УДК 62-83:621.3 DOI https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2025.3.1.12

І. М. ЗАДОРОЖНЯ
кандидат технічних наук, доцент,
доцент кафедри електромеханічних систем автоматизації
Донбаська державна машинобудівна академія
ORCID: 0000-0002-7822-3517

М. О. ЗАДОРОЖНІЙ
кандидат технічних наук, доцент,
доцент кафедри електромеханічних систем автоматизації
Донбаська державна машинобудівна академія
ORCID: 0000-0003-0957-9998

# УДОСКОНАЛЕННЯ ДИНАМІКИ В ЕЛЕКТРОПРИВОДІ ЗА УМОВ ДОДАТКОВИХ ЗВОРОТНИХ ЗВ'ЯЗКІВ ПРИ РЕАЛІЗАЦІЇ ЕФЕКТУ РЕЗОНАНСНОЇ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ

*В роботі розглянуто актуальну задачу визначення оптимальних параметрів електромеханічних систем технологічних машин для вдосконалення їх динаміки за критерієм мінімуму коливальності перехідних процесів. Показано, що параметри визначаються закономірностями електромеханічного взаємозв'язку, що дозволяє використовувати безпосередньо електропривод в якості динамічного демпферу пружних механічних коливань.*

*Традиційні методи синтезу орієнтовані на використання класичних оптимізаційних алгоритмів, що спрямовані на мінімізацію реакції електроприводу при дії пружних коливань. Фокус досліджень роботи зосереджений на тому, що електромеханічні системи необхідно розглядати з позицій взаємодії коливань в електромагнітній та механічній підсистемах електроприводу.*

*Згідно закономірностям ефекту резонансної електромеханічної взаємодії процесів у електромагнітній та механічній підсистемах приводу пропонується використовувати узагальнені показники. Дослідження доводить, що при оптимізації параметрів електроприводів за критерієм мінімуму коливальності основних координат налаштування системи автоматичного керування потрібно виконувати з урахуванням ефектів резонансної електромеханічної взаємодії при введенні додаткових зворотних зв'язків.*

*Отримав подальший розвиток метод синтезу електроприводу з активним демпфуванням пружних механічних коливань, що досягається вибором відповідного співвідношення параметрів додаткового зворотного зв'язку за швидкістю електродвигуна за умов резонансної електромеханічної взаємодії.*

*Реалізація запропонованих оптимальних розрахункових співвідношень для налаштування системи автоматичного керування електроприводом передбачає компенсацію впливу пружних сил інерційними, що може бути рекомендовано для використання в інженерній практиці при проєктуванні електроприводів технологічних машин.*

***Ключові слова:*** *електропривод, електромеханічна система, пружні механічні коливання, динамічні навантаження, демпфування, двомасова система, система автоматичного керування, додатковий зворотний зв'язок, взаємозв'язок, взаємодія, узагальнені показники.*

I. M. ZADOROZHNIA
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor,
Associate Professor at the Department of Electromechanical Automation Systems
Donbass State Engineering Academy
ORCID: 0000-0002-7822-3517

M. O. ZADOROZHNII
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor,
Associate Professor at the Department of Electromechanical Automation Systems
Donbass State Engineering Academy
ORCID: 0000-0003-0957-9998

© Задорожня І. М., Задорожній М. О., 2025
Стаття поширюється на умовах ліцензії CC BY 4.0

# IMPROVEMENT OF DYNAMICS IN ELECTRIC DRIVES UNDER CONDITIONS OF ADDITIONAL FEEDBACK LOOPS WHEN IMPLEMENTING THE EFFECT RESONANT ELECTROMECHANICAL INTERACTION

*The decision of actual problem of determining the optimal parameters of electromechanical systems of technological machines for improving their dynamics according to the criterion of minimum oscillation of transient processes. It is shown that the parameters are determined by the laws of electromechanical interaction, which allows the direct use of the electric drive as a dynamic damper of elastic mechanical vibrations.*

*Traditional synthesis methods focus on the use of classical optimization algorithms aimed at minimizing the response of the electric drive under the action of elastic vibrations. The focus of the research is on the fact that electromechanical systems must be considered from the perspective of the interaction of vibrations in the electromagnetic and mechanical subsystems of the electric drive.*

