

## МОДЕЛЮВАННЯ, ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМІВ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ РОБОТІВ

*АНОТАЦІЯ. Наведені моделі, що дозволяють підвищити якість регулювання перехідних процесів та оптимізувати режими руху механізмів систем автоматичного регулювання будівельних роботів.*

*Ключові слова: моделювання, якість, перехідні процеси, регулювання, оптимізація, режими руху, механізми, системи автоматичного регулювання, будівельні роботи.*

*АННОТАЦИЯ. Приведены модели, позволяющие повысить качество регулирования переходных процессов и оптимизировать режимы движения механизмов систем автоматического регулирования строительных роботов.*

*Ключевые слова: моделирование, качество, переходные процессы, регулирование, оптимизация, режимы движения, механизмы, системы автоматической регулирования, строительные работы.*

*SUMMARY. Models allowing to promote quality of adjusting of transitional processes and optimize the modes of motion of mechanisms of the systems of automatic control of building robots are resulted.*

*Keywords: modeling, fidelity, transitional processes, optimization, modes of motion, mechanisms, the systems of automatic are adjusting, building works.*

---

**Постановка проблеми.** Сучасний розвиток будівельної техніки, зокрема, будівельних роботів, потребує постійного підвищення вимог до якості і точності їх функціонування. Для здійснення високоточних рухів будівельних роботів їх позиційні приводи повинні забезпечувати широкий діапазон регулювання подач, а також точність позиціонування у долях міліметрів. Електричні приводи не завжди задовольняють цим вимогам, особливо за частою зміною величини і знаку швидкості руху виконавчих органів.

Використання електрогідравлічних приводів з гідроциліндром дозволяє сумістити у одному вузлі за мінімальної кількості деталей (корпус гідроциліндра – поршнева група) функції двигуна і направляючого пристрою. Крім того, реалізація контролю положення руки робота, захоплюючого пристрою на штоку, дає унікальну можливість створення привідних механізмів, у котрих напрям дії навантаження, рушійна сила, а також направляюча та вимірювальна осі розміщені на одній лінії [2]. Дослідження та розробки таких приводів з електрогідравлічними підсилювачами чи кроко-

вими перетворювачами проводились у [3,4].

**Огляд літератури за темою дослідження.** Математичні основи теорії автоматичного регулювання, у т.ч. електроприводів, викладені у роботі [1]. Проблема точності відтворення гідравлічних приводів для прецизійних приладів (верстатів) розглянуті та всебічно досліджені у роботах [2 - 8]. Проте у вказаних роботах відсутні дослідження, які були б присвячені моделюванню та підвищенню якості перехідних процесів, оптимізації режимів руху механізмів систем автоматичного регулювання (будівельних роботів, зокрема).

**Мета даної роботи** полягає у викладенні деяких результатів дослідження замкнених гідромеханічних систем, що входять у електрогідравлічні/електромеханічні приводи подач прецизійних роботизованих комплексів, маніпуляторів, які використовуються у будівельних технологіях. При цьому використані критерії оптимізації, викладені у [9].

**Виклад основного матеріалу.***1. Дослідження прецизійних слідкуючих гідроприводів.*

За процес функціонування на приводи подачі прецизійних роботів діють сили тертя та інші складові зусиль впливу на зовнішнє середовище, предмети, з якими відбувається взаємодія. Причому останні можуть бути значно нижче сил тертя. Для зниження сил тертя краще використовувати диференціальний гідроциліндр, який має меншу кількість ущільнюючих пристроїв.

Інколи за допомогою спеціальних пристроїв у роботі/маніпуляторі створюють вібрації, які можуть полегшувати, процес різання роботом певного матеріалу, а також для отримання високоточних, якісних профільованих поверхонь. При цьому неминуче виникають паразитні коливання інших частот, які знижують якість вібраційних рухів високоточних роботів.

Для керування гідромеханічними слідкуючими системами, зазвичай, використовуються чотирьох-, двох- та однокромочні дроселюючі розподільники. Найбільшу точність відслідковування та гідравлічну жорсткість забезпечують слідкуючі системи з чотирьохкромочними розподільниками, але їх виготовлення значно дорожче. Залежності коефіцієнту підсилення за швидкістю від навантаження для систем з чотирьох- та двохкромочними розподільниками при їх незначних навантаженнях приблизно однакові й у два рази вищі, за однокромочних. Гідравлічна жорсткість систем з двокромочними розподільниками складає 50% від аналогічної величини систем з чотирьохкромочними розподільниками [5].

