

ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ КОМПЛЕКСИ ТА СИСТЕМИ

УДК 622.233.6:-83:68.3

В.С. Хілов, д-р. техн. наук, проф.

Державний вищий навчальний заклад „Національний гірничий університет“, м. Дніпропетровськ, Україна,
e-mail: khilov53@ukr.net

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКО-ІНФОРМАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗОВНІШНЬОГО КОНТУРУ ПРИВОДА ПЕРЕСУВАННЯ БУРОВОГО ПОСТАВА

V.S. Khilov, Dr. Sci. (Tech.), Professor

State Higher Educational Institution "National Mining University",
Dnipropetrovsk, Ukraine, e-mail: khilov53@ukr.net

STUDY OF DYNAMICAL INFORMATIONAL CHARACTERISTICS OF EXTERIOR CONTOUR OF DRILLING COLUMN MOVING DRIVE

Мета. Визначення якісних і кількісних показників зовнішнього контуру керування електромеханічної системи пересування бурового постава.

Методика. В основу досліджень покладено апробовані методи: частотного аналізу, диференціального аналізу, операційного числення, теорії матриць і матричних перетворень, теорії автоматичного керування багатоконтурними системами, декомпозиції.

Результати. Зроблено частотний аналіз характеристик динамічних ланок об'єкта управління контуру частоти обертання електрогідромеханічного привода спуско-піднімальних операцій бурового постава шарошкового верстата. Враховано динамічні властивості радіального гідронасосу і гідродвигуна з редуктором і канатно-поліспасовою системою. У привідній системі враховано динамічні властивості швидкодіючого регульованого електропривода за системою перетворювач частоти-асинхронний двигун зі смугою пропускання контуру частоти обертання до ста радіан за секунду. Знайдено, що механічна динамічна ланка об'єкта управління контуру регулювання частоти обертання двигуна при наявності гідросистеми і канатно-поліспасової передачі описується передатною функцією з характеристичним рівнянням п'ятого порядку зі змінними коефіцієнтами. Досліджено логарифмічні амплітудні та фазові частотні характеристики додаткової ланки контуру частоти обертання з урахуванням сил дисипації та при максимальних довжинах канатів і маси постава. Знайдено розташування нулів і полюсів об'єкта керування, годограф Найквіста та реакція замкненого контуру частоти обертання при настроюванні його на модульний оптимум у випадку, коли характеристичні частоти додаткової динамічної ланки попадають у низькочастотну область смуги пропускання контуру частоти обертання при переміщенні постава, що складається з чотирьох штанг, і повній довжині канату. Знайдено власні частоти коливань додаткових динамічних ланок, які обумовлені динамічними властивостями об'єкта керування. Виділено сталі часу і частоти коливань гідросистеми та канатно-поліспасової передачі. Встановлено сталі часу, коефіцієнти демпфування та інерційностей об'єкта керування. Проаналізовано значення резонансних частот, що дозволило виділити редуковану передатну функцію об'єкта керування контуру управління.

Наукова новизна. Уперше досліджено вплив електрогідромеханічної системи спуско-піднімальних операцій бурового постава на якість керування контуру швидкості привода пересування.

Практична значущість. Отримані результати дозволяють за початковими даними об'єкта керування розраховувати настроювання регулятора зовнішнього контуру та оцінити показники якості керування контуру лінійної швидкості електромеханічної системи пересування бурового постава.

Ключові слова: електрогідромеханічна система, спуско-піднімальні операції, частота зрізу контуру

Постановка проблеми та її зв'язок із прикладними задачами. Розроблений Ново-Краматорським машинобудівним заводом верстат для буріння підри-

вних свердловин оснащено привідною системою спуско-піднімальних операцій, що містить радіальні гідронасос і гідродвигун. Гідронасос приводиться в обертання регульованим електроприводом по системі „перетворювач частоти-асинхронний двигун“. Натяг

канатно-поліспасової системи виконується від гідродвигуна [1, 2, 3].

