




# ФОРУМ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ

**XXVIII Міжнародна науково-технічна конференція  
“Гідроаеромеханіка в інженерній  
практиці”**



**Секція: Гідропневмопривод та системи  
мехатроніки**

**Том 28 №3 (2024)**



XXVIII міжнародна науково-технічна конференція “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці”, яка проведена в рамках ФОРУМУ ІНЖЕНЕРІВ МЕХАНІКІВ була присвячена пам'яті професора Олега Михайловича Яхно

# **XXVIII Міжнародна науково-технічна конференція “ГІДРОАЕРОМЕХАНІКА В ІНЖЕНЕРНІЙ ПРАКТИЦІ”**

Секція: **Гідропневмопривод та  
системи мехатроніки**

Том 28 №3 (2024)

Київ -2024

<b>ЗМІСТ</b> .....	3
<b>Шаргородський С. В., Луговський О. Ф.</b> ОЦІНКА МОЖЛИВОСТІ ТА ПЕРСПЕКТИВ ВИКОРИСТАННЯ ЕФЕКТИВ УЛЬТРАЗВУКОВОЇ КАВІТАЦІЇ В СКАЛЬПЕЛІ ДЛЯ ЛІКУВАННЯ ГЛАУКОМИ.....	4
<b>Костюченко І.В., Струтинський С.В.</b> АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВЗАЄМОДІЇ ТИПОВИХ РУШІЇВ НАЗЕМНИХ РОБОТИЗОВАНИХ КОМПЛЕКСІВ ІЗ ҐРУНТОМ ТА ВИБІР ОПТИМАЛЬНИХ РІШЕНЬ.....	8
<b>Пальчак В.-Н.С., Нітченко М.С., Муращенко А.М., Губарев О.П.</b> ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ КОНВЕЄРНИХ ЛІНІЙ.....	13
<b>Синицина Є.Ю., Губарев О.П.</b> ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВОЛОГОСТІ ПОВІТРЯ В ТЕПЛИЧНОМУ ОБ'ЄКТІ СЕРЕДНЬОГО ОБ'ЄМУ .....	16
<b>Карпенко Б.В.; Неженцев О.Б.</b> АНАЛІЗ ПЕРЕВАГ ДИСКОВИХ ГАЛЬМ ВАНТАЖОПІДНІМАЛЬНИХ КРАНІВ У ПОРІВНЯННІ З КОЛОДКОВИМИ ГАЛЬМАМИ.....	19
<b>Коломієць Б.І.; Неженцев О.Б.</b> МЕТОДИ ОПТИМІЗАЦІЇ РОБОТИ ВАНТАЖОПІДНІМАЛЬНИХ КРАНІВ.....	24
<b>Касьян А.В.; Галецький О.С.</b> МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПНЕВМАТИЧНОГО ПОЗИЦІЙНОГО ПРИВОДУ З БЕЗШТОКОВИМ ПНЕВМАТИЧНИМ ЦИЛІНДРОМ.....	29
<b>Ситник І., Губарев О. П.</b> АНАЛІЗ АКТИВНОЇ АЕРОДИНАМІКИ АВТОМОБІЛЯ З ДВОСЕКЦІЙНИМ АНТИКРИЛОМ.....	33
<b>Синицина Є. Ю., Губарев О. П.</b> МЕХАТРОННА СИСТЕМА СТАБІЛІЗАЦІЇ ТЕМПЕРАТУРИ ПОВІТРЯ В ТЕПЛИЧНОМУ ОБ'ЄКТІ .....	36
<b>Губарев О.П., Муращенко А.М., Левченко О.В., Беліков К.О., Бельчанська О.В.</b> СИНТЕЗ ТА ДЕКОМПОЗИЦІЯ МОДУЛЬНИХ МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ НА ПРИКЛАДІ ДИСКРЕТНОЇ ПНЕВМОАВТОМАТИКИ.....	40



УДК 617.7-007.681-073.4:615.472.3

## Оцінка можливості та перспектив використання ефектів ультразвукової кавітації в скальпелі для лікування глаукоми

Шаргородський С. В., Луговський О. Ф.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна

*На сьогодні глаукома залишається основної причиною необоротної сліпоти, як у світі, так і на Україні. Крім того, рівні інвалідності з приводу цього важкого, постійно прогресуючого захворювання з кожним роком зростають [1]. Таким чином, розробка нового медичного інструментарію, який допоможе проводити більш ефективні та менш інвазивні оперативні втручання у цієї категорії хворих є актуальним науково-прикладним завданням сучасного машинознавства [1,2].*

*Ключові слова:* ультразвук; кавітація; біомеханіка; мікрострумені; еластичність; скальпель; глаукома; трабекула

Встановлено, домінуючу роль внутрішньоочного тиску (ВОТ), як основного фактору ризику в патогенезі розвитку і прогресування глаукоми [3]. Загальновідомо, що водяниста волога секретується в задній камері ока циліарним епітелієм, а потім перетікає в передню камеру і залишає око через шляхи відтоку – трабекулярну сітку в іридокорнеальному куті ока [4]. Формування ВОТ відбувається у відповідь на резистентність за рахунок опору до відтоку водянистої вологи на рівні трабекулярної сітки [5]. Доведено, що при глаукомі швидкість секреції очної рідини не змінюється, тоді як в ділянці трабекулярної сітки зростає опір відтоку, що і призводить до підвищення ВОТ [5,6].

Ряд досліджень є свідченням того, що клітини трабекулярної сітки мають скорочувальні властивості і при збільшенні тону трабекулярної сітки збільшується опір відтоку [7]. Декілька експериментальних робіт описують, що при глаукомі спостерігається посилення стану скорочення клітин трабекулярної сітки (при зниженні еластичності фібрил трабекули) і саме це призводить до більшої жорсткості трабекулярної сітки і до підвищеного опору відтоку. Останні відкриття є свідченням того, що трабекулярна сітка у пацієнтів з глаукомою жорсткіша (менш еластичніша), ніж в контрольній групі пацієнтів відповідного віку [8].

Таким чином сучасним та перспективним напрямком є розробка нового медичного інструментарію для малоінвазивного хірургічного лікування хворих на глаукому, яке дало би змогу очищати трабекулярну сітку, зберегти еластичність фібрил трабекули та знизити опір відтоку очної рідини з ока людини.

Останніми роками явище ультразвукової кавітації знаходить все більшого застосування у техніці, так і в медицині [9]. Завдяки введенню в рідину ультразвукових коливань високої інтенсивності забезпечується можливість знезараження та якісного видалення забруднень з поверхонь [9]. Реалізація механізму кавітаційного очищення забезпечується шляхом впливу на забруднення та мікроорганізми фізичних процесів, які супроводжують схлопування кавітаційних бульбашок, що утворюються в стадії розрядження ультразвукової хвилі [9].

Кумулятивний струмінь, який утворюється при схлопуванні кавітаційного бульбашки, завдає руйнівну дію на затверділі забруднення або мікроорганізми, що знаходяться в безпосередній близькості. Крім того знищенню мікроорганізмів активно сприяють: ударна дія сферичних хвиль тиску; інтенсивні мікротечі, термічний вплив на мікроорганізми за рахунок локального підвищення температури до 1000° С, перепад тисків по довжині ультразвукової хвилі та активізація окисних процесів у кавітаційній ділянці [10].

В офтальмології вже відомі перші застосування ультразвукової кавітації – ультразвукова факоемулсифікація катаракти. Цей метод дозволяє видаляти катаракту при різних ступенях щільності кришталика. Для реалізації цього методу розроблено багатофункціональний малогабаритний ультразвуковий інструмент – ультразвуковий факоемулсифікатор. Визначені оптимальні показники амплітуди коливань, інтенсивності, потужності та тривалості енергії ультразвукової кавітації для отримання безпечного результату фрагментації та видалення змутненого кришталика, що мінімально впливає на тканини ока [11].

Факоемулсифікатор успішно застосовується при видаленні катаракти, однак для хірургічного лікування глаукоми прилад не пристосований. Однак нові можливості в боротьбі за усунення опору відтоку внутрішньоочної рідини можуть бути отримані шляхом застосування ультразвукової кавітації для очищення пор трабекулярної сітки у юкстаканалікулярній ділянці. Це сприяло би збереженню рівня ВОТ на межі «цільового», не швидливого тиску для ока і, відповідно, успішному лікуванню хворих на глаукому.

Метою нашої роботи стала розробка мультифункціонального ультразвукового скальпелю для хірургічного лікування хворих на глаукому шляхом дослідження впливу ультразвукової кавітації на структури ока та склад внутрішньоочної рідини та визначення критеріїв прогнозування міцності, довговічності та надійності його функціонування з метою удосконалення результатів хірургічних втручань при цій патології.

Нами було проведено модернізацію робочої частини факоемулсифікатора – факоголки, що застосовується для видалення змутненого кришталика. Завдяки тому, що новітні моделі факоемулсифікаторів дозволяють хірургу точно дозувати потужність, амплітуду і частоту ультразвукових коливань, вибирати різні режими роботи ультразвукового перетворювача, що модулює як поздовжні, так і складні торсіонні коливання ультразвукової факоголки [12], ми залишили в конструкції скальпеля основу (базис) факоголки, яка має можливість дозувати обсяг подачі розчину в передню камеру і швидкість аспірації відпрацьованого матеріалу («продуктів життєдіяльності ока»).

Запропонований нами глаукомний скальпель дозволить хірургу прочищати пори трабекулярного апарату в іридокорнеальному куті ока від «продуктів життєдіяльності ока», до якого відносяться: пігмент, ексфоліативний матеріал тощо. Цей матеріал шкідливий для ока, оскільки забиває трабекулярну сітку, знижує її еластичність, підвищує опір відтоку та, відповідно, є основною причиною підвищення ВОТ і розвитку та прогресування глаукоми [5]. Ультразвуковий глаукомний скальпель дозволить очищати трабекулу самим м'яким способом – без втрати і розвитку набряку оточуючих тканин ока, пошкодження кровоносних судин.

Ми залишили в запропонованому нами скальпелі в робочій частині ультразвукового інструменту (основа глаукомного скальпелю) порожнисту голку, що є складовою частиною ультразвукового трансформатора коливальної швидкості і передає ультразвукові коливання та застосовуються в факоемулсифікаторі для дроблення кришталикових мас [11]. В нашому глаукомному скальпелі цей елемент буде виконувати роль емульсифікатора пігменту і ексфоліативного матеріалу.

Крім того, через внутрішню порожнину скальпелю – аспіраційний канал, буде проходити всмоктування зруйнованих фрагментів, а через коаксіально розташовану по відношенню до порожнистої голки – силіконову манжету проводиться подача замісної іригаційної рідини.

Також в запропонованому ультразвуковому глаукомному скальпелю ми обрали за джерело ультразвуку – п'єзоелектричний кристал, осцилюючий з частотою 20000-60000 разів в секунду. Такий показник був обраний з урахуванням рекомендацій виробників факомашин з урахуванням стандартного ряду частот 22; 26,5; 44; 66 кГц.

Нами була розроблена спеціальна насадка глаукомного скальпелю, яка фіксується на робочу частину ультразвукового інструменту. Конструкція насадки дозволяє без травмування оточуючих тканин, вводити інструмент в середину ока через дозований розріз шириною в 1,8-

2,2 міліметра і проходити без травмування оточуючих тканин в протилежний від розрізу іридокорнеальний кут до трабекулярної сітки.

Слід відмітити, що конструкція поверхні робочої частини скальпелю запобігає травмуванню елементів ока при пересування скальпелю і забезпечує утворення ефективної кавітаційної області. Збудження ультразвукової кавітації призводить до активації звукокапілярного ефекту, при якому мікроскопічні кавітаційні бульбашки, колапсуючи ударними сферичними хвилями, прочищають капілярні канали трабекулярної сітки. Завдяки утворенню кумулятивного струмінню рідини забезпечується ефективне руйнування затверділих крихких забруднень. При цьому відновлюється еластичність трабекулярної сітки, основної складової дренажної системи ока людини [13].

Подрібнені частинки ексfolіативного матеріалу, пігменту і іншого матеріалу, розташованого в порах трабекулярної сітки, видаляються з ока через аспіраційний канал.

Конструкція глаукомного скальпелю забезпечує безшовне втручання і дозволяє самогерметизації тканин в ділянці розтину, що скорочує час реабілітації без ускладнень.

#### Висновки

Розробка ультразвукового глаукомного скальпелю є актуальним науково-прикладним завданням сучасного машинознавства.

Пристрій дозволить очистити пори трабекулярної сітки, зберегти і відновити її еластичність, знизити опір відтоку внутрішньоочної рідини, що буде сприяти ефективному зниженню внутрішньоочного тиску. Застосування такого інструменту допоможе хірургам офтальмологам проводити менш інвазивні та більш безпечні втручання, що буде сприяти нормалізації рівня внутрішньоочного тиску, упередженню прогресування та успішному лікуванню глаукоми.

#### Список використаних джерел

1. S. Resnikoff, D. Pascolini, D. Etya'ale, I. Kocur, R. Pararajasegaram, G.P. Pokharel, S.P. Mariotti. Global data on visual impairment in the year 2002. *Bull World Health Organ* vol.82, pp. 844-851, 2004. doi: [10.1590/S0042-96862004001100009](https://doi.org/10.1590/S0042-96862004001100009).
2. S.O. Rykov, N.V. Medvedovska, Yu. V. Barinov. "Retrospective analysis of regional features of staffing of the ophthalmological service of Ukraine" (in Ukraine). *Archives of Ophthalmology of Ukraine* no. 7(2). pp.6-10, 2019. doi: [10.22141/2309-8147.7.2.2019.169681](https://doi.org/10.22141/2309-8147.7.2.2019.169681).
3. M.C. Leske, A. Heijl, M. Hussein, B. Bengtsson, L. Hyman, E. Komaroff. Factors for glaucoma progression and the effect of treatment: the early manifest glaucoma trial. *Arch Ophthalmol*, vol. 121, pp. 48-56, 2003. doi: [10.1001/archophth.121.1.48](https://doi.org/10.1001/archophth.121.1.48).
4. E.R. Tamm. The trabecular meshwork outflow pathways: structural and functional aspects. *Exp Eye Res*, vol. 88 (4), pp. 648-655, 2009. doi: [10.1016/j.exer.2009.02.007](https://doi.org/10.1016/j.exer.2009.02.007).
5. M. Johnson. What controls aqueous humour outflow resistance? *Exp Eye Res*, vol. 82, pp.545-557, 2006. doi: [10.1016/j.exer.2005.10.011](https://doi.org/10.1016/j.exer.2005.10.011).
6. E.R. Tamm, R. Fuchshofer. What increases outflow resistance in primary open-angle glaucoma? *Surv Ophthalmol*, no. 52 (2), pp.101-S104, 2007. doi: [10.1016/j.survophthal.2007.08.002](https://doi.org/10.1016/j.survophthal.2007.08.002).
7. M. Wiederholt, H. Thieme, F. Stumpff. The regulation of trabecular meshwork and ciliary muscle contractility. *Prog Retin Eye Res*, vol. 19 (3), pp. 271-295, 2000. doi: [10.1016/s1350-9462\(99\)00015-4](https://doi.org/10.1016/s1350-9462(99)00015-4).
8. J.A. Last, T. Pan, Y. Ding, C.M. Reilly, K. Keller, T.S. Acott, M.P. Fautsch, C.J. Murphy, P. Russell. Elastic modulus determination of normal and glaucomatous human trabecular meshwork. *Invest Ophthalmol Vis Sci*, vol. 52, pp. 2147-2152, 2011. doi: [10.1167/iovs.10-6342](https://doi.org/10.1167/iovs.10-6342).
9. O.F. Lugovskyi, A.V. Movchanyuk, I.A. Grishko. "Evaluation of methods Evaluation of methods of water disinfection". (in Ukraine). *Bulletin of the National Technical University of Ukraine*. Kyiv Polytechnic Institute. 2008.
10. O.M. Yakhno, O.O. Lugovska, A.V. Movchanyuk. "Research of possibilities of ultrasonic cavitation cleaning technology of elastic surfaces". (in Ukraine). 2UDK 621.647.23, NTU of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv. 2010.
11. Y.A. Hrytsenko, S.K. Dmitriev, N.V. Pasechnikova. "An improved method for determining the strength characteristics of the lens in patients with age-related cataract using ultrasonic B-scan data". (in Ukraine). *Ophthalmological Journal*, vol.1, pp.96-101, 2015.