Ще однією важливою характеристикою слідкуючої системи є величина зони нечутливості, яка, зокрема, зв'язана з перекриттям дроселюючих щілин. Найменша величина зони нечутливості буде за нульового перекриття, але це технологічно складно забезпечити.

Слід зазначити, що при наявності у робочій рідині забруднень, які співвимірні з малими прохідними перерізами, спостерігаються періодичні коливання слідкуючої системи. Швидкісна похибка системи з нульовим перекриттям за малих відхилень від

положення рівноваги більше, ніж у випадку від'ємного перекриття (проточний дроселюючий розподільник). Крім того, неперервний (турбулентний) потік рідини у проточному розподільнику дає більш постійну рівновагу температури між гідродвигуном й робочою рідиною у системі, стабілізуючи теплові деформації. Система стає нечутливою до забруднень робочої рідини.

Рівняння статичної характеристики системи з диференціальним гідроциліндром та двокромочним дроселюючим розподільником буде:

$$\bar{v} = 0,5 \left[ \begin{array}{l} (1 + i\bar{\epsilon} + c\bar{F}) \cdot \sqrt{1 - \bar{F}} - \\ - (1 + i\bar{\epsilon} - c\bar{F}) \cdot \sqrt{1 + \bar{F}} \end{array} \right], \quad (1)$$

де  $\bar{v}$  – відносна швидкість;  $\bar{\epsilon}$  – відносна розбіжність;  $\bar{F}$  – відносне навантаження;  $i$  – передавальне відношення кінематичної передачі керуючого сигналу;  $c$  – постійний коефіцієнт, який враховує жорсткість мембрани.

Аналізуючи математичну модель слідкуючої системи, що розглядається, отримаємо рівняння:

$$A_4 \cdot \frac{d^4 x}{dt^4} + A_3 \cdot \frac{d^3 x}{dt^3} + A_2 \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + A_1 \cdot \frac{dx}{dt} + x = 0, \quad (2)$$

де  $x$  – поточна координата переміщення виконавчого органа системи;  $A_1, A_2, A_3, A_4$  – коефіцієнти, які зв'язані з постійними часу ланцюгів системи, та їх коефіцієнтами підсилення.

У прецизійних приводах будівельних роботів важливо не тільки забезпечити стійкість слідкуючої системи, але і отримати перехідний процес з невеликим значенням коливальності та малим перерегулюванням. У особливих випадках перерегулювання повинне бути відсутнім. Стійкість є необхідною, але недостатньою умовою працездатності. Достатньою умовою є якість процесів регулювання, яка оцінюється якістю перехідних процесів та похибками в усталених режимах. До основних показників якості перехідних процесів відносяться: час регулювання, перерегулювання, основна частота коливань, кількість коли-

вань, максимальна швидкість та максимальне прискорення регульованої величини.

Для оцінки якості як коливних, так і монотонних перехідних процесів гідросистем можна використати так звану покращену квадратичну оцінку [6]:

$$I_{21} = \int_0^{\infty} [x^2(t) + \tau_1^2 \cdot \dot{x}^2(t)] dt, \quad (3)$$

де  $\tau_1$  – постійна величина (для надання визначеності інтегральній оцінці величину  $\tau_1$  задають за необхідним часом  $\tau_p$  регулювання), тобто:

$$\frac{\tau_p}{6} < \tau_1 < \frac{\tau_p}{3}. \quad (4)$$

Якщо прийняти за вхідний вплив одиночний ступінчатий сигнал, то після перетворень із врахуванням припущень вираз (3) може бути поданий у наступному виді:

$$I_{21} = 0,5 \cdot \left\{ \begin{array}{l} A_1 + \frac{A_4}{A_3} + \frac{(A_2 A_3 - A_1 A_4)}{A_3} \times \\ \times \left[ \frac{(A_3 \tau_1^2 + A_2 A_3 - A_1 A_4)}{A_1 A_2 A_3} - \right. \\ \left. - A_1^2 A_4 - A_3^2 \right] \end{array} \right\}. \quad (5)$$

При підстановці у (5) значень постійних часу та коефіцієнтів підсилення слідкуючої системи можна по черзі шукати значення інтегральної оцінки  $I_{21}$  за конструктивних параметрів слідкуючої системи, які цікавлять розробника. Такими параметрами є, наприклад, діаметр золотника дроселюючого розподільника, коефіцієнт тертя у направляючих робочого органа, жорсткість пружного елемента ланцюга зворотного зв'язку за навантаженням.

