

Висновок. Запропоновано узгоджену феноменологічну модель спільного тепло- та масоперенесення у капілярно-пористих середовищах без використання вузькоматеріальних емпіричних коефіцієнтів. Розроблено обчислювальну схему (Галеркін + Ньютона–Рафсона), придатну для 2D/3D-геометрій і реальних граничних умов. Показано задовільну відповідність із експериментом для задач ґрунтового волого- і теплообміну. Модель може застосовуватись для аналізу сушіння, сорбції та випаровування у будівельних матеріалах, харчових продуктах і природних середовищах.

Список використаних джерел

1. Журавель Д. П., Дідур В. В. Механіко-технологічні основи глибокої переробки насіння рицини на енергетичну біосировину: монографія. Запоріжжя: ТДАТУ, 2025. 275 с., іл.
2. Журавель Д. П. Обґрунтування технологій отримання рицинової олії. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матер. IV Міжнар. наук.-практ. конференції. Запоріжжя, 2022. С. 25–28.
3. Дідур В. В., Журавель Д. П., Шокарев О. М., В'юник О. В., Комар А. С. Аналіз технологій отримання олії з олійних культур. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. 2022. Вип. 12, том 3. 10 с.
4. Журавель Д. П., Дідур В. В. Моделювання процесу очищення рицинової олії в електричному полі. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матер. VI Міжнар. наук.-практ. конференції (01–25 листопада 2024 року)*. Запоріжжя, 2024. С. 98–104.

УДК 621.225.001.4

РОЗРОБКА МОДЕЛІ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ З МОЖЛИВІСТЮ ОПТИМІЗАЦІЇ ЇЇ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Панченко А. І.¹, д.т.н.,
Волошина А. А.¹, д.т.н.,
Панченко І. А.¹, асистент,
Лупинос Г. В.¹, аспірант,
Волошин А. А.², викладач спецдисциплін

¹Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного, м. Запоріжжя, Україна.

²ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ», м. Запоріжжя, Україна

Постановка проблеми. Тенденція до розширення сфери застосування мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки викликає необхідність створення нового покоління гідромашин обертальної дії [1, 2]. Прискорити етап освоєння нових зразків гідромашин для гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки можна, розробляючи і впроваджуючи більш прогресивні методи проектування на основі сучасних досягнень в області розрахунку і моделювання [3]. Аналіз досліджень [4, 5], пов'язаних з проектуванням гідромашин обертальної дії, дозволяє зробити висновок, що вони виконувалися без належного врахування низки важливих чинників, що дозволяють розробити більш повну математичну модель та ефективніше використовувати сучасні математичні методи оптимізації та обчислювальну техніку. Багато уваги приділяється розподілу робочої рідини [6], обґрунтуванню кінематичні схеми [7] розподільних систем та впливу їх геометричних параметрів на вихідні характеристики планетарних гідромашин [8]. Обґрунтована надійність конструкції роторів [9], досліджено вплив похибки форми їх виготовлення [10] та конструктивних особливостей роторів [11] на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. При розробці математичних моделей не використовувалися сучасні математичні методи оптимізації.

Таким чином, для вирішення проблеми поліпшення вихідних характеристик гідроприводів активних робочих органів самохідної техніки з гідромашинами обертальної дії дуже гостро стає питання розробки більш повних математичних моделей з використанням сучасних математичних методів оптимізації.

Основні матеріали дослідження. При оптимізації параметрів, що визначають вихідні характеристики мехатронної системи, в якості критерію оптимальності скористаємося прийнятою в теорії автоматичного управління інтегральною квадратичною оцінкою [12]. Маючи криві параметрів тиску $p(t)$ і кутової швидкості $\omega(t)$, що оптимізуються, а також теоретичні (задані) криві цих же параметрів $p_{theor}(t)$ і $\omega_{theor}(t)$, обчислюємо в будь-який момент часу їх різницю, віднесено до $p(t)$ і $\omega(t)$, відповідно.

При цьому критерій оптимізації I визначається з виразу

$$I_p = \int_0^{T_{t,p}} \frac{\dot{p}(t) - p_{theor}(t)}{\dot{p}(t)}^2 dt, \quad I_w = \int_0^{T_{t,p}} \frac{\dot{\omega}(t) - \omega_{theor}(t)}{\dot{\omega}(t)}^2 dt; \quad (1)$$

де $T_{t,p}$ – час перехідного процесу; $p(t)$, $\omega(t)$ – залежності кривих перехідного процесу, що визначаються від оптимізуються параметрів запобіжного клапана C_x , x_z і x_0 ; $p_T(t)$, $\omega_T(t)$ – теоретичні (задані) криві перехідного процесу.

