезпечують можливість роботи на гранично допустимих для верстата й інструмента режимах фрезерування, що може дати хороший техніко-економічний ефект.

Мета досліджень – розробити систему регулювання навантаження для фрезерного верстата при поздовжньому фрезеруванні деревозаготовки. Дати математичну модель ланки різання, що пов'язує зміну моменту на валу двигуна фрези зі зміною швидкості подачі.

Матеріал і методика досліджень. Для вирішення поставленої задачі визначення моменту навантаження на фрезу в роботі використано розрахунковий метод теорії різання деревини – метод А. Л. Бершадського, розвинений та доповнений в [1].

Для визначення динамічних параметрів ланки різання (синтезу ланки різання) застосовано методи теорії автоматичного регулювання з розробкою функціональної схеми системи регулювання процесом фрезерування, складання по ній структурної схеми регулятора навантаження і представлення динамічних ланок у вигляді передаточних функцій.

Результати досліджень. На рис. 1 наведено запропоновану авторами функціональну схему системи, з якої видно, що зі збільшенням навантаження

зростає струм двигуна фрези і відповідний сигнал з трансформаторів струму ТТ1-ТТ3, включених у кожну фазу статора головного двигуна M_r . Цей зворотний зв'язок з трансформаторів струму надходить через випрямний міст VD1-VD6, фільтр С і коректуючий пристрій КП на елемент порівняння, де $U_{зз}$ порівнюється з напругою $U_{зс}$ завдання швидкості подачі. Різниця надходить в систему управління СУ перетворювачем частоти ПЧ, який регулює частоту обертання двигуна подачі M_n .

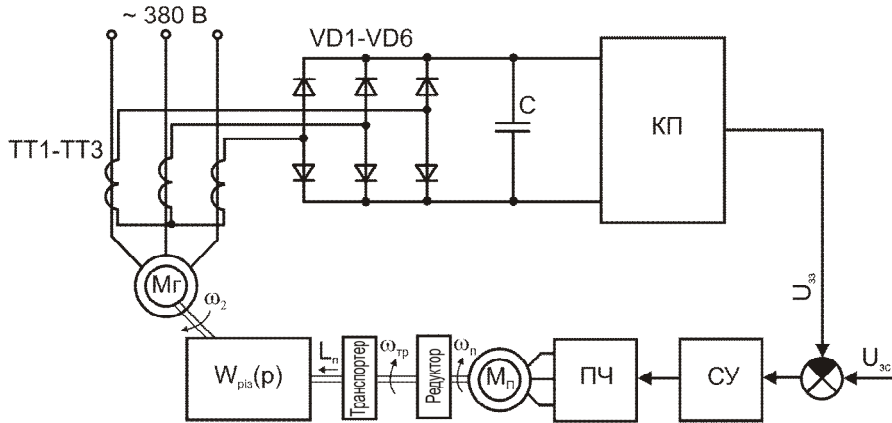


Рис. 1. Функціональна схема системи регулювання навантаження

Експериментальні роботи на верстатах показали, що зі зміною глибини фрезерування від 1 мм до 4 мм при обробці дубової дошки момент двигуна фрези змінювався від 20 до 62 Н·м при критичному його значенні 155 Н·м. Отже, привод працює на лінійній ділянці механічної характеристики з малими відхиленнями.

Без урахування нелінійностей і при загальноприйнятих припущеннях можна скласти структурну схему системи, яка показана на рис. 2.

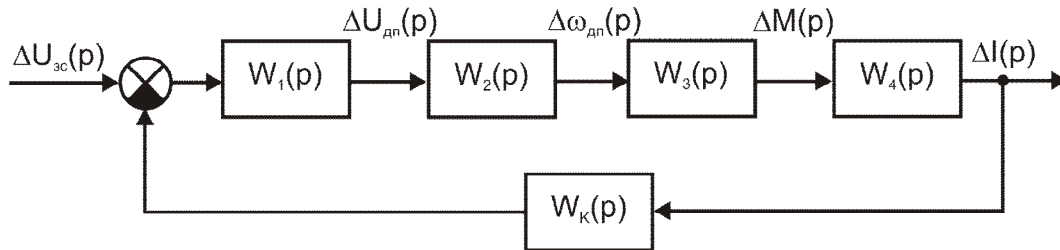


Рис. 2. Структурна схема системи регулювання навантаження:

$W_1(p)$ – передаточна функція перетворювача, який живить асинхронний двигун транспортера (столу) подачі; $W_2(p)$ – передаточна функція по управлінню двигуна подачі [7]; $W_3(p)$ – передаточна функція, що зв'язує зміни моменту на валу головного двигуна зі зміною швидкості обертання двигуна подачі, тобто описує в динаміці процес фрезерування; $W_к(p)$ – передаточна функція коректуючого пристрою

У нашому випадку в силу жорсткості природної механічної характеристики двигуна фрези кутову швидкість $\omega_{фр}$ практично можна вважати незмінною порівняно з частотою обертання двигуна подачі. Знайдемо $W_3(p)$.