12. Z.M. Naumkina, V.I. Zubchk. Modernization of the phacoemulsification instrument for different types of oscillations. (in Ukraine). *Biomedical Engineering and Technology*. vol. 4, pp. 8-13, 2020. doi: [10.20535/2617-8974.2020.4.221831](https://doi.org/10.20535/2617-8974.2020.4.221831).
13. S.V. Shargorodsky, O.F. Lugovsky. Possibility of using cavitation microjets to restore the elasticity of the trabeculae of the anterior chamber angle of eyes of patients with glaucoma. (in Ukraine). *Youth Innovations in Mechanical Engineering* 2024. UDC. 617.7-007.681-073.4:615.472.3,2024. <https://imm-mmi.kpi.ua/imm2024/paper/view/30446>.

### **Assessment of the possibility and prospects of using the effects of ultrasonic cavitation in the scalpel for the treatment of glaucoma**

**Shargorodsky Serhiy, Lugovsky Olexandr**

*Today, glaucoma remains the main cause of irreversible blindness, both in the world and in Ukraine. In addition, the levels of disability due to this severe, constantly progressive disease are increasing every year [1]. Thus, the development of new medical tools that will help to carry out more effective and less invasive surgical interventions in this category of patients is an urgent scientific and applied task of modern mechanical engineering [1,2].*

*Keywords: ultrasound; cavitation; biomechanics; micro streams; elasticity; scalpel; glaucoma; trabeculae*

УДК 621.09.04

## Аналіз особливостей взаємодії типових рушіїв наземних роботизованих комплексів із ґрунтом та вибір оптимальних рішень

Костюченко І.В., Струтинський С.В.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

*У роботі розглядаються особливості взаємодії типових рушіїв наземних роботизованих комплексів із ґрунтом. Розглянуто залежності, що характеризують процес взаємодії та обмежуючі фактори, що визначають найбільш оптимальне рішення рушія. Основну увагу приділено аналізу прохідності різних типів рушіїв, включаючи колісні та гусеничні, з метою визначення їх ефективності у подоланні різноманітних типів перешкод, зокрема виступів і сходинок. У роботі проаналізовано переваги та недоліки наявних конструктивних рішень та окреслено шляхи для їх подальшої оптимізації.*

*Ключові слова:* робот; робототехніка; наземний роботизований комплекс; гібридний; рушії; колесо; гусениці; гусеничний привід.

**Вступ.** Наземні роботизовані комплекси (НРК) відіграють важливу роль у виконанні складних завдань у небезпечних для людини умовах. Вони використовуються в різних сферах, зокрема для розмінування місцевості, при проведенні рятувальних операцій, для дослідження територій, що зазнали впливу стихійних лих або антропогенних факторів. Одним із ключових викликів для НРК є забезпечення високої прохідності та здатності долати різноманітні перешкоди, які можуть виникати на шляху.

**Постановка проблеми.** Розробка наземних роботизованих комплексів, здатних ефективно переміщуватися у складних дорожніх умовах за наявності перешкод, вимагає ретельного аналізу засобів підвищення прохідності на етапі проектування з метою вибору найбільш оптимального рішення. Однією із ключових задач є вибір схемного рішення рушіїв та конструкції шасі, що безпосередньо впливають на прохідність та маневреність роботизованого комплексу. Традиційні підходи до проектування, що полягають у виборі типового схемного рішення шасі з подальшим його вдосконаленням потребують експериментальних досліджень тестових зразків НРК у польових умовах. Потреба у використанні натурних зразків вимагає значних затрат ресурсів і часу, що робить процес розробки більш дорогим і тривалим.

У зв'язку з цим виникає потреба у математичному моделюванні робочих процесів, які дозволяють симулювати рух шасі та приводів, що входять до його складу у польових умовах. Деталізовані математичні моделі дозволяють враховувати різноманітні параметри, включаючи тип поверхні, кут її нахилу, наявність перешкод та інші фактори, що впливають на прохідність роботизованого комплексу. Використання комп'ютерних симуляцій дає можливість оптимізувати схемне та конструктивне рішення шасі, адаптувати рушії для вирішення конкретних задач та налаштувати їх параметри на початковому етапі проектування, що забезпечує створення адаптивних НРК, що мають вищий рівень прохідності та здатні виконувати поставлені завдання на різноманітній місцевості.

**Механізм взаємодії рушія та ґрунту.** Однією із базових задач, що має бути вирішена на початковому етапі проектування є дослідження взаємодії рушія із поверхнею по якій переміщується НРК. Найбільш розповсюдженні рішення передбачають використання коліс для руху по місцевості.

Для розроблення комплексної математичної моделі, що описує взаємодію колеса з ґрунтом необхідно математично описати механічні властивості ґрунту, що визначають



параметри взаємодії ґрунту із колесом у процесі протидії руху транспортного засобу. Математична модель ґрунту включає в себе залежності, що визначають напруження і деформації, які виникають під час контакту привода з ґрунтом та є критичними для оцінки стійкості та ефективності руху робота.

Коли поверхня привода контактує з ґрунтом, на нього діють два основні види напружень:

- нормальне напруження:

$$\sigma = \frac{W}{A}; \quad (1)$$

- дотичне напруження:

$$\tau = \frac{T}{A}. \quad (2)$$

де  $T$  — це сила зсуву, створена обертанням привода,  $W$  — вага транспортного засобу на цьому колесі,  $A$  — контактна поверхня між колесом і ґрунтом.

Максимальне дотичне напруження  $\tau$  лінійно пропорційне до нормального напруження  $\sigma$ , що діє на ґрунт:

$$\tau = c + \sigma \cdot \tan(\phi). \quad (3)$$

Кут внутрішнього тертя  $\phi$  і когезія  $c$  — це властивості ґрунту, які визначають його опір проти дотичного напруження.

Сила реакції ґрунту моделюється у загальному випадку як нелінійна пружина [3]:

$$P = \frac{W}{A} = k \cdot z^n \quad (4)$$

де  $P$  - прикладений тиск,  $z$  - глибина стиснення ґрунту,  $k_c$  - модуль когезії,  $k_\phi$  - модуль тертя, а  $n$  - показник просідання для ґрунту.

Під час руху на привід транспортного засобу діє загальна сила опору, яка є сумою кількох сил, що виникають у процесі взаємодії колеса з ґрунтом та навколишнім середовищем. До основних видів сил, що впливають на рух, належать:

1. Сила опору підйому (гравітації)  $R_g$ : Сила, що діє на транспортний засіб під час руху вгору або вниз по схилу.
2. Сила опору коченню  $R_r$ , що виникає через деформацію колеса та поверхні при катанні колеса.
3. Сила опору стиснення поверхні  $R_c$ , яка протидіє руху через стиснення ґрунту під колесом.
4. Сила опору бульдозування  $R_b$ , що виникає при переміщенні ґрунту перед колесом під час руху.
5. Сила опору повітря  $X_o$ : Аеродинамічний опір, що виникає при русі транспортного засобу.

Загальна сила опору  $R$  векторно визначається як:

$$R = R_g + R_r + R_c + R_b + X_o. \quad (5)$$

Ці силові фактори є важливими для точного моделювання взаємодії колеса і ґрунту. Для забезпечення руху транспортного засобу вперед, привід повинен створити достатню тягову силу, яка перевищує загальну силу опору.

**Вибір оптимальних технічних рішень рушійів.** Вибір принципу пересування є важливим етапом що визначає конструктивне рішення та впливає на розрахунок НРК. Для ефективного подолання будь-яких перешкод привід роботизованого комплексу має забезпечити якомога більшу площу контакту з поверхнею. При подоланні перешкоди у вигляді сходинки її геометрія створює зону в якій буде найменша площа контакту. Типове жорстке колесо може ефективно долати такі східчасті перешкоди при умові що їх висота не перевищує 25% від

діаметру колеса [2]. Це накладає конструктивні обмеження на дизайн НРК з традиційними гладкими колесами. За результатами проведеного аналізу пропонується використовувати схемні рішення рушіїв які мають покращенні характеристики прохідності.

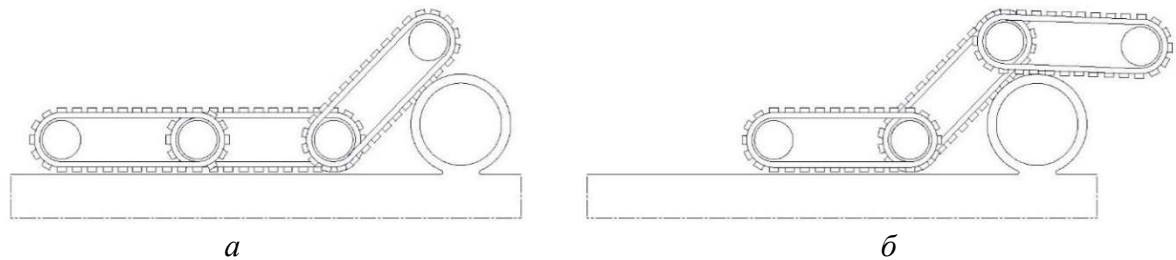


Рис. 1. Трьохсегментний роботизований гусеничний привод

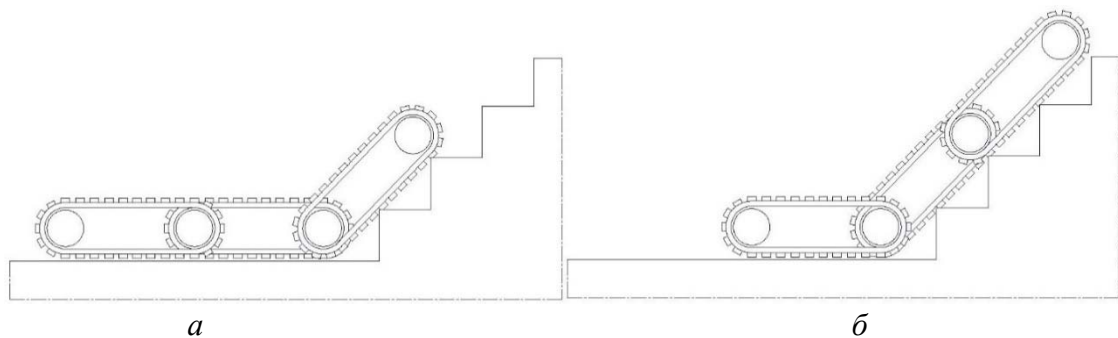


Рис. 2. Трьохсегментний роботизований гусеничний привод

Трьохсегментний роботизований гусеничний привід [1] (рис.1 а, б; рис.2 а, б) забезпечує високу гнучкість завдяки можливості кожного сегмента змінювати кут нахилу відносно інших сегментів. Це дозволяє роботизованому комплексу адаптувати свою форму до складних перешкод, таких як циліндричні об'єкти (наприклад, труби чи стовбури дерев), збільшуючи площу зчеплення з поверхнею, як показано на рис.1а, 1б. Крім того, цей привід ефективно долає вертикальні перешкоди, зокрема сходи (рис.2а, 2б), де кожен сегмент гусениці може підлаштовуватися під різні висоти та кути нахилу. Це забезпечує стабільність і ефективність у складних умовах пересіченої місцевості.

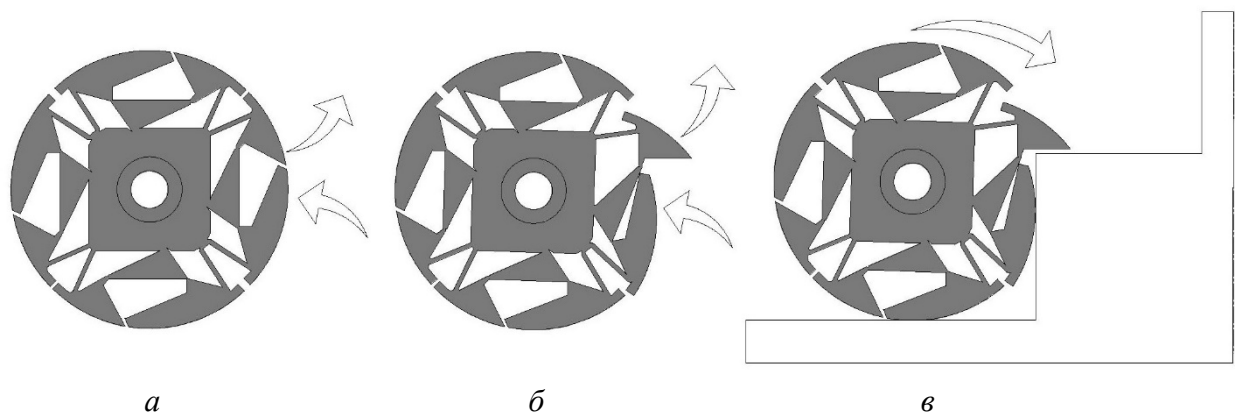


Рис. 3. Колесо PaTS

Колесо PaTS (Passively-Transformable Single-Part Wheel) [2] (рис.3а, 3б, 3в) має значні переваги завдяки здатності пасивно трансформуватися при контакті з перешкодами. Вбудований важільний механізм дозволяє колесу автоматично змінювати форму під час наїзду на перешкоди, як показано на рис.3а, 3б. Це забезпечує колесу додаткове зчеплення, яке

допомагає долати виступи та сходинки з висотою до 70% від діаметра колеса (рис.3в). В той час, як звичайні колеса здатні долати перешкоди висотою до третини свого діаметра, PaTS значно перевершує їх у цьому аспекті. Однак, єдиним недоліком цього рішення є чутливість до кутів нахилу поверхні перешкод, що може негативно вплинути на трансформацію колеса і знизити ефективність зачеплення.

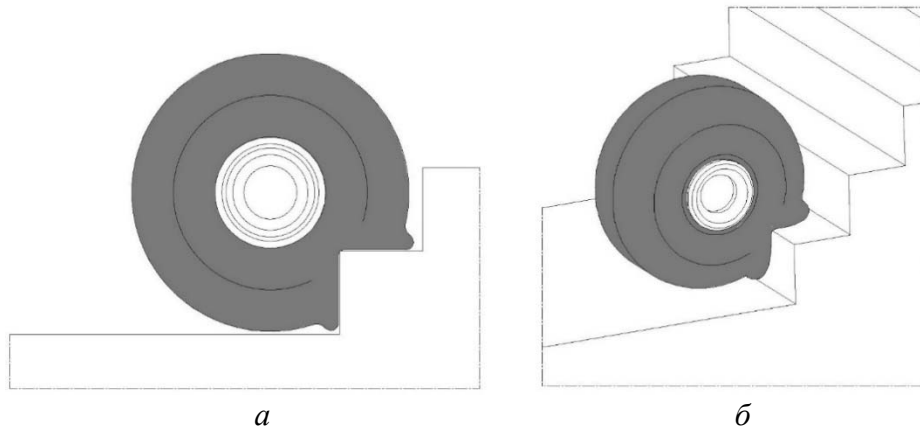


Рис. 3. Пневматичне колесо

Пневматичне колесо (рис.3а, 3б) є типовою конструкцією, що забезпечує високу прохідність завдяки своїй здатності змінювати форму при низькому тиску в шині. Пружна пневматична шина, яка має високий рівень деформації, забезпечує велику площу контакту з поверхнею, що дозволяє колесу ефективно долати сходинки та виступи [4]. Це колесо особливо ефективно при взаємодії з ребром сходинки, де інші приводи можуть мати проблеми з проковзуванням через недостатню площу контакту. Висока деформація пневматичної шини дозволяє колесу краще адаптуватися до нерівностей поверхні, забезпечуючи стабільний рух навіть у складних умовах.

**Висновки.** Підвищення прохідності є одним з найважливіших напрямків досліджень при проектуванні нових конструкцій НРК. Вирішення даної задачі потребує інноваційних підходів з метою синтезу нових, більш ефективних систем, що дозволять переміщуватися на складній місцевості. Поточні результати дозволять у подальшому детально дослідити роботу прогресивних технічних рішень рушіїв та сформулювати напрямки їх модернізації для адаптації під певні параметри місцевості, по якій переміщується НРК.

### Список використаних джерел

1. Pan, H.; Chen, X.; Ren, J.; Chen, B.; Huang, K.; Zhang, H.; Lu, H. "Deep Reinforcement Learning for Flipper Control of Tracked Robots in Urban Rescuing Environments." *Remote Sens.* 2023, 15, 4616. <https://doi.org/10.3390/rs15184616>
2. T. Godden, B. W. Mulvey, E. Redgrave and T. Nanayakkara, "PaTS-Wheel: A Passively-Transformable Single-Part Wheel for Mobile Robot Navigation on Unstructured Terrain" in *IEEE Robotics and Automation Letters*, vol. 9, no. 6, pp. 5512-5519, June 2024, <https://doi.org/10.1109/LRA.2024.3389828>
3. Akin, L.D., "ENAE 788X Planetary Surface Robotics: Terramechanics part 1," 2020, <https://spacecraft.ssl.umd.edu/academics/788XF20/788XF20L06.terramechanics1x.pdf>
4. J. Y. Wong, *Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering: Terrain Behaviour, Off-Road Vehicle Performance and Design*, 3rd ed. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2010, pp. 384-407.