В процесі оптимізації критерій I прагне до мінімального значення, а криві $p(t)$, $\omega(t)$ і $p_T(t)$, $\omega_T(t)$, що відображають процес розгону -

зближуються. Як заданої траєкторії для кривих $p_{theor}(t)$ і $\omega_{theor}(t)$ при роботі мехатронної системи розглянемо експоненту:

$$p_T(t) = p_0 \times \frac{e}{e} - e^{-\frac{t}{T}} \frac{\dot{u}}{\dot{u}}, \quad \omega_T(t) = \omega_0 \times \frac{e}{e} - e^{-\frac{t}{T}} \frac{\dot{u}}{\dot{u}}; \quad (2)$$

де T – постійна часу; p_0, ω_0 – задані значення тиску і кутової швидкості в процесі розгону, відповідно.

При оптимізації параметрів, що характеризують процес зміни тиску і кутової швидкості при розгоні гідроприводу мехатронної системи, сформульовані наступні початкові умови:

- значення тиску не повинно перевищувати максимального значення робочого тиску планетарного гідромотора $p_{max} = 21$ МПа, а величина піків тиску при пуску не повинна перевищувати 32 МПа;

- час розгону системи (до закриття запобіжного клапана) не повинен перевищувати двох секунд ($T_{t,p} = 2$ с);

- вихідні значення параметрів запобіжного клапана, що оптимізуються є: $C_x = 200$ Н / см, $x_z = 0,53$ см і $x_0 = 0,125$ см.

Для виконання оптимізації запропоновані математична модель та структурно-функціональна схема мехатронної системи (рис. 1) доповнені виразами, що дозволяють визначити критерій оптимальності (1) і траєкторію заданої теоретичної кривої (2).

Блок 1 відображає пуск мехатронної системи, де крива 1 змінюється за експоненціальним законом, а крива 2 характеризує зміну тиску $p(t)$ (кутової швидкості $\omega(t)$) в мехатронній системі (рис. 1) при варіюванні параметрів, що оптимізуються. Блок 2 дозволяє визначити критерій оптимізації I , який прагне до мінімуму. Блок 3 дозволяє варіювати параметрами оптимізації. Кількість ітерацій відображено блоком 4. Оптимізація параметрів елементів управління мехатронною системою передбачає визначення параметрів, що впливають на її вихідні характеристики, а також визначення вихідних характеристик при оптимальних значеннях параметрів елементів управління.

Аналіз наведених залежностей (рис. 2, а) показує, що при вихідних значеннях параметрів запобіжного клапана процес зміни тиску $p(t)$ (крива 2) значно відрізняється від заданого $p_{theor}(t)$ (крива 1). Закид тиску перевищує заданий на 15%, а значення тиску в процесі розгону перевищують задані на 24%.

Зазначені розбіжності (рис. 2, б) реальної $p(t)$ і заданої $p_{theor}(t)$ кривих тиску характерно представлені залежністю динаміки зміни критерію оптимізації $I_{p(t)}$ (крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по тиску становить $I_{p(t)} = 9,12\%$.

