

С.І. Осадчий, доц., канд. техн. наук, В.Ф. Гамалій, проф., д-р фіз.-мат. наук,  
І.А. Шаповалова, ас.

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Підвищення енергетичної ефективності обробки деревини за рахунок оптимального управління приводом подачі

В статті подано структуру оптимальної системи стохастичної стабілізації потужності різання для деревообробного верстату та здійснено аналіз її точності  
**точність, оптимальний регулятор, спектральна щільність, дисперсія, збурюючий вплив**

Застосування систем управління режимами деревообробки є ефективним способом підвищення енергетичної ефективності та продуктивності, а також покращення якості обробки на деревообробних верстатах. Такими системами є системи стабілізації потужності, моменту і сили різання [2,3]. Процес обробки на стрічкопилних верстатах відбувається в умовах значної зміни фізико – механічних властивостей деревини, ріжучої здатності інструменту та стану технологічного обладнання. Тому виникають значні труднощі під час синтезу систем стабілізації з регулюванням за відхиленням вихідної координати від заданого значення, які б забезпечували високу точність стабілізації в усталеному режимі і добру якість перехідних процесів. В роботі [1] запропоновано ефективний метод синтезу оптимальної структури регулятора для досягнення максимальної точності стабілізації. Основу методу складають результати структурної ідентифікації моделей динаміки досліджуваного об'єкту, які були отримані за даними експерименту проведеного в реальних експлуатаційних умовах. В синтезованих на основі даних алгоритмів системах існує можливість підвищувати точність стабілізації на один – два порядки.

Метою даної роботи є порівняльний аналіз точності синтезованої оптимальної стохастичної системи стабілізації потужності різання на стрічковій пилорамі та існуючої для забезпечення підвищення енергетичної ефективності обробки за рахунок управління приводом подачі при збереженні необхідної якості обробки в умовах дії збурень.

В результаті проведення етапів структурної ідентифікації за експериментальними даними визначено моделі динаміки системи «деревообробний верстат – процес різання» у вигляді диференційних рівнянь з постійними коефіцієнтами [4]

$$W_{об}(s) = \frac{M(s)}{P(s)} = \frac{k_{об}(T_{об1}^2 s^2 + 2d_1 T_{об1} s + 1)(T_{об2}^2 s^2 + 2d_2 T_{об2} s + 1)}{(T_{об3}^2 s^2 + 2d_3 T_{об3} s + 1)(T_{об4}^2 s^2 + 2d_4 T_{об4} s + 1)}. \quad (1)$$

Збурюючий вплив, який діє в системі в реальних експлуатаційних умовах, представляє собою випадковий стаціонарний процес з дробово-раціональною спектральною щільністю вигляду:

$$S_{\psi\psi} = \left| \frac{\sigma_{\psi}(T_1^2 s^2 + 2\zeta_1 T_1 s + 1)(T_2^2 s^2 + 2\zeta_2 T_2 s + 1)}{(T_3^2 s^2 + 2\zeta_3 T_3 s + 1)} \right|^2. \quad (2)$$

В результаті синтезу системи стохастичної стабілізації потужності різання на стрічкопилальному верстаті за відомими поліномами  $M(s)$ ,  $P(s)$  та спектральною щільністю збурюючого впливу  $S_{\psi\psi}$  визначено структуру та параметри регулятора  $W$  на класі дробово – раціональних функцій [5]. Структурну схему синтезованої системи показано на рисунку 1.

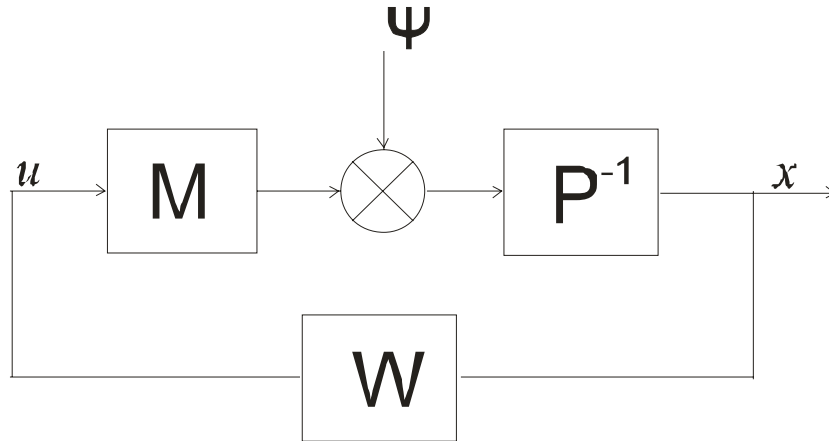


Рисунок 1 - Структурна схема системи стабілізації

Задачею аналізу отриманої системи стохастичної стабілізації потужності різання є оцінювання статистичних характеристик сигналу, який відповідає зміні струму навантаження на двигуні головного руху, та сигналу, який подається на частотний перетворювач для керування швидкістю подачі, при зміні параметрів об'єкту та збурень.