У кінематичний зв'язок між привідним двигуном і буровим снарядом при поступальному переміщенні постава входять: гідронасос, гідродвигун з редуктором і канатно-поліспасова система. У гідравлічній системі використовується стискувана рідина, а канати піддаються пружним деформаціям. При цьому частота обертання вала двигуна й зведена до вала двигуна лінійна швидкість переміщення бурового снаряда не рівні між собою в нестационарних режимах. У привідній системі застосовується швидкодіючий електропривід зі смугою пропускання контуру частоти обертання до 100 рад/с. При цьому частота власних

пружних коливань канатно-поліспасової системи й гідроприводу попадають у смугу пропускання контуру регулювання частоти обертання. Не врахування стисливості рідини й піддатливості канатів при аналізі об'єкта керування та синтезі системи регулювання може привести до помилкових результатів і до істотного погіршення якості перехідних процесів у електродвигуновому приводі.

Аналіз досліджень і публікацій. В об'єкт управління контуру частоти обертання попадає замкнений контур регулювання активної складової струму статора асинхронного двигуна, механічна ланка електропривода та додаткова передатна ланка, що враховує пружні властивості трансмісії [4, 5].

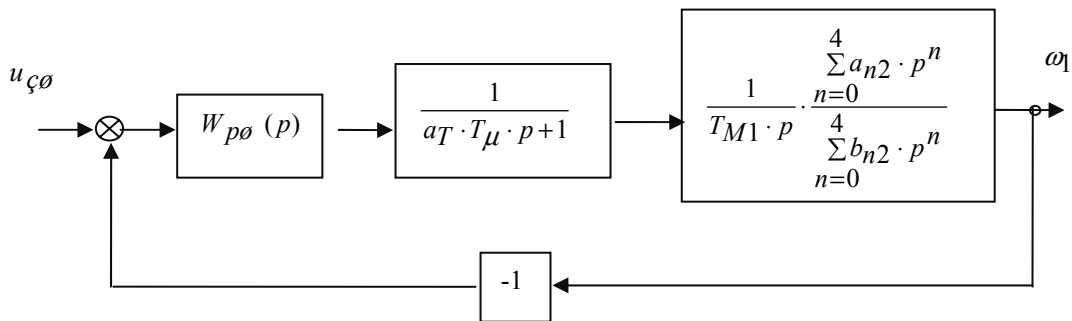


Рис. 1. Контур контролювання частоти обертання асинхронного двигуна. Позначено: $W_{p\varnothing}(p)$ – передатна функція регулятора швидкості; a_T – коефіцієнт налаштування; T_{μ} – мала „некомпенсована“ стала часу; p – оператор Лапласа; T_M – механічна стала; a_n, b_n – коефіцієнти передатної функції об'єкта керування; $u_{\zeta\varnothing}$ – сигнал завдання; ω_1 – вихідний сигнал

Раніше знайдено [6, 7], що механічна динамічна ланка об'єкта управління контуру регулювання частоти обертання двигуна $W_c(p)$, при наявності гідроси-

стеми (ГС) і канатно-поліспасової передачі (КПС), описується передатною функцією з характеристичним рівнянням п'ятого порядку

$$W_c(p) = \frac{x_1}{M} = \frac{\omega_1}{M} = \frac{1}{J_1 \cdot p} \cdot \frac{p^4 \cdot c_{24} + p^3 \cdot c_{23} + p^2 \cdot c_{22} + p \cdot c_{21} + c_{20}}{p^4 \cdot d_{24} + p^3 \cdot d_{23} + p^2 \cdot d_{22} + p \cdot d_{21} + d_{20}} = \frac{1}{J_1 \cdot p} \cdot \frac{\sum_{n=0}^4 p^n \cdot c_{2n}}{\sum_{n=0}^4 p^n \cdot d_{2n}} = \frac{1}{J_1 \cdot p} \cdot W_2(p),$$

де x_1 – вихідний сигнал; M – крутний момент; J_1 – момент інерції постава; c_n, d_n – коефіцієнти передатної функції об'єкта керування; $W_2(p)$ – передатна функція об'єкту керування.