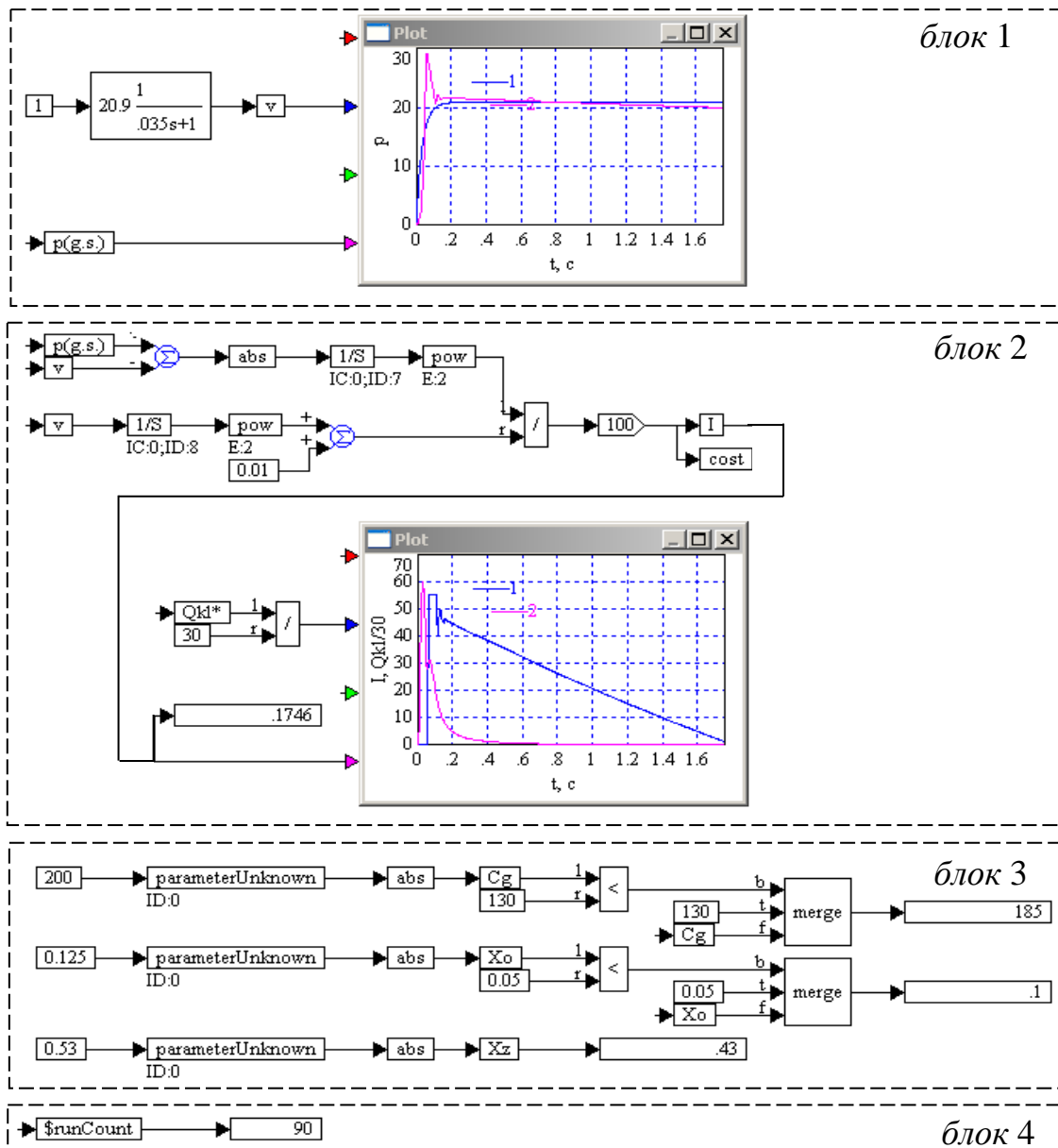


Рис. 1. Структурно-функціональна схема оптимізації вихідних характеристик мехатронної системи з планетарним гидромотором

Необхідно відзначити (рис. 3, а) що зміна кутової швидкості $\omega(t)$ в процесі розгону (крива 2) також значно відрізняється від заданої $\omega_{theor}(t)$ (крива 1). Зазначені розбіжності (рис. 3, б) реальної $\omega(t)$ і заданої $\omega_{theor}(t)$ кривих зміни кутової швидкості представлені залежністю $I_{\omega(t)}$ (крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по кутовий швидкості становить $I_{\omega(t)} = 2,83\%$.

Тривалість процесу розгону (рис. 2, б і рис. 3, б – криві 1) становить $T_{t,p} = 0,8$ с, що є досить прийнятним.

