

СИНТЕЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ВИДОБУВНИМ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ З АСИНХРОННИМИ ПРИВОДАМИ

Коршиков О.О., магістрант, oleksii.korshykov.kita@donntu.edu.ua

Моногаров Д.А., аспірант, danulo.monoharov@donntu.edu.ua

Поцєпаєв В.В., к.т.н., доцент, valerii.potsepaiev@donntu.edu.ua

Донецький національний технічний університет, Луцьк, Україна

Сучасна винесена система подачі (ВСП) типу ВСПК2 [1], що виготовляється харківським заводом «Світло шахтаря», призначена для керування швидкістю подачі видобувних комбайнів для тонких пластів К80, К85, К200, КБТ200, УКД200-250, УКД300, ГШ200В. В приводах ВСП для регулювання швидкості подачі комбайна використовується електромагнітне гальмо ковзання (ЕГК), яке має низку переваг таких як глибоке регулювання швидкості привода, мала потужність керування 1 кВт при потужності, що передається 55 кВт, висока надійність, відповідність умовам іскробезпечності, невеликі габарити та відносно невелику вартість.

Але ЕГК має суттєвий недолік – низький к.к.д. через теплові втрати, котрі пропорційні ковзанню, яке визначається різницею кутової швидкості рухомого індуктора відносно нерухомого якоря гальма. Тепло виділяється у активному поверхневому шарі якоря і відводиться водяною системою охолодження. Тобто, такий привод має додаткову комунікацію – водопровід, що пропускає воду через якір. Це створює додаткові незручності експлуатації привода при постійному переміщенні машинної дороги комбайна у бік вибою.

Вченими ДонНТУ, починаючи приблизно з 2005 року, проводилися активні дослідження ВСП, в якій для керування швидкістю подачі комбайна пропонується заміна привода з ЕГК на асинхронний частотно-керований привод [2,3]. В таких численних наукових роботах методом математичного моделювання докладно досліджувались динамічні процеси у ВСП, але відсутні дослідження систем автоматичного керування (САК) асинхронними приводами та комбайном з ВСП.

В зв'язку з викладеним, поставлено завдання синтезу та дослідження САК комбайном з ВСП з асинхронними частотно-керуваними приводами.

Для досягнення поставленої мети розроблено математичну модель комбайна з ВСП на основі схеми динамічної системи, що зображена на рис. 1.

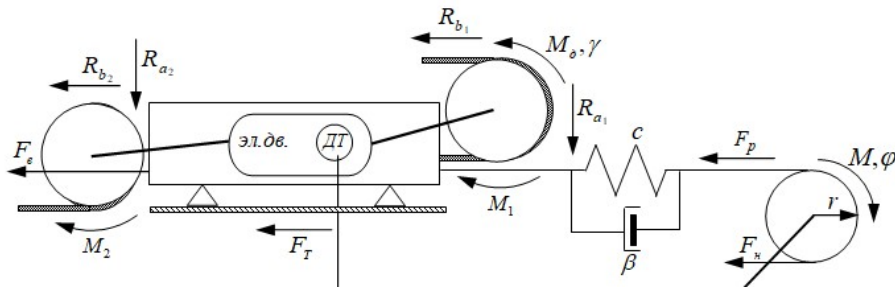


Рисунок 1 – Розрахункова схема динамічної системи комбайна з ВСП

На схемі зображено тільки тягнучий привод подачі, в напрямку якого рухається комбайн. Одною з умов моделювання є невтручання привода, що підтягує нижню холосту гілку ланцюгового контуру в роботу тягнучого привода, оскільки саме так працює ВСП в нормальному режимі.