**Analysis of the characteristics of the interaction of typical ground-based robotic systems with the soil and the selection of optimal solutions**

**Kostiuchenko Ivan, Strutinskiy Serhiy**

*The paper examines the features of the interaction of typical ground-based robotic systems with the soil. Considered dependencies characterizing the interaction process and limiting factors determining the most optimal propulsion system. The main attention is paid to the analysis of the passability of various types of propulsion systems, including wheeled and tracked ones, in order to determine their effectiveness in overcoming various types of obstacles, in particular ledges and steps. The paper analyzes the advantages and disadvantages of existing constructive solutions and outlines the ways for their further optimization.*

*Keywords: robot; robotics; unmanned ground vehicle; hybrid; propulsion system; wheel; track.*

УДК 621.8

## Підвищення продуктивності конвеєрних ліній

Пальчак В.-Н.С., Нітченко М.С., Муращенко А.М., Губарев О.П.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Підвищення продуктивності конвеєрних ліній є актуальною проблемою сучасної промисловості, зокрема у галузях, де використовуються горизонтальні стрічкові конвеєри. Одним із ключових напрямків є оптимізація системи управління швидкістю стрічки, що дозволяє зменшити час стабілізації процесу транспортування, мінімізувати енергоспоживання та забезпечити високу надійність обладнання. У даній роботі запропоновано підхід до удосконалення конвеєрних систем шляхом використання PID-регулятора для автоматичного контролю швидкості стрічки транспортера. Розроблено математичну модель системи (рис. 1), яка враховує динамічні характеристики двигуна, навантаження на стрічку та взаємодію між компонентами механічної частини конвеєра. Моделювання проведено у середовищі MATLAB Simulink, де досліджено вплив змінних вхідних параметрів, таких як швидкість обертання двигуна і задана швидкість стрічки, на стабільність роботи системи. Експериментальні результати моделювання демонструють, що впровадження PID-регулятора дозволяє суттєво зменшити амплітуду коливань стрічки при зміні навантаження, скоротити перехідний процес і підвищити точність транспортування продукції.

**Ключові слова:** конвеєрні лінії; PID-регулятор; підвищення продуктивності; MATLAB Simulink; автоматизація; моделювання; стрічковий транспортер.

## Вступ та аналіз літературних даних

Завдяки універсальності та можливості адаптації до різних типів вантажів, конвеєрні системи знайшли застосування в широкому спектрі галузей промисловості. В залежності від вимог до потужності та умов експлуатації можуть використовуватися різні типи приводних систем: електричні, гідравлічні або пневматичні, а в деяких випадках — комбіновані [1-3]. Метою даної роботи є підвищення продуктивності стрічкових конвеєрів.

## Матеріали та методи дослідження.

Для визначення впливу вхідних параметрів на вихідні параметри, такі як швидкість та інші, застосовано методику моделювання, а саме в програмному забезпеченні MATLAB Simulink [4]. Для конвеєрної лінії важливим є забезпечення швидкості руху стрічки при будь-яких навантаженнях, тобто система має бути більш стабільною, а значить враховувати гнучкість. PID-регулятор використовується для забезпечення стабільності і точності керування швидкістю стрічки конвеєра.

Отже, при моделюванні було застосовано наступне із відповідними параметрами, Рисунок 1.

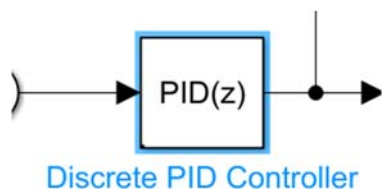


Рис. 1. Модель PID-регулятора

## Параметри:

Пропорційний коефіцієнт ( $K_p$ ): 10.Інтегральний коефіцієнт ( $K_i$ ): 5.Диференційний коефіцієнт ( $K_d$ ): 0.

Тип дії: Позиційний PID (Position).

де  $K_p$  (пропорційний коефіцієнт) визначає реакцію системи на поточну похибку (різницю між бажаною і фактичною швидкістю стрічки);

$K_i$  (інтегральний коефіцієнт) усуває систематичну похибку, накопичену з часом;

$K_d$  (диференційний коефіцієнт) згладжує коливання при різких змінах сигналу.

Запропонована модель автоматизованої системи управління стрічковим транспортером у середовищі MATLAB Simulink представлена на Рисунку 2.

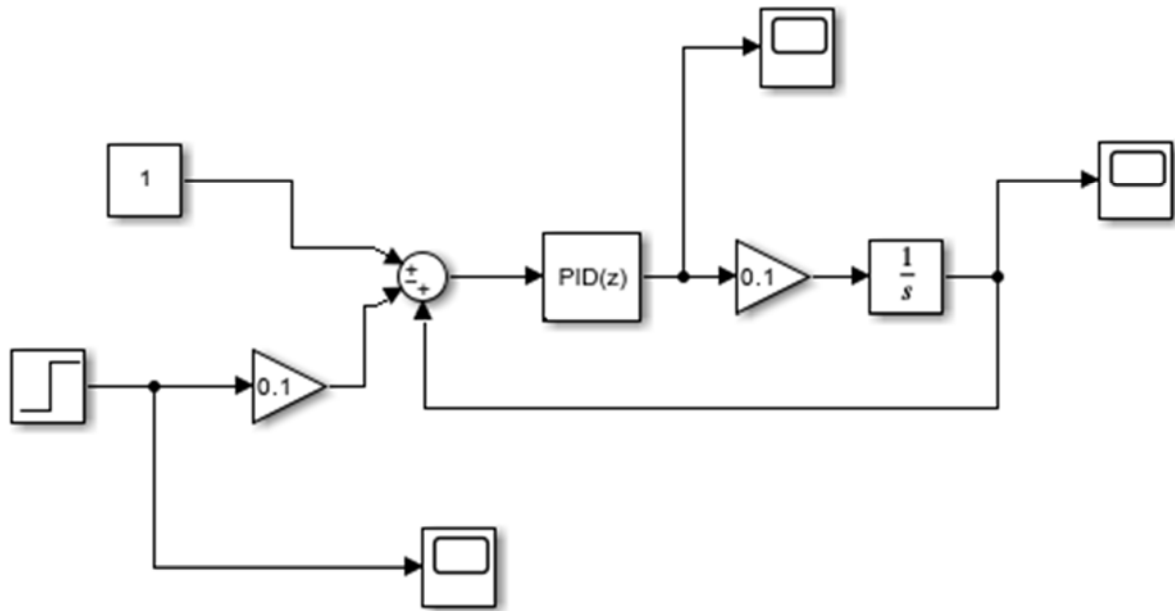


Рис. 2. Схема моделі автоматизованої системи управління стрічковим транспортером

Отримано графік з виходу Integrator, показано на Рисунку 3. Та отримано графік з виходу PID Controller, що показано на Рисунку 4.

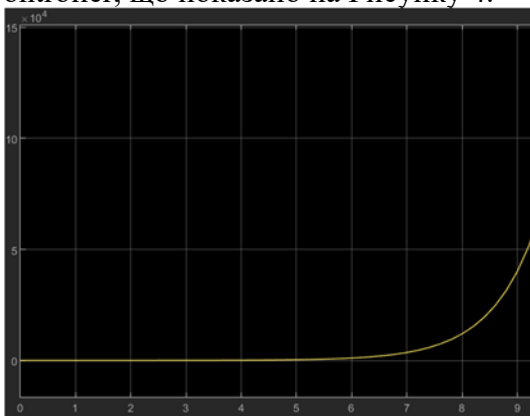


Рис. 3. Графік накопичення

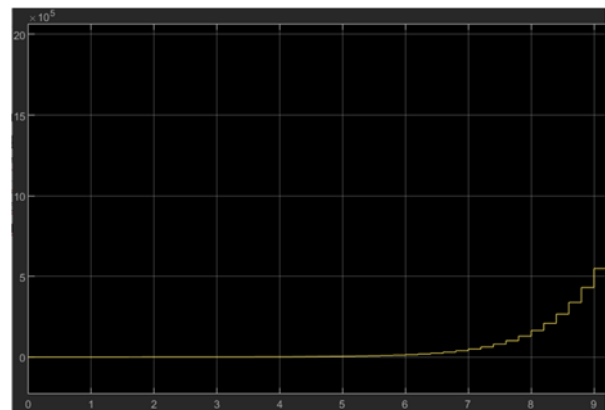


Рис.4. Графік стабілізації

Отриманий графік на рис. 3. показує накопичення сигналу, яке залежить від вхідного значення. До моменту активації Step сигнал на вході інтегратора дорівнює нулю, тому вихід інтегратора також нульовий. Після активації Step інтегратор починає обчислювати накопичене значення, поступово збільшуючи свій вихід. Відображає лінійне прискорення системи або накопичення помилки, якщо сигнал на вході інтегратора — це похибка системи. (Показує накопичувальний ефект змін у системі)

Отриманий графік на рис. 4 - це вихідний сигнал PID-контролера, який формується на основі помилки між заданим (Step) і реальним значенням системи. "Ступінчастий" вигляд сигналу свідчить про те, що система працює в дискретному часі. Відображає регулюючий



вплив контролера, який коригує роботу системи для досягнення заданого значення. Відображає реакцію системи на зміну вхідного сигналу. Графік показує стабілізацію системи після перехідного процесу.



Рис. 5. Графік з виходу Step

На графіку рисунку 4 - це базовий вхідний сигнал для системи. У момент часу, визначений у параметрах блоку Step, сигнал різко зростає з нуля до заданої амплітуди. Відображає задане значення системи або цільову точку, до якої повинна наблизитися система (демонструє зміни вхідного сигналу, який проковує реакцію системи. Різке зростання сигналу до 1 на часі 1 с.).

### Висновки.

Ці досягнення мають прямий вплив на збільшення продуктивності виробничих процесів та зниження витрат на експлуатацію і обслуговування конвеєрних ліній.

Запропоноване рішення може бути адаптоване до інших типів конвеєрів, що відкриває нові можливості для автоматизації та оптимізації виробничих систем.

### Список літератури

1. Берт, К., Садбері Б. Конвеєри у гірничодобувній промисловості: виклики та рішення // Журнал гірничої інженерії. 2000. С. 50–65. <https://destal.net/industries/girnichodobuvna-promislovist/>
2. Сміт Р., Томас Л. Автоматизація та системи обробки у харчовій промисловості. Лондон: Wiley, 2005. 289 с. <https://zn.ua/ukr/macrolevel/kharchova-promislovist-apetit-khoroshij-ale-je-nad-chim-pratsjuvati.html>
3. Тернер, Д., Браш, Р. Автоматизація в сучасних конвеєрних системах. Берлін: Springer Science, 2010. 320 с. [https://propertytimes.com.ua/novosti/nova\\_poshtaplanue\\_investuvati\\_ponad\\_1mlrd\\_griven\\_uinnovatsiyniy\\_terminal](https://propertytimes.com.ua/novosti/nova_poshtaplanue_investuvati_ponad_1mlrd_griven_uinnovatsiyniy_terminal)
4. Лазарев Ю. Ф. Довідник з MATLAB : електронний навчальний посібник. – Київ : НТУУ «КПІ», 2013.

## Increasing the productivity of conveyor lines

**Palchak Viktoriia-Nataliia, Nitchenko Myroslava, Murashchenko Alona, Gubarev Oleksandr**

*Enhancing the productivity of conveyor lines is a pressing issue in modern industries, particularly in sectors utilizing horizontal belt conveyors. A key focus is optimizing the belt speed control system to reduce stabilization time for transportation processes, minimize energy consumption, and ensure high equipment reliability.*

*This study proposes an approach to improving conveyor systems through the use of a PID controller for automatic belt speed control. A mathematical model of the system has been developed, accounting for the dynamic characteristics of the motor, belt load, and interactions between the conveyor's mechanical components. The modeling was conducted in MATLAB Simulink, where the influence of variable input parameters, such as motor speed and the set belt speed, on system stability was analyzed.*

*Experimental simulation results demonstrate that the implementation of a PID controller significantly reduces belt oscillation amplitudes under varying load conditions, shortens the transient process, and enhances the accuracy of product transportation.*

**Keywords:** conveyor lines; PID controller; productivity improvement; MATLAB Simulink; automation; modeling; belt conveyor.

УДК 62.53

## Забезпечення вологості повітря в тепличному об'єкті середнього об'єму

Синицина Є. Ю., Губарев О. П.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна

*Будь-які зміни температури та вологості повітря негативно впливають на вирощування рослин. В основу регулювання мікроклімату є температура та вологість повітря в середині тепличного об'єкту. Метою цієї роботи є аналіз зміни вологості теплиці з механічною вентиляцією. Для цього було розроблену спрощену модель тепличного об'єкту середнього об'єму. Моделювання було виконано для однієї доби в Херсонській області (17 травня 2023 року). Модель тепличного об'єкту була змодельована без рослин. Результати дослідження є змодельовані розподіли повітряних мас та вологості повітря в теплиці. За допомогою отриманих даних розподілу повітря визначено витрату води для розпилення форсунок впродовж доби, що є основою гідравлічної системи зволоження теплиці. Результати дослідження придатні для використання в алгоритмах керування мехатронною системою теплиці для врахування циклічних добових змін параметрів вологості.*

*Ключові слова:* гідравлічна схема; теплообмін; масообмін; мехатронна система; мікроклімат; вологість повітря.

Постійний контроль параметру вологості відіграє важливу роль, оскільки надмірний її рівень може спричинити появу різних хвороб, а мала кількість - викликає гідравлічний стрес у рослин, що спричиняє зменшенню врожайності. Дослідження способів контролю вологості пов'язане з двома основними проблемами: температура і вологість в теплицях є обернено пропорційними факторами; більшість сучасних автоматичних систем моніторингу та контролю параметрів мікроклімату теплиць використовують одні й ті ж приводи для регулювання температури і вологості [1]. Тому для регулювання складними процесами теплообміну та масообміну повітряних мас в теплиці доцільно використовувати мехатронну систему керування.

В програмному забезпеченні SOLIDWORKS було згенеровано модель зміни параметрів мікроклімату (зміна вологості в теплиці). У даній моделі враховано технологічні режими мікроклімату для вирощування рослин, а також конструкції та покриття тепличних об'єктів. Проаналізувавши існуючі дослідження Ben Ali R., Bouadila S., Mami A., 2018, Mather A., Kamel E., Enrico F., 2016; Diaz-Florez G., Mendiola-Santibanez J., Solis-Sanchez L., 2019 [2,3,4]:

$$\frac{dW_{air\ in}(t)}{dt} = \frac{L_{air\ in}}{\rho_{air} V_g} \left( C_e (P_{air\ out}(t) - P_{air\ in}(t)) \right) + Z_{total\ hum}(t), \quad (1)$$

де:  $W_{air\ in}$  – відносна вологість повітря в зоні вирощування, %;  $W_{air\ out}$  – відносна вологість зовнішнього повітря, %;  $t$  – час, с;  $V_g$  – об'єм теплиці, м<sup>3</sup>;  $\rho$  – густина повітря, кг/ м<sup>3</sup>;  $L$  – різниця між потоком вхідного повітря та вихідного, м<sup>3</sup>/с;  $C$  – коефіцієнт перенесення водяної пари в повітря, кг/ (м<sup>3</sup>\*Па);  $P_{air\ in}$  – внутрішній тиск насиченої пари, Па;  $P_{air\ out}$  – зовнішній тиск насиченої пари, Па;  $Z$  – різниця між швидкістю надходження та віжведення вологи з площі тепличного об'єкту, %/с.

В результаті моделювання отримано модель розподілу вологості повітря в середині теплиці та схема розміщення форсунок (рис.1 а та б).

