

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ РЕГУЛЯТОРА КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Шептун С.Ю. к.т.н., асистент

Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка
м. Харків, Україна

Розглянутий у роботі регулятор містить індукційний вимірювач кутової швидкості колінчастого валу дизеля, потенціометричні вимірювачі положення рейки паливного насоса дизеля і педалі управління подачею палива, з'єднані з входами суматора, виконаного на базі операційного підсилювача постійного струму, і електромеханічного виконавчого органу без зворотного зв'язку, вихідний шток якого з'єднаний з рейкою паливного насоса дизеля.

В процесі проектування регулятора необхідно вибрати коефіцієнти посилення суматора таким чином, щоб замкнута система автоматичного регулювання була стійкою, а також задовольняла вимогам точності і швидкодії.

Система диференціальних рівнянь в операторній формі, що описує рух замкнутої системи автоматичного регулювання, має наступний вигляд:

$$p\omega_1(t) = \frac{1}{I_2} \{M_{1д}[\omega_1(t), h(t)] - M_{1н}(t)\}; (T_д p + 1)u_\omega(t) = k_д \omega_1(t);$$
$$(T_р p + 1)u_h(t) = k_р h(t); p h(t) = k_н [k_\omega u_\omega(t) + k_h u_h(t) + k_\delta u_\delta(t)] \quad (1)$$

де $\omega_1(t)$ — кутова швидкість обертання колінчастого валу дизеля,

$h(t)$ — положення рейки паливного насоса дизеля,

$u_\omega(t)$ — вихідний сигнал вимірювача кутової швидкості колінчастого валу,

$u_h(t)$ — вихідний сигнал вимірювача положення рейки паливного насоса,

$u_\delta(t)$ — вихідний сигнал вимірювача положення педалі управління подачею палива,

$M_{1д}[\omega_1(t), h(t)]$ — крутний момент, що розвивається дизелем,

$M_{1н}$ — момент навантаження на колінчастому валу дизеля,

I_2 — приведений до колінчастого валу момент і інерція рухомих частин дизеля і рухомих частин транспортної машини,

$k_д, T_д$ — коефіцієнт зусилля і постійна часу вимірювача кутової швидкості колінчастого валу,

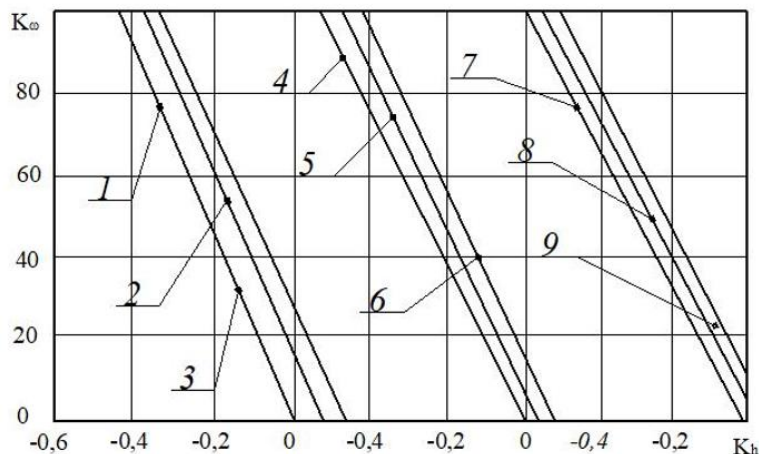
$k_р, T_р$ — коефіцієнт зусилля і постійна часу вимірювача положення рейки паливного насоса,

$k_н$ — коефіцієнт посилення виконавчого органу,

k_ω, k_h, k_δ — коефіцієнти посилення суматора.

Система диференціальних рівнянь (1) нелінійна. Лінеаризуємо функцію $M_{1д}[\omega_1(t), h(t)]$ щодо сталого стану, що характеризується кутовою швидкістю обертання колінчастого вала ω_{10} і положенням рейки паливного насоса h_0 :

$$M_{1д}[\omega_1(t), h(t)] = M_{1д}[\omega_{10}, h_0] + \left(\frac{dM_{1д}}{d\omega_1}\right)_0 \Delta\omega_1(t) + \left(\frac{dM_{1д}}{dh}\right)_0 \Delta h(t) \quad (2)$$



З урахуванням співвідношення (2) система диференціальних рівнянь, що описує рух замкнутої системи автоматичного регулювання щодо сталого стану при постійному положенні педалі управління подачею палива, приймає вигляд:

$$\begin{aligned} p\Delta\omega_1(t) &= \frac{1}{I_\Sigma} \left\{ \left(\frac{dM_{1д}}{d\omega_1}\right)_0 \omega_1(t) + \left(\frac{dM_{1д}}{dh}\right)_0 \Delta h(t) - \Delta M_{1н}(t) \right\}; \\ (T_d p + 1)\Delta u_\omega(t) &= k_d \Delta\omega_1(t); \quad (T_p p + 1)\Delta u_h(t) = k_p \Delta h(t); \\ p\Delta h(t) &= k_n [k_\omega \Delta u_\omega(t) + k_n \Delta u_h(t)] \end{aligned} \quad (3)$$