Відповідно до схеми диференціальне рівняння руху комбайна у робочому режимі має вид

$$m\ddot{x} = F_y + F_\delta - F_T - F_s - R_{b_1} - R_{b_2};$$

де позначено:

m – маса комбайна, кг;

x – переміщення центру мас корпусу комбайна, м;

F_y – пружне зусилля в робочій гілці тягового ланцюга, Н;

$$F_y = c(\varphi r - x), \quad c = \begin{cases} E / L_p, & \varphi r - x > 0; \\ 0, & \varphi r - x \leq 0; \end{cases}$$

c – жорсткість робочої гілки тягового ланцюга, Н/м;

r – радіус приводної зірки, м;

φ – кут повороту приводної зірки привода подачі, рад;

E – погонна жорсткість тягового ланцюга, Н;

L_p – довжина робочої гілки тягового ланцюга, м;

F_δ – дисипативна сила в робочій гілці тягового ланцюга, Н;

$$F_\delta = \beta(\dot{\varphi} r - \dot{x}), \quad \beta = \begin{cases} \chi \sqrt{cm_u}, & \dot{\varphi} r - \dot{x} > 0, \\ 0, & \dot{\varphi} r - \dot{x} \leq 0; \end{cases}$$

β – коефіцієнт дисипативних втрат, кг/с;

χ – коефіцієнт внутрішнього тертя;

m_u – маса робочої гілки тягового ланцюга, кг;

F_T – сила тертя опор комбайна об напрямні, Н;

$$F_T = (Q + R_{a_1} - R_{a_2})\mu(\dot{x}), \quad \mu(\dot{x}) = \text{sign}(\dot{x})a_1 e^{-a_2 \dot{x}^2 = a_3 |\dot{x}|};$$

Q – вага комбайна, Н;

R_{a_1}, R_{a_2} сили вертикальних реакцій вибою на випереджаючому й відстаючому шнеках, Н;

$\mu(\dot{x})$ - коефіцієнт тертя опор комбайну об напрямні;

a_1, a_2, a_3 - позитивні константи;

a_2, a_3 - мають розмірності відповідно $\text{с}^2/\text{м}^2$ і $\text{с}/\text{м}$;

F_v - сила опору переміщенню верхньої холостої гілки тягового ланцюга в напрямних, Н; $F_e = L_e \kappa_e$;

κ_e - коефіцієнт питомих втрат, що залежить від зігнутості конвеєрного ставу, Н/м;

L_e - довжина верхньої холостої гілки тягового ланцюга, м;

R_{e_1}, R_{e_2} - сили горизонтальних реакцій вибою на відстаючому й випереджаючому шнеках, Н;

F_p - сила опору переміщенню робочої гілки тягового ланцюга в напрямних, Н; $F_p = F_0 \kappa_p$;

F_0 - зусилля, необхідне для протягання незакріпленого ланцюга в напрямних, Н, визначається експериментально;

κ_p - коефіцієнт, що враховує вигини конвеєрного ставу;

F_n - зусилля в нижній гілці тягового ланцюга, Н;

M_1, M_2 - моменти опору на шнеках, Н·м;

Вертикальні та горизонтальні сили на виконавчих органах R_a, R_b, R_c та момент навантаження обчислюються як сума сил та моментів на кожному різці, що знаходиться у контакті з вибоєм [4]

$$M = R \sum_{i=1}^N z_i; \quad R_a = \sum_{i=1}^N a_i; \quad R_b = \sum_{i=1}^N b_i; \quad R_c = \sum_{i=1}^N c_i;$$