Для знаходження передатної функції, у зручному для аналізу вигляді, вводимо коефіцієнт передачі, сталу часу, коефіцієнт демпфірування та коефіцієнти інерційностей, одержуємо

$$W_c(p) = \frac{1}{T_{M1} \cdot p} \cdot \frac{\sum_{n=0}^4 a_{n2} \cdot p^n}{\sum_{n=0}^4 b_{n2} \cdot p^n},$$

де використовуються позначення коефіцієнтів поліномів, що зведені в таблицю.

Коефіцієнти поліномів чисельника й знаменника передатної функції $W_c(p)$

| Номер коефіцієнта | Коефіцієнти чисельника | Коефіцієнти знаменника |
|-------------------|---|---|
| n | a_{n2} | b_{n2} |
| 0 | $\hat{E}_{\bar{a}}/\gamma_{23}$ | $\hat{E}_{\bar{a}} \cdot \Gamma/\gamma_{23}$ |
| 1 | $\dot{O}_{\dot{I} 2} + 2 \cdot \xi_{\dot{o}} \cdot \dot{O}_{\dot{o}} \cdot \hat{E}_{\bar{a}}/\gamma_{23}$ | $T_{M2} + 2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot K_c \cdot \Gamma/\gamma_{23}$ |
| 2 | $\dot{O}_{\dot{I} 2} + 2 \cdot \xi_{\dot{o}} \cdot \dot{O}_{\dot{o}} \cdot \hat{E}_{\bar{a}}/\gamma_{23}$ | $\dot{O}_{\bar{a}} \cdot \dot{O}_{\dot{I} 2} + 2 \cdot \xi_{\dot{o}} \cdot \dot{O}_{\dot{o}} \cdot \dot{O}_{\dot{I} 2} + \hat{E}_{\bar{a}} \cdot \dot{O}_{\dot{o}}^2 \cdot \gamma_{12}$ |
| 3 | $T_{M2} \cdot T_y^2 + 2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot T_{M2}$ | $2 \cdot \xi_{\dot{o}} \cdot \dot{O}_{\dot{o}} \cdot \dot{O}_{\dot{I} 2} \cdot \dot{O}_{\bar{a}} + \dot{O}_{\dot{I} 2} \cdot \dot{O}_{\dot{o}}^2$ |
| 4 | $T_c \cdot T_{M2} \cdot T_y^2$ | $T_{M2} \cdot T_y^2 \cdot T_c$ |

У таблиці позначено: $\hat{E}_{\bar{a}}, T_{\bar{a}}$ – коефіцієнт передачі та стала часу гідросистеми; $\gamma_{12}, \gamma_{23}, \Gamma$ – часткові та повні коефіцієнти інерційностей електрогідромеханічної системи; $T_{M1}, \dot{O}_{\dot{I} 2}, T_{M3}$ – механічні сталі часу електродвигуна, гідродвигуна й постава;

$\xi_{\dot{o}}, \dot{O}_{\dot{o}}$ – коефіцієнт демпфірування й стала часу коливань канатно-поліспасової системи.

Виділяємо в додатковій передатній функції досліджуваного контуру $W_2(p)$ ланку, що обумовлена пружними властивостями ГС і КПС в явному вигляді

$$W_c(p) = \frac{1}{T_{M1} \cdot p} \cdot \frac{(p \cdot \dot{O}_{\bar{a}} + 1) \cdot p \cdot T_{M2} \cdot \gamma_{23} \cdot (\delta^2 \cdot \dot{O}_{\dot{o}}^2 + \delta \cdot 2 \cdot \xi_{\dot{o}} \cdot \dot{O}_{\dot{o}} + 1) + K_{\bar{a}} \cdot (\delta^2 \cdot \dot{O}_{\dot{o}}^2 \cdot \gamma_{23} + \delta \cdot 2 \cdot \xi_{\dot{o}} \cdot \dot{O}_{\dot{o}} + 1)}{(p \cdot \dot{O}_{\bar{a}} + 1) \cdot p \cdot T_{M2} \cdot \gamma_{23} \cdot (\delta^2 \cdot \dot{O}_{\dot{o}}^2 + \delta \cdot 2 \cdot \xi_{\dot{o}} \cdot \dot{O}_{\dot{o}} + 1) + K_{\bar{a}} \cdot \gamma_{23} \cdot T_{M2} / T_{M1} \cdot (\delta^2 \cdot \dot{O}_{\dot{o}}^2 \cdot \gamma_{23} + \delta \cdot 2 \cdot \xi_{\dot{o}} \cdot \dot{O}_{\dot{o}} + 1)}$$

Постановка задачі дослідження. Оцінімо динаміко-інформаційні властивості контуру частоти обертання електродвигуна та додаткових ланок, обумовлених впливом ГС і КПС.