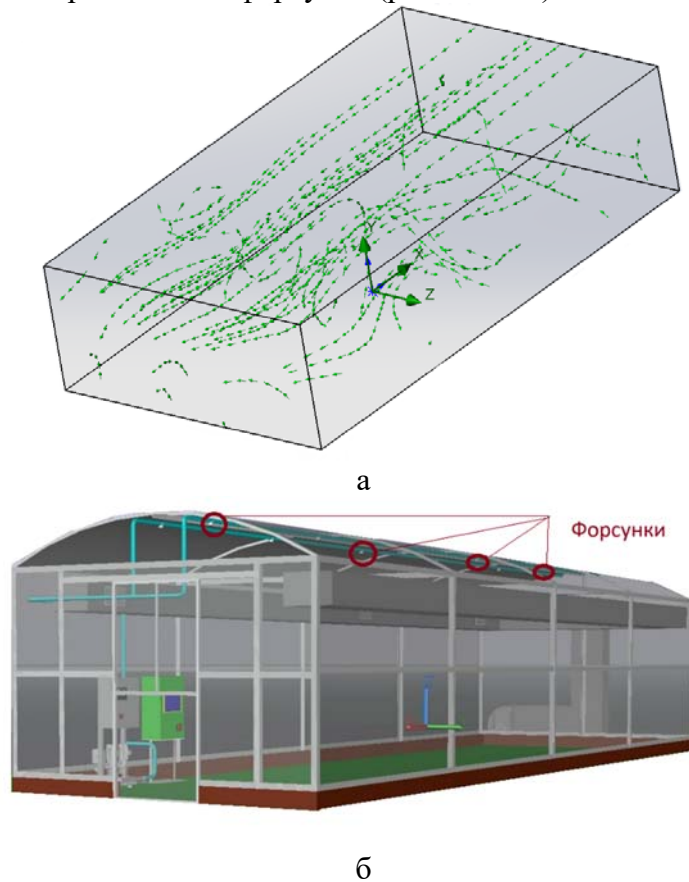


Рис.1. а - Розподіл вологості повітря в середині теплиці; б – Розміщення форсунок в тепличному об'єкті

Задачею програмного забезпечення є визначення змін включення форсунок для розпилення води під дією еталонного зовнішнього впливу: зміни температури та вологості. Для цього заплановано аналіз змін поля вологості в об'ємі теплиці, визначення витрати води для забезпечення сталого рівня вологості в часі.

Початкові параметри для моделювання: повітрообмін тепличного об'єкту – 1500 м<sup>3</sup>/год; початкове значення температури повітря в середині теплиці 20 °С; вологість – 70%; швидкість повітря в верхній зоні теплиці – 1,5 м/с. При температурі повітря 20 °С та вологості 70% вміст води складає 12,11 г/м<sup>3</sup>. Отже, для всього об'єму теплиці витрата води для підтримання стабільної вологості складає 12,97 кг/год. Відповідно до прогнозу погоди на 17 травня 2023 року в Херсонській області (рис. 2а) було розраховано витрати води впродовж доби для розпилення форсунками, результати розрахунку наведені на рис.2.б [5,6].

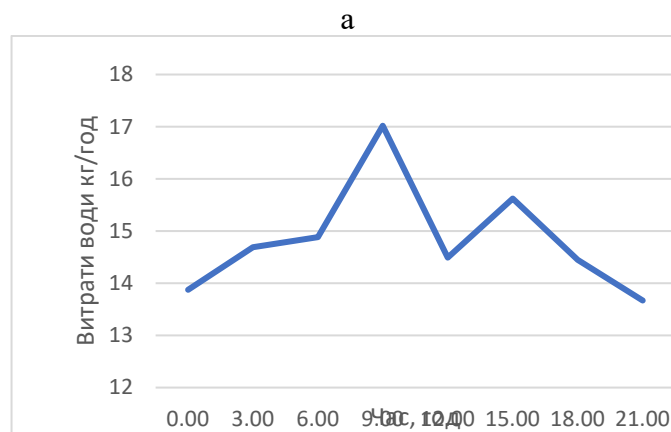
Відповідно до технічних характеристик форсунок, витрата води 2-7,25 л/год, приймаємо, що для забезпечення сталого режиму вологості в тепличному об'єкті необхідно розробити гідравлічну схему та встановити в ній 4 форсунок.

Встановлено, що з врахуванням тепло-масо-обмінних процесів в геометричній 3-D моделі теплиці можуть бути змодельовані розподіл повітряних мас та вологості теплиці в часі. Отримані залежності розподілу повітря дозволили побудувати витрати води для розпилення форсунок впродовж доби щоб забезпечити сталу вологість в тепличному об'єкті.

Отримана в результаті модельного експерименту залежність витрати води в часі показує, що для теплиці достатньо використання 4 форсунок з продуктивністю 7,25 л/год.



День	Час	Висота хмар	Дальн. видим.	Хмарн. Вітер	Швидк. Вітру	Темп. пов.	Точка роси	Тиск станц.	Тиск моря	ОпадЧас	Явища погоди	TmaxTminВолог.
17	0:00			6 ↓	2 м/с	15.6°		-5				68%
17	3:00			8 ↙	1 м/с	15.7°		-5				72%
17	6:00			5 ↙	1 м/с	13.9°		-5				82%
17	9:00			3 ↙	2 м/с	20.7°		-5				62%
17	12:00			6 ↙	3 м/с	25.4°		-5				42%
17	15:00			5 ↙	3 м/с	26.2°		-5				41%
17	18:00			4 ↙	2 м/с	23.9°		-5				45%
17	21:00			2 ☉	0 м/с	16.1°		-5				67%



**Рис.2. а – Прогноз погоди на 17 травня 2023 року в Херсонській області; б – Витрата води для розпилення форсунок**

**Список літератури**

1. Л. С. Гіль, А. І. Пашковський, Л. Т. Суліма. Сучасні технології овочівництва закритого і відкритого ґрунту // Нова Книга. – 2008. – №1. – С. 368.
2. Ben Ali R., Bouadila S., Mami A. Development of a Fuzzy Logic Controller applied to an agricultural greenhouse experimentally validated. Applied Thermal Engineering. 2018. Vol. 141. P. 798–810.
3. Maher A., Kamel E., Enrico F., Atif I., Abdelkader M. An intelligent system for the climate control and energy savings in agricultural greenhouses. Energy Efficiency. 2016. Vol. 9 (6). P. 1241–1255.
4. Diaz-Florez G., Mendiola-Santibanez J., Solis-Sanchez L., Gomez-Melendez D., Terol-Villalobos I., GutierrezBanuelos H., Araiza-Esquivel M., Espinoza-Garcia G., Garcia-Escalante J., Olvera-Olvera C. Modeling and Simulation of Temperature and Relative Humidity Inside a Growth Chamber. Energies. 2019. Vol.12 (21). P.1–22.
5. Synytsyna E.Yu., Model of the control object of the mechatronic microclimate system of a medium-sized greenhouse - Mech. Adv.Technol. Vol. 7, No. 3, 2023, pp. 330–336.
6. Гульков К.С., Автоматизована гідравлічна система поливу та зрошування тепличного господарства, 2024.

**Provision of air humidity in a medium-sized greenhouse object**

**Synytsyna E., Gubarev O.**

*Any changes in air temperature and humidity have a negative impact on plant cultivation. The basis of microclimate control is the temperature and humidity inside the greenhouse. The purpose of this paper is to analyze the humidity changes in a mechanically ventilated greenhouse. For this purpose, a simplified model of a medium-sized greenhouse was developed. The modeling was performed for one day in the Kherson region (May 17, 2023). The greenhouse model was modeled without plants. The results of the study are the modeled distributions of air masses and air humidity in the greenhouse. Using the obtained air distribution data, the water consumption for spraying nozzles during the day was determined, which is the basis of the hydraulic humidification system of the greenhouse. The results of the study are suitable for use in control algorithms for the greenhouse mechatronic system to take into account cyclic daily changes in humidity parameters.*

Keywords: hydraulic scheme; heat transfer; mass transfer; mechatronic system; microclimate; air humidity.

УДК 621.873

## Аналіз переваг дискових гальм вантажопіднімальних кранів у порівнянні з колодковими гальмами

Карпенко Б.В., Неженцев О.Б.

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського"

*Проаналізовано сучасні конструкції дискових гальм, призначених для гальмування механізмів вантажопіднімальних кранів. Розглянуто переваги та недоліки однодискових, багатодискових та дисково-колодкових гальм. Дано рекомендації для їх запровадження в механізмах вантажопіднімальних кранів. Для механізмів пересування вантажопіднімальних кранів мостового типу та вантажних візків найбільш доцільно використовувати дисково-колодкові гальма, які при відповідному налаштуванні дозволяють підвищити надійність та знизити динамічні навантаження на елементи приводів і металоконструкції кранів, а також зменшити розгойдування вантажів.*

*Ключові слова:* вантажопіднімальні крани; механізми; дискові гальма; аналіз конструкцій гальм; ефективність гальмування

В більшості механізмів вантажопіднімальних кранів використовуються автоматичні колодкові гальма, які мають наступні недоліки: нерівномірність стирання фрикційних поверхонь гальмівних накладок, що призводить до погіршення плавності гальмування; радіально діючі на вал сили; неоднотимного спрацювання гальм в механізмах пересування крана з роздільним приводом.

Для вирішення задачі нерівномірності стирання колодок раціонально використовувати дискові гальма, оскільки вони мають рівномірний розподіл тиску по всій фрикційній поверхні. В дискових гальмах відсутні радіально діючі на вал сили, а осьові сили не сприймаються валом і підшипниками механізмів. До переваг дискових гальм також слід віднести можливість створювати великі гальмівні моменти за рахунок збільшення кількості дисків при відносно малих габаритах.

Для вибору найбільш ефективних конструкцій дискових гальм було проведено патентний та літературний пошук, за результатами аналізу якого отримано такі результати.

Дискові гальма поділяють на наступні типи: однодискові; багатодискові без підсилення; багатодискові з підсиленням; автоматичні, які замикаються під дією ваги транспортованого вантажу (вантажостійки); дисково-колодкові [1, 2].

Наприклад, відоме дискове гальмо [3], яке містить важільні механізми навантаження, систему керування, гальмівний диск, гальмівні колодки, які конструктивно поділені на сектори, що зв'язані між собою кінематично, та на яких закріплені гальмівні накладки. Вказане дискове гальмо має недолік, який полягає в тому, що під впливом силової взаємодії гальмівних накладок гальмівний диск нерівномірно зношується та його робоча поверхня починає мати геометричні відмінності від площини, яку гальмівний диск мав на початку експлуатації. Це обумовлює зниження трибологічних характеристик дискового гальма під час припрацювання (на макрорівні) нової гальмівної колодки. В цей період буде спостерігатись інтенсивне зношування фрикційного матеріалу накладки.

Заслуговує на увагу технічне рішення дискового гальма [4], в основу якого поставлена задача виключення, при експлуатації дискового гальма, циклу припрацювання робочих поверхонь гальмівних накладок і гальмівного диску на макрорівні, та поліпшення, завдяки цьому, трибологічних характеристик гальмування та підвищення безпеки руху машини.

Суть конструкції дискового гальма [4] пояснюється схемами на рис. 1, де зображено гальмівний диск 1, який взаємодіє з гальмівними колодками 3, які мають між собою механічне з'єднання 2 та систему керування. Гальмівні колодки 3 виконані як тіла обертання, які мають зв'язок з механізмом навантаження через підшипник 4. При цьому діаметр гальмівної накладки не може бути менше, ніж відстань між зовнішнім та внутрішнім краями робочої поверхні гальмівного диску (рис. 1):

$$D \geq L,$$

де  $D$  – діаметр гальмівної накладки;  $L$  – відстань між зовнішнім та внутрішнім краями робочої поверхні гальмівного диску.

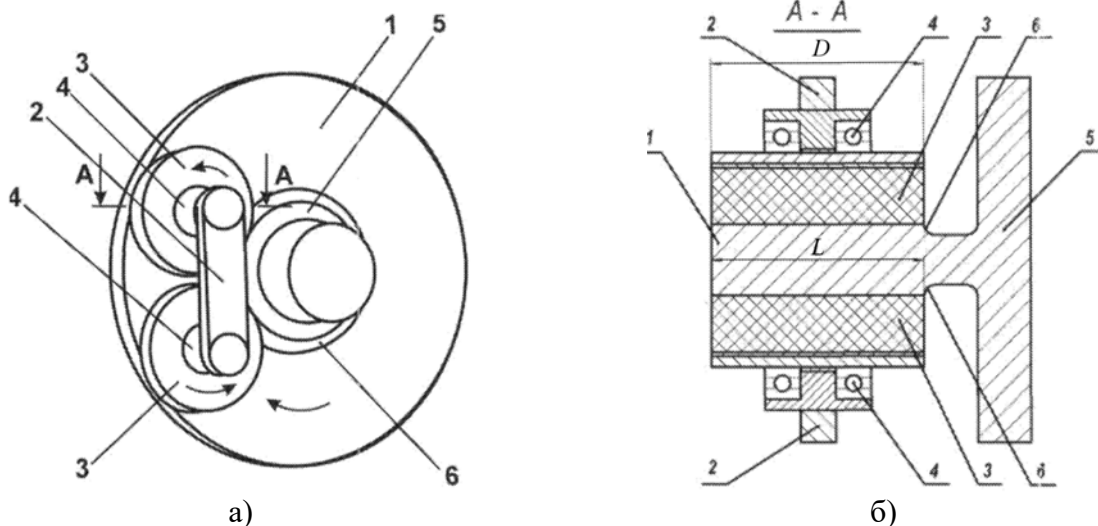


Рис. 1. Дискове гальмо

Завдяки тому, що сили тертя, які виникають при силовій взаємодії гальмівного диска 1 та колодки 3 з накладкою, нерівномірно розподіляються по площині контакту, гальмівна колодка 3 починає обертатись навколо своєї осі. Таке обертання забезпечує рівномірне зношування робочої поверхні гальмівного диска 1. На гальмівних дисках, де відсутня вентиляція, для геометричного оформлення його робочої поверхні, виконується галтель 6, яка відокремлює внутрішню грань робочої поверхні гальмівного диска та маточину 5.

Реалізація такої конструкції дискового гальма дозволяє вирішити поставлену задачу. А саме, при заміні гальмівної колодки, виключається стадія припрацювання гальмівних накладок на макрорівні, бо робоча поверхня гальмівного диску весь час має вигляд площини, так як і робоча поверхня гальмівної накладки. Завдяки цьому, досягаються стабільні трибологічні характеристики гальмування та підвищення безпеки руху машини, у зв'язку з тим, що при заміні гальмівної колодки, з самого початку забезпечується висока щільність контакту гальмівної колодки з гальмівним диском.

Дискове гальмо працює таким чином. При гальмуванні, колодки 3 притискаються до гальмівного диска 1. В області їх контакту виникають сили тертя. У зв'язку з тим, що швидкість точок, на поверхні гальмівного диска, на різних його діаметрах буде різною, то виникає крутний момент, який змушує гальмівні колодки 3 обертатись навколо своєї осі на підшипнику 4. У підсумку поверхня гальмівного диска 1 рівномірно зношується та приймає форму площини, що виключає необхідність припрацювання нової гальмівної колодки.

Разом з тим, недоліком розглянутих однодискових гальм є термічні деформації взаємодіючих поверхонь, що виникають під впливом значних температурних навантажень у зоні тертя під час гальмування. Внаслідок цього спостерігається нерівномірне прилягання зношеної частини колодки до поверхні диска, що впливає на зниження контурної площі контакту, яка є основним показником при визначенні коефіцієнту тертя.



Для подоланням зазначеного недоліку використовуються дискові гальма [5] закритого типу, в яких на валу колеса за допомогою шліцьового з'єднання встановлено кілька гальмових дисків, що переміщуються по шліцах за напрямком їх осі обертання до повного притискання один до одного. А гальмові колодки закріплено в чотирьох супортах, встановлених симетрично з обох боків гальмових дисків. Таке конструктивне рішення значно збільшить контурну площу контакту робочих поверхонь гальма за рахунок збільшення загальної площі контакту фрикційних елементів, що збільшить термін експлуатації гальма.

Суть багатодискового гальма [5] закритого типу пояснюється схемою на рис. 2. Дискове гальмо містить гальмовий гідروпривід, який складається з головного гальмового циліндру 1 та робочого контуру 2, і гальмові механізми, які включають супорти 3, на яких встановлені гальмівні колодки 4, та гальмівні диски 5, що кріпляться на осі колеса машини 6 за допомогою шліців 7. Закритий тип конструкції гальма забезпечується ковпаками 8, герметично прикріпленими до внутрішнього ободу колеса 9.

Дискове гальмо [5] функціонує наступним чином. При натисканні на поршень головного гальмового циліндру 1 тиск, що утворюється, за допомогою робочого контуру 2 передається до супортів 3, на яких закріплені гальмові колодки 4. Поршні супортів 3 притискають гальмові колодки 4 до пакету гальмових дисків 5, які встановлені на осі колеса 6 за допомогою шліців 7, що дозволяє дискам 5 рухатися вздовж осі обертання до притискання один до одного, що утворює гальмівний момент, який розподіляється поміж дисків 5.

В процесі гальмування колодки 4 та гальмові диски 5 інтенсивно нагріваються до високих температур, що є причиною деформацій робочих елементів дискового гальма, внаслідок чого зменшується контурна площа контакту гальмових колодок 4 та гальмового диску 5 і, як наслідок, зменшується коефіцієнт тертя. Завдяки тому, що у дисковому гальмі використовується кілька гальмових дисків і, як мінімум, чотири супорти 3 з встановленими на них гальмівними колодками 4, значно зменшується деформація робочих фрикційних елементів і, як наслідок, значно збільшується величина контурної площі контакту, яка позитивно впливає на коефіцієнт тертя та інтенсивність зношування.