*According to the regularities of the resonance effect of electromechanical interaction of processes in the electromagnetic and mechanical subsystems of the drive, it is proposed to use generalized indicators. The study proves that when optimizing the parameters of electric drives according to the criterion of minimum oscillation of the main coordinates of the automatic control system,it is necessary to take into account the effects of resonant electromechanical interaction when introducing additional feedback.*

*The method of synthesizing an electric drive with active damping of elastic mechanical vibrations has been further developed. This is achieved by selecting the appropriate ratio of additional feedback parameters for the speed of the electric motor under conditions of resonant electromechanical interaction.*

*The proposed optimal calculated ratios for tuning the automatic control system of the electric drive, which provide for compensation of the influence of elastic forces by inertial forces, can be recommended for use in engineering practice when designing electric drives for technological machines.*

***Key words:*** *electric drive, electromechanical system, elastic mechanical oscillations, dynamic loads, damping, two-mass system, automatic control system, additional feedback, relationship, interaction, generalized indicators.*

## Постановка проблеми

Наявність пружних механічних коливань, що істотно впливають на динамічні режими функціонування електроприводів (ЕП) технологічних машин різних галузей промисловості, які супроводжуються виникненням додаткових навантажень на елементи виконавчих механізмів, спричиняють зниження довговічності та точності позиціонування, не зважаючи на постійне вдосконалення елементної бази систем керування, суттєві досягнення в сфері обчислювальної та вимірювальної техніки на тлі революційних змін в ІТ-секторі, залишаються нагальною проблемою.

З аналізу численних робіт з дослідження динаміки ЕП з пружним зв'язком ще на початковому етапі вдосконалення характеристик і функціональних можливостей ЕМС виявилися і виявляються специфічні властивості та негативні якості елементів систем [1–8]. Наявність коливальних процесів в електромеханічних системах (ЕМС), які є причиною прояву додаткових динамічних навантажень, надлишкогого теплового завантаження електричного обладнання, ускладнює технічні можливості досягнення високої точності руху, що є критично важливим для сучасних технологічних машин у галузях обробки матеріалів, робототехніки, пакувального обладнання та автоматизованих виробничих комплексів.

Пікові динамічні навантаження в перехідних процесах багаторазово перевищують статичні, знакозмінні складові моментів сил пружності скорочують термін служби деталей передач за зносом та витривалістю. Пружні механічні коливання є причиною погіршення показників точності регулювання координат ЕП, а також невідповідності дійсних умов руху робочого органу заданим законами. При впливі моменту електродвигуна на пружну механічну підсистему ЕП також виникають коливальні процеси, які сприяють збільшенню максимальних навантажень ЕП, при цьому рішення з обмеження динамічних навантажень шляхом коригування саме швидкісних режимів машини призводить до істотного зниження продуктивності.

Безумовно при проектуванні та експлуатації ЕП технологічних машин важливим завданням є визначення фактичних динамічних навантажень електричного та механічного обладнання, що потребує врахування взаємозв'язку й взаємного впливу на динаміку ЕМС пружних коливань у механічній підсистемі (МП) та процесів в електромагнітній підсистемі (ЕМП) відносно високої швидкодії [1, 2, 9].

Використання ж специфічних особливостей електромеханічної взаємодії підсистем ЕП дозволяє досягати граничного ступеня демпфування пружних коливань [3]. При цьому необхідно в рамках проєктних процедур спочатку приділити увагу визначенню структури та параметрів ЕП, вибору налаштувань системи керування, а далі здійснити оптимізацію електромеханічного зв'язку, що забезпечить ефект посилення демпфування пружних коливань та істотного зниження рівня динамічних навантажень і часу їх дії на електричне і механічне обладнання ЕП. Слід зауважити, що впливати на коливальність процесів можливо шляхом вибору відповідної динамічної жорсткості механічної характеристики ЕП, а також за рахунок формування процесів електромеханічної взаємодії з компенсацією дії пружних сил інерційними [10].