Відомо, що мінімум інтегральної оцінки  $I_{21}$  може відповідати наближенню перехідного процесу слідкуючої системи до деякого експоненціального процесу з постійною часу  $\tau_1$ .

При моделюванні на ПЕОМ, коли параметри слідкуючої системи були обрані з умов отримання мінімальної величини  $I_{21}$ , перехідний процес мав аперіодичний характер (рис. 1), що підтверджує правильність

виразів, отриманих для обчислення інтегральної оцінки. Розроблена програма обчислень інтегралу  $I_{21} = I_{\min}$  для слідкуючих гідросистем, де використовуються чотириох-, двох- та однокромочні дроселюючі розподільники. Порівняння приводів показало, що найбільшу стійкість і найкращі показники якості при дії збурень малого порядку забезпечить система з двокромочним розподільником, що співпадає з висновками роботи [3].

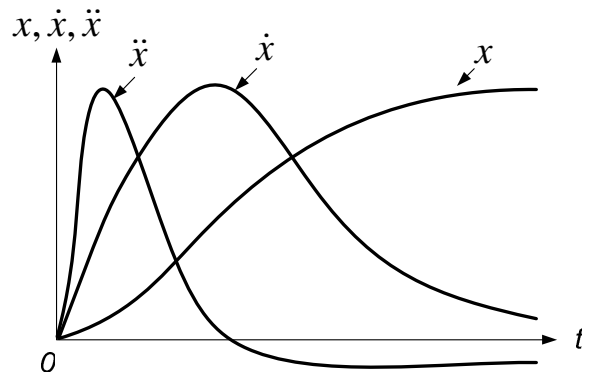


Рис.1. Приклад перехідного процесу на виході слідкуючої системи при подачі ступінчатого вхідного сигналу:  
 $x$  – переміщення,  $\dot{x}$  – швидкість,  
 $\ddot{x}$  – прискорення

Керування електрогідравлічними приводами може здійснюватись із застосуванням методів теорії збурення, де більш складний зворотний зв'язок формується із врахуванням сигналу, який відображає поточну величину сили тертя [7].

2. Математична модель електромашинного підсилювача, який працює на виконавчий двигун постійного струму з незалежним збудженням.

У роботі [1] наведена принципова схема включення електромашинного підсилювача (ЕМП) й двигуна постійного струму з незалежним збудженням (рис. 2). На цій схемі прийняті позначення: ПД – приводний двигун ЕМП; ВД – виконавчий двигун; ОЗ – обмотка збудження ВД; КО – компенсаційна обмотка ЕМП;  $R_f$  – реостат, який шунтує КО; ОК – обмотка керування.

Електромашинний підсилювач є електрична машина постійного струму. Вони застосовуються при конструюванні будівельних роботів. У пазах ЕМП розміщені обмо-

тки керування й компенсаційна обмотка. Ротор ЕМП приводиться до обертового руху приводним двигуном. У якості приводного двигуна, як правило, використовується асинхронний трьохфазний двигун. У ЕМП сукупного виконання приводний двигун зібраний у одному корпусі з генератором. На колекторі ротора ЕМП встановлені дві пари щіток – на поздовжній осі й на поперечній. Щітки на поперечній вісі замкнені накоротко.

за амплітудою. Але поперечні щітки ЕМП замкнені накоротко, і тому струм у поперечному ланцюгу  $I_d$ , незважаючи на незначну величину е.р.с., буде значним. Цей струм викликає великий магнітний потік  $\hat{O}_d$ , спрямований впоперек поперечної осі. Потік  $\hat{O}_d$  наводить у обмотці ротора електрорушійну силу  $E_2$ , яка знімається щітками, розміщеними впоперек поздовжньої осі. Потік  $\Phi_y$ , створений струмом навантажен-