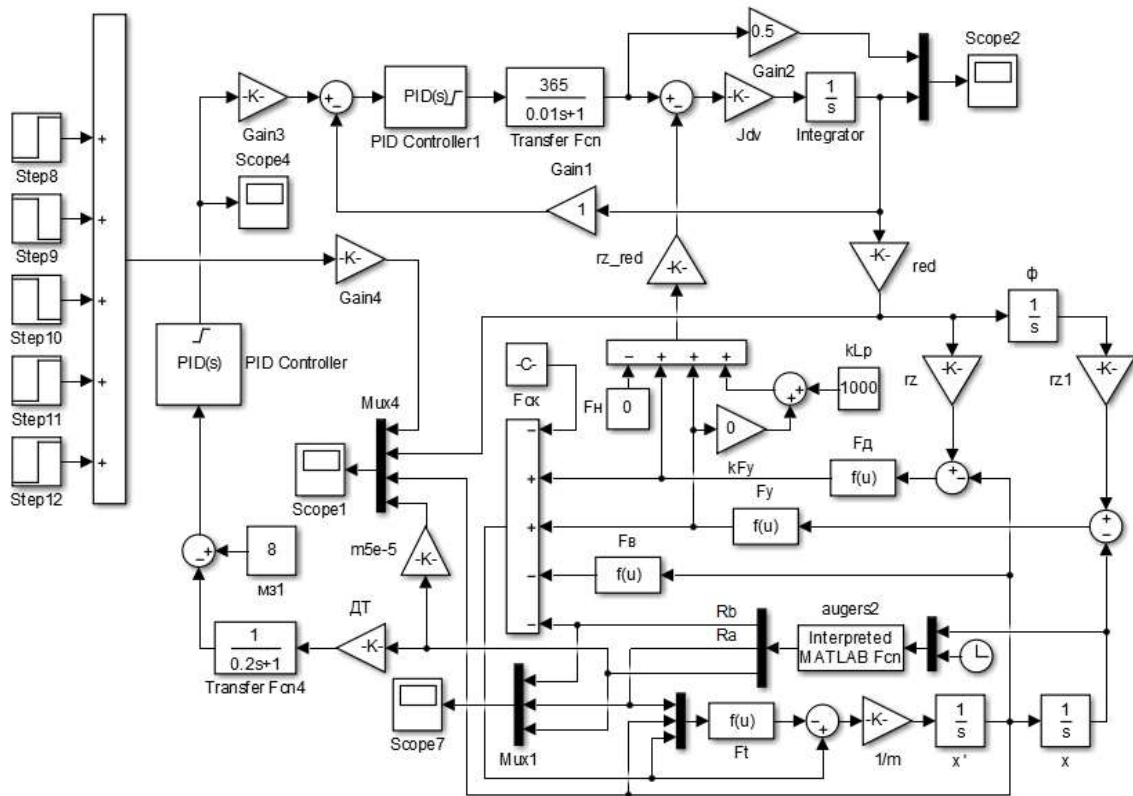
$$a_i = -y_i \cos \gamma_i + z_i \sin \gamma_i; \quad b_i = -y_i \sin \gamma_i - z_i \cos \gamma_i; \quad c_i = x_i;$$

тут z_i, y_i, x_i відповідно сила різання, сила подачі й бічна сила, діюча на i -тий різець, γ_i - кут i -того різця; $\gamma_i = \gamma_{0i} + \gamma$, де γ - кут повороту виконавчого органу, що одержується з розв'язку рівнянь динаміки приводу виконавчих органів, γ_{0i} - кут встановлення i -того різця на виконавчому органі. Значення z_i, y_i, x_i визначаються залежно від товщини стружки на кожному i -тому різці [4].

При синтезі та дослідженнях САК комбайном з ВСП розглядалось два варіанти частотного керування асинхронним двигуном – скалярне з датчиком зворотного зв'язку по кутовій швидкості та векторне бездатчикове керування.

Поставленні завдання роботи виконано методом математичного моделювання за допомогою розробленої Simulink моделі, котра представлена на рис. 2. На рисунку показано варіант приводів ВСП зі скалярним керуванням.

Модель САК має два контури: внутрішній підлеглий для регулювання швидкості подачі з регулятором PID Controller1 та зовнішній для стабілізації навантаження на виконавчих органах в автоматичному режимі роботи ком-