Таким чином, проблема удосконалення динамічних якостей ЕП технологічних машин за рахунок мінімізації впливу пружних механічних коливань, що зумовлена сучасними вимогами до підвищення продуктивності, енергоефективності та надійності промислових систем, не втрачає свої актуальності актуальною та вимагає подальших досліджень.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій**

Численні дослідження в контексті реалізації можливостей щодо зменшення впливу пружних механічних коливань на процеси в системі ЕП демонструють наявність різни підходів. Загалом сформувалися та інтенсивно розвиваються напрямки оптимізації параметрів ЕП з метою мінімізації коливальності для випадків дії пружних механічних коливань як зовнішнього збурення за навантаженням, так і реалізації демпфуючої дії електромеханічного зв'язку при взаємодії коливань пружної МП та ЕП.

В рамках першого напрямку ЕП розглядається як єдина система без урахування взаємовпливу механічної та електромагнітної підсистем, при цьому для отримання бажаних характеру протікання перехідних процесів та показників якості застосовуються традиційні методи синтезу [5–8]. При цьому, наприклад, в системах підпорядкованого регулювання (СПР) послідовної корекції та системах регулювання паралельної корекції параметрів ЕП з пружними механічними ланками використання типових критеріїв налаштування регуляторів при сильному електромеханічному зв'язку на «модульний», «лінійний» і «симетричний» оптимуми не є можливим. При інженерних оцінках оптимальності перехідних процесів в теорії автоматичного управління існує метод стандартних форм характеристичних поліномів. Перехідний процес для систем з передавальними функціями, що не мають нулів, матиме заздалегідь задану (бажану, стандартну) форму, що визначається стандартними коефіцієнтами характеристичного полінома, які однозначно декларуються розподілом коренів. Подібний метод простий, обчислювальні процедури для якого легко алгоритмізуються при застосуванні програмних засобів, але він не враховує особливості, що кардинально впливають на властивості ЕП. Зокрема, в більшості випадків метод не забезпечує процесів в складових (окремих) підсистемах ЕМС необхідної якості. Слід додати, що прийнятий розподіл коренів з тих чи інших міркувань при синтезі не пов'язаний з фізичними властивостями пружного об'єкта, при цьому виключаються специфічні (особливі) ефекти процесів взаємодії підсистем і характер впливу на процеси виду зв'язку підсистем.

В рамках другого напрямку ЕП розглядається як динамічний демпфер пружних механічних коливань, проте задача мінімізації динамічних навантажень має розв'язок лише для обмеженого класу технологічних машин, рекомендовані залежності є громіздкими, а заявлені співвідношення характеризуються істотними числовими обмеження, що не дозволяє вважати запропоновані налаштування для систем автоматичного керування (САК) ЕП універсальними [8, 11–13].

**Формулювання мети дослідження**

Дієвим методом синтезу параметрів ЕМС для забезпечення бажаних динамічних властивостей технологічних машин є метод, що передбачає використання демпфувальних можливостей безпосередньо ЕП за умов реалізації ефектів резонансної електромеханічної взаємодії процесів.

Метою дослідження є аналіз процесів демпфування пружних коливань в ЕМС за умов введення додаткового зворотного зв'язку за похідною від швидкості двигуна (гнучкий зворотний зв'язок) для СПР та визначення співвідношень параметрів для САК, що забезпечать формування оптимальних перехідних процесів за критерієм мінімуму коливальності.

**Викладення основного матеріалу дослідження**

Для подальшого дослідження розглядається ЕП з СПР [7, 8, 12] з послідовною корекцією параметрів, відповідно до якої складено узагальнену структурну схему двомасової ЕМС [14], яка відображає властивості ЕП з лінійною механічною характеристикою і фізичні закономірності реальних процесів на основній частоті резонансної електромеханічної взаємодії та представлена на рис. 1 з позначеннями у відносній формі параметрів ($T_{M1}$ – механічна стала часу електродвигуна; $T_{M2}$ – механічна стала часу механізму; $C_{12}$ – значення коефіцієнту жорсткості пружної ланки; $W_{КСТ}$ – передавальна функція контуру регулювання струму; $W_{ЗЗЗ}$ – передавальна функція зворотного зв'язку за похідною від швидкості двигуна; $W_{РШ}$ – передавальна функція контуру регулювання швидкості; $\gamma = (J_1 + J_2)/J_1 = (T_{M1} + T_{M2})/T_{M1}$ – коефіцієнт розподілу наведених моментів інерції електродвигуна $J_1$ та механізму $J_2$ (інерційних мас); $\Omega_{12} = \sqrt{C_{12}(J_1 + J_2)/(J_1 \cdot J_2)}$ – частота вільних коливань двомасової механічної частини ЕП).