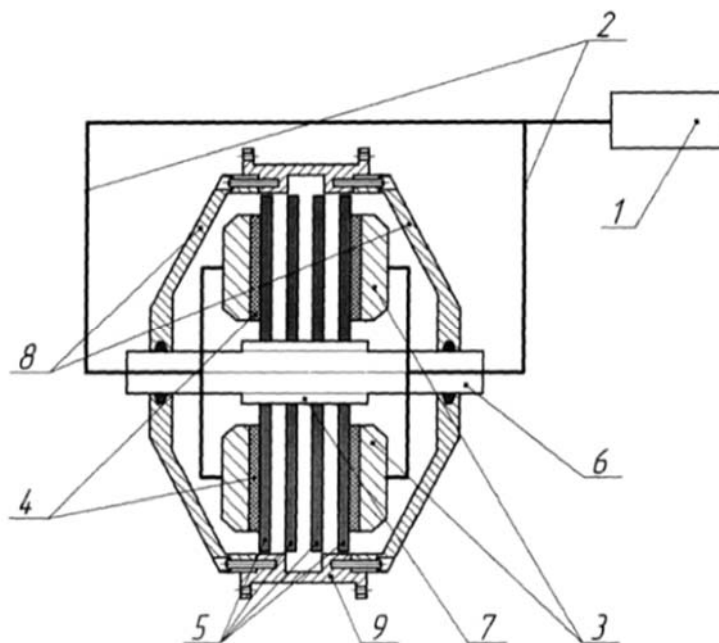


Рис. 2. Багатодискове гальмо



Для підвищення ефективності охолодження гальмівних дисків пропонується дисково-колодкове гальмо з інтенсивним охолодженням за рахунок збільшення часу примусового тепловідведення від поверхонь гальмівних дисків [6]. Поставлена задача вирішується тим, що дисково-колодкове гальмо містить (див. рис. 3): два робочі гальмівні диски 1 і 2 із забірними отворами 3 і випускними отворами 4 для проходження атмосферного повітря. Диски встановлені на валу 5 та з'єднані між собою шпильками 6 з болтами 7, гальмівні колодки 8 і 9 з фрикційними накладками 10 і 11, крильчатку 12, посаджену на підшипник кочення 13.

Дисково-колодкове гальмо працює наступним чином. При русі машини відбувається процес обертання робочих гальмівних дисків 1 і 2 (рис. 3), встановлених на валу 5, а також обертання за рахунок відцентрових сил крильчатки 12, посаженої на підшипник кочення 13. При цьому через забірні отвори 3 гальмівних дисків 1 і 2 атмосферне повітря надходить до порожнини між внутрішніми поверхнями гальмівних дисків 1 і 2 та попадає на крильчатку 12, за рахунок якої здійснюється "омивання" внутрішніх поверхонь дисків 1 і 2, що призводить до їх охолодження та стабілізації коефіцієнта тертя. Атмосферне повітря виводиться до навколишнього середовища через випускні отвори 4 в робочих гальмівних дисках та через проміжки між з'єднувальними шпильками 6 з болтами 7.

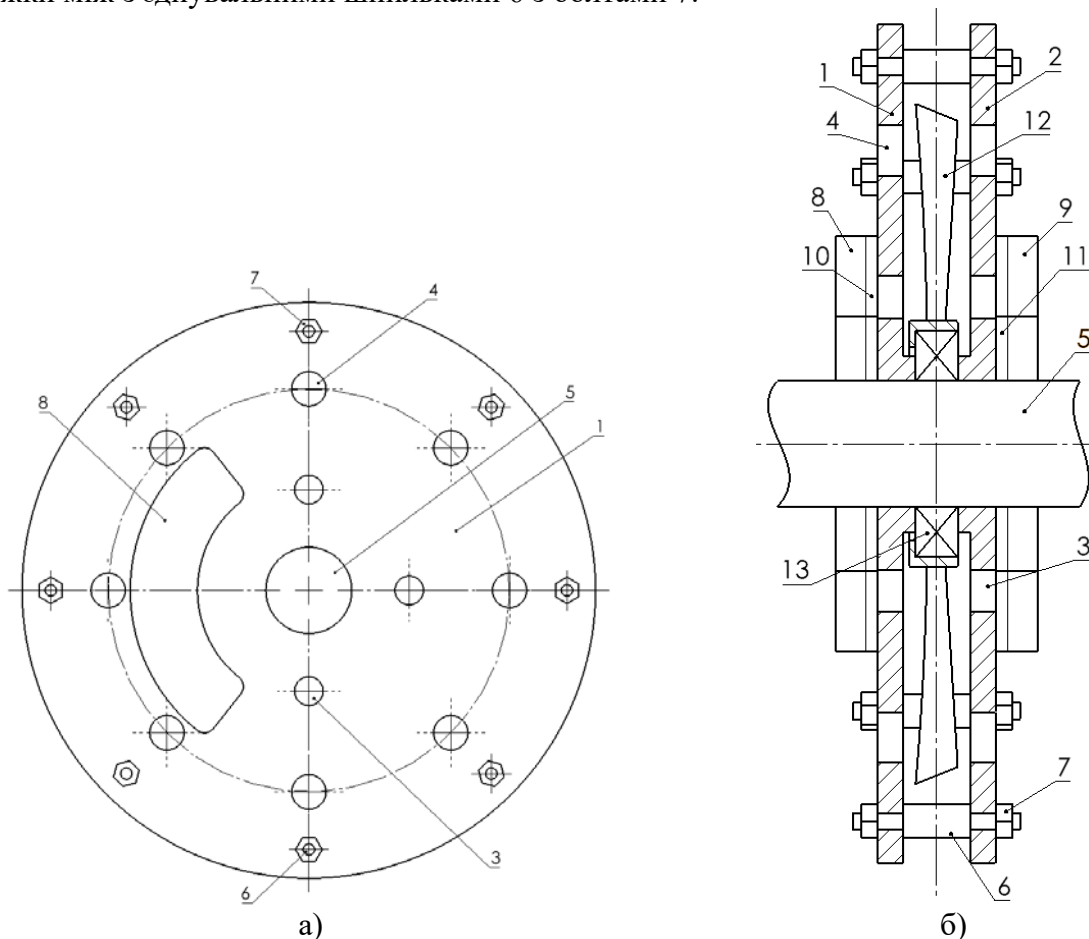


Рис. 3. Дисково-колодкове гальмо

В процесі гальмування машини дисково-колодковим гальмом, який розпочинається після того, як під впливом притискних нормальних зусиль гальмівні колодки 8 і 9 з фрикційними накладками 10 і 11 вступають у фрикційний контакт з зовнішніми поверхнями робочих гальмівних дисків 1 і 2, атмосферне повітря продовжує надходити до порожнини між внутрішніми поверхнями дисків 1 і 2 та на крильчатку 12, що обертається на підшипнику кочення 13, та продовжує здійснювати "омивання" внутрішніх поверхонь гальмівних дисків 1

і 2, що призводить до охолодження. Процес тепловідведення від внутрішніх поверхонь гальмівних дисків 1 і 2 буде продовжуватися і після зупинки машини через те, що крильчатка 12 буде продовжувати обертатися на підшипнику кочення 13 за рахунок сили інерції до того часу, поки швидкість її обертання не стане рівною нулю. Це дозволяє збільшити час примусового тепловідведення від внутрішніх поверхонь гальмівних дисків 1 і 2.

Запропоноване технічне рішення дозволяє істотно інтенсифікувати процес примусового охолодження гальмівних дисків і підвищити ресурс пар тертя дисково-колодкового гальма.

Для механізмів пересування вантажопіднімальних кранів найбільш доцільно використовувати дисково-колодкові гальма, які при відповідному налаштуванні дозволяють підвищити надійність та знизити динамічні навантаження на елементи кранів.

### Список літератури

1. Воляннюк В.О. Підйомно-транспортні машини (системи): конспект лекцій Ч.1 / В.О. Воляннюк. – К.: КНУБА, 2019. – 144 с.
2. Баладінський В.Л. Пристрої та механізми вантажопідйомних машин: навч. посібник / В.Л. Баладінський, І.В. Русан, О.М. Гаркавенко, О.Ю. Вольтерс. – К.: КНУБА, 2005. – 132 с.
3. Пат. 99995 України, МПК В60Т 1/00. Дискове гальмо, опубл. 25.06.2015, Бюл. №12
4. Пат. 121627 У України, МПК F16D 49/00. Дискове гальмо / Заявл. 22.06.2017, опубл. 11.12.2017, Бюл. №23.
5. Пат. 141635 У України, МПК F16D 55/00. Багатодискове гальмо закритого типу / Заявл. 17.07.2019, опубл. 27.04.2020, Бюл. №8.
6. Пат. 153095 У України, МПК F16D 55/00, В66D 5/14. Дисково-колодкове гальмо / Заявл. 23.12.2022, опубл. 17.05.2023, Бюл. №20.

### Analysis of the advantages of disc brakes for lift cranes in comparison with shoe brakes

#### Karpenko Bohdan, Nyezhentsev Oleksiy

*Modern designs of disc brakes intended for braking mechanisms of cranes are analyzed. The advantages and disadvantages of single-disc, multi-disc, and disc-pad brakes are considered. Recommendations are given for their implementation in crane mechanisms. For the movement mechanisms of overhead cranes and cargo trolleys, it is most advisable to use disc-pad brakes, which, when properly adjusted, allow for increased reliability and reduced dynamic loads on drive elements and metal structures of cranes, as well as reduced swinging of cargo.*

*Keywords: cranes; mechanisms; disc brakes; brakes design analysis; braking efficiency*

УДК 621.873

## Методи оптимізації роботи вантажопідіймальних кранів

Коломієць Б.І., Неженцев О.Б.

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського"

*Проаналізовано сучасні методи оптимізації роботи вантажопідіймальних кранів. Розглянуто методи оптимального керування рухом мостових кранів, що базуються на оптимальних законах регулювання, які дозволяють зменшити коливання вантажу та динамічні навантаження.*

*Ключові слова:* вантажопідіймальні крани; методи оптимального керування; критерії оптимального керування; коливання вантажу; динамічні навантаження

**Актуальність проблеми:** Вантажопідіймальні крани є одними з найважливіших машин визначаючих ефективність роботи промисловості, будівництва, транспорту. Однією з ключових проблем є коливання вантажу на гнучкому підвісі, що значно знижує продуктивність, збільшує енергозатрати, створює небезпечні умови експлуатації та підвищує динамічні навантаження на конструкції крана. Для ефективного вирішення цієї проблеми запроваджуються сучасні підходи до керування рухом вантажопідіймальних кранів, що базуються на оптимальних законах регулювання, які дозволяють зменшити коливання вантажу та динамічні навантаження. Важливими інструментами для досягнення цих цілей є застосування інтелектуальних систем управління та частотнорегульованих приводів, що забезпечують точне й ефективне регулювання руху кранів, підвищують безпеку експлуатації.

**Мета:** Оцінити сучасні методи оптимізації роботи вантажопідіймальних кранів та визначити основні напрямки для подальших удосконалень.

У сучасних дослідженнях з оптимізації роботи вантажопідійомних кранів особливу увагу приділяють розробці систем керування, спрямованих на зменшення коливань вантажу під час пересування. Ця проблема має критичне значення для підвищення ефективності, безпеки та надійності роботи кранів. У представленому огляді розглянуто основні наукові досягнення, викладені у статтях [1 – 4], які зосереджені на методах оптимального керування рухом мостових кранів та аналізі динамічних навантажень.

В роботах [1, 2] запропоновано підхід до синтезу оптимального регулятора для системи «кран - вантаж». У першій частині [1] автори акцентують увагу на математичному моделюванні системи та визначенні основних характеристик динаміки крана, що впливають на коливання вантажу.

Динамічна модель, яка зображена на рис. 1, описується математичною моделлю [1]:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 = F - W; \\ x_1 = x_2 + \frac{l}{g} \ddot{x}_2, \end{cases} \quad (1)$$

Існує багато способів (керувань) переведення системи «кран - вантаж» із початкового у кінцевий стан. І основна сутність цього дослідження це, серед цієї множини необхідно обрати один, який би забезпечував мінімізацію критерію:

$$Int = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T P^2 dt} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (F \cdot \dot{x}_1)^2 dt} \rightarrow \min, \quad (2)$$

де  $P$  – потужність двигуна приводу крана.

Критерій (2) відображає витрати енергії під час розгону крана. Бажано, щоб витрати енергії були мінімальними – це дозволить підвищити енергоефективність його роботи.

У дослідженні [1] використовують обмеження на величину рушійного зусилля та швидкість його зміни в часі, а також на параметри реверсу крана.

Однією із головних вимог при синтезі оптимального регулятора є забезпечення стійкості руху системи. Дослідження стійкості регулювання руху системи «кран-вантаж» проводиться використовуючи модель (1). Для цього перетворена модель (1):

$$m_1 \left( \ddot{x}_2 + \frac{l}{g} \cdot \overset{IV}{\ddot{\varphi}} \right) + m_2 \cdot \ddot{x}_2 = F - W, \quad (3)$$

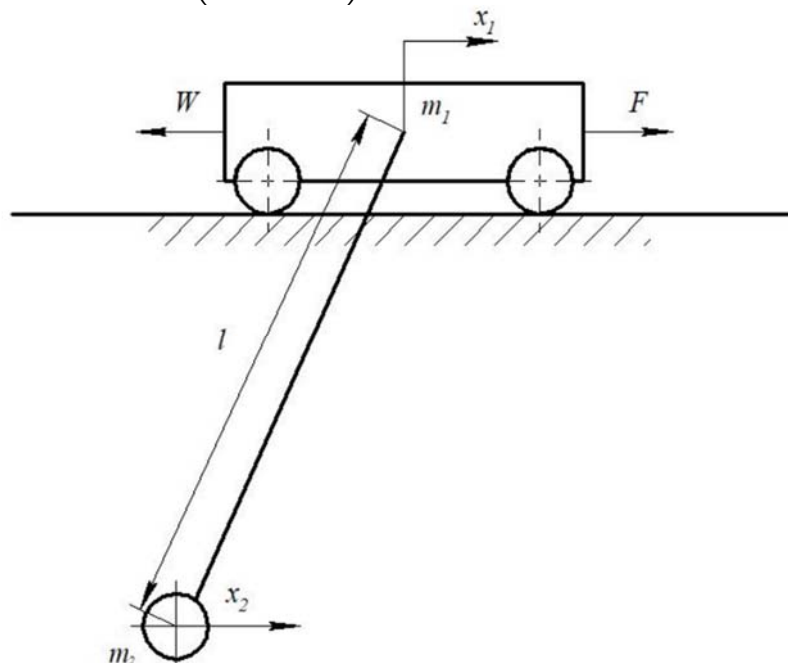


Рис. 1. Динамічна модель руху системи «кран-вантаж»

Після перетворення та спрощення рівняння (3) отримаємо:

$$\overset{IV}{\ddot{\varphi}} + \ddot{x}_2 \cdot \frac{m_1 + m_2}{m_1} \cdot \frac{g}{l} = \frac{F - W}{m_1} \cdot \frac{g}{l}, \quad (4)$$

Математичну модель руху системи (4) представлено у наступному вигляді:

$$\ddot{y}_2 + \Omega^2 \cdot y_2 = u \Omega_0^2 \quad (5)$$

де  $\Omega = \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{m_1} \cdot \frac{g}{l}}$  – частота коливань вантажу відносно рухомої точки підвісу;  $\Omega_0 = \sqrt{\frac{g}{l}}$  – частота коливань математичного маятника;  $\dot{x}_2 = y_2$  (ця заміна дасть змогу понизити порядок рівняння (4) на одиницю);  $u = \frac{F - W}{m_1}$  – функція регулювання руху системи.

Регулятор руху динамічної системи «кран-вантаж» представляється у такому вигляді:

$$u = (x_1 - x_2)K_1 + (V - \dot{x}_1) \cdot K_2 + (V - \dot{x}_2) \cdot K_3, \quad (6)$$

де  $K_1, K_2, K_3$  – коефіцієнти регулятора, які необхідно визначити.

Для визначення коефіцієнтів  $K_1, K_2, K_3$  з урахуванням стійкості руху системи «кран-вантаж» використано критерій стійкості Рауса-Гурвіца. В результаті аналізу при різних комбінаціях зведених мас вантажу, крана та довжини гнучкого підвісу вантажу було отримано такі значення меж пошуку цих коефіцієнтів [1]:



Таблиця

Значення меж пошуку коефіцієнтів  $K_1, K_2, K_3$  регулятора, які забезпечують стійкість руху системи «кран-вантаж»

Параметр	Область пошуку значень
$K_1$	$-5 \cdot 10^6 \dots 0$
$K_2$	$0 \dots 5 \cdot 10^6$
$K_3$	$0 \dots 5 \cdot 10^6$

Отримані межі дають змогу виконати пошук коефіцієнтів регулятора при яких рух системи буде стійким з параметрами системи, що відповідають практиці експлуатації кранів.