Для цього з позиції технології розглянемо схематичне зображення фрезерної обробки заготовки на поздовжньо-фрезерному верстаті, в якому головним є обертальний рух фрези (рис. 3).

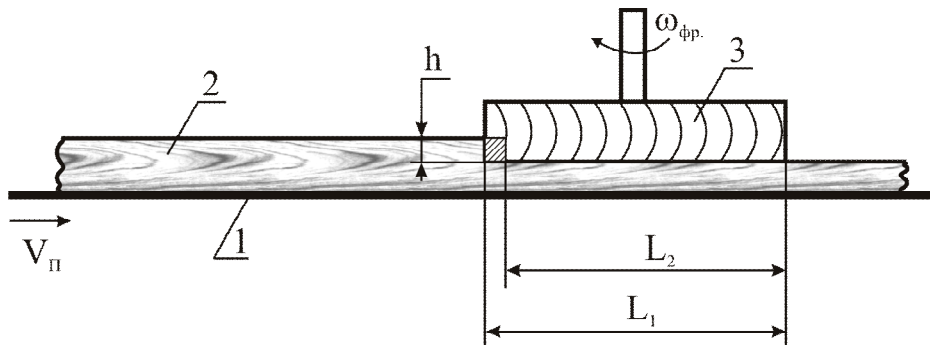


Рис. 3. Схематичне зображення фрезерної обробки:

1 – стрічка транспортера, 2 – деталь, 3 – фреза, h – глибина фрезерування

Момент на валу двигуна фрези пропорційний ширині шару, що зрізується b [1].

$$M_{\phi} = K_1 \cdot b, \quad (1)$$

де K_1 – величина, що залежить від властивостей матеріалу, умов фрезерування та геометрії різця фрези;

b – ширина перерізу шару, що видаляється з заготовки за один прохід,

$$b = \frac{h}{\sin \varphi_n};$$

h – глибина фрезерування;

φ_n – кут нахилу бічної ріжучої кромки до обробленої поверхні.

Коефіцієнт K_1 можна обчислити, застосувавши методикау [1] :

$$K_1 = \frac{a_n a_{\omega} [a_p F_p + k a_c] z V}{\omega_{фр}}, \quad (2)$$

де a_n – поправочний коефіцієнт на породу деревини;

a_{ω} – поправочний коефіцієнт на вологість;

a_p – поправочний коефіцієнт на затуплення лез;

F_p – фіктивна сила різання, Н/м;

k – дотичний тиск на передню поверхню різця, Па;

a_c – середня товщина шару, що зрізується,

V – швидкість головного руху, м/с.

Початок відліку можна обрати довільно. Тоді шлях, пройдений кромкою фрези, L_1 дорівнює:

$$L_1 = \int V_n(t) dt, \quad (3)$$

де $V_n(t)$ – лінійна швидкість переміщення заготовки.

Довжина обробленої частини заготовки L_2 :

$$L_2 = \int V_n(t - \tau) dt \quad (4)$$

У формулі (4) τ – запізнювання, яке визначається процесом фрезерування і дорівнює:

$$\tau = \frac{a_c \cdot z}{V_n}, \quad (5)$$

де z – кількість різців фрези, $z = 30$.

Величину a_c визначаємо за методикою [1].

$$a_c = S_z \sin\left(\frac{\varphi_k}{2}\right), \quad (6)$$

де S_z – подача на один зуб фрези, $S_z = \frac{1000V_n}{zn}$, мм;

φ_k – кут контакту фрези з заготовкою.

n – частота обертання фрези, хв^{-1} .

При установці частотного перетворювача на частоту $f = 27,5$ Гц, якій відповідають лінійна швидкість подачі $V_n = 0,248$ м/с, товщина шару, що знімається, $a_c = 1,07 \cdot 10^{-4}$ м. Тоді $\tau = 0,013$ с.

При незмінній лінійній швидкості руху деталі $V_n = \text{const}$ ширина стружки в будь-який момент часу може бути представлена наступним рівнянням:

$$B = \int [V_n(t) - V_n(t - \tau)] dt. \quad (7)$$

З цього співвідношення можна визначити зв'язок між B і V_n , застосовуючи зображення по Лапласу:

$$\frac{B(p)}{V_n(p)} = \frac{1 - e^{-p\tau}}{p}. \quad (8)$$

Виражаючи ширину стружки через момент на валу головного привода і лінійну швидкість через кутову швидкість обертання двигуна подачі, отримаємо

$$\frac{M_\phi(p)}{\omega_{\text{дн}}(p)} = K_1 \cdot l_{\text{тран}} \cdot B \cdot i_n = K \frac{1 - e^{-p\tau}}{p}, \quad (9)$$

або в приростах:

$$W_3(p) = \frac{\Delta M_\phi(p)}{\Delta \omega_{\text{дн}}(p)} = K \frac{1 - e^{-p\tau}}{p}, \quad (10)$$

де $l_{\text{тран}}$ – «крок» транспортера, шлях, пройдений стрічкою транспортера за одне обертання ведучого валу з урахуванням товщини стрічки конвеєра, $l_{\text{тран}} = 0,395$ м;

i_n – передавальне відношення механізму подачі, $i_n = 43,56$.

Висновки

1. У роботі показано комплексний підхід до побудови регулятора навантаження, при якому електропривод і технологічний процес розглядаються як дві взаємозалежні системи.

2. Коефіцієнт K є змінною величиною, яка в загальному випадку змінюється за випадковим законом.

3. Величина запізнювання обернено пропорційна лінійній швидкості подачі заготовки.

4. При побудові структурної схеми (рис. 2) показаний лише один «суттєвий» зворотний зв'язок щодо навантаження головного електропривода, решта зворотних зв'язків, що мають місце в автоматизованому електроприводі, тут не показані.

Список літератури

1. Глебов И. Т. Резание древесины [Текст] : учеб. пос. / И. Т. Глебов. – СПб.: «Лань», 2010. – 256 с. – ISBN 978-5-8114-0996-9.
2. Руденко Т. Г. Розробка автоматизованої системи керування обробкою деревини на поздовжньо-фрезерних верстатах [Текст] / Руденко Т. Г., Єрмолаєв Ю. О., Шалімов В. О. // Техніка в сільськогосподарському виробництві. Галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. праць КНТУ. – Кіровоград: КНТУ. – 2012. – Вип. 25, Ч. II. – С. 272–275.
3. Сандлер А. С. Электропривод и автоматизация металлорежущих станков [Текст] : учеб. пос. для втузов / А. С. Сандлер. – М.: Высш. шк., 1972. – 440 с.
4. Симаков Г. М. Автоматизация промышленных установок: электропривод и автоматизация металлорежущих станков [Текст] : учеб. пос. / Г. М. Симаков. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 1998. – 106 с.
5. Симаков Г. М. Системы автоматического управления электроприводами [Текст] : учеб. пос. / Г. М. Симаков. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2006. – 116 с.
6. Система автоматического регулирования мощности фрезерования при обработке горбыля [Электронный ресурс]: пат. 2416512 Рос. Федерация: МПК В27С1/00 / Фомин А. А., Гусев В. Г.; заявитель и патентообладатель ООО "ТехноГАЗ". – №2010101997/21; заявл. 25.01.10, опубл. 27.03.12. – 4 с. – Режим доступа: <http://www.findpatent.ru/patent/241/2416512.html>.
7. Усольцев А. А. Частотное управление асинхронными двигателями [Текст]: учеб. пос. / А. А. Усольцев. – СПб.: СПбГУ ИТМО, 2006. – 94 с.

В работе предложена система регулирования нагрузки для фрезерного станка при продольном фрезеровании деревозаготовки, представлены ее функциональная и структурная схемы. Приведена математическая модель звена резания, которая связывает изменение момента на валу двигателя фрезы с изменением скорости подачи.

Система регулирования нагрузки, фрезерный станок, математическая модель.

The system load control milling machine for longitudinal milling the wood is proposed, its functional and structural schemes is presented. A mathematical model of the cutting, which links the change of the moment motor shaft cutter with change the feed rate, is reduced.

System load control, milling machine, mathematical model.