На структурній схемі рис. 1 показано, що зворотний зв'язок уводиться або на вхід регулятора швидкості (пунктирна лінія), що дозволяє зберігати переваги СПР за обмеженням струму якоря шляхом обмеження вхідного сигналу регулятора швидкості [10], або на вхід контуру регулювання струму якоря, що більш доцільно з точки зору забезпечення високої швидкодії й фізичного змісту введення в алгоритм регулювання похідною – координати першої маси $d\omega_1/dt$ пропорційної струму якоря двигуна.

Передавальні функції за керівним і збурювальним впливами отримані на підставі структурної схеми, представленої на рис. 1, у відносній формі запису параметрів при реалізації гнучкого зворотного зв'язку

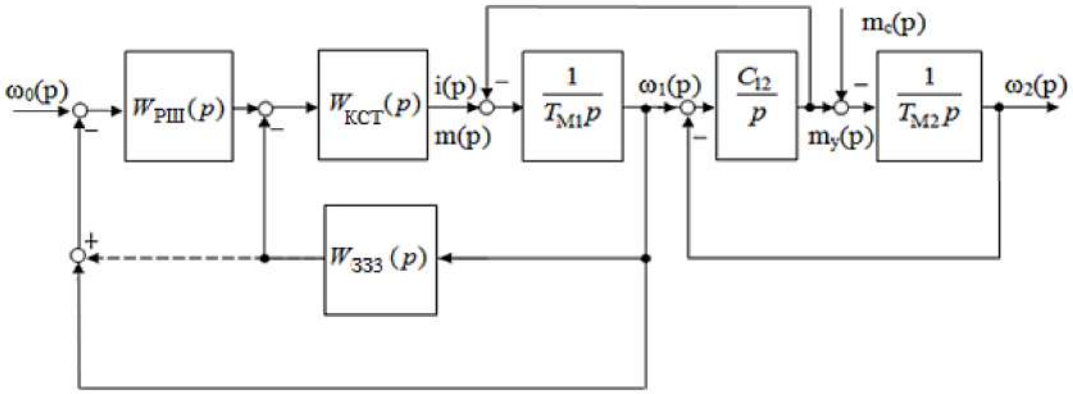


**Рис. 1. Структурна схема СПР ЕП із додатковим зворотним зв'язком за похідною від швидкості двигуна у відносних одиницях**

($W_{333}(p) = T_{01}p$) одержують із допущенням, що контур регулювання струму налаштований на граничну швидкодію з компенсацією впливу проти ЕРС двигуна, а ЕМП є інерційною ланкою з еквівалентною сталою часу $T_{\mu Ш}$ для наступних координат:

$$\left.\begin{aligned} W_{11}(p) &= \frac{\omega_2(p)}{\omega_0(p)} = \frac{K_{РШ}}{Q(p)}, \qquad W_{13}(p) = \frac{m_y(p)}{m_C(p)} = \frac{M(p)}{Q(p)}, \\ W_{12}(p) &= \frac{m(p)}{m_C(p)} = \frac{K_{РШ}}{Q(p)}, \qquad W_{14}(p) = \frac{\omega_2(p)}{m_C(p)} = \frac{N(p)}{Q(p)}. \end{aligned}\right\} \tag{1}$$

де $Q(p)$ – характеристичний поліном

$$Q(p) = T_{M1E}T_{M2}T_{\mu Ш}T_C p^4 + T_{M1E}T_{M2}T_C p^3 + (T_{M1E}T_{\mu Ш} + T_{M2}T_{\mu Ш} + K_{РШ}T_{M2}T_C)p^2 + (T_{M1E} + T_{M2})p + K_{РШ}, \tag{2}$$

де прийнято:
$T_{M1E} = T_{M1} + T_{01}$;
$T_{01}$ – стала часу гнучкого зворотного зв'язку;
$T_C = 1/C_{12}$ – стала часу пружної ланки.
$K_{РШ}$ – коефіцієнт підсилення регулятора швидкості;
$T_{\mu Ш}$ – стала часу контуру регулювання швидкості.