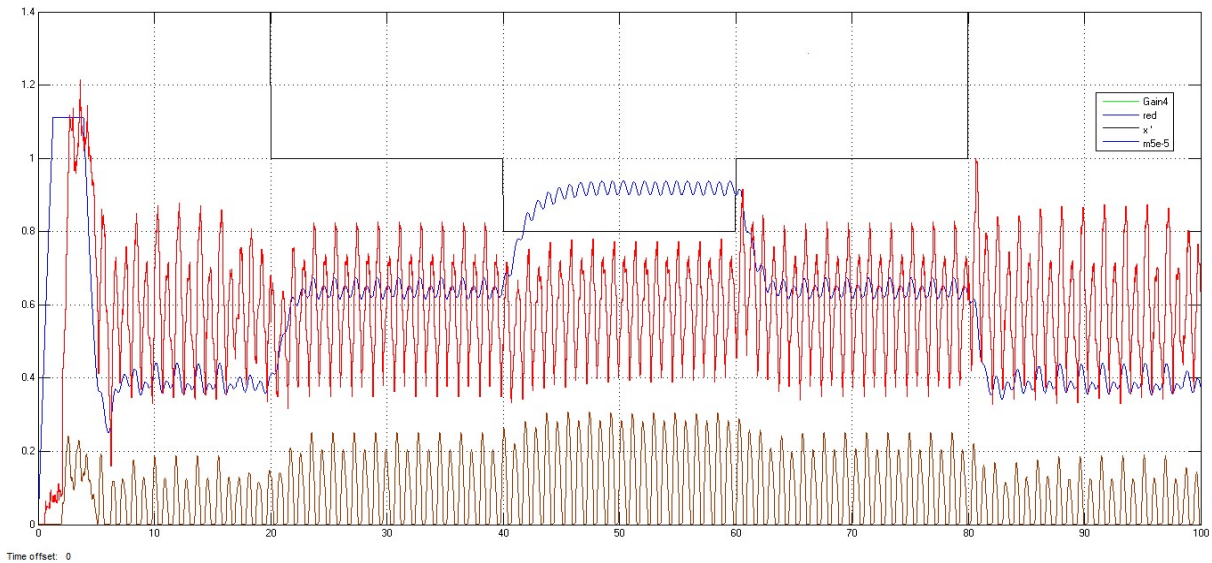


байна з регулятором PID Controller.

Рисунок 2 – Simulink модель САК навантаженням комбайна з ВСП

В результаті виконання роботи була синтезована САК керування комбайном з ВСП. На рис. 3 представлено результати моделювання автоматичного режиму роботи комбайна при довжині тягового органу 100 метрів. Модельний експеримент виконувався наступним чином. Робочий режим комбайна починається при опірності вугілля різанню (чорна лінія) 350 Н/м (це максимальне паспортне значення). На 20 секунд опірність східчасто знижується до 250 Н/м, на 40 секунд опірність східчасто знижується до 200 Н/м, на 60 секунд опірність східчасто збільшується до 250 Н/м, на 80 секунд опірність східчасто збільшується до 350 Н/м. Червоною лінією на вказаних рисунках відображено сумарний момент навантаження на шнеках у масштабі $1:5 \cdot 10^{-5}$ Нм. Синя лінія – кутова швидкість зірки привода подачі у масштабі 1:1 рад/с (або 1:9 м/хв середньої швидкості подачі комбайна). Коричнева лінія – миттєва швидкість комбайна в масштабі 1:1 м/с. Подібний модельний експеримент виконано для тягового ланцюга 50 м, що показано на рис.4.

Наведені результати моделювання свідчать, що синтезована система автоматичного керування виконує функцію стабілізації навантаження на ви-



конавчих органах комбайна в широкому діапазоні зміни опірності вугілля різанню.

Рисунок 3 – Стабілізація САК навантаження комбайна при зміні опірності різанню 200...350 Н/м при довжині тягового ланцюга 100 м