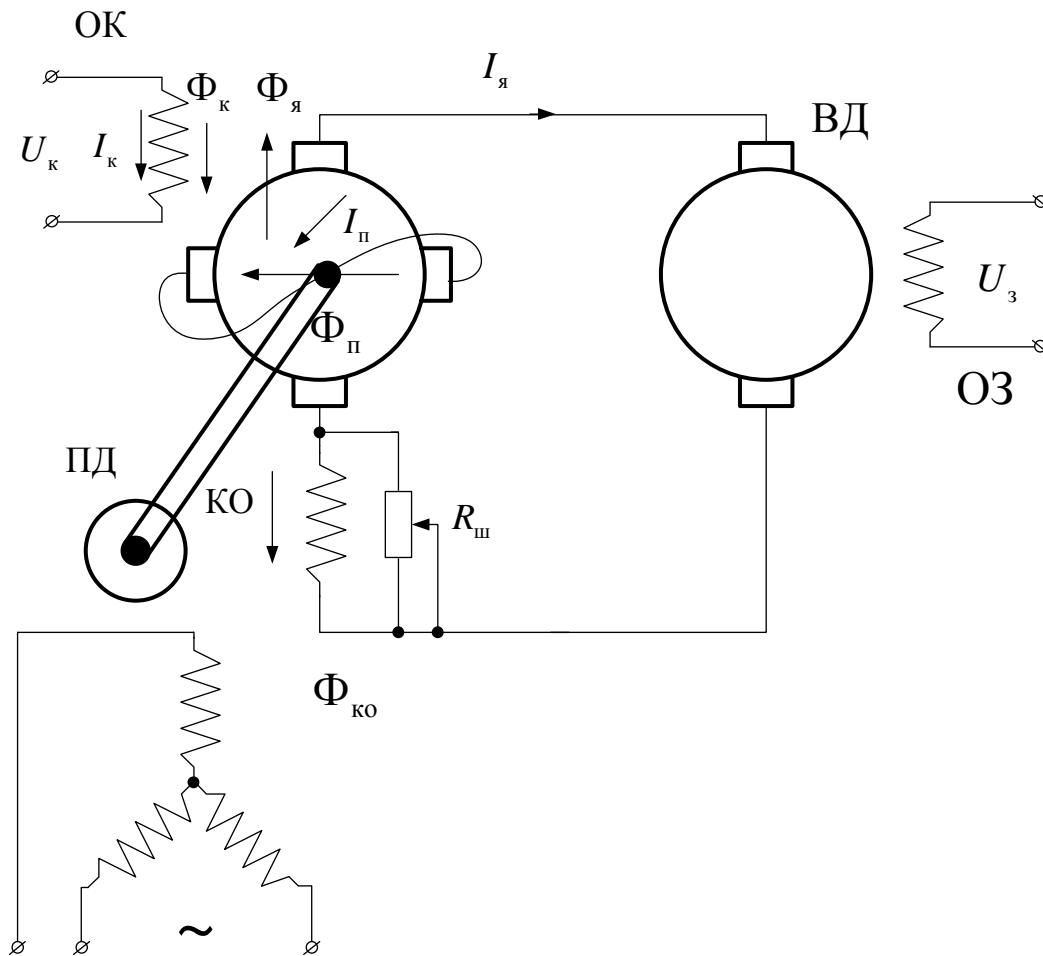


Рис. 2. Принципова схема включення ЕМП й двигуна постійного струму з незалежним збудженням

При подачі напруги  $U_k$  на обмотку керування ЕМП виникає магнітний потік  $\Phi_k$  обмотки керування. Магнітний потік невеликий та пропорційний струму  $I_k$  у обмотці керування. Оскільки ротор ЕМП обертається з постійною швидкістю, то у його обмотці наводиться під впливом потоку керування е.р.с.  $E_1$ , яка також невелика

ня  $I_y$ , спрямований проти потоку  $\Phi_k$  обмотки керування. Для компенсації цього потоку у поздовжньому ланцюгу розміщена компенсаційна обмотка. Величина  $\hat{O}_{e1}$ , а відповідно, й ступінь компенсації, регулюється за допомогою реостату  $R_f$ .

Диференціальне рівняння ЕМП при його роботі сумісне з двигуном постійного стру-

му незалежного збудження, можна отримати для лінеаризованої характеристики холостого ходу ЕМП [1]. При цьому вказана характеристика може бути прийнята лінійною до тих пір й для значень  $I_k$ , за яких настає насичення магнітної системи підсилувача.

Лінеаризоване диференціальне рівняння ЕПМ-ВД у відхиленнях від усталеного стану має вид:

$$T_M T_{я} T_k T_{п} \cdot \frac{d^4(\Delta\omega)}{dt^4} + (T_M T_{я} T_k + T_M T_{я} T_{п} + T_M T_k T_{п}) \cdot \frac{d^3(\Delta\omega)}{dt^3} + (T_M T_{я} + T_M T_k + T_M T_{п} + T_k T_{п}) \cdot \frac{d^2(\Delta\omega)}{dt^2} + (T_M + T_k + T_{п}) \cdot \frac{d(\Delta\omega)}{dt} + \Delta\omega = k_{п} \Delta U_{п} - k_f \cdot \left[ \begin{array}{l} T_k + T_{я} + T_{п} \cdot \frac{d^3(\Delta M_O)}{dt^3} + (T_k T_{я} + T_k T_{п} + T_{я} T_{п}) \cdot \frac{d^2(\Delta M_O)}{dt^2} + (T_k + T_{я} + T_{п}) \cdot \frac{d(\Delta M_O)}{dt} + \Delta M_O \end{array} \right] \quad (6)$$