частот коливань поліномів чисельника й знаменника, зневажаємо демпфуючіми властивостями канатів і гідросистеми, тоді в додатковій динамічній ланці змінюються коефіцієнти при множниках ступенів p

Основний матеріал і результати дослідження. Для знаходження в явному вигляді характеристичних

$$W_2(p) = \frac{((\dot{O}_{\dot{o}}^2 \cdot \delta + 1) \cdot (\delta^2 \cdot \dot{O}_{\bar{a}} \cdot \dot{O}_{\dot{I} 2} + \hat{E}_{\bar{a}}) - \hat{E}_{\bar{a}}/\gamma_{23}) \cdot \Gamma}{(\dot{O}_{\dot{o}}^2 \cdot \delta + 1) \cdot (\delta^2 \cdot \dot{O}_{\bar{a}} \cdot \dot{O}_{\dot{I} 2} + \hat{E}_{\bar{a}} \cdot \gamma_{12}) + p^2 \cdot \hat{E}_{\bar{a}} \cdot \dot{O}_{\dot{o}}^2 \cdot T_{m2} / T_{M1} + \hat{E}_{\bar{a}} \cdot (1/\gamma_{23} - 1)}$$

Характеристичні частоти чисельника

$$\omega_{kc1,3} = \sqrt{\frac{\dot{O}_{\bar{a}} \cdot \dot{O}_{\dot{I} 2} + \dot{O}_{\dot{o}}^2 \cdot \hat{E}_{\bar{a}}}{2 \cdot \dot{O}_{\bar{a}} \cdot \dot{O}_{\dot{I} 2} \cdot \dot{O}_{\dot{o}}^2} \left(\pm \sqrt{1 - \frac{4 \cdot \dot{O}_{\bar{a}} \cdot \dot{O}_{\dot{I} 2} \cdot \dot{O}_{\dot{o}}^2 \cdot \hat{E}_{\bar{a}}}{\gamma_{23} \cdot (\dot{O}_{\bar{a}} \cdot \dot{O}_{\dot{I} 2} + \hat{E}_{\bar{a}} \cdot \dot{O}_{\dot{o}}^2)^2}} - 1 \right)}$$

Характеристичні частоти знаменника

$$\omega_{k\bar{n}2,4} = \sqrt{\frac{T_{M2} \cdot T_{\bar{a}} + T_y^2 \cdot \gamma_{12} \cdot \hat{E}_{\bar{a}}}{2 \cdot \dot{O}_{\dot{I} 2} \cdot \dot{O}_{\dot{o}}^2} \left(\pm \sqrt{1 - \frac{4 \cdot \hat{E}_{\bar{a}} \cdot \Gamma \cdot \dot{O}_{\dot{o}}^2 \cdot \dot{O}_{\bar{a}} \cdot \dot{O}_{\dot{I} 2}}{(\dot{O}_{\bar{a}} \cdot \dot{O}_{\dot{I} 2} + \dot{O}_{\dot{o}}^2 \cdot \gamma_{12} \cdot \hat{E}_{\bar{a}})^2 \cdot \gamma_{23}}} - 1 \right)}$$