У другій частині досліджень [2] основний акцент зроблено на реалізації оптимального регулятора за допомогою сучасних алгоритмів керування. Використання методів мінімізації енергетичних витрат та зменшення часу заспокоєння коливань дозволяє значно покращити продуктивність системи. Крім того, автори порівняли результати моделювання з експериментальними даними, що підтвердило ефективність запропонованого підходу.

Модель крана з вантажем представлена як система рівнянь у дискретній формі [2]:

$$\begin{cases} x_{2,i} = x_{2,i-1} + v_{2,i-1} \cdot \Delta t; \\ v_{2,i} = v_{2,i-1} + (x_{1,i-1} - x_{2,i-1}) \cdot \frac{g}{l} \cdot \Delta t; \\ x_{1,i} = x_{1,i-1} + v_{1,i-1} \cdot \Delta t; \\ v_{1,i} = v_{1,i-1} + \left( \frac{F_{i-1} - W}{m_1} - \frac{m_2}{m_1} (x_{1,i-1} - x_{2,i-1}) \cdot \frac{g}{l} \right) \cdot \Delta t, \end{cases} \quad (7)$$

де  $\Delta t$  – крок дискретизації часу;  $i$  - індекс, що пробігає значення від 1 до  $\frac{T}{\Delta t}$ ,  $i \in \left(1, \frac{T}{\Delta t}\right)$ ;  $T$  – тривалість розгону системи.

Запропоновано комплексний інтегрально-термінальний критерій:

$$Cr = Ter + Int_{\text{дис}} \quad (8)$$

де  $Int \approx Int_{\text{дис}} = \sqrt{\sum_{i=1}^{\frac{T}{\Delta t}} (F_i \cdot v_{1,i})^2 \Delta t} \rightarrow \min$  – дискретний критерій оптимізації;  $Ter$  - термінальний критерій руху системи [2].

Параметри регулятора ( $K_1, K_2, K_3$ ) визначаються за допомогою методу рою часток (ME-PSO). Критерій  $Cr$  має наперед задані бажані властивості, які можна оцінити на рис. 2.

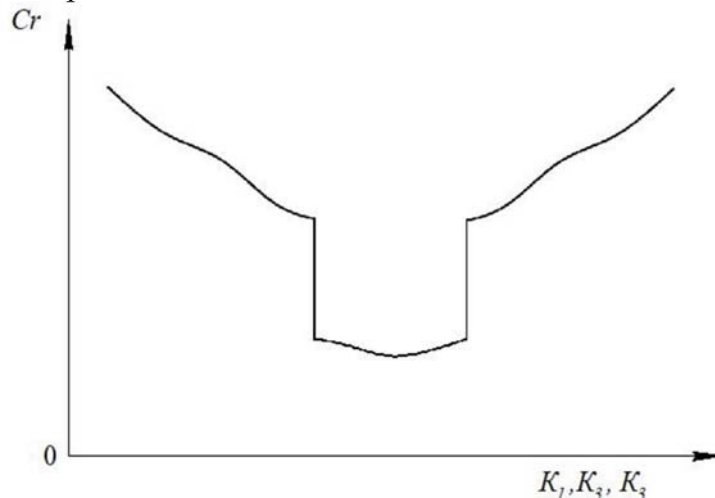


Рис. 2. Умовне зображення топології критерію  $Cr$

У статті [3] представлена модель оптимального керування для мостового крана. Особливу увагу приділено врахуванню зовнішніх впливів, таких як вітрове навантаження та раптові зміни параметрів вантажу з використанням зворотного зв'язку для стабілізації коливань вантажу. Також автори пропонують використовувати адаптивні регулятори, які підлаштовуються до змін умов експлуатації.

Рух мостового крана описується тримасовою динамічною моделлю [3]. На рис. 3 через  $x$ ,  $x_0$ ,  $x_1$  позначені узагальнені координати, відповідно, зведених мас вантажу, приводу із кінцевими балками та моста крана з візком, а через  $l$  – довжина гнучкого підвісу вантажу.

Динамічна модель (рис. 3) описується наступною системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 = F_p - W - c(x_0 - x_1); \\ m_1 \ddot{x}_1 = c(x_0 - x_1) - \frac{mg}{l}(x_1 - x); \\ \ddot{x} = \frac{g}{l}(x_1 - x). \end{cases} \quad (9)$$

Для усунення коливань вантажу в кінці розгону введено крайові умови [3]:

$$\begin{cases} t = 0; x = 0; \dot{x} = 0; \ddot{x} = 0; \overset{IV}{\ddot{\tilde{x}}} = 0; \overset{V}{\dot{\tilde{x}}} = 0; \\ t = t_1; x = \frac{Vt}{2}; \dot{x} = V; \ddot{x} = 0; \overset{IV}{\ddot{\tilde{x}}} = 0; \overset{V}{\dot{\tilde{x}}} = 0 \end{cases} \quad (10)$$

де  $t$  – час;  $t_1$  – тривалість процесу пуску крана;  $V$  – номінальна швидкість руху крана.

Крайові умови (10) дають змогу усунути коливання вантажу та пружні коливання мостової балки у кінці розгону крана. У якості критерію оптимізації прийнято середньоквадратичне значення інтенсивності зміни зусилля, що діє в мостовій балці крана:

$$I_F = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left[ m_1 \frac{l}{g} \overset{VI}{\ddot{\tilde{x}}} + (m_1 + m) \overset{IV}{\ddot{\tilde{x}}} \right]^2 dt \right\}^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (11)$$

Умовою мінімуму критерію (11) є рівняння Ейлера-Пуасона.

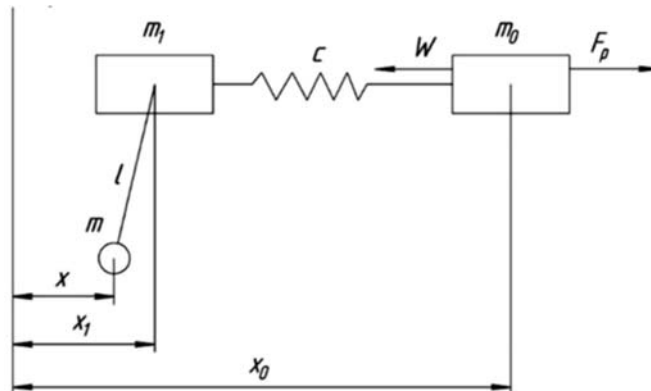


Рис. 3. Тримасова динамічна модель мостового крана

Для експериментальних досліджень системи використано:

1. Частотний перетворювач Mitsubishi FR-E740-060.
2. Мікроконтролерний пристрій для зворотного зв'язку, що включає тензометричні датчики для визначення маси вантажу та енкодери для вимірювання довжини підвісу.

У статті [4] описано два розроблені способи гальмування вантажопідйомних кранів, що дозволяють значно зменшити амплітуду коливань вантажу та динамічні навантаження. Перший спосіб полягає у поетапному гальмуванні електроприводом крану і механічним гальмом за виведеним законом. Другий спосіб полягає у вимірюванні поточної маси вантажу

і введенні в роторне коло ротора двигуна відповідного опору для зменшення динамічних навантажень на металоконструкцію крана.

#### Висновки

1. Проведений аналіз підтверджує важливість розробки та впровадження нових методів управління для вантажопідйомних кранів. Використання інтелектуальних систем управління та частотнорегульованих приводів дозволяє суттєво знизити коливання вантажу та динамічні навантаження, підвищуючи безпеку та продуктивність кранів.

2. Визначення оптимальних параметрів регуляторів, таких як коефіцієнти керування  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$ , забезпечує стійкість руху та мінімізацію динамічних навантажень.

3. Моделювання і експериментальні дослідження підтвердили ефективність нових підходів до стабілізації коливань вантажу, врахування нелінійних динамічних характеристик та крайових умов. Це дає змогу застосовувати результати для модернізації існуючих механізмів і розробки нових систем управління.

4. Подальші дослідження повинні зосереджуватися на інтеграції сучасних алгоритмів оптимізації з мехатронними системами управління, що дозволить створювати більш економічні та надійні вантажопідйомні механізми для використання в різних галузях промисловості.

#### Список літератури

1. Ромасевич Ю.О., Синтез оптимального регулятора руху системи «кран-вантаж». Ч. 1 // Ловейкін В.С., Пилипенко А.П., Макарець В.В. // Підйомно-транспортна техніка №3 (64), 2020.
2. Ромасевич Ю.О., Синтез оптимального регулятора руху системи «кран-вантаж». Ч. 2 // Ловейкін В.С., Пилипенко А.П., Макарець В.В. // Підйомно-транспортна техніка №1 (65), 2021.
3. Ловейкін В.С., Система оптимального керування рухом мостового крана // Ромасевич Ю.О., Крушельницький В.В. // Підйомно-транспортна техніка №1 (60), 2019.
4. Неженцев О.Б. Оптимізація параметрів частотного керування при гальмуванні кранів мостового типу // Неженцев О.Б., Збітнєв П.В. Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. - 2017, 176-181 с.

#### Methods for optimizing the operation of load-lift cranes

#### Kolomiets Bohdan, Nyezhentsev Oleksiy

*Modern methods for optimizing the operation of cranes are analyzed. Methods for optimal control of the movement of bridge cranes based on optimal control laws that allow reducing cargo fluctuations and dynamic loads are considered.*

*Keywords: cranes; methods of optimal control; criteria of optimal control; cargo oscillations; dynamic loads*

УДК 62-8

## Математична модель пневматичного позиційного приводу з безштоковим пневматичним циліндром

Касьян А.В., Галецький О.С.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ, Україна

В даній роботі описується розробка математичної моделі для позиційного пневматичного приводу на основі безштокового пневматичного циліндру. Створення енергоефективного позиційного пневматичного приводу є необхідним, так як в промисловості існує ряд задач, в яких саме треба використовувати пневматичні системи. Метою роботи є створити математичну модель для більш швидкої перевірки та впровадження позиційного приводу в інші системи. Основними методами для побудови математичної моделі є створення схеми, що складається з елементів, які показують взаємозв'язки між частинами приводу, кожен з елементів описується рівняннями, в результаті використовується система рівнянь для реалізації математичної моделі в середовищі Matlab Simulink. Результатом є математична модель пневматичного позиційного приводу, яку можна використовувати для попереднього дослідження різних типорозмірів пневматичних безштокових циліндрів. Математична модель показує, що в залежності від значення тиску та тривалості подачі стисненого повітря, поршень може зупинятися в певних, не кінцевих, положеннях. В подальшому, дана модель може бути використана для перевірки алгоритмів позиціонування, що дозволить прискорити та спростити створення систем на основі даного приводу.

Ключові слова: пневматичний позиційний привід; позиційний; енергоефективний привід; математична модель; безштоковий циліндр.

В промисловості є необхідність в системах позиційних приводів. Основними позиційними приводами є гідравлічні, сервоприводи та крокові двигуни, але існують задачі які потребують застосування пневматичних приводів і в цих задачах є ряд підзадачі, які вимагають позиційних приводів. Тому, зважаючи на затребуваність таких приводів, постала задача в розробці пневматичного енергоефективного позиційного приводу.

Пропонується в якості пневматичного позиційного приводу використовувати пневматичний безштоковий циліндр, принципова схема якого зображена на рис. 1.

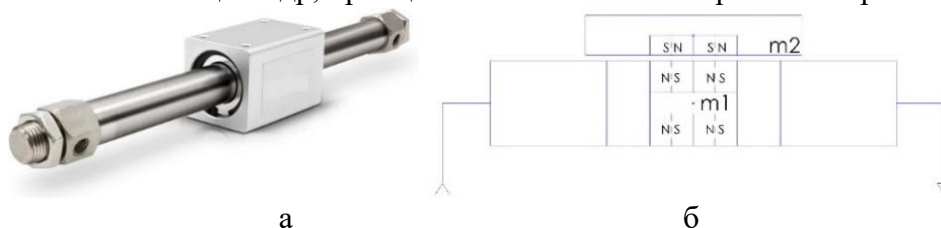


Рис. 1. Безштоковий пневмоциліндр: а – ілюстрація; б – принципова схема

Пневматичний безштоковий циліндр, зображений на рис. 1 працює наступним чином: при подачі повітря в ліву камеру поршень починає переміщатися вправо всередині циліндра. На поршні встановлено постійний магніт, полярність якого протилежна магніту на рухомій платформі зовні циліндра. Завдяки магнітній взаємодії платформа слідує за поршнем, виконуючи лінійний рух. Платформа рухається вздовж циліндра без механічного зв'язку, що забезпечує компактність та надійність системи.

Позиціонування приводу відбувається за рахунок знаходження необхідної кількості повітря, що треба подати для переміщення поршня в певну позицію, необхідний об'єм повітря знаходиться з рівняння [1]:



$$V_0 = \frac{(\frac{5680}{V_{mol}p_0} + 1)p_0\pi \cdot (\frac{D}{2})^2 \cdot L + \mu mgL}{(\frac{5680}{V_{mol}} + p_0) - \frac{p_0}{k-1} (1 - (\frac{p_0}{p_1})^{\frac{k-1}{k}})} \quad (1)$$

де  $p_1$  – тиск подачі повітря,  $p_0$  – атмосферний тиск,  $m$  – маса,  $L$  – хід,  $D$  – діаметр поршня,  $V_{mol}$  – молярний об’єм,  $\mu$  – коефіцієнт тертя,  $k$  – коефіцієнт питомої теплоємності.

Таким чином використовується лише необхідна кількість енергії, що необхідна для переміщення, що значно підвищує енергоефективність.

Так як, запропоноване рішення не є повністю дослідженим, то для спрощення аналізу, було розроблено математичну модель пневматичного позиційного приводу на базі пневматичного безштокового циліндру. Математична модель побудована на основі циклічно-модульного підходу [2]. Це дозволить зменшити час на реалізацію даного проекту та пришвидшить перевірку певних припущень щодо реалізації та можливостей системи. Математична модель необхідна для підбору раціональних параметрів системи приводу. Також, ця модель може бути застосована в методиці проектування різних типорозмірів схожих приводів.

Схема на рис.2 деталізує роботу пневматичної частини пориводу. Елемент 1 реалізує подачу вхідного сигналу, що прямує далі до елементу 2, в якому створюється потік стисненого повітря, який проходить через елемент 3 та надходить в елементи 4 та 5, в елементі 4 відбувається наповнення камери пневмоциліндру, а елемент 5 перетворює пневматичну енергію на механічну.

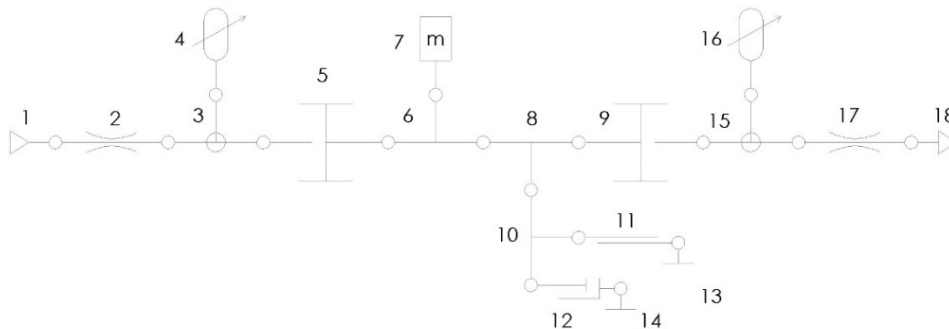


Рис. 2. Схема будови моделі пневматичного безштокового циліндру

Механічна енергія надходить в елементи 6, 8, 9, 10. Ця енергія використовується для переміщення рухомих мас (елемент) 7, елемент 11 реалізує в’язке тертя, а елемент 12 реалізує кінцеву позицію поршня. Елементи 13 та 14 виконують роль статичних опор. Елемент 9 перетворює механічну енергію в пневматичну. Далі пневматична енергія надходить в елемент 15, звідки розподіляється між елементами 16 і 17. Елемент 16 реалізує спорожнення камери пневмоциліндру. Далі пневматична енергія в елементі 17 перетворюється на потік стисненого повітря. Елемент 18 реалізує вихід енергії з системи. Вихідними параметрами є швидкість, переміщення, витрата та зусилля, що розвиває поршень.

На основі схеми моделі (рис.2) сформульована система рівнянь (3.1) і (3.2), що описує дану систему.