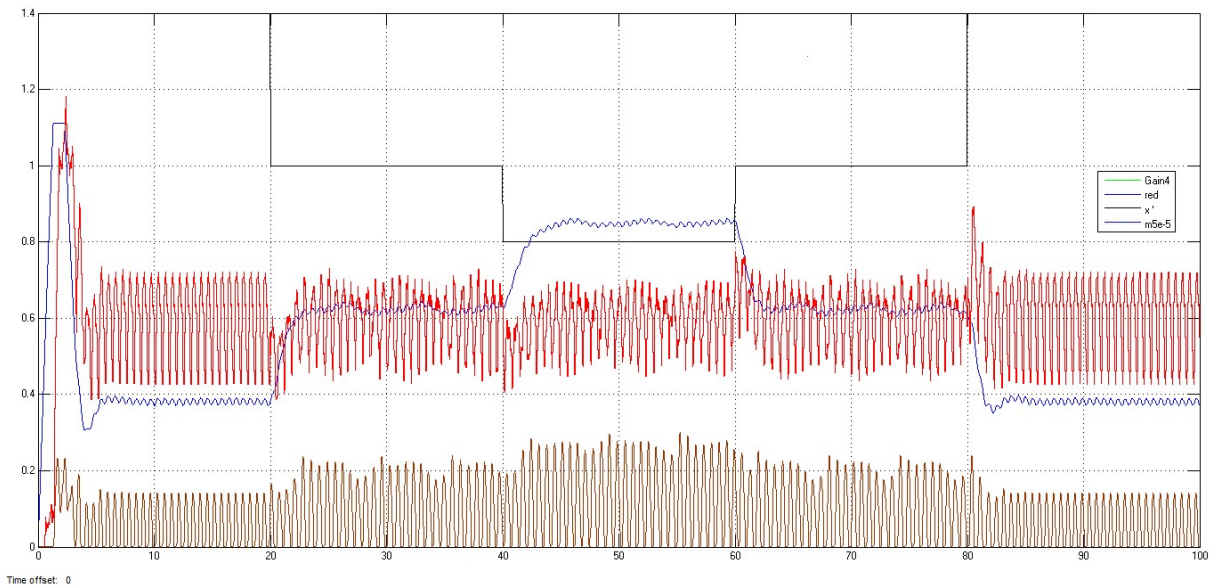


Рисунок 4 – Стабілізація САК навантаження комбайна при зміні опірності різанню 200...350 Н/м при довжині тягового ланцюга 50 м

Література

1. Вынесенная система подачи комбайна УКД200 – 250 типа ВСПК [Електронний ресурс] // ХМЗ «Свет шахтера». – 2008. – Режим доступу до статті: http://www.shaht.kharkov.ua/files/index_1.html.
2. Обоснование конечно-элементной модели тягового органа вынесенной системы перемещения очистного комбайна / Кондрахин В.П., Мельник А.А., Косарев В.В., Стадник Н.И., Мезников А.В. // Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип. 14 (127), Серія: гірничо-електромеханічна, Донецьк, 2007, С. 139 -147.
3. Бойко Н.Г. Перемещение очистных комбайнов с гибким тяговым органом/ Бойко Н.Г.// Наукові праці ДонНТУ. Серія: Гірничо-електромеханічна. - 2012. - № 23 (196). - С.11-18.
4. Поцесаєв В.В Математична модель навантажень на виконавчих органах видобувного комбайна / В.В. Поцесаєв // Матеріали сьомої міжнародної науково-технічної конференції “Моделювання і комп’ютерна графіка” 18-24 вересня 2017 року, м. Покровськ, м. Київ . – м. Покровськ: ДонНТУ, 2017. – 285 с. С. 263-266.

Анотація

Робота присвячена синтезу та дослідженню системи автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі з частотним керуванням швидкості асинхронних електродвигунів приводів подачі. Для вирішення завдань роботи розроблено математичну модель робочого режиму комбайна з винесеною системою подачі, в якій достатньо коректно враховуються всі основні зв'язки в динамічній системі та формування навантажень на виконавчих органах. За математичною моделлю розроблено Simulink модель на якій виконано структурний та параметричний синтез системи автоматичного керування. Наведені дослідження на моделі свідчать про високу якість стабілізації навантажень на виконавчих органах комбайна в широкому діапазоні мінливості опірності вугілля різанню.

Ключові слова: система автоматичного керування, синтез, вугільний комбайн, стабілізація навантажень, винесена система подачі, частотно-керований винесений привод подачі

Abstract

The work is devoted to the synthesis and research of the automatic control system of the mining harvester with a remote feed system with frequency control of the speed of asynchronous electric motors of the feed drives. To solve the tasks of the work, a mathematical model of the working mode of the harvester with a remote feed system was developed, which sufficiently correctly takes into account all the main connections in the dynamic system and the formation of loads on the executive bodies. Based on the mathematical model, a Simulink model was developed on which the structural and parametric synthesis of the automatic control system was performed. The presented studies on the model testify to the high quality of stabilization of loads on the executive bodies of the harvester in a wide range of variability of the resistance of coal to cutting.

Keywords: automatic control system, synthesis, coal harvester, load stabilization, remote feed system, frequency-controlled asynchronous remote feed drive