В характеристичному рівнянні (2) можна представити зміну (корекцію) сталої часу електродвигуна новим значенням коефіцієнта розподілу інерційних мас:

$$\gamma_k = \frac{\left[(T_{M1} + T_{01}) + T_{M2}\right]}{T_{M1} + T_{01}} = \frac{T_{M1E} + T_{M2}}{T_{M1E}}. \tag{3}$$

В цьому випадку з урахуванням рівняння (3) і використанням форми нормування [10] узагальнене характеристичне рівняння набуває вигляду:

$$Q_4(p) = \gamma_k K_B T_y^4 p^4 + 2\gamma_k \xi_Д \sqrt{K_B} T_y^3 p^3 + \gamma_k (K_B + 2) T_y^2 p^2 + 2\gamma_k \xi_Д \sqrt{K_B} T_y p + 1, \tag{4}$$

де $K_B$ – коефіцієнт електромеханічної взаємодії; $\xi_Д$ – коефіцієнт демпфування ЕМП; $T_y = 1/W_{12}$ – стала часу пружних механічних коливань.

Характеристичне рівняння (4) описує динамічні властивості ЕМС аналогічно уніфікованій (типовій) структурі (5) [10]

$$Q(p) = \gamma K_B T_y^4 p^4 + 2\gamma \xi_Д \sqrt{K_B} T_y^3 p^3 + \gamma(1 + K_B) T_y^2 p^2 + 2\gamma \xi_Д \sqrt{K_B} T_y p + 1 = 0. \tag{5}$$

При цьому значенням коефіцієнта розподілу інерційних мас γ<sub>k<\sub> (3) в результаті корекції за рахунок введення додаткового зворотного зв'язку за швидкістю двигуна буде меншим від колишнього, фактичного:

$$\gamma < \gamma_k, \tag{6}$$

де $\gamma = (T_{M1} + T_{M2})/T_{M1}$ – фактичний коефіцієнт.

Отже, необхідна комплектація коренів характеристичного рівняння ЕМС із граничним (максимальним) демпфуванням для випадку, коли значення фактичного коефіцієнта розподілу інерційних мас перевищує оптимальне (за мінімумом коливальності):

$$\gamma_k < \gamma_0, \tag{7}$$

досягається корекцією шляхом введення гнучкого зворотного зв'язку за $\omega_1$ зі сталою часу, яка визначається з умови (3) для $\gamma_k < \gamma_0$, при цьому стала часу зворотного зв'язку повинна мати значення:

$$T_{01} = T_{M1}\frac{\gamma - \gamma_0}{\gamma_0 - \gamma}. \quad (8)$$

**Висновки**

1. Вмикання коригуючих пристроїв або створення додаткових зворотних зв'язків дозволяє суттєво вплинути на якісні показники САК та зменшити чи повністю виключити вплив ланок, що погіршують функціонування ЕП, тому в контексті розширення можливостей реалізації різноманітних алгоритмів регулювання доречним і практичним рішенням є введення для ЕМС технологічних машин зворотного зв'язку за похідною від швидкості двигуна $\omega_1$ (гнучкий зворотний зв'язок).
2. Введення зворотного зв'язку за похідною швидкості від двигуна приводить до ефекту еквівалентного зменшення коефіцієнта розподілу інерційних мас $\gamma$, що дає змогу застосувати таку корекцію для ЕП з коефіцієнтом розподілу інерційних мас $\gamma > \gamma_0$.
3. Запропоноване для практики налаштування ЕП з СПР за умов зворотного зв'язку за похідною швидкості від двигуна аналітичне співвідношення (8) враховують ефект резонансної електромеханічної взаємодії підсистем за допомогою узагальнених параметрів $K_B$, $\xi_Д$, $\gamma$, при цьому всі параметри ЕМС перебувають у взаємозв'язку, що забезпечується коефіцієнтом розподілу інерційних мас $\gamma$, який і визначає оптимальні параметри ЕМС за критерієм мінімуму коливальності.
4. В інженерній практиці, якщо потрібно в ЕП технологічної машини з коефіцієнтом розподілу інерційних мас $\gamma = 9$ перехідний процес за пружним моментом наблизити до екстремальної кривої, що відповідає модульному оптимуму з коефіцієнтом демпфування $\xi = \sqrt{2}/2$, то відповідно до співвідношення, яке визначає екстремальне значення функції ступеня демпфувальної дії ЕП і характеризується логарифмічним декрементом загасання [10] оптимальне значення коефіцієнта розподілу інерційних мас становить $\gamma_0 = 3$. При цьому в процесі реалізації корекції із гнучким зворотним зв'язком за швидкістю двигуна $\omega_1$ розрахункове значення сталої часу (8) становитиме , що цілком є практично здійсненим.

**Список використаної літератури**

1. Samuelsson O. Load modulation at two locations for damping of electromechanical oscillations in a multimachine system. *Power Engineering Society Summer Meeting 2000. IEEE*. 2000. Vol. 3, P. 1912–1917. doi: 10.1109/pess.2000.868826
2. Szabat K., Orłowska-Kowalska T. Vibration suppression in a two-mass drive system using PI Speed Controller and Additional Feedbacks. *Comparative Study IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 2007. Vol. 54, Issue 2. P. 1193–1206.
3. Задорожня І. М. Аналіз показників якості процесів перетворення енергії в процесі демпфірування електроприводом коливань пружної механічної передачі / І. М. Задорожня, М. О. Задорожній // Технічна електродинаміка. 2020. № 1. С. 27–32. doi: https://doi.org/10.15407/techned2020.01.027
4. Олєйніков М. О. Система автоматичного керування електроприводом мостового крану з урахуванням пружних зв'язків. Електротехніка та електроенергетика. 2024. № 3. С. 25–35. https://doi.org/10.15588/1607-6761-2024-3-3
5. Pyatibratov G. Ya. On the Use of Electromechanical Systems for Limiting Dynamic Loads in Spring Mechanisms. *Russian Electrical Engineering*. 2018. Vol. 89, Issue 1. P. 36–41.
6. Blagodarov D. A., Kostin A. A., Reznikovskiy A. M., Safonov Yu. M., Chernikov S. Yu. Development of Control Systems of Electric Drives with Flexible Mechanics. *Russian Electrical Engineering*. 2015. Vol. 86, No. 1. P. 18–21.
7. Коцегуб П. Х. Синтез вентильних приводів постійного струму. Київ : ІЗМН, 1997. 124 с.
8. Толочко О. І. Аналіз та синтез електромеханічних систем зі спостерігачами стану: навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. Донецьк: Норд-Прес, 2004. 298 с.
9. Задорожня І. М. Аналіз умов демпфування коливань в двомасовому електроприводі на основі ефекту резонансної електромеханічної взаємодії з додатковими зворотними зв'язками / І. М. Задорожня, М. О. Задорожній // Вісник Херсонського національного технічного університету «ХНТУ». 2024. №2 (89). С. 20-26. doi https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2024.2.2
10. Задорожня І. М., Задорожній М. О. Оптимізація та взаємозв'язки параметрів двомасових електромеханічних систем [Електронний ресурс] : монографія. Електрон. текст. дані (4,5 Мб). Краматорськ : ДДМА, 2021.
11. Ковальов Ю. А. Пристрій зниження динамічних навантажень в приводі машин з пружиною кручення та вибір його параметрів / Ю. А. Ковальов, С. А. Плешко, Є. В. Лопухов // Вісник Хмельницького національного університету. Серія : Технічні науки. 2021. № 3 (297). С. 87–93. doi: https://doi.org/10.31891/2307-5732-2021-297-3-87-93
12. Марущак Я. Ю. Синтез електромеханічних систем з послідовним та паралельним керуванням. Львів : Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2005. 208 с.

13. Kuznetsov, B. I., Nikitina, T. B., Bovdui, I. V., Voloshko, O. V., Kolomiets, V. V., & Kobylianskiy, B. B. The method of limitation of dynamic loads of nonlinear electromechanical systems under state vector robust control. Electrical Engineering & Electromechanics, 2022, No. 2, pp. 3-10. doi: https://doi.org/10.20998/2074-272X.2022.2.01

14. Попович М. Г., Борисик М. Г., Гаврилюк В. А. Теорія електроприводу. Київ : Вища шк., 1993. 494 с.