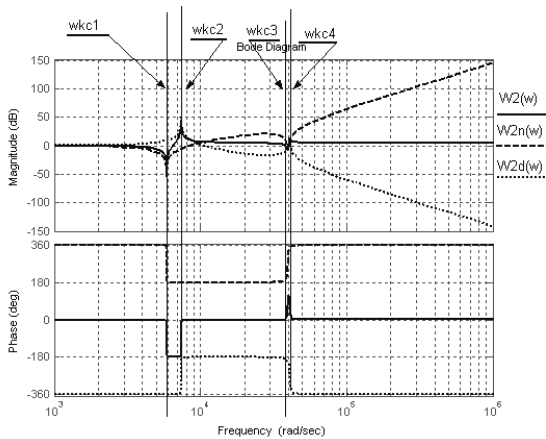


Рис. 2. Логарифмічні амплітудні (Magnitude (dB)) й фазові (Phase (deg)) частотні характеристики додаткової ланки $W_2(p)$ контуру частоти обертання з урахуванням сил дисипації й при максимальних довжинах канатів і масі постава

$$W_{2\text{ред}}(p) = \frac{p^2 \cdot (T_z \cdot T_{M2} + 2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot T_{M2} + K_c \cdot T_y^2) + p \cdot (T_{M2} + 2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot K_c / \gamma_{23}) + K_c / \gamma_{23}}{p^2 \cdot (T_z \cdot T_{M2} + 2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot T_{M2} + K_c \cdot T_y^2 \cdot \gamma_{12}) + p \cdot (T_{M2} + 2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot K_c \cdot T_{M2} / T_{M1} + 2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot K_c / \gamma_{23}) + K_c / \gamma_{23}}$$

Передатна функція розімкнутого контуру частоти обертання привідного двигуна $W_{rktmo}(p)$ при настроюванні контуру на модульний оптимум (позначено:

Частотні характеристики розімкнутого контуру частоти обертання, без обліку дисипативних сил об'єкта керування, наведені на рис.2.

Частоти ω_{kc3} й ω_{kc4} близькі за чисельним значенням, а резонансні сплески на амплітудно-частотній характеристиці спрямовані в протилежні сторони, тому в результуючій характеристиці додаткового об'єкта управління контуру частоти обертання резонансні сплески на цих частотах практично взаємно компенсуються. У додатковому об'єкті управління контуру частоти обертання спостерігаються резонансні сплески на частотах ω_{kc1} , ω_{kc2} . Тому можна понизити порядок передатної функції додаткової динамічної ланки $W_{2\text{ред}}(p)$ контуру частоти обертання із четвертого до другого, залишаючи характеристичні частоти коливань ω_{kc1} , ω_{kc2} , і відкидаючи ω_{kc3} , ω_{kc4} , тому, що вони взаємно компенсуються

a_c – коефіцієнт налаштування; T_{Or} – стала часу замкненого оптимізованого контуру струму)

$$W_{rktmo}(p) \approx \frac{T_{M1}}{a_c \cdot T_{Or}} \cdot \frac{1}{T_{Or} \cdot p + 1} \cdot \frac{1}{T_{M1} \cdot p} \cdot \frac{\sum_{n=0}^2 a_{n2} \cdot p^n}{\sum_{n=0}^2 b_{n2} \cdot p^n}$$

а при настроюванні контуру на симетричний оптимум $W_{rktco}(p)$ (позначено: b_c – коефіцієнт налаштування)

$$W_{rktco}(p) \approx \frac{b_c \cdot a_c \cdot T_{Or} \cdot p + 1}{b_c \cdot a_c \cdot T_{Or} \cdot p} \cdot \frac{T_{M1}}{a_c \cdot T_{Or}} \cdot \frac{1}{T_{Or} \cdot p + 1} \cdot \frac{1}{T_{M1} \cdot p} \cdot \frac{\sum_{n=0}^2 a_{n2} \cdot p^n}{\sum_{n=0}^2 b_{n2} \cdot p^n}$$

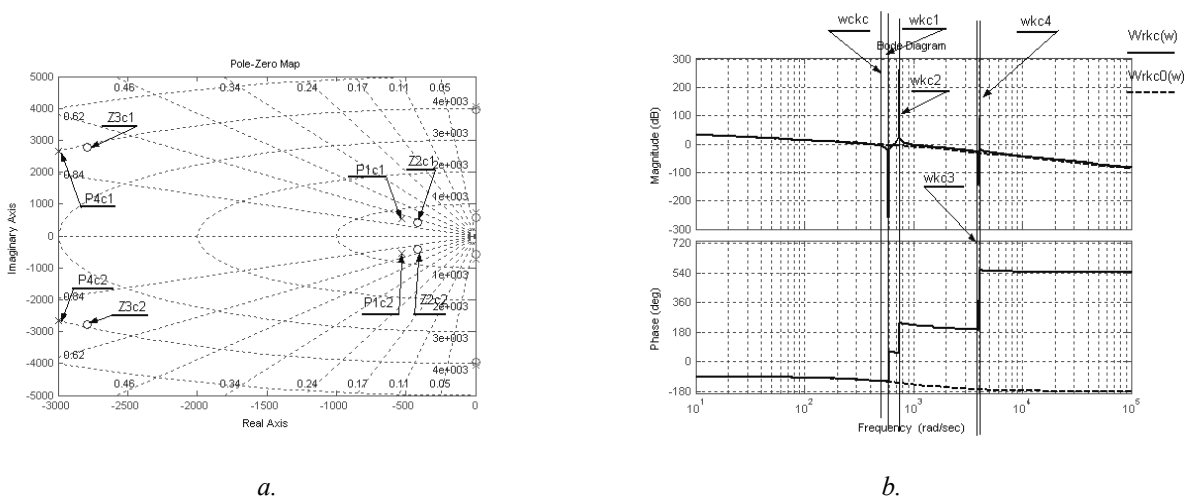
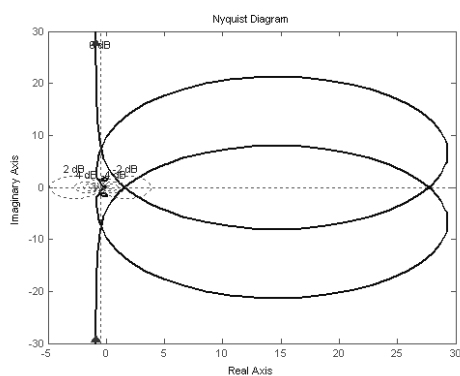
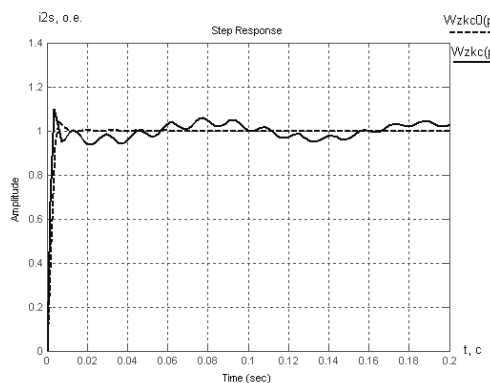


Рис. 3. Розташування нулів (Z) і полюсів (P) на комплексній площині (Pole-Zero Map) додаткової динамічної ланки контуру частоти обертання (a), логарифмічні амплітудо- (Magnitude (dB)) і фазо-частотні (Phase (deg)) характеристики контуру ($W_{rktco}(w), W_{rkc}(w)$) (b), що налаштовано на модульний оптимум



a.



b.

Рис. 4. Годограф Найквіста (Nyquist Diagram) (a) і реакція замкненого контуру частоти обертання ($W_{zkc0}(p), W_{zkc}(p)$) на одиничний стрибок (Step Response) (b). Позначено: Imaginary Axis, Real Axis – уявна та дійсна вісі; Amplitude, Time (sec) – амплітуда сигналу у відносних одиницях (o.e.), час у секундах

На рис. 3, 4 наведене розташування нулів і полюсів об'єкта керування, його логарифмічні амплітудні й фазові частотні характеристики, годограф Найквіста й реакція замкненого контуру частоти обертання при настроюванні його на модульний оптимум у випадку, коли характеристичні частоти додаткової динамічної ланки попадають у низькочастотну область смуги пропускання контуру частоти обертання (переміщення постава, що складається із чотирьох штанг і повної довжини канату).

Висновки та напрям подальших досліджень.

Наявність податливих ланок у трансмісії зменшує запас по фазі на околицях частоти зрізу контуру, що приводить до збільшення коливальності перехідного процесу. Причому, якщо резонансні сплески перебувають у низькочастотній області частотної характеристики, то регулятор частоти обертання ефективно подавляє коливання, що виникають у контурі. Якщо резонансні сплески перебувають у високочастотній області частотної характеристики, то необхідно здійснити підсумок сталих часу гідромеханічного й пружного коливач канатно-поліспасової системи із малими, які некомпенсовані, сталими часу, чим домагаємося оптимального настроювання контуру шляхом незначного зменшення його швидкодії.

У випадку, коли резонансні сплески перебувають на околицях частоти зрізу контуру, тоді класичний регулятор частоти обертання не подавляє ефективно коливання. Тому, що сталі часу гідромеханічних і пружних коливач змінюють свої чисельні значення залежно від кількості переміщуваних штанг і довжини канатів. Та навіть перебуваючи на початку переміщення в низькочастотній або високочастотній областях, резонансні сплески частотної характеристики можуть переміститися в середньочастотну область, де неефективно подавляє виникаючі коливання класичний регулятор частоти обертання II або III типу.

Подальші дослідження будуть спрямовані на вивчення впливу піддатливості гідромеханічних ланок на динамічні процеси контурів тиску, частоти обертання гідродвигуна та переміщення постава.

Список літератури / References

1. Хиллов В.С. Опыт применения частотно-управляемых приводов в буровых станках карьеров Украины. / В.С. Хиллов, А.С. Бешта, В.Т. Заика. // Горн. инфор.-аналит. бюл. – 2004. – №10. – С. 285–289.
Khilov, V.S., Beshta, A.S. and Zaika, V.T. (2004), “The experience of applying of frequency-controlled drives in the boring rigs of the Ukrainian open-cast mines”, *Gornyy informatsyonno-analiticheskiy byulleten*, no.10, pp. 285–289.
2. Бешта А.С. Принципы построения системы управления электроприводом спуско-подъемных операций. / А.С. Бешта, В.С. Хиллов. // Вісник КДПУ.– 2004. – Вип.6(209). – С. 24–29.
Beshta, A.S. and Khilov, V.S. (2004), “The principles of building of the control system of electric drive of up-down operations”, *Visnyk KDPU*, Issue 6 (209), pp. 24–29.
3. Хиллов В.С. Математическая модель гидропривода подачи станка шарошечного бурения. / Хиллов В.С. // Гірнична електромеханіка та автоматика. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2003. – Вип.70. – С. 100–105.
Khilov, V.S. (2003), “The mathematical model of hydrodrive supply of roller-bit drilling machine”, *Girnycha elektromekhanika i avtomatyka*, Published by NМУ, Dnepropetrovsk, Issue.70, pp. 100–105.
4. Хиллов В.С. Синтез позиционной системы управления гидравлическим приводом подачи станка шарошечного бурения. / Хиллов В.С. // Сб. науч. тр. НГУ. – 2003 – №17, т.2. – С. 122–127.
Khilov, V.S. (2003), “The synthesis of roller-bit drilling machine supply hydraulic drive positional control system”, *Collected articles of National Mining University*, vol. 2, no.17, pp. 122–127.
5. Хиллов В.С. Влияние упругих свойств трансмиссии и обратной электродвижущей силы на динамику контура тока. / Хиллов В.С. // Сб. науч. тр. НГУ. – 2005. – № 22.– С. 155–163.
Khilov, V.S. (2005), “The influence of the elastic properties of transmission and circulating electro motion forces on the dynamics of contour current”, *Collected articles of National Mining University*, no.22, pp. 155–163.

6. Хиллов В.С. Собственные частоты колебаний разомкнутого контура тока привода спуско-подъемных операций бурового станка. / Хиллов В.С. // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.-технічн. зб. – 2005.– Вип. 74 – С. 147–150.

Khilov, V.S. (2005), “The own vibration frequencies of the open circuit of current in of up-down operations drive of boring rig”, *Girnycha elektromekhanika i avtomatyka*, NMU, Dnepropetrovsk, Issue 74, pp. 147–150.

Цель. Определение качественных и количественных показателей внешнего контура регулирования электро-механической системы передвижения бурового става.

Методика. В основу исследований положены апробированные методы: частотного анализа, дифференциального анализа, операционного исчисления, теории матриц и матричных преобразований, теории автоматического управления многоконтурными системами, декомпозиции.

Результаты. Произведен частотный анализ характеристик динамических звеньев объекта управления контура частоты вращения электрогидромеханического привода спускоподъемных операций бурового става шарошечного станка. Учтены динамические свойства радиального гидронасоса и гидродвигателя с редуктором и канатно-полиспастовой системой. В приводной системе учтены динамические свойства быстродействующего регулируемого электропривода по системе преобразователь частоты – асинхронный двигатель с полосой пропускания контура частоты вращения до ста радиан в секунду. Найдено, что механическое динамическое звено объекта управления контура регулирования частоты вращения двигателя при наличии гидросистемы и канатно-полиспастовой передачи описывается передаточной функцией с характеристическим уравнением пятого порядка с переменными коэффициентами. Исследованы логарифмические амплитудные и фазовые частотные характеристики дополнительного звена контура частоты вращения с учетом сил диссипации и при максимальных длинах канатов и массы става. Найдено распределение нулей и полюсов объекта управления, годограф Найквиста и реакция замкнутого контура частоты вращения при настройке его на модульный оптимум в случае, когда характеристические частоты дополнительного динамического звена попадают в низкочастотную область полосы пропускания контура частоты вращения при перемещении става, составленного из четырех штанг, и полной длине каната. Найдены собственные частоты колебаний дополнительных динамических звеньев, которые обусловлены динамическими свойствами объекта управления. Выделены постоянные времени и частоты колебаний гидросистемы и канатно-полиспастной передачи. Установлены постоянные времени, коэффициенты демпфирования и инерционностей объекта управления. Проанализированы значения резонансных частот, что позволило выделить редуцированную передаточную функцию объекта управления контура.

Научная новизна. Впервые исследовано влияние электрогидромеханической системы спускоподъем-

ных операций бурового става на качество управления контура скорости привода передвижения.

Практическая значимость. Полученные результаты позволяют по исходным данным объекта управления рассчитать частоту регулятора внешнего контура и оценить показатели качества управления контура линейной скорости электро-механической системы перемещения бурового става.

Ключевые слова: электрогидромеханическая система, спускоподъемные операции, частота среза контура

Purpose. To determine the qualitative and quantitative indices of the exterior movement regulation contour of drilling electromechanical system.

Methodology. Reliable methods of frequency analysis, differential analysis, operational calculus, the theories of matrices and matrix conversions, theories of multiloop systems automatic regulation, decompositions served the basis of the research.

Findings. The frequency analysis of the characteristics of the control object dynamic elements of the rotation frequency contour of the electrohydraulic drive responsible for round-trip of drilling tube of roller-bit drilling machine has been carried out. Dynamic properties of radial hydro pump and hydraulic motor with speed reduction unit and rope-polyspast system has been taken into account. Dynamic properties of fast-acting regulated electric drive has been taken into account in the system ‘converter of frequency – asynchronous engine’ with pass band of the rotation frequency contour up to 100 radian per second. It has been found that mechanical dynamic unit of the rotation frequency contour of the drive when hydraulic system and rope-polyspast transmissions are available is described by transmission function with the characteristic equation of fifth order with variable coefficients. Logarithmic amplitude and phase frequency characteristics of the additional unit of the rotation frequency contour have been studied taking into account forces of dissipation and with the maximal lengths of ropes and masses of column. The distribution of zeroes and the poles of the object of control have been established. Naikvist’s locus and the reaction of closed loop of rotation frequency customized on modular optimum in case the characteristic frequencies of additional dynamic link hit the low-frequency area of pass band of the rotation frequency contour during moves of drilling tube composed of four bars and with complete length of rope.

Originality. For the first time the influence of the electrohydraulic system of round-trip operations of drilling tube on the quality of the control rotation frequency contour of the movement drive has been determined.

Practical value. Received results allow estimation of the regulation contour of the linear speed of drilling line movement quality indicators on the base of initial data of the control object.

Keywords: electrohydraulic system, up-down operations, frequency of section of contour

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук Ю.Т. Разумним. Дата знаходження рукопису 12.10.11