Дана модель була інтерпретована в Matlab Simulink. Кожен елемент зі схеми на рис.2 був представлений у вигляді підсистеми, яка має входи та виходи. На вхід передавалися значення для параметрів, що необхідні для функцій, які описують даний елемент в математичному вигляді.

$$\begin{cases}
 p_1 = p(t), \\
 q_{3,1} = 0.0899 \cdot \mu \cdot f \cdot p_1 \cdot \sqrt{\sigma^k - \sigma^{\frac{k+1}{k}}}, \text{ при } \sigma = \frac{p_{2,2}}{p_1} < 1 \\
 q_{3,1} = 0.02326 \cdot \mu \cdot f \cdot p_1, \text{ при } \sigma = \frac{p_{2,2}}{p_1} > 1 \\
 q_{3,2} = q_{3,1} - q_{3,3}, \\
 \frac{dp_{2,2}}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot T_M \cdot q_{3,2} - k \cdot p \cdot (V_0 + \Delta V)}{V_0 + \Delta V}, \\
 q_{3,3} = \frac{v}{S}, \\
 q_{15,2} = q_{3,3} - q_{18} \\
 \frac{dp_{16,2}}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot T_M \cdot q_{15,2} - k \cdot p \cdot (V_0 + V_{\max} - \Delta V)}{V_0 + V_{\max} - \Delta V}, \\
 q_{18} = 0.0899 \cdot \mu \cdot f \cdot p_{16,2} \cdot \sqrt{\sigma^k - \sigma^{\frac{k+1}{k}}}, \text{ при } \sigma = \frac{p_{18}}{p_{16,2}} < 1 \\
 q_{18} = 0.02326 \cdot \mu \cdot f \cdot p_{16,2}, \text{ при } \sigma = \frac{p_{18}}{p_{16,2}} > 1 \\
 p_{18} = p_a
 \end{cases}
 \quad (3.1)$$

$$\begin{cases}
 F_{6,1} = p_{2,2} \cdot S, \\
 F_{6,2} = F_{6,1} - F_{6,3}, \\
 \frac{dv}{dt} = \frac{F_{6,2}}{m}, \\
 F_{6,3} = F_{8,2} + F_{8,3} \\
 F_{8,2} = b \cdot v, \\
 F_{8,3} = p_{15,1} \cdot S \\
 v = 0, h = 0, \text{ при } h \geq h_{\max}
 \end{cases}
 \quad (3.2)$$

В свою чергу, в підсистемі використовувалися Matlab functions для реалізації рівнянь, що описують функцію системи, тобто рівняння представлені у вигляді програмного коду. Для побудови логіки використовувався функціональний підхід [3]. Для більш складних рівнянь, де використовується інтеграція, використовувався блок Integrator з бібліотеки Simulink комбінації з Matlab function. Блоки, що відповідають елементам схеми з'єднуються між собою за допомогою вхідних та вихідних параметрів.

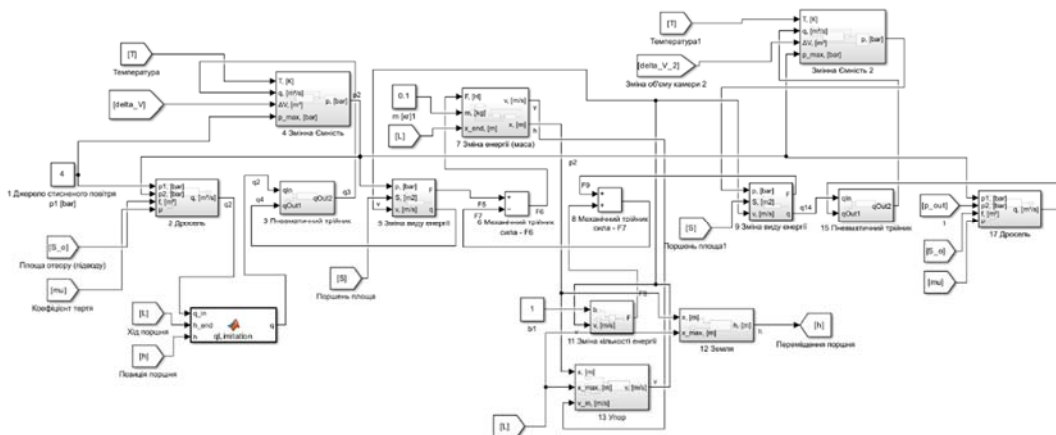


Рис. 3. Математична модель пневматичного безштокового циліндру в середовищі Matlab Simulink

Так як це модель позиційного приводу, то основною властивістю, яку треба дослідити – це зупинка поршня в певній, не кінцевій, позиції. Тобто, позиція, в якій зупиняється поршень, має залежати від значення тиску та тривалості подачі вхідного сигналу.

Наступним кроком є перевірка математичної моделі на достовірність. Коректність роботи була перевірена наступним чином: при зміні часу перемикання клапану, тобто часу подачі стисненого повітря в камеру циліндру, змінювалося переміщення поршня (рис.4).

З рис.4 видно, що при збільшенні часу перемикання розподільника, збільшується переміщення поршня. Також, при збільшенні тиску, зростає значення переміщення. Симуляція проводилась для циліндру діаметром поршня 25мм, хід 700мм. За результатами дослідження можна зробити висновок, що модель працює адекватно, отже можна надалі її використовувати для проведення модельних досліджень.

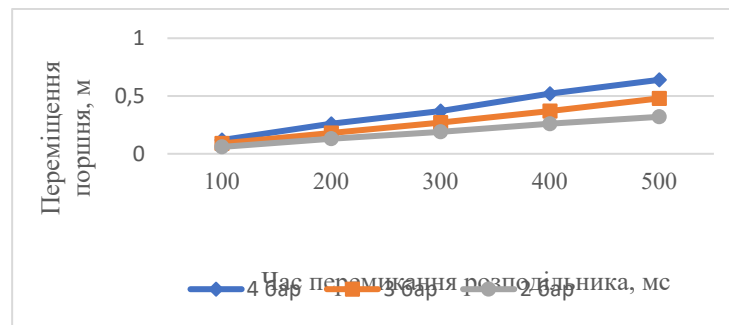


Рис. 4. Залежність переміщення поршня від часу перемикання розподільника

**Висновки.** Пневматичний позиційний привод має значний потенціал для застосування в різних галузях промисловості, а запропоноване рішення відрізняється простотою конструкції, високою енергоефективністю та можливістю точного позиціонування. Подальші дослідження в цьому напрямку дозволять створити конкурентоспроможні пневматичні приводи для широкого спектра задач при цьому застосування розробленої математичної моделі дозволить ефективніше реалізувати систему керування позиційним приводом за рахунок попереднього прогнозування кінцевої позиції робочого органу.

#### Список літератури

1. Jiang Z, Xiong W, Du H, Wang Z, Wang L. Energy-saving methods in pneumatic actuator stroke using compressed air. J.Eng. 2021; 2021: 241–251. – Режим доступу до ресурсу: <https://ietresearch.onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1049/tje2.12000>
2. Ayman A. Aly, Aly S. Abo El-Lail, Kamel A. Shoush and Farhan A. Salem —Intelligent PI Fuzzy Control of An Electro-Hydraulic Manipulator I.J. Intelligent Systems and Applications, 7, 43-49, 2012
3. Michał Płachta. Grokking Functional Programming. Manning Publications, 2020. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.manning.com/books/grokking-functional-programming>
4. Beucher, Olivier, and Labiche, Michel. Control Systems with MATLAB and Simulink. Springer, 2020. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.springer.com/gp/book/9783030456962>

### Mathematical model of a pneumatic positioning actuator with a rodless pneumatic cylinder

**Kasian Andrii; Haletskiy Oleksandr**

*This paper describes the development of a mathematical model for a positional pneumatic actuator based on a rodless pneumatic cylinder. Creating an energy-efficient positional pneumatic actuator is necessary, since there are a number of tasks in industry in which pneumatic systems must be used. The purpose of the work is to create a mathematical model for faster verification and implementation of the positional actuator in other systems. The main methods for building a mathematical model are to create a diagram consisting of elements that show the relationships between the parts of the actuator, each of the elements is described by equations, as a result, a system of equations is used to implement the mathematical model in the Matlab Simulink environment. The result is a mathematical model of a pneumatic positional actuator, which can be used for preliminary research of various sizes of pneumatic rodless cylinders. The mathematical model shows that depending on the pressure value and the duration of compressed air supply, the piston can stop in certain, non-final, positions. In the future, this model can be used to test positioning algorithms, which will speed up and simplify the creation of systems based on this drive.*

**Keywords:** pneumatic positioning actuator; positioning; energy-efficient actuator; mathematical model; rodless cylinder

УДК 629.01

## Аналіз активної аеродинаміки автомобіля з двосекційним антикрилом

Ситник І.А., Губарев О.П.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ, Україна.

У роботі розглянуто проблеми нерівномірного розподілу навантаження та балансу між притискною силою і силою опору антикрила на задні колеса гоночних автомобілів через створювану притискную силу активним антикрилом під час проходження швидкісних поворотів. Запропоновано концепцію активної аеродинамічної системи з двома незалежними антикрилами та активним регулюванням зміни кута положення, що сприяє рівномірному розподілу навантаження між задніми колесами і максимальній ефективності проходження поворотів. Виконано моделювання роботи такої системи у середовищі SolidWorks з використанням модуля Flow Simulation. Визначено перспективність дослідження оптимальних параметрів антикрил для досягнення балансу між притискною силою, опором повітря та стабільністю автомобіля.

Ключові слова: антикрило; активна аеродинаміка; гоночний автомобіль; дослідження аеродинаміки; гідропривід.

На гоночних автомобілях присутня проблема з розподіленням навантаження і зчеплення з дорогою між колесами за рахунок притискної сили антикрила, яка описана в роботі В.М. Павленка [2]. Часткове вирішення цієї проблеми забезпечується застосуванням активної аеродинаміки, здатної змінювати свої параметри залежно від умов на треку. У цій роботі зосереджено увагу на аналізі роботи антикрила гоночного автомобіля. Вивчивши наявні технічні рішення, виявлено їхній головний недолік: ефективність активного антикрила значно знижується під час проходження поворотів на високій швидкості. Це зумовлено нерівномірним розподілом навантаження між колесами під впливом відцентрових сил (рис. 1), [1]. У таких умовах антикрило генерує притискную силу, що діє під певним кутом відносно кузова, що ще більше погіршує дисбаланс навантаження між задніми колесами.

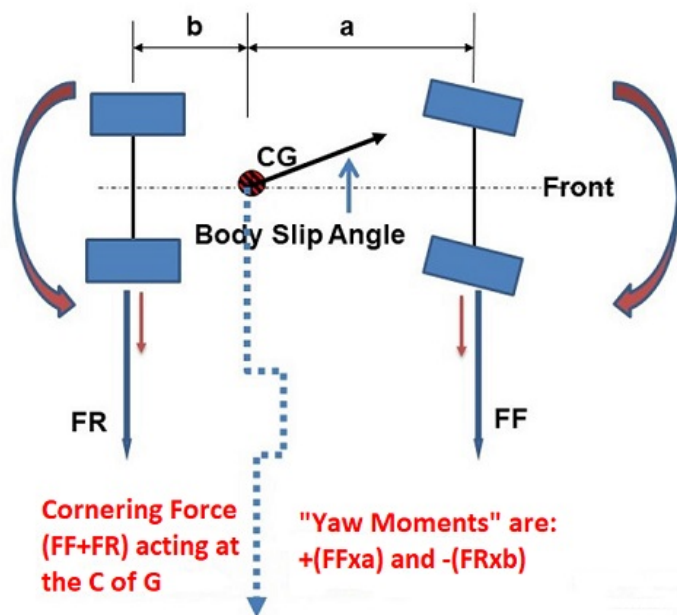


Рис. 1. Зміщення навантаження між колесами при повороті автомобіля [1]



Отримані дані дозволяють дослідити ефективність конструкції активної аеродинамічної системи з двома незалежними антикрилами, яка буде здатною забезпечити рівномірний розподіл навантаження між задніми колесами. На (рис. 2) представлено візуалізацію моделювання роботи таких антикрил у програмному середовищі SolidWorks із застосуванням модуля Flow Simulation.

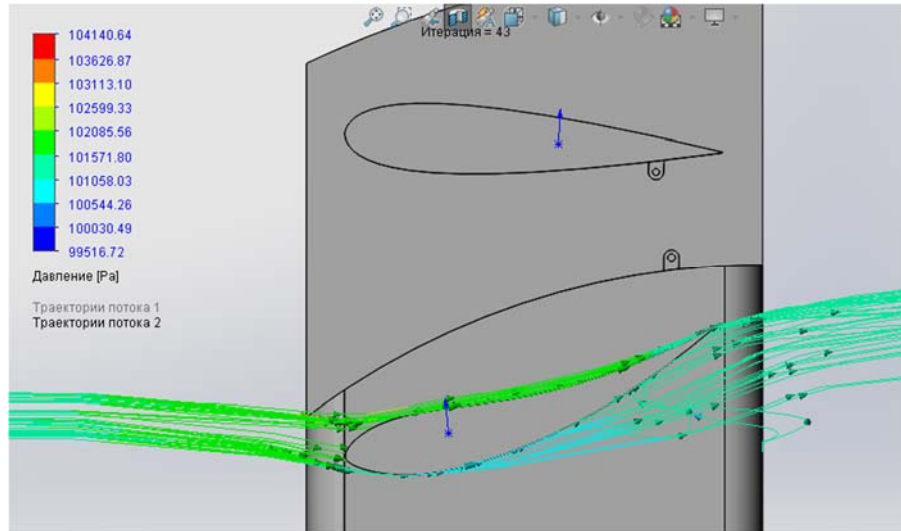


Рис. 2. Моделювання роботи антикрил в умовах набігаючого потоку повітря.

Подальші дослідження спрямовані на визначення оптимального кута відхилення антикрил, що дозволить забезпечити баланс між притисною силою та аеродинамічним опором, а також досягти рівномірного розподілу навантаження між задніми колесами. У ході досліджень для трьох швидкостей руху автомобіля (150 км/год, 200 км/год, 250 км/год) було проведено вимірювання притисної сили та сили опору антикрила при різних кутах нахилу.

Наведений графік на (рис. 3) ілюструє отримані результати.

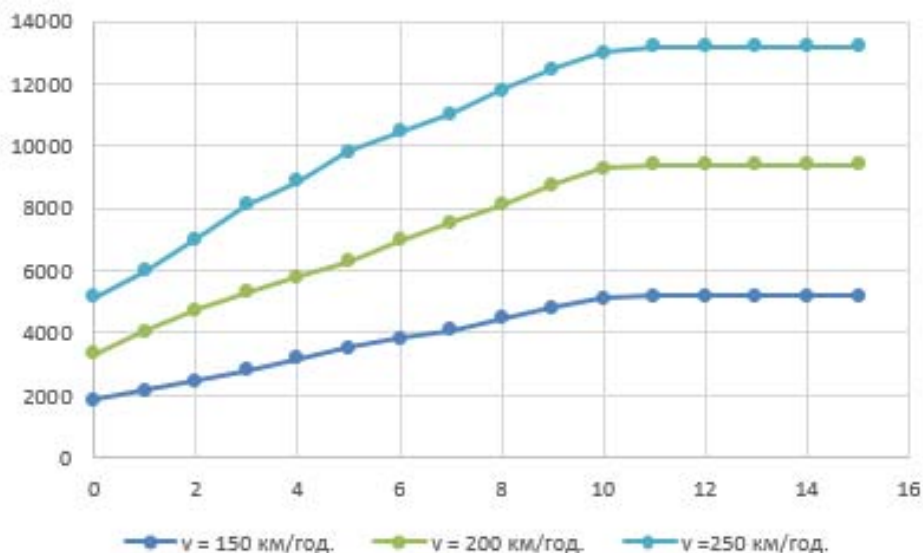


Рис. 3. Залежність величини притисної сили від зміни кута антикрила

Для оцінки якості профіля крила будується графік “поляр”, що відображає залежність коефіцієнта притисної сили ( $C_l$ ) та коефіцієнта сили опору ( $C_d$ ), який зображений на (рис. 4). Метод побудови полярів описується в роботі Lorenzo Battisti [3].