Для розв'язання поставленої задачі необхідно:

- виконати порівняльний аналіз точності існуючої та оптимальної системи на основі знаходження дисперсій та середньоквадратичних відхилень зазначених сигналів;
- оцінити вплив зміни параметрів об'єкту та збурення на точність стабілізації;
- виконати моделювання замкнутої системи.

Для здійснення аналізу якості системи використовується наступний функціонал:

$$e = \frac{1}{j} \int_{-j\infty}^{j\infty} (F_x^{\psi*} R F_x^{\psi} S_{\psi\psi}) ds + \frac{1}{j} \int_{-j\infty}^{j\infty} (F_u^{\psi*} C F_u^{\psi} S_{\psi\psi}) ds, \quad (3)$$

де  $S_{\psi\psi}$  – спектральна щільність збурення  $\psi$ ;

"\*" – знак Ермітового спряження;

$F_x^{\psi}$  - передаточна функція замкнутої системи (рис. 1) від входу збурення  $\psi$  до виходу  $x$ ;

$F_u^{\psi}$  - передаточна функція системи від входу  $\psi$  до виходу  $u$ , визначаються відповідно

$$F_x^{\psi} = (P - MW)^{-1}, \quad (4)$$

$$F_u^{\psi} = W (P - MW)^{-1}, \quad (5)$$

$R$  – ваговий симетричеський невід'ємновизначений коефіцієнт, який характеризує чутливість до зміни дисперсії вихідної координати;

$C$  – ваговий симетричеський невід'ємновизначений коефіцієнт, який характеризує обмеження на величину дисперсії керуючого впливу.

Перший інтеграл представляє собою дисперсію струму навантаження на двигуні приводу головного руху верстату  $e_x$ , а другий інтеграл – дисперсію сигналу, який використовується для керування швидкістю подачі  $e_u$ .

Після виконання необхідних розрахунків встановлено, що при зміні умов різання структура передаточних функцій  $F_u^\psi$ ,  $F_x^\psi$  та регулятора  $W$  залишалась незмінною, а змінювались лише параметри:

$$F_u^\psi = \frac{k_u(T_{1u}^2 s^2 + 2\zeta_{1u} T_{1u}^2 s + 1)}{(T_{2u}^2 s^2 + 2\zeta_{2u} T_{2u}^2 s + 1)(T_{3u}^2 s^2 + 2\zeta_{3u} T_{3u}^2 s + 1)(T_{4u}^2 s^2 + 2\zeta_{4u} T_{4u}^2 s + 1)}, \quad (6)$$

$$F_x^\psi = \frac{k_x(T_{1x}^2 s^2 + 2\zeta_{1x} T_{1x}^2 s + 1)}{(T_{2x}^2 s^2 + 2\zeta_{2x} T_{2x}^2 s + 1)(T_{3x}^2 s^2 + 2\zeta_{3x} T_{3x}^2 s + 1)(T_{4x}^2 s^2 + 2\zeta_{4x} T_{4x}^2 s + 1)}, \quad (7)$$

$$W = \frac{k(T_1^2 s^2 + 2\zeta T_1 s + 1)}{(T_2^2 s^2 + 2\zeta T_2 s + 1)}. \quad (8)$$

З метою порівняння ефективності розробленої оптимальної системи стабілізації з існуючою за результатами експериментальних досліджень та відповідною технічною документацією визначено передаточну функцію діючого регулятора  $W_{\text{д.пез}}$  як