У співвідношеннях, нелінійна функція $M_{1д}$ була представлена у формі Лейдермана:

$$M_{1д}[\omega_1(t), h(t)] = -1.23 \cdot 10^5 [h(t) - 0,024][1 + 0,0033\omega_1(t) - 0,000011\omega_1^2(t)] \quad (4)$$

Значення параметрів замкнутої системи автоматичного регулювання приймалися наступними: $I_\Sigma = 50 \text{ Нмс}^2$, $k_d = 0,033 \text{ вс}$, $T_d = 0,049 \text{ с}$, $k_p = 870 \text{ вм}^{-1}$, $T_p = 0,001 \text{ с}$, $k_n = 0,00115 \text{ мв}^{-1}$. На рисунку представлені області стійкості замкнутої системи, рух якої описується рівняннями побудовані в площині коефіцієнтів посилення суматора (k_n, k_ω) для різних сталих режимів (1 - $\omega_{10}300 = \text{с}^{-1}$, $h_0 = 0,024 \text{ м}$, 2 - $\omega_{10}300 = \text{с}^{-1}$, $h_0 = 0,0155 \text{ м}$, 3 - $\omega_{10}300 = \text{с}^{-1}$, $h_0 = 0,0105 \text{ м}$, 4 - $\omega_{10}250 = \text{с}^{-1}$, $h_0 = 0,024 \text{ м}$, 5 - $\omega_{10}250 = \text{с}^{-1}$, $h_0 = 0,0155 \text{ м}$, 6 - $\omega_{10}250 = \text{с}^{-1}$, $h_0 = 0,0105 \text{ м}$, 7 - $\omega_{10}200 = \text{с}^{-1}$, $h_0 = 0,024 \text{ м}$, 8 - $\omega_{10}200 = \text{с}^{-1}$, $h_0 = 0,0155 \text{ м}$, 9 - $\omega_{10}200 = \text{с}^{-1}$, $h_0 = 0,0105 \text{ м}$).

Аналіз областей стійкості дозволяє зробити висновок про малий вплив величин ω_{10} , h_0 на розташування межі області стійкості і можливості вибрати єдині значення коефіцієнтів посилення суматора $k_n = -1,5$; $k_\omega = 50$. Це значення

забезпечують стійкість замкнутої системи в околиці будь-якого з розглянутих сталих станів.

Список літератури

1. Таран І. О. Наукове обґрунтування нових технічних рішень з удосконалення трансмісії шахтного дизелевоза. Збірник наукових праць НГУ. 2015. Вип. 46. С. 104 – 115.
2. Таран І. А., Клименко І. Ю. Инновационный математический инструментальный сравнительного анализа трансмиссий транспортных средств. Науковий вісник НГУ. 2014. № 3. С. 76 – 82.
3. Вечеренко В. Я., Король С. О. Аналіз та синтез співвісної важільно-кулачкової передачі // Машинознавство. – 1998. – № 9-10. – С. 10-13.
4. Вечеренко В. Я., Король С. О. Аналіз та синтез співвісної важільно-кулачкової передачі // Машинознавство. - 1998. - № 9-10. - С. 10-13.
5. Король С. А., Григор'єв А. Л. Основні принципи організації регульованого нерівномірного обертання кулачкового вала паливного насоса дизеля // Вісник Харківського державного політехнічного університету. - Харків: ХДПУ, 1998. - Вип. 23. - С. 13-22.
6. Король С. А., Григор'єв А. Л. Важеля зубчастий привід вала паливного насоса дизеля // Вісник Харківського державного політехнічного університету. - Харків: ХДПУ, 1998.- Вип. 25. -С. 120-130.
7. Король С. А., Григор'єв А. Л. Вибір оптимальної схеми замикання вищої пари в важільно-кулачковому приводі вала паливного насоса дизеля // Проблеми створення нових машин і технологій. - Кременчук: КГПИ. - 1998. - Вип. 2. - С. 272-276.
8. Король С.А., Григор'єв А. Л. Особливості автоматичного регулювання паливним насосом з нерівномірно обертається кулачковим валом. // Вісник Харківського державного політехнічного університету. - Харків: ХДПУ, 1999. - Вип. 29. - С. 71-75.
9. Король С. А., Григор'єв А. Л. Визначення рівня сил, що діють в елементах для важеля зубчастого приводу вала паливного насоса дизеля // Вісник Харківського державного політехнічного університету. - Харків: ХДПУ, 1999. - Вип. 59.- С. 92-98.
10. Король С. А., Григор'єв А. Л. До вибору оптимального варіанту регульованого приводу кулачкового вала паливного насоса дизеля // Проблеми створення нових машин і технологій. Наукові праці Кременчуцького державного політехнічного інституту. - Кременчук: КГПИ, 1999. - Вип. 1. - С. 280-282.