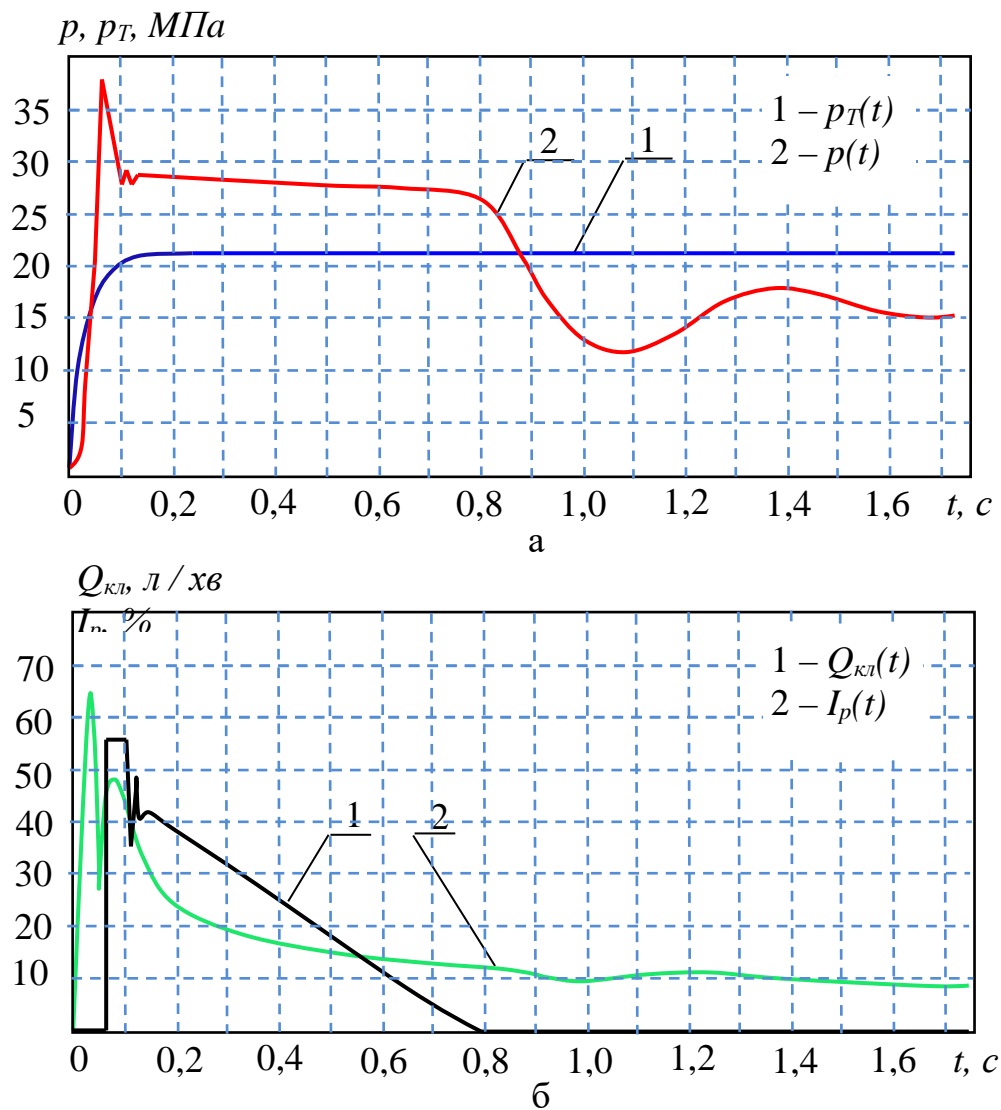


Рис. 2. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи при вихідних значеннях оптимізуються параметрів клапана $C_x = 200$ Н/см, $x_z = 0,53$ см, $x_0 = 0,125$ см: а – зміна тиску; б – зміна критерію оптимізації по тиску

Висновки. Аналіз проведених досліджень показує, що при вихідних значеннях параметрів запобіжного клапана процес зміни тиску значно відрізняється від заданого. Закид тиску перевищує заданий на 15%, а значення тиску в процесі розгону перевищують задані на 24%. При цьому значення критерію оптимізації по тиску становить 9,12%. Необхідно відзначити, що зміна кутової швидкості в процесі розгону також значно відрізняється від заданої. Зазначені розбіжності реальної і заданої кривих зміни кутової швидкості представлені залежністю. При цьому значення критерію оптимізації по кутовий швидкості становить 2,83%.