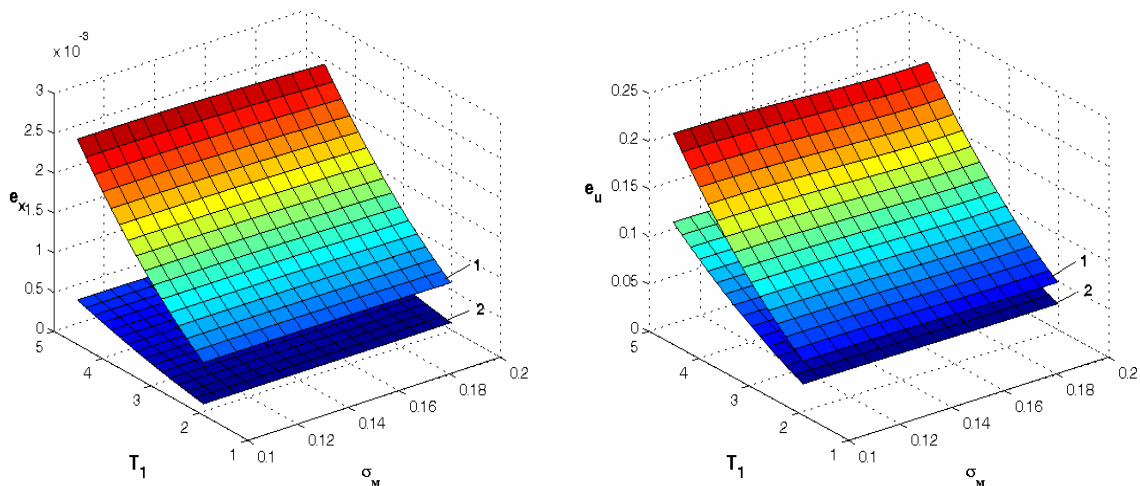
$$W_{\text{д.пез}} = \frac{k_{\text{д.пез}}}{(T_{\text{д.пез}} s + 1)}. \quad (9)$$

Згідно алгоритму [1] визначено передаточні функції  $F_{x\text{д}}^\psi$ ,  $F_{u\text{д}}^\psi$  діючої системи у вигляді:

$$F_{x\text{д}}^\psi = \frac{(T_{1\text{д}} s + 1)}{(T_{2\text{д}} s + 1)(T_{3\text{д}}^2 s^2 + 2\zeta_{1\text{д}} T_{3\text{д}} s + 1)(T_{4\text{д}}^2 s^2 + 2\zeta_{4\text{д}} T_{4\text{д}} s + 1)}, \quad (10)$$

$$F_{u\text{д}}^\psi = \frac{k_{\text{д}}}{(T_{2\text{д}} s + 1)(T_{3\text{д}}^2 s^2 + 2\zeta_{1\text{д}} T_{3\text{д}} s + 1)(T_{4\text{д}}^2 s^2 + 2\zeta_{4\text{д}} T_{4\text{д}} s + 1)}. \quad (11)$$

Для дослідження зміни показника якості (3) та його складових при дії випадкових збурень було введено ряд варійованих параметрів, а саме:  $\sigma_m$  – інтенсивність збурення та постійна часу  $T_1$ , які входять до виразу (2). На області визначення введених параметрів спочатку було визначено передаточні функції  $F_x^\psi$ ,  $F_u^\psi$  для існуючої та оптимальної системи, які необхідні для оцінки зміни складових показника якості. Після встановлення вказаних передаточних функцій виконувалось обчислення дисперсій сигналу, який представляє собою струм навантаження на двигуні приводу головного руху і є мірою потужності,  $e_x$  та сигналу, який використовується для керування швидкістю подачі  $e_u$  в заданих умовах експлуатації (на області варійованих параметрів). Граничні значення параметрів  $T_1$  та  $\sigma_m$ , при яких здійснювались розрахунки, відповідають поєднанню найбільш сприятливих умов різання (суха деревина, загострений інструмент) та найгірших (обробка неоднорідної вологої деревини затупленим інструментом). За результатами обчислень було виконано побудову поверхонь мінімальних дисперсій  $e_x$  та  $e_u$  в області варійованих параметрів.



1 – існуюча; 2 – оптимальна

Рисунок 2 - Поверхні зміни дисперсій  $e_x$  та  $e_u$

Як видно з рис.2 зміни параметрів збурюючого впливу не призводять до перевищення граничного значення дисперсій вихідної координати та керуючого впливу. Відповідно до отриманих результатів можна зробити висновок про можливість використання синтезованого регулятора у визначених експлуатаційних умовах.

В таблиці 1 показано дисперсії, середньоквадратичні відхилення та граничні значення сигналів струму навантаження на двигуні головного руху та сигналу, який використовується для керування приводом подачі при діючому та оптимальному регуляторах.

Таблиця 1 - Дисперсії, середньоквадратичні відхилення та граничні значення сигналів

Параметр	Діючий регулятор	Оптимальний регулятор
$e_x$ , В	0.0343	$3.5823 \cdot 10^{-4}$
$e_u$ , В	0.0895	0.0814
$\sigma_x$ , В	0.185	0.0189
$\sigma_u$ , В	0.299	0.285
$3\sigma_x$ , В	0.55	0.056
$3\sigma_u$ , В	0.897	0.855

Практичне використання результатів синтезу вимагає моделювання динаміки системи при наявності збурень, що притаманні реальним умовам її функціонування.

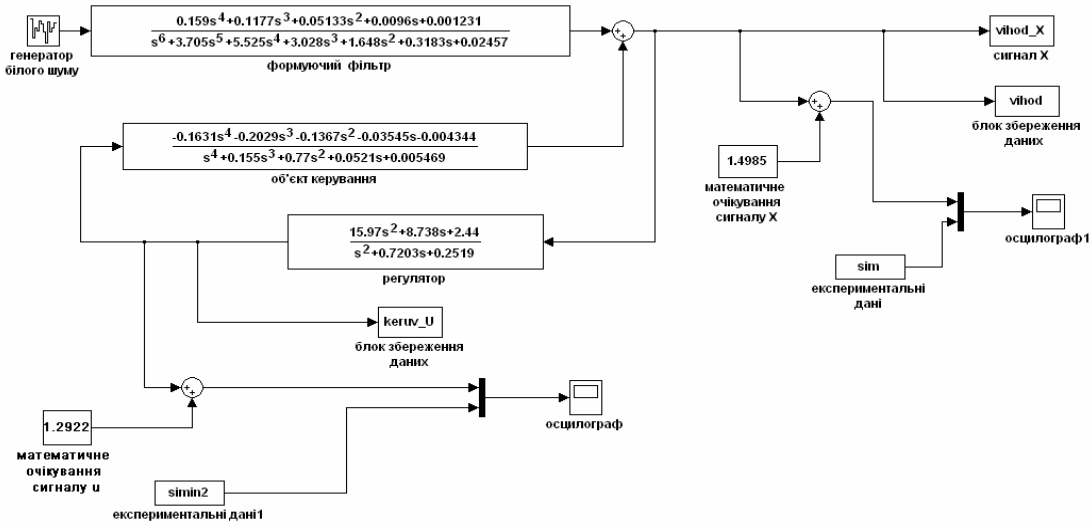
Задача розробки моделі полягає у тому, щоб побудувати таку структурну схему досліджуваної системи, яка б дозволила отримати графіки зміни навантаження на двигуні головного руху та сигналу керування в системі в усталеному режимі при випадковому вхідному сигналі з нульовим математичним очікуванням та дробово - раціональною спектральною щільністю.

Для дослідження роботи розробленої системи стохастичної стабілізації потужності різання використано систему комп'ютерної математики Matlab (Matrices Laboratory), яка містить пакет розширення Simulink, що призначений для моделювання динамічних систем і є зручним у використанні. Для побудови структурної схеми досліджуваної системи Simulink має відповідні бібліотеки компонентів.

Створена у середовищі Simulink модель системи складається наступних взаємозв'язаних частин: системи імітації випадкового збурення, яке супроводжує

процес обробки, об'єкту управління – системи деревообробний верстат – процес різання, регулятору та системи індикації та збереження результатів моделювання.

Модель розробленої системи стохастичної стабілізації потужності різання та результати моделювання наведено відповідно на рис. 3 та рис.4



Сигнал X – зміна струму навантаження на двигуні приводу головного руху; сигнал U – сигнал, який використовується для керування приводом подачі