**References**

1. Samuelsson, O. (2000). Load modulation at two locations for damping of electromechanical oscillations in a multimachine system. *Power Engineering Society Summer Meeting. IEEE*, Vol. 3, P. 1912–1917. doi: 10.1109/pess.2000.868826

2. Szabat K., Orłowska-Kowalska T. (2007) Vibration suppression in a two-mass drive system using PI Speed Controller and Additional Feedbacks. *Comparative Study IEEE Transactions on Industrial Electronics*. Vol. 54, Issue 2. P. 1193–1206.

3. Zadorozhniaia I.N., Zadorozhnii N.A. (2020) Analysis of quality indicators into the process of energy transformation during damping vibrations of elastic mechanical transmission by the drive / Tekhnichna elektrodynamika, no. 1, pp. 27–32. doi: https://doi.org/10.15407/techned2020.01.027

4. Olieinikov M. (2024). Automatic control system for the electric drive of an overhead crane considering elastic connections. Electrical Engineering and Power Engineering, (3), 25–35. doi:https://doi.org/10.15588/1607-6761-2024-3-3

5. Pyatibratov, G. (2018) On the Use of Electromechanical Systems for Limiting Dynamic Loads in Spring Mechanisms. *Russian Electrical Engineering*. Vol. 89, Issue 1. P. 36-41.

6. Blagodarov D., Kostin A., Reznikovskiy A., Safonov Yu. & Chernikov S. (2015) Development of Control Systems of Electric Drives with Flexible Mechanics. *Russian Electrical Engineering*. Vol. 86, No. 1. P. 18–21.

7. Kotsehub, P. (1997) *Syntez ventylnykh pryvodiv postiinoho strumu* [Synthesis of DC valve drives]. Kyiv : IZMN [in Ukrainian].

8. Tolochko, O. (2004) Analiz ta syntez elektromekhanichnykh system zi sposterihachamy stanu: navchalnyi posibnyk dlia studentiv vyshchykh navchalnykh zakladiv [Analysis and synthesis of electromechanical systems with state observers: a study guide for students of higher educational institutions]. Donetsk : Nord-Pres [in Ukrainian].

9. Zadorozhnia, I. & Zadorozhnii M. Analysis of the damping conditions of oscillations in a two-mass electric drive based on the effect of resonant electromechanical interaction with additional feedback. Visnyk KNTU, 2024. No 2 (89). P. 20–26. doi https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2024.2.2

10. Zadorozhnia, I. & Zadorozhnii M. (2021) *Optymizatsiia ta vzaiemozviazky parametriv dvomasovykh elektromekhanichnykh system* [Optimization and interrelations of parameters of two-mass electromechanical systems]. Kramatorsk : DDMA [in Ukrainian].

11. Kovalyov Y. A., Pleshko S. A., Lopukhov E. V. Dynamic load reduction device in machine drive with spring and selection of its parameters. Herald of Khmelnytskyi National University. Technical sciences, 2021, no. 3(297), pp. 87–93. doi: https://doi.org/10.31891/2307-5732-2021-297-3-87-93

12. Marushhak, Ya.(2005) *Sintez elektromekhanichnikh sistem z poslidovnim ta paralel'nim keruvanniam* [Synthesis of Electromechanical systems with serial and parallel control]. L'viv, "L'vivs'ka politekhnika" Publ. [in Ukrainian].

13. Kuznetsov, B. I., Nikitina, T. B., Bovdui, I. V., Voloshko, O. V., Kolomiets, V. V., & Kobylianskiy, B. B. The method of limitation of dynamic loads of nonlinear electromechanical systems under state vector robust control. Electrical Engineering & Electromechanics, 2022, No. 2, pp. 3–10. doi: https://doi.org/10.20998/2074-272X.2022.2.01

14. Popovych, M., Borysyk, M. & Havryliuk, V. (1993) *Teoriia elektropryvodu* [Theory of electric drive]. Kyiv : Vyshcha shk. [in Ukrainian].

*Дата першого надходження рукопису до видання: 26.09.2025*
*Дата прийнятого до друку рукопису після рецензування: 22.10.2025*
*Дата публікації: 28.11.2025*