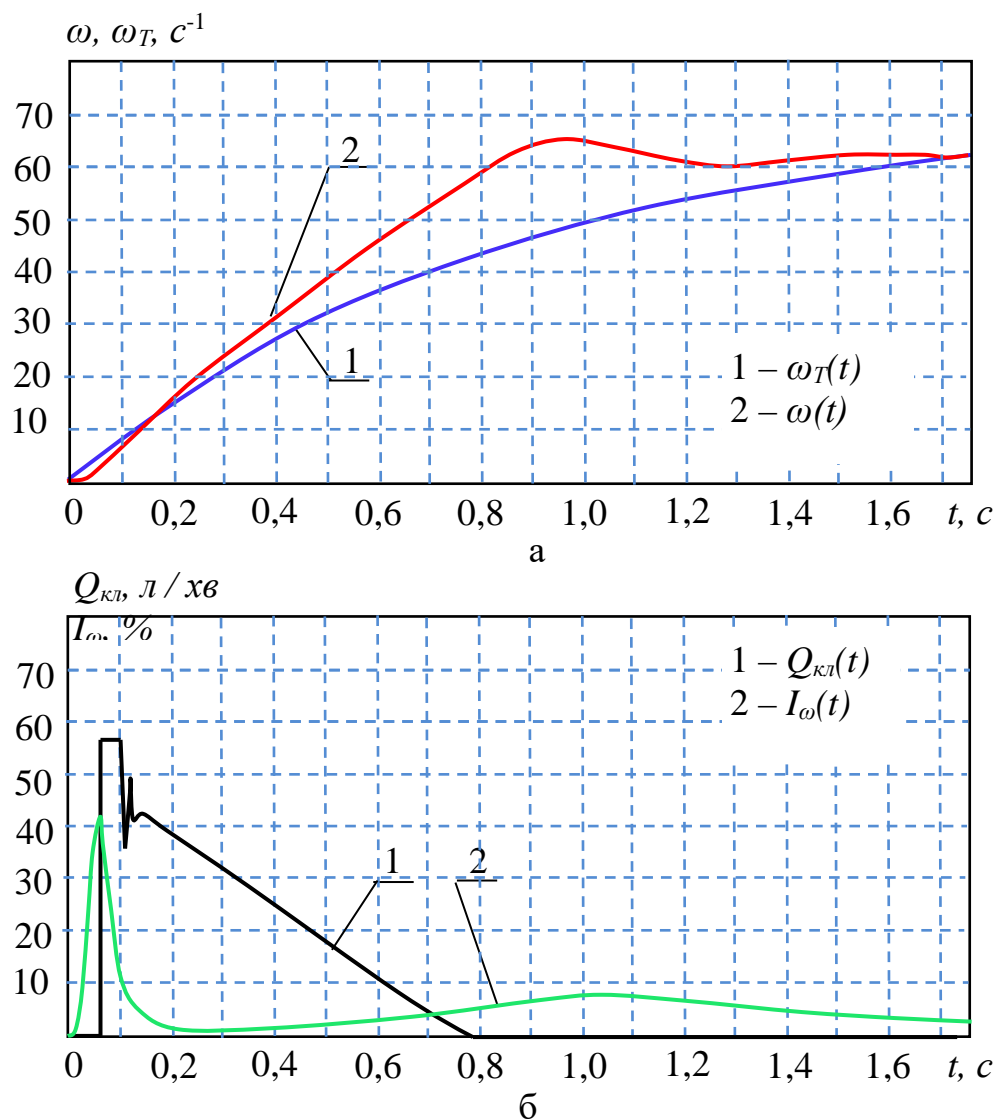


Рис. 3. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи при вихідних значеннях оптимізуються параметрів клапана $C_x = 200$ Н/см, $x_z = 0,53$ см, $x_0 = 0,125$ см: а – зміна кутової швидкості; б – зміна критерію оптимізації по кутовій швидкості

Список використаних джерел

1. Gamez-Montero P., Codina E. and Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*. 2019. Vol. 12(12). P. 2423. <https://doi.org/10.3390/en12122423>
2. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І. Прогнозування зміни вихідних характеристик при проектуванні планетарного гідроматора. *Праці ТДАТУ*. 2020. Вип. 20, т. 4. С. 91-105. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105>
3. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Дослідження динамічних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом. *Праці ТДАТУ*. 2020. Вип. 20, т. 4. С. 58-72. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72>
4. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.: Strength analysis of the

polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2014. Vol. 14(4). P. 647–660, <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.005>

5. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernack K. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. *Archives of Civil and Mechanical Engineerin*. 2014. Vol. 14(3). P. 391–397, <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.008>

6. Voloshina A., Panchenko A., Boltyansky O., Panchenko I., Titova O.: Justification of the Kinematic Diagrams for the Distribution System of a Planetary Hydraulic Motor. *International Journal of Engineering and Technology*. 2018. Vol. 7(4.3). P. 6–11. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19544>

7. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. 2018. Вип. 18, т. 2. С. 30-49. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-29-48>

8. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*. 2019. Вип. 19, т. 2. С. 68-85. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-2-68-85>

9. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*. 2020. Вип. 20, т. 1. С. 82-92. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-1-82-92>

10. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Пастушенко С. І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. *Праці ТДАТУ*. 2019. Вип. 19, т. 4. С. 33-48. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-33-48>

11. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А., Нестеренко К. В. Вплив конструктивних особливостей системи роторів планетарного гідромотору на зміну його вихідних характеристик. *Праці ТДАТУ*. 2021. Вип. 21, т. 4. С. 61-77. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77>

12. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Проектування мехатронних систем з заданими вихідними характеристиками. *Праці ТДАТУ*. 2020. Вип. 20, т. 4. С. 18-35. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-18-35>