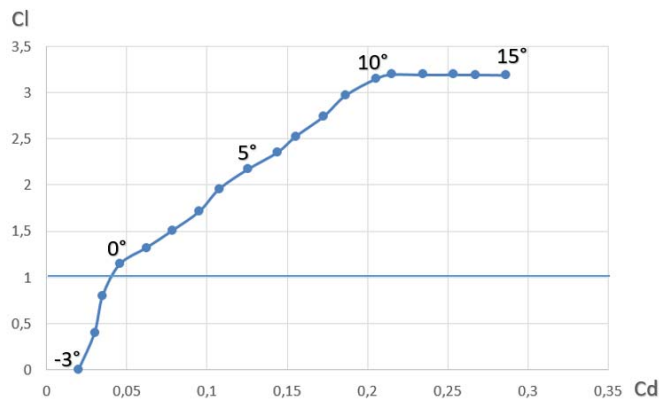


Рис. 4. Графік "Поляра" для швидкості 150 км/год

На основі дослідних даних при параметрі кута нахилу в рамках 0-10 градусів антикрила працюють правильно і забезпечується лінійне збільшення притискної сили. На графіку при куті атаки антикрила понад 10 градусів відбувається зрив потоку повітря і зростає сила опору, що в свою чергу впливає на притискну силу.

Таким чином визначено, що зі збільшенням кута атаки антикрила притискна сила не буде збільшуватись з постійним трендом, а сила опору продовжуватиме рости лінійно. Варто також зауважити, що швидкість руху майже не впливає на ефективність роботи антикрила, це означає що форма поперечного перерізу обрана правильно і на якісну зміну притискної сили впливатиме тільки кут відхилення антикрила. Різний кут відхилення антикрил в дослідженні має вплив на розподіл навантаження між лівою і правою стійкою, а отже це дає можливість впливати на зчеплення з дорогою окремо для кожного з задніх колес.

## Analysis of active aerodynamics of a car with a two-section wing

Sytnyk Ivan, Gubarev Oleksandr

*The paper examines the problems of uneven load distribution on the rear wheels of racing cars due to the creation of a downforce by an active wing during high-speed turns. The main attention is paid to the analysis of the influence of centrifugal forces, which aggravate the load imbalance, and the need to develop new design solutions is substantiated. The concept of an active aerodynamic system with two independent wings, which contribute to the even distribution of the load between the rear wheels, is proposed. The operation of such a system was simulated in the SolidWorks environment using the Flow Simulation module. The prospects of studying the optimal parameters of the winglets to achieve a balance between downforce, air resistance and vehicle stability are shown.*

*Keywords:* wing; active aerodynamics; racing car; aerodynamics research; hydraulic actuator.

### Список використаних джерел:

1. Вплив розподілу ваги на керуваність гоночного автомобіля. <https://www.suspensionsetup.info/blog/how-does-weight-distribution-influence-race-car-handling>
2. В.М. Павленко, В.П. Кужель, В.М. Мануйлов, О.В. Корнєв. Особливості аеродинаміки автомобіля при бічному ковзанні. <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2022-15-1-131-140>
3. Lorenzo Battisti, Luca Zanne, Alessandro Bianchini. A generalized method to extend airfoil polars over the full range of angles of attack, August 2020. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.03.150>

УДК 62.53

## Мехатронна система стабілізації температури повітря в тепличному об'єкті

Синицина Є. Ю., Губарев О. П.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна

Сучасні методи регулювання мікроклімату базуються на зміні температури та вологості повітря. Метою даного дослідження є створення мехатронної системи керування повітрям та нагрівачами для забезпечення теплового балансу в теплиці. Отримані результати досліджень було взято за основу у розробленні математичної моделі зміни теплового потоку тепличного об'єкту протягом доби. Проведено моделювання зміни параметрів температури повітря в теплиці для прогнозу погоди в Херсонській області (23 травня 2023 року). За результатами модельного експерименту розроблено режим роботи нагрівачів. Результати дослідження придатні для використання в мехатронних системах керування мікрокліматом з урахуванням добових змін параметрів навколишнього середовища.

Ключові слова: мікроклімат; мехатронна система; тепла потужність; тепличний об'єкт; витрата.

Зміна погодних умов навколишнього середовища спричиняють зміну параметрів мікроклімату теплиці. Температуру повітря в середині тепличного об'єкту можна змінювати за допомогою нагрівачів. Мехатронна система керування мікрокліматом повинна реагувати на зміну параметрів мікроклімату та прогнозувати майбутні відхилення зовнішніх та внутрішніх факторів, а також забезпечувати сталий тепловий режим у замкненому об'ємі теплиці [1,3,6,7]. Для цього в програмному забезпеченні SOLIDWORKS побудовано спрощену математичну модель тепличного об'єкта (рис. 1а,б).

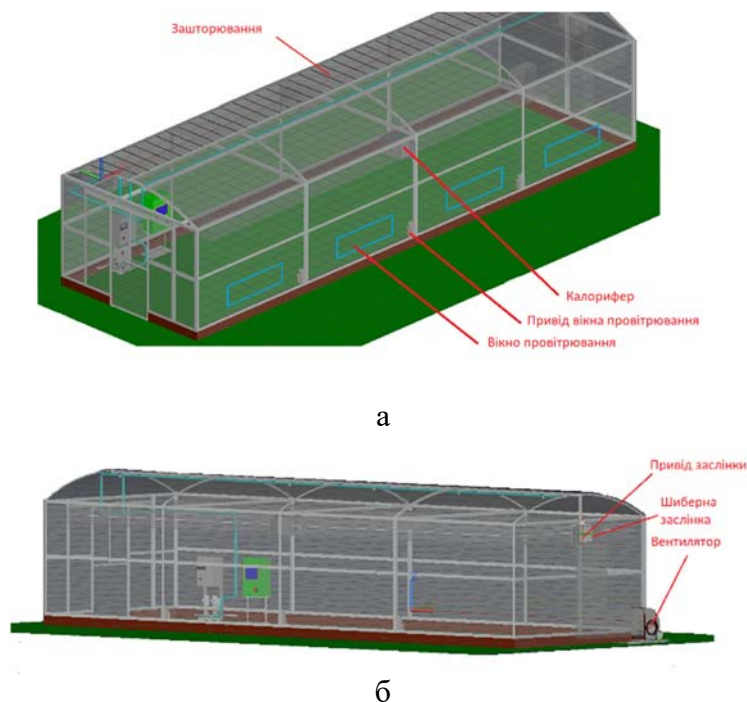
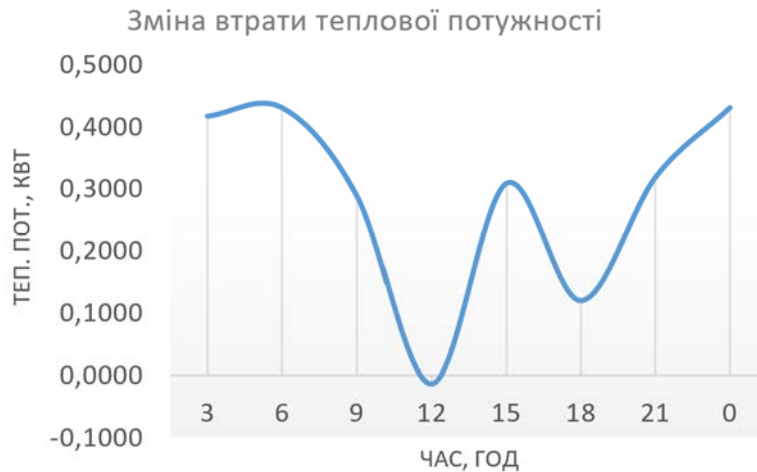


Рис. 1. Зовнішній вигляд тепличного об'єкта

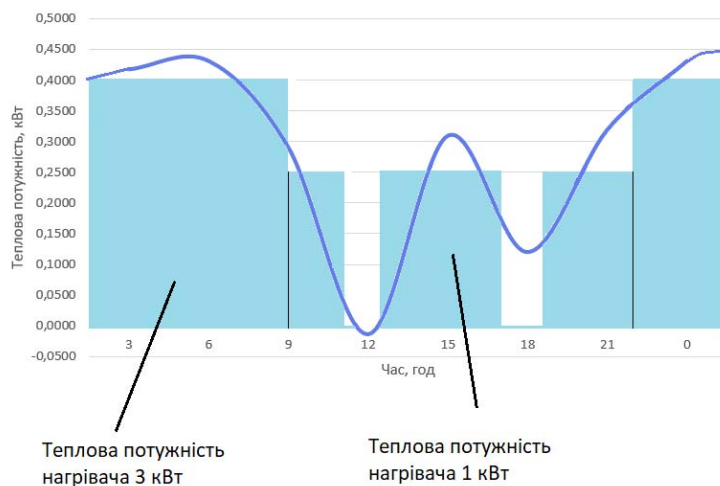


Модельне дослідження зроблено на основі зміни температури зовнішнього середовища впродовж доби. Забезпечення регулювання та підтримання сталої температури в середині тепличного об'єкту відбувається за допомогою електричного калорифера. Для цього мехатронна система керування мікрокліматом має забезпечувати сталі значення температури у всьому об'ємі тепличного об'єкту, прогнозувати можливі зміни температури і за допомогою нагрівального елемента підтримувати температуру на необхідному рівні. Отже, функцією спрощеного дослідження є визначення кількості калориферів та режиму їх роботи. Для цього досліджено зміну теплової потужності теплиці впродовж доби [2, 4, 5, 8].



**Рис. 2. Зміна втрати теплової потужності теплиці впродовж доби**

На рис. 2 зображено графік втрати теплової потужності тепличного об'єкту впродовж доби (23 травня 2023 року в Херсонській області). Для стабілізації та прогнозування зміни втрати теплової потужності теплиці впродовж доби встановлюються два калорифери по 3 кВт та 1 кВт [8].



**Рис. 3. Графік режиму роботи калориферів**

Відповідно до теплової втрати теплиці впродовж доби було розроблено алгоритм роботи калориферів (рис.3). Отже, калорифер на 3 кВт буде працювати 11 годин (з 22.00 – 9.00), калорифер на 1 кВт буде працювати 9 годин (9.00 – 11.00, 13.00 – 17.00, 19.00 – 22.00). З 11.00 – 13.00 та з 17.00 – 19.00 – калорифери не працюють. Відповідно до отриманого режиму роботи калориферів було розроблено програмне забезпечення для їх керування. Програма розроблялася в середовищі CoDeSys на мові програмування ST. Код Програми [8]:



```
PROGRAM P_TERM_F1_F2
VAR
  F1_Status : BOOL; (* Статус калорифера F1 *)
  F2_Status : BOOL; (* Статус калорифера F2 *)
  T1, T2, T3, T4, T5, T6, T7 : INT; (* Час для калориферів *)
END_VAR
(* Основний алгоритм *)
IF T > 0 AND T <= T1 + T2 + T3 + T4 + T5 + T6 + T7 THEN
  IF T <= T1 THEN
    F1_Status := TRUE;
    F2_Status := TRUE;
  ELSIF T <= T1 + T2 THEN
    F1_Status := FALSE;
    F2_Status := TRUE;
  ELSIF T <= T1 + T2 + T3 THEN
    F2_Status := FALSE;
  ELSIF T <= T1 + T2 + T3 + T4 THEN
    F2_Status := TRUE;
  ELSIF T <= T1 + T2 + T3 + T4 + T5 THEN
    F2_Status := FALSE;
  ELSIF T <= T1 + T2 + T3 + T4 + T5 + T6 THEN
    F2_Status := TRUE;
  ELSE
    F1_Status := TRUE;
    F2_Status := TRUE;
  END_IF;
ELSE
  F1_Status := FALSE;
  F2_Status := FALSE;
END_IF;
```

За результатами моделювання тепло-масо-обмінних процесів в геометричній 3-D моделі теплиці було розроблено графік роботи калориферів. Цей графік показує, що розподіл теплової потужності відповідає вимогам температурного режиму теплиці, тому робота калориферів не є одночасною та постійною.

Відповідно до отриманого режиму роботи калориферів було розроблено програмне забезпечення для їх керування. Програма розроблялася в середовищі CoDeSys на мові програмування ST.

#### Список літератури

- 1.Automation of microclimate in greenhouses Marina Ganzhur1,\*, Alexey Ganzhur1, Andrey Kobylko1, and Denis Fathi1 1Don State Technical University, 344003, 1, Gagarin sq., Rostov on Don, Russia
- 2.Kittas C. Determination of the overall heat transfer coefficient of a greenhouse cover. Agric Forest Meteorol 1994;69:205–21.

3. Papadakis G, Frangoudakis A, Kyritsis S. Mixed, forced and free convection heat transfer at the greenhouse cover. J Agric Engng Res 1992;51:191–205.
4. Duffie JA, Beckman WA. Solar engineering of thermal processes. John Wiley & Sons, Inc; 1991.
5. Bot GPA. Greenhouse climate: from physical process to a dynamic model. PhD Thesis, Agriculture University of Wageningen, The Netherlands; 1983.
6. On the determination of the overall heat transmission coefficient and soil heat flux for a fog cooled, naturally ventilated greenhouse: Analysis of radiation and convection heat transfer Ahmed M. Abdel-Ghany, Toyoki Kozai, Faculty of Horticulture, Chiba University, Matsudo Chiba 271-8510, Japan Received 30 April 2005.
7. Synytsyna E. Yu., Model of the control object of the mechatronic microclimate system of a medium-sized greenhouse - Mech. Adv. Technol. Vol. 7, No. 3, 2023, pp. 330–336.
8. Синицина С.Ю., Губарев О.П., «Мехатронна система керування температурою мікроклімату теплиці» - Mech. Adv. Technol. 8, вип. 2(101), 2024, с. 164–171.

## **Mechatronic system for stabilization of air temperature in a greenhouse object**

**Synytsyna E., Gubarev O.**

*Modern methods of microclimate control are based on changes in temperature and humidity. The aim of this study is to create a mechatronic air and heater control system to ensure heat balance in a greenhouse. The obtained research results were used as a basis for developing a mathematical model of changes in the heat flux of a greenhouse object during the day. The modeling of changes in air temperature parameters in the greenhouse for weather forecasting in the Kherson region (May 23, 2023) was carried out. Based on the results of the modeling experiment, the operation mode of the heaters was developed. The results of the study are suitable for use in mechatronic microclimate control systems taking into account daily changes in environmental parameters.*

*Keywords: microclimate; mechatronic system; thermal power; greenhouse facility; consumption.*

УДК 62-525

## Синтез та декомпозиція модульних мехатронних систем на прикладі дискретної пневмоавтоматики

Губарев О.П., Муращенко А.М., Левченко О.В., Бєліков К.О., Бельчанська О.В.  
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

*Питання створення надійних в експлуатації та відкритих до модернізації систем мехатроніки є технічною складовою реалізації підходу Industry 4.0. Сучасні виробничі системи вміщують від кількох десятків до кількох сотень виконавчих пристроїв і технологічного обладнання різної фізичної природи, об'єднаних в мехатронну систему. Питання створення в короткі терміни надійних систем керування для пристроїв і обладнання виробничої системи є вкрай важливим в конкурентній боротьбі різних виробників. Швидкоплинна зміна засобів контролю і керування в промисловості додає задачу реінжинірингу автоматизованих систем. Таким чином перед розробником мехатронних виробничих систем постає декілька протиріч: зростання масштабу систем і надійне керування, відкритість до модернізації і стислі терміни проектування, зміна елементних баз і перекваліфікація розробників. Одним із шляхів розв'язання перелічених протиріч є підхід з розділенням розроблюваної системи на частини з подальшою їх розробкою і об'єднанням в однорідну систему, тобто декомпозиції задачі і композиції системи. У даній роботі розглянуто вплив декомпозиції на складність задач для розробника алгоритмів керування і тестування мехатронних систем на структурному рівні. Наведені результати порівняння показників синтезу однорідних систем, та систем, розподілених на складові підсистеми.*

*Ключові слова:* система, декомпозиція, синтез, модульна структура, мехатроніка, алгоритм керування.

### Вступ та аналіз літературних даних

Розподілення складних задач синтезу систем мехатроніки на підзадачі, з подальшим їх розв'язанням та об'єднанням отриманих розв'язків в спільному рішенні, має багаторічні традиції в інформаційних технологіях. Приклади використання подібних підходів поширені у розробників автоматизованої техніки, чому відповідають агрегатний підхід, по-модульні складальні виробництва, модульні системи виробничих ланок і інші [1,2,3,4,5]. Процес створення систем мехатроніки неможливий без передбачення подальшої модернізації відповідно до змін умов і критеріїв експлуатації, що відповідає Industry 4.0 [6,7]. Використання декомпозиції задач на етапі проектування суттєво скорочує терміни проектування, випробувань і тестувань, які можуть відбуватися паралельно для декількох фрагментів системи. Подібні підходи були започатковані в обчислювальній техніці і програмуванні та інформаційних технологіях і отримали розвиток в задачах синтезу систем мехатроніки [2,4].

Особливості мехатроніки, яка поєднує інформаційні, електронні і механічні компоненти, не дозволяють застосовувати формальні моделі та методики інформаційних технологій для розробки автоматизованих систем. Одним з варіантів декомпозиції систем мехатