

РОЗРОБКА І АНАЛІЗ ГІДРОСИСТЕМИ ДВОХКАСКАДНОГО ГІДРОПІДСИЛЮВАЧА КРУТНОГО МОМЕНТУ З ДВОМА НАСОСАМИ

Lisenco V., Pugach I.
The National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine (Igor1903@ukr.net)

DEVELOPMENT AND ANALYSIS HYDROSYSTEM CONSTRUCTION TWO-CASCADE HYDRAULIC BOOSTER OF A TWISTING MOMENT WITH TWO PUMPS

Розроблена нова конструкція двохкаскадного гідропідсилювача крутного моменту з двома насосами і великим коефіцієнтом підсилення. Така конструкція дозволяє забезпечувати привод об'єкта як у слідкуючому режимі роботи, так і швидкі переміщення (швидкій підвід, відвід та ін.) об'єкта у неслідкуючому режимі без наведення у гідросистему додаткової гідроапаратури. Представлені нелінійна математична модель і структурна схема гідропідсилювача. Математична модель та структурна схема дозволяють, користуючись методами теорії автоматичного управління, визначити якість гідропідсилювача по перехідним або частотним характеристикам відносно управляючого або збурювального сигналів, а також створюють можливість розробки автоматичних систем з наперед заданими показниками якості. Приведений аналіз гідросистеми.

Ключові слова: гідропідсилювач, гідромотор, золотник, гідророзподільник, структурна схема.

Вступ

Гідросистеми з підсилювачами крутного моменту знайшли досить широке застосування в цілому ряді галузей промисловості, а саме в металорізальних верстатах, приводах роботів, літальних апаратах, будівельно-дорожньому машинобудуванні та інше. Для створення великих крутних моментів можуть застосовуватися двохкаскадні гідропідсилювачі [1,2,3]. На вході таких підсилювачів можуть встановлюватися малопотужні крокові двигуни, які дозволяють працювати системі по заданій програмі, реалізуючи різні технологічні процеси. Розрахунок таких систем автоматичного регулювання базується на розробці їх математичних моделей і побудові структурних схем, які являють собою алгоритми їх розрахунку.

Мета статті – розробити математичну модель та структурну схему нелінійної системи управління, що є алгоритмами її динамічних характеристик і основою розрахунку та провести аналіз нової гідросистеми [2].

Основна частина

На кафедрі гідроаеромеханіки і механотроніки НТУУ «КПІ» запропонована нова конструкція гідросистеми з двохкаскадним гідропідсилювачем крутного моменту шляхом зміни конструктивних елементів і зв'язків, щоб забезпечити покращення його динамічних характеристик та показників процесу регулювання [4]. Розроблена гідросистема підсилювача крутного моменту дозволяє забезпечувати привод об'єкта як у слідкуючому режимі роботи, так і швидкі переміщення (швидкій підвід, відвід та ін.) об'єкта у неслідкуючому режимі без введення у гідросистему додаткової гідроапаратури.

Гідропідсилювач 1 (рис. 1) гідросистеми містить гідромотор 2, золотник 3 осьового переміщення гідророзподільника 4, робочі порожнини 5 і 6 якого через нерегульовані дроселі 7 і 8 з'єднані з робочими порожнинами 9 і 10 гідромотора 2. Підсилювач 1 має також корпус 11 та втулку 12, вхідний вал 13 з трапецеїдальною або стрічковою різьбою 14, проміжний вал 15, кінематично зв'язаний з валом 16 гідромотора 2. Проміжний вал 15 має осьову циліндричну розточку 17, дросельні отвори 18 і 19, які з робочими кромками 20 і 21 різьби вхідного вала 13 утворюють регульовані дроселі 22 і 23. Гідросистема підсилювача містить насоси 24 і 25, виходи 26 і 27 яких з'єднані з порожнинами 9 і 10, а через дроселі 7 і 8 – з порожнинами 5 і 6 управління золотника 3, які через регульовані дроселі 22 і 23 з'єднані зі зливом 28. Гідророзподільник 4 виконаний двохкромочним трьохлінійним, його канали 29 і 30 з'єднані з насосом 24, 25, а також – з порожнинами 9 і 10 гідромотора 2, який встановлений між насосами 24 і 25 та відводами гідроліній 32 і 33 до дроселів 7 і 8. Золотник 3 встановлений на опірних підшипниках кочення 34 і 35 між проміжним валом 15 та розпіркою 36. Підсилювач може мати механізм, що обмежує його перерегулювання, аналогічний [3], приводиться у рух від шагового двигуна, кінематично зв'язаного з вхідним валом 13, а також може мати пружини (на рис. не вказані), розташовані у порожнинах 5 і 6 для забезпечення більш надійнішого встановлення його золотника 3 у середню позицію рівноваги. Гідророзподільник 4 у середній позиції виконаний з недокриттям.

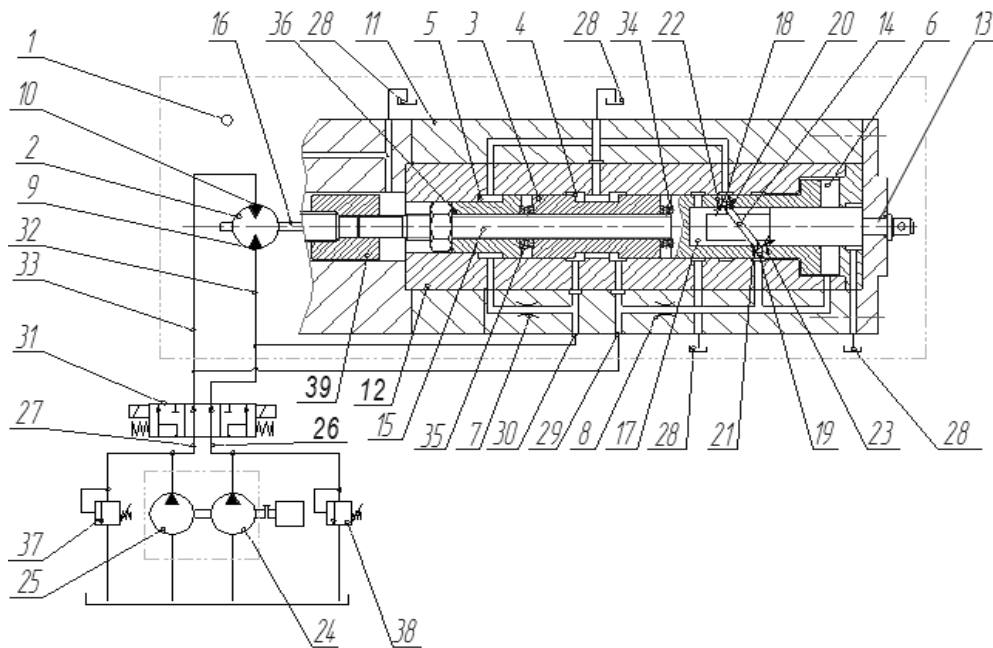


Рис. 1. Гідросистема підсилювача крутного моменту з двома насосами

Нелінійна математична модель

При розробці математичної моделі гідророзподільника у зв'язку з невеликим впливом на перехідний процес зміною температури робочої рідини, втратами тиску у каналах гідропідсилювача, ковзанням приводних валів насосів зневажали, вважали витoki через щілини гідророзподільника пропорційними перепаду тиску у них, величину деформації рідини пропорційну швидкості зміни тиску у відповідній порожнині, сили контактного тертя пропорційні тиску, в'язкого тертя пропорційні швидкості, тиск $p_{3л}$ зливу на виході гідророзподільника постійною величиною, клапани 37 і 38 – запобіжні і настроєні на максимально допустимий тиск у гідросистемі.

Гідропідсилювач 1 являє собою систему автоматичного регулювання, а саме слідкуючу систему, управляючим сигналом якої є кут α повороту вала 13, регульованою величиною є кут ϕ повороту або швидкість $\dot{\phi}$ вихідного вала гідромотора 1, основним збурювальним сигналом є крутний момент опору $M_{оп}$ на вихідному валу гідромотора. До гідропередачі підводиться джерело енергії.

Нелінійна математична модель гідропідсилювача може бути представлена системою рівнянь (1-8):

$$\alpha - \phi = \beta; \quad (1)$$

$$\beta \leq \gamma; \quad (2)$$

$$F \cdot \dot{x} = G_{q1} \sqrt{p_1 - p_{q1}} - K_{k1}(p_{q1} - p_{3л}) - G_{q3} \cdot f_1(\beta) \sqrt{p_{q1} - p_{3л}} - K_{k2}(p_{q1} - p_{q2}); \quad (3)$$

$$G_{q2} \sqrt{p_2 - p_{q2}} = G_{q4} \cdot f_2(\beta) \sqrt{p_{q2} - p_{3л}} - F \cdot \dot{x} + K_{k3}(p_{q2} - p_{3л}); \quad (4)$$

$$(1 - K_{p3})F(p_{q1} - p_{q2}) = m_3 \cdot \ddot{x} + K_{\delta 3} \cdot \dot{x} + K_{ГД} \cdot f_1(x)(p_1 - p_{3л}); \quad (5)$$

$$G_{q2} \sqrt{p_2 - p_{q2}} = Q_{HT} - K_{KH} \cdot p_2 - K_{c2} \cdot \dot{p}_2 + \frac{q_m}{2\pi} \dot{\phi} + K_{KM}(p_1 - p_2) - G_3(x_0 + x) \sqrt{p_2 - p_{3л}}; \quad (6)$$

$$(1 - K_{PM}) \cdot \frac{q_m}{2\pi} (p_1 - p_2) = I_m \cdot \ddot{\phi} + K_{BM} \cdot \dot{\phi} + M_{xx} + M_{on}; \quad (7)$$

$$\frac{q_m}{2\pi} \cdot \dot{\phi} = Q_{HT} - K_{KH} \cdot p_1 - K_{c1} \cdot \dot{p}_1 - K_{KM}(p_1 - p_2) - G_3 f_2(x) \sqrt{(p_1 - p_{3л})} - Q_{KH}(p_1) - G_{q1} \sqrt{p_1 - p_{q1}}; \quad (8)$$

де (1) – рівняння зворотного зв'язку; (2) – рівняння обмеження можливої величини перерегулювання, яке здійснюється вузлом (див. [3]), не показаним на схемі рис. 1; (3) (4)- рівняння нерозривності потоку рідини першого каскаду підсилення у гідролініях управління гідророзподільника 4 з урахуванням витоків та витрат через дроселі 7, 8, 22, 23; (5)- рівняння сил, що діють на золотник 3 гідророзподільника 4 з урахуванням сил інерції, в'язкого, контактного тертя та гідродинамічної сили; (6) (8)- рівняння нерозривності потоку рідини другого каскаду підсилення з урахуванням можливості відкриття клапанів тиску 38, 37, витоків у насосах 24, 25, деформації рідини у гідромоторі 2, витрати через гідророзподільник 4 та дроселі 7 і 8; (7)- рівняння крутних

моментів на валу гідромотора 2 з урахуванням моментів інерції, в'язкого, контактної тертя, холостого ходу M_{xx} , а також головного збурювального сигналу – крутного моменту опору $M_{оп}$.

У системі рівнянь (1)-(8) прийняті такі позначення зміни величин: α - кут повороту вала 13, $\phi, \dot{\phi}, \ddot{\phi}$ - кут повороту, кутові швидкість та прискорення вала 16 гідромотора 2 гідропідсилювача 1; β - помилка; $p_1, \dot{p}_1, p_2, \dot{p}_2$ тиск та швидкість зміни тиску на виході насосів 24 та 25, а також відповідно у каналах 26, 32 та 27, 33; p_{q1}, p_{q2} -тиск на виході постійних дроселів 7 і 8; $\dot{x}, \ddot{x}, \ddot{\ddot{x}}$ - поточне переміщення, швидкість руху та прискорення золотника 3 гідророзподільника 4; $f_1(\beta), f_2(\beta)$ – поточні площі дроселів 22 і 23, утворені дроселюючими отворами 18, 19 і різьбою 14.

Функція координати переміщення золотника (5) апроксимована при визначенні гідродинамічної сили залежністю:

$$f_1(x) = \begin{cases} x_0 - x, & \text{якщо } x_0 - x > 0; \\ 0, & \text{якщо } x > x_0; \end{cases} \quad (9)$$

де x_0 - недокриття золотника 3 при його нейтральному положенні, а при визначенні витрати через золотник 8 функція:

$$f_2(x) = \begin{cases} x_0 - x, & \text{якщо } x_0 - x > 0; \\ x_0 + \delta, & \text{якщо } 0 < x_0 - x < \delta; \\ \delta, & \text{якщо } x > x_0; \end{cases} \quad (10)$$

де δ - зазор між золотником 3 та втулкою 12.

Статична характеристика клапана тиску 38 може бути апроксимована залежністю;

$$Q_{кл} = \begin{cases} 0, & p_1 < p_a; \\ Q_H \frac{p_1 - p_a}{p_B - p_a}, & p_a < p_1 < p_B; \\ Q_H, & p_1 > p_B; \end{cases} \quad (11)$$

де $Q_{кл}$ - витрата робочої рідини через клапан; p_a - тиск, при якому починається відкриватися клапан; p_B - тиск, при якому через клапан проходить вся витрата насоса.

Прийняті у системі рівнянь такі позначення постійних величин: γ - максимально допустима величина перегулювання; F - площа торця золотника 3; G_{q1}, G_{q2} - провідності дроселів 7 і 8; які приймаються

однаковими і рівними $G_{q1} = G_{q2} = \mu_{q1} f_q \sqrt{\frac{2}{\rho}}$, де $\mu_{q1} f_q, \rho$ - коефіцієнт витрати, площа прохідного перерізу дроселя та щільність робочої рідини; $K_{к1}, K_{к2}$ – коефіцієнт витоків (ковзання) з порожнини 5 на злив 28 та у порожнини 6; $K_{к3}$ - коефіцієнт витоків (ковзання) з порожнини 6 на злив 28; $G_{q3} = G_{q4} = \mu_{q2} \pi d_q \sqrt{\frac{2}{\rho}}$, де

μ_{q2}, d_q - коефіцієнт витрати дроселя та діаметр дроселюючих отворів дроселів 22 і 23; $m_3, K_{в3}$ – маса, коефіцієнт

в'язкого тертя золотника; $K_{кн}$ – коефіцієнт витоків насоса 24 і 25, коефіцієнт гідродинамічної сили $K_{ГД} = \mu_q \pi d_3 \cdot \cos \alpha'$, де μ_q - коефіцієнт гідродинамічної в'язкості робочої рідини, d_3 - діаметр золотника,

$\alpha' = 69^\circ$ - кут нахилу струменя робочої рідини до осі золотника; Q_{HT} - теоретична витрата насосів 24 і 25; $K_{с1}, K_{с2}$ коефіцієнти деформації (стиснення) робочої рідини у каналах 26,32 і 27,33; $q_m, K_{км}, K_{вм}$ -робочий об'єм,

коефіцієнти витоків (ковзання) та в'язкого тертя, гідромотора 2; провідність золотника 3; $G_{q3} = \mu_3 \pi d_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}}$, де μ_3 - коефіцієнт витрати золотника.

По системі рівнянь (1)-(8) побудована структурна схема (рис.2) нелінійної математичної моделі гідропідсилювача крутного моменту, яка являє собою алгоритм розрахунку статичних і динамічних характеристик такого гідропідсилювача.

Таким чином, розглянута гідросистема підсилювача крутного моменту дозволяє покращити характеристики підсилювача, а саме зменшити зону нечутливості та збільшити жорсткість привода в зоні порівняно низьких навантажень, збільшити допустиму швидкість слідування за рахунок суттєвої зміни другого каскаду підсилення, куди введений трьохлінійний двохкромочний гідророзподільник з живленням від двох насосів, підключених до двох протилежних порожнин гідромотора. В той же час розглянута гідросистема значно розширює можливості за рахунок забезпечення роботи привода при одержанні значно більших швидкостей переміщення (швидкій підвід, швидкий відвід в цикловому і неслідкуючому приводі).

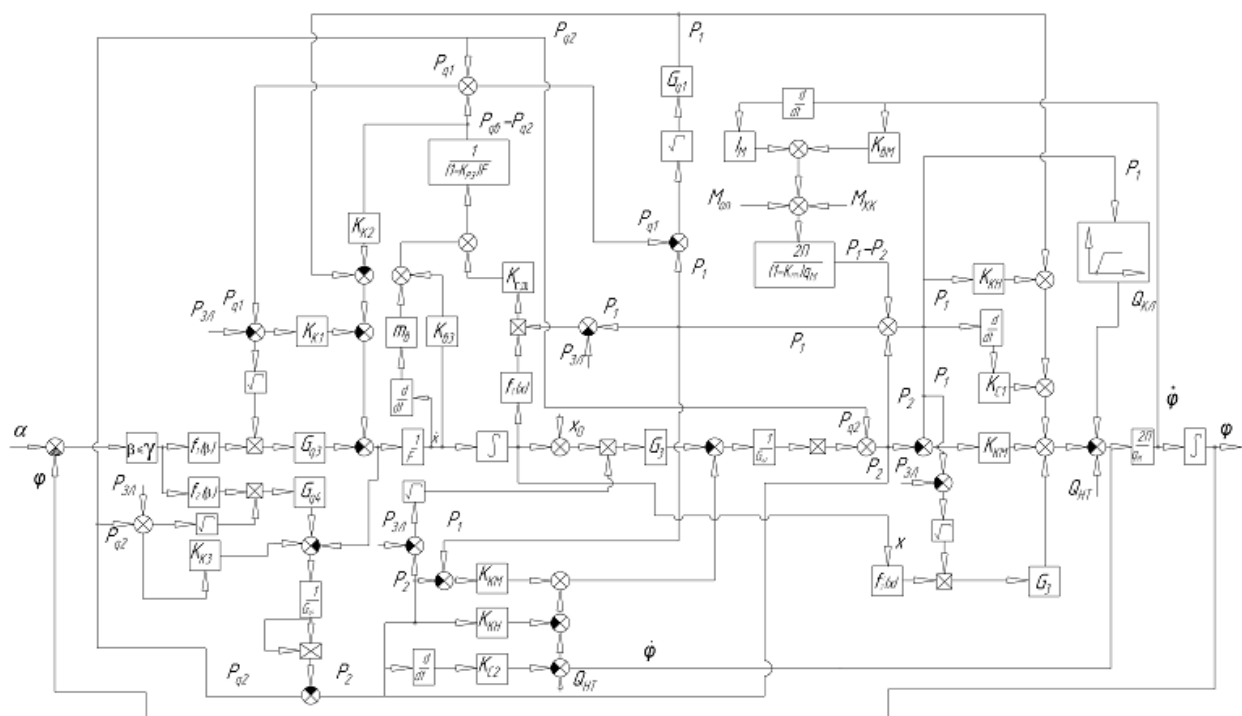


Рис. 2. Структурна схема нелінійної математичної моделі підсилювача крутного моменту гідросистеми

Як приклади застосування розробленого гідропідсилювача крутного моменту у техніці можуть бути запропонована автоматична система позиціонування (рис. 3) та автоматична система управління вітроенергоагрегатом (рис. 4). На цих рисунках, де гідропідсилювач 1 містить гідромотор 2, трьохлінійний слідкуючий гідро- розподільник 3, управляючий елемент 4 другого каскаду підсилення, виток 5 гвинта, регульовані дроселі 6 і 7, нерегульовані дроселі 8 і 9.

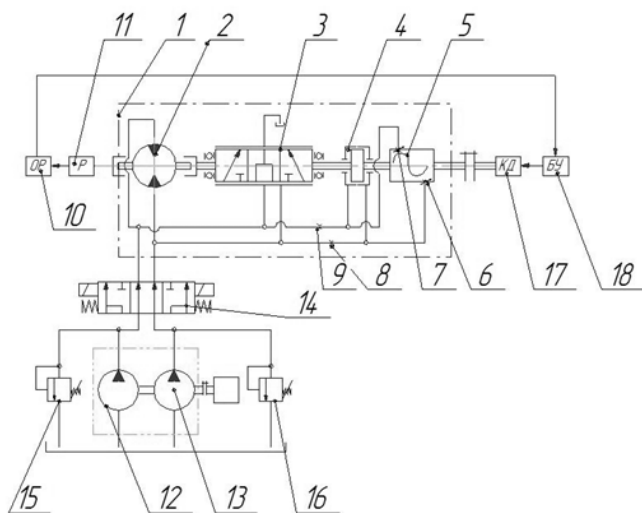


Рис. 3. Приклад застосування гідропідсилювача у системі позиціонування

Система позиціонування (рис.3) призначена для точного встановлення об'єкта регулювання 10 (положення оброблюваної деталі, інструмента, елемента робота та інше) з заданою позицією (положення). Система містить також насоси 12 і 13, трьохпозиційний гідророзподільник 14 з електроуправлінням, клапани тиску 15, 16, кроковий електродвигун 17, блок управління 18.

Система може працювати у двох режимах: слідкуючому, який забезпечує точне положення об'єкта регулювання 10, що має місце при середній позиції гідророзподільника 14 і здійснюється від блока управління 18 через кроковий електродвигун 17, перший і другий каскади підсилення, та не слідкуючий – швидкий підвод, відвод в початкове положення при одному з крайніх положень гідророзподільника 14.

Переключення цього розподільника може

відбуватися від кінцевого вимикача при шляховому управлінні. При цьому для забезпечення швидкого переміщення не потрібна додаткова гідроапаратура.

Система управління вітроенергоагрегатом (рис.4) крім гідропідсилювача 1 містить вітроколесо 10, вал 11, споживач енергії 12, генератор 13, кроковий електродвигун 14, блок управління 15, дросель 16 з пропорційним управлінням, клапани 17 «АБО», тиску 18, 21, насоси 19, 20, датчики швидкості генератора 22, вітру 23, вітроколеса 24.

Вітроенергоагрегат дозволяє одержати електричну енергію як при порівняно низьких, так і достатньо великих швидкостях вітру, бо тут тиск у системі залежить головним чином від навантаження генератора і не обмежується налаштуванням клапана. Встановлення гідропідсилювача у вітроенергоагрегат забезпечує

стабілізацію частоти обертання відповідно до заданого закону управління, який дозволяє працювати в режимі роботи генератора, як при постійній так і при змінній частоті обертання, в тому числі і при роботі в режимі реверса, що важливо для механічних споживачів. Вітроенергоагрегат може застосовуватися як у малих так і у великих фермерських господарствах для живлення електричних і механічних систем.

Висновок: гідросистема підсилювача крутного моменту дозволяє покращити характеристики гідропідсилювача, а саме зменшити зону нечутливості та збільшити жорсткість привода в зоні порівняно низьких навантажень, збільшити допустиму швидкість слідкування та швидкості переміщень у неслідуючому режимі. Математична модель та структурна схема дозволяють, користуючись методами теорії автоматичного управління, визначити якість гідропідсилювача по перехідним або частотним характеристикам відносно управляючого або збурювального сигналів, а також створюють можливість розробки автоматичних систем з наперед заданими показниками якості[4].

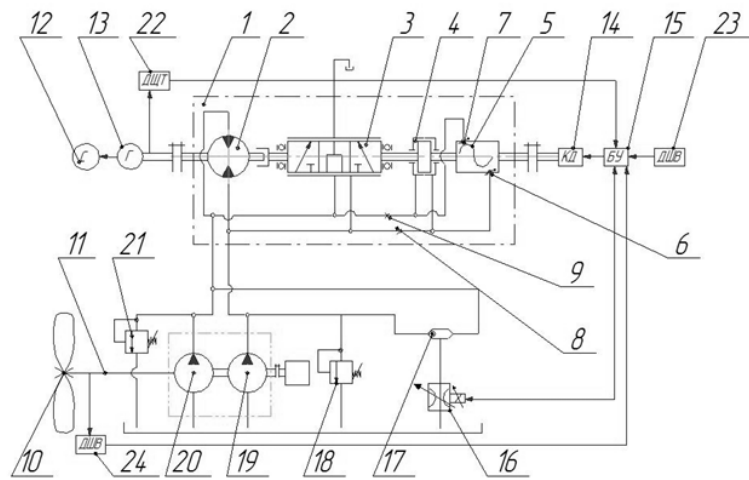


Рис. 4. Приклад застосування гідропідсилювача у системі вітроенергоагрегата

Аннотация. Разработана новая конструкция двухкаскадного гидроусилителя крутящего момента с двумя насосами и большим коэффициентом усиления. Такая конструкция позволяет обеспечивать привод объекта как в следящем режиме работы, так и быстрые перемещения (быстрой подвод, отвод и др.). объекта в неследящем режиме без наведения в гидросистему дополнительной гидроаппаратуры. Представлены нелинейная математическая модель и структурная схема гидроусилителя. Приведенный анализ гидросистемы.

Ключевые слова: гидроусилитель, гидромотор, золотник, гидрораспределитель, структурная схема

Abstract. The purpose of the article - to develop a mathematical model and block diagram of nonlinear control systems, which are algorithms of dynamic characteristics and basis of calculation and to analyze the new hydraulic system

Design/methodology/approach: The new design of hydraulic system two-stage hydraulic torque by changing the structural elements and connections to ensure the improvement of its dynamic characteristics and indicators of process control [4]. Developed hydraulic torque amplifier ensures drive object as in tracking mode and fast moving (fast carts, disqualification, etc.). Object no tracking mode without entering into hydraulic system additional hydraulic.

Conclusion: The hydraulic torque amplifier allows to improve the hydraulic characteristics, namely to reduce area and increase the rigidity nechuttyevosti drive in the zone of relatively low pressures, increase allowable speed and velocity tracking movements in neslidkuyuchomu mode. Mathematical model and block diagram allows, using the methods of the theory of automatic control, the quality of hydraulic transition or frequency characteristics relative to managing or perturbation signals, and create the possibility of developing automated systems with predetermined quality indices [4].

Keywords: hydraulic booster, hydraulic motor, valve, directional control valve, block diagram

1. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник, –3-е изд. перер. и допол. М.,Машиностроение, 1995г, 485с.
2. Лисенко В.С., Буслов В.К., Аналіз математичної моделі гідропідсилювача крутного моменту Вісник НТУУ «КПІ», серія «Машинобудування» № 58, 2010р.
3. Лисенко В.С., Буслов В.К., Муращенко Є.Г. Конструкція та математична модель гідропідсилювача крутного моменту Вісник НТУУ «КПІ», серія «Машинобудування» №61 , т.2, К. 2011. С.160-163.
4. Гидравлический следящий привод, под ред. В.А.Лешенко, М., Машиностроение, 1968, ст 554.
5. Пат. №62938 України , МПК(2011.01) F15B 9/00 Гідравлічний підсилювач крутного моменту/ Лисенко В.С., Буслов В.К., Пугач І.О., Цибрій Ю.О.; заявник та патентовласник Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» - № 2011 01175 ;заявл. 02.02.2011; опубл. 26.09.2011: бюл.№18

REFERENCES

1. Sveshnikov V.K. Stanochnye gidroprivody: Spravochnik, –3-e izd. (Machine Drives: A Handbook) Moscow, Mashinostroenie, 1995, 485p.
2. Lisenko V.S., Buslov V.K., Analiz matematichnoi modeli gidropidsiljuvacha krutnogo momentu (Journal of Mechanical Engineering of NTUU «KPI»,) no 58, 2010.
3. Lisenko V.S., Buslov V.K., Murawenko E.G. Konstrukcija ta matematichna model' gidropidsiljuvacha krutnogo momentu (Journal of Mechanical Engineering of NTUU «KPI»,) no 61, t.2, 2011. P.160-163.
4. Gidravlicheskiy sledjajij privod (The hydraulic servo actuator), pod red. V.A.Lewenko, Moscow, Mashinostroenie, 1968, p 554.
5. Lisenko V.S., Buslov V.K., Pugach I.O., Cibrij Ju.O.; Gidravlichnij pidsiljuvach krutnogo momentu [Hydraulic twisting moment power]. Patent Ukrainy no 62938; zajavn. A. 26.09.2011