У рівнянні прийняті позначення:  $t$  – час;  $\Delta\omega$  – відхилення швидкості обертання вала двигуна;  $\Delta M_O$  – відхилення моменту опору обертанню вала двигуна від усталеного значення;  $T_M = \frac{r_{я} \cdot I}{k_M \cdot k_{\omega}}$  – механічна постійна часу двигуна;  $T_k = \frac{L_k}{r_k}$  – постійна часу ланцюга керування;  $T_{п} = \frac{L_{п}}{r_{п}}$  – постійна часу поперечного ланцюга;  $T_{я} = \frac{L_{я}}{r_{я}}$  – постійна часу якірних ланцюгів ЕМП-ВД;  $k_{п} = \frac{k_1 \cdot k_2}{r_k \cdot r_{п} \cdot k_{\omega}}$  – передавальний коефіцієнт (коефіцієнт підсилення) ЕМП за керуючим впливом;  $k_f = \frac{r_{я}}{k_M \cdot k_{\omega}}$  – передавальний коефіцієнт ЕМП за збуджуючим впливом;  $J$  – момент інерції частин, що обертаються, приведений до валу двигуна;  $k_{\omega}$  – коефіцієнт пропорційності між проти е.р.с. двигуна й швидкістю обертання його вала;  $k_M$  – коефіцієнт пропорційності між обертальним моментом двигуна й струмом у

якірному ланцюгу;  $L_k, L_{п}, L_{я}$  – індуктивності відповідно ланцюга керування, поперечного ланцюга й ланцюга якорів ЕМП-ВД;  $r_k, r_{п}, r_{я}$  – опори відповідно ланцюга керування, поперечного ланцюга й ланцюга якорів ЕМП-ВД;  $k_1$  й  $k_2$  – кутові коефіцієнти дотичних, проведених до кривих  $E_1 = f_1(I_k)$  й  $E_2 = f_2(I_{п})$ , де  $E_{1,2}$  – визначаються з співвідношень:

$$E_1 = I_{п} \cdot r_{п} + L_{п} \cdot \frac{dI_{п}}{dt}; \quad (7)$$

$$E_2 = I_{я} \cdot r_{я} + L_{я} \cdot \frac{dI_{я}}{dt} + k_{\omega} \cdot \omega,$$

де  $I_{я}, I_{п}$  – струми ланцюга якорів ЕМП-ВД, поперечного ланцюга відповідно;  $I_k$  – струм ланцюга керування;  $\Delta U_k$  – відхилення напруги у ланцюгу керування від усталеного стану.

При  $k_k = k_f = 0$ , або при  $\Delta U_k = 0$ ,  $\Delta M_O = 0$  замість (6) отримаємо диференціальне рівняння для  $\Delta\omega$  типу (2), причому:

$$\begin{cases} \Delta\omega \equiv x; A_4 = T_M \cdot T_{я} \cdot T_k \cdot T_{п}; \\ A_3 = (T_M \cdot T_{я} \cdot T_k + T_M \cdot T_{я} \cdot T_{п} + T_M \cdot T_k \cdot T_{п}); \\ A_2 = (T_M \cdot T_{я} + T_M \cdot T_k + T_M \cdot T_{п} + T_k \cdot T_{п}); \\ A_1 = (T_M + T_{п} + T_k). \end{cases} \quad (8)$$

Тому аналіз, проведений для прецизійних слідкуючих гідроприводів у цьому випадку справедливий і для ЕМП-ВД й може стати у нагоді при визначенні якості перехідних процесів останнього.