Рисунок 3 – Модель системи стохастичної стабілізації потужності різання

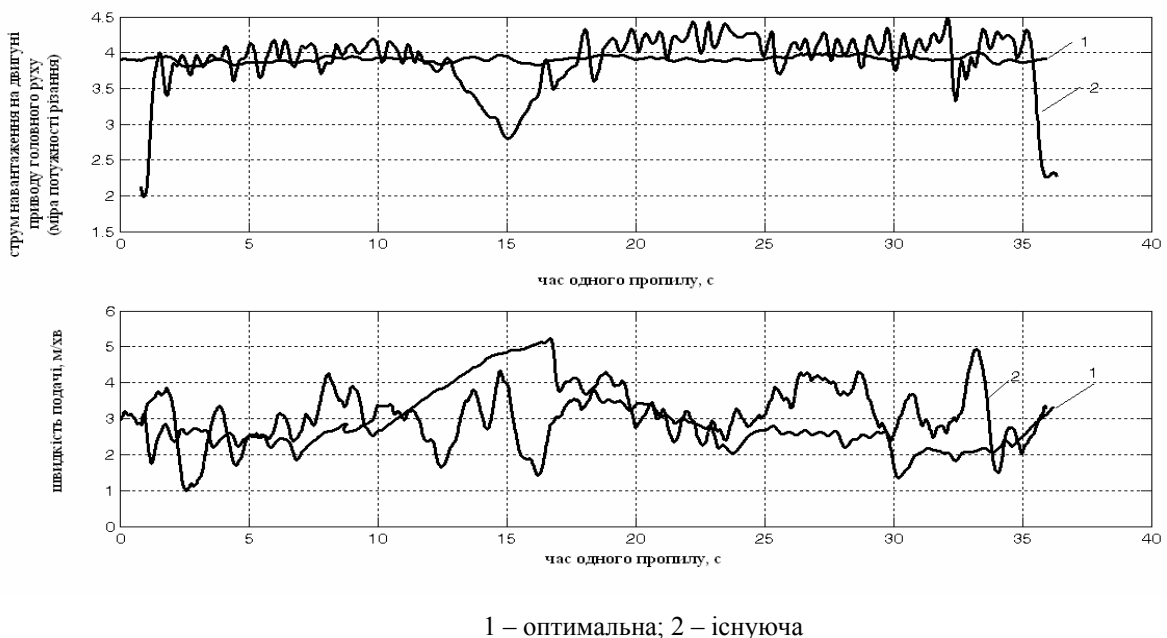


Рисунок 4 - Результати моделювання системи

Аналіз даних таблиці 1 та результатів моделювання (рис. 3) показує, що оптимальний регулятор при випадкових збуреннях дозволяє зменшити, в порівнянні з існуючим відносно дисперсію струму навантаження на двигуні головного руху, яка є

мірою потужності різання, на два порядки при незмінній потужності сигналу керування приводом подачі за рахунок зміни фазових співвідношень сигналів.

Таким чином, використовуючи спектральний алгоритм синтезу визначено структуру та параметри регулятора, дотримання яких дозволяє при незмінній потужності вхідного впливу зменшити дисперсію сигналу, який відповідає струму навантаження на двигуні головного руху на два порядки. В результаті проведених досліджень встановлено, що зміна параметрів об'єкту керування та збурення при застосуванні оптимального регулятора не призводить до перевищення граничних значень дисперсій сигналів. Подальшим напрямком є розробка схемної реалізації отриманого регулятора та проведення досліджень його роботи у виробничих умовах.

## Список літератури

1. Азарсков В.Н., Л.Н. Блохин, Л.С. Житецкий Методология конструирования оптимальных систем стохастической стабилизации – К.: НАУ, 2006. – 438с.
2. Васильев С.В. Реализация энергосберегающих технологий в перспективных станках // Станки и инструмент. – 1998. – №5. – С. 3–7.
3. Пуш В.Э. Пигерт Р., Сосонкин В.Л. Автоматические станочные системы. – М.: Машиностроение. 1982.- 319с.
4. Осадчий С.І., Шаповалова І.А. Динаміка системи «деревообробний верстат-процес різання в реальних експлуатаційних умовах»\Вісник Хмельницького національного технічного університету. - Хмельницький, 2007. - №3, Т.1. – С. 26-29
5. Осадчий С.І., Шаповалова І.А. Синтез системи стохастичної стабілізації потужності різання на деревообробному верстаті\Збірник наукових праць КНТУ. Вип. 19. - Кіровоград, 2007.- С. 48 – 53.

В статті подано аналіз точності оптимальної стохастичної та існуючої системи стабілізації потужності різання на стрічковій пилорамі

The article contains the analysis of accuracy of the optimum and existing system of stabilization of the power of cutting for woodworking machine-tool.