Враховуючи ту обставину, що у (3) виразі під знаком інтеграла стоять додатні величини, мінімальне значення  $I_{21} = 0$ . Тоді можна, використовуючи (5), обчислити через коефіцієнти  $A_i, i = \overline{(1,4)}$ , величину  $\tau_1^*$ , яка дозволяє реалізувати  $\min I_{21} = 0$ . Її можна знайти зі співвідношення:

$$\tau_1^* = \left\{ \begin{array}{l} -A_2 + \frac{A_1 A_4}{A_3} + \frac{A_1 A_2 A_3}{(A_2 A_3 - A_1 A_4)} \\ \frac{(A_1^2 A_4 + A A_3^2) \cdot (A_2 A_3 - A_1 A_4)}{A_3} \\ -A_1 - \frac{A_4}{A_3} \end{array} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

Якщо для ЕМП-ВД постійна поперечно-го ланцюга мала порівняно з іншими постійними часу і нею можна знехтувати, тоді:

$$\begin{aligned} A_4 &= 0; A_3 = T_m \cdot T_y \cdot T_k; \\ A_2 &= T_m \cdot T_y + T_m \cdot T_k; A_1 = T_m + T_k. \end{aligned} \quad (10)$$

Для  $\tau_1^*$  у цьому випадку будемо мати:

$$\tau_1^* = \left\{ -A_2 + A_1 \cdot [A_2 A_3 - A_1] \right\}^{\frac{1}{2}}. \quad (11)$$

### Висновки

1. У результаті проведених досліджень визначені особливості роботи електрогидравлічних слідкуючих приводів будівельних роботів, які використовуються для виконання прецизійних рухів останніх.
2. Виконана порівняльна оцінка замкнених гідромеханічних систем з чотирьох-, двох- та однокромочними дроселюючими розподільниками. Зазначено, що найбільшу надійність у роботі забезпечують гідросистеми з проточними розподільниками.
3. Введення зворотного зв'язку по навантаженню дозволяє зберігати постійну швидкість при коливаннях збурюючих сил.
4. Для вибору гідромеханічних систем із заданими показниками якості використана покращена квадратична оцінка.
5. Встановлені основні особливості перехідних процесів, які виникають у ЕМП-ВД будівельних роботів. За допомогою наведеної у роботі квадратичної оцінки та критерію якості руху системи за перехідний період встановлена оптимальна тривалість вказаного періоду, яка мінімізує цю оцінку ( $\tau_1^*$ ).
6. Встановлено, величина ( $\tau_1^*$ ) залежить не тільки від необхідного часу регулювання  $t_p$  перехідних процесів у ЕМП-ВД, але й від коефіцієнтів ( $A_i, i = \overline{1,4}$ ), які зв'язані з постійними часу ланцюгів системи та їх коефіцієнтами підсилення.
7. Отримані у роботі результати можуть у подальшому бути використані для вдосконалення та уточнення існуючих інже-

нерних методів розрахунку систем автоматичного регулювання будівельних роботів та маніпуляторів.

### Література

1. *Иванов И.А. и др.* Математические основы теории автоматического регулирования. – М.: Высшая школа, 1971. – 808 с.
2. *Иванов Г.М.* Устройства электрогидравлической сервотехники. – М.: СТИН, 1996. – №1. – С. 3-7.
3. *Коробочкин Б.Л.* Выбор типа электрогидравлического привода для сверхпрецизионных станков. – М.: СТИН, 1994. – №3. – С. 10-13.
4. *Тихенко В.Н.* Исследование точности воспроизведения гидравлического следящего привода // Труды Одесского государственного политехнического ун-та. – Одесса, 2000. – Вып.2 (11). – С. 19-22.
5. *Федорец В.А., Педченко М.Н., Пичко А.Ф., Пересадыко Ю.В., Лысенко В.С.* Гидроприводы и гидроавтоматика станков. – К.: Вища школа, – 1987. – 375 с.
6. *Тихенко В.Н., Гнатюк А.П., Волков А.А.* Использование интегральных оценок качества при разработке следящих гидроприводов с обратными связями по нагрузке // Праці Міжнар. наук. – техн.. конф. «Прогресивна техніка і технологія машинобудування, приладобудування і зварювального виробництва». – К.: НТТУ «КПІ», 1998. Т.1.– С. 86-89.
7. *Тихенко В.Н.* Управление следящим гидроприводом на основе методов теории возмущений // Вестник Национального техн. ун-та Украины. – К.: НТТУ «КПІ», 2002. – Вып. 42. – С. 150-152.
8. *Тихенко В.Н.* Исследование прецизионных следящих гидроприводов // Промислова гідрравліки і пневматика. – Вінниця: ВНПТУ, 2005. – №1(7). – С. 75-77.
9. *Бронштейн И.Н., Семендяев К.А.* Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. – М.: Наука, 1986. – 544с.

Рецензент: В.С. Ловейкін, д-р.т.н., проф.  
(КНУБА)

Отримано: 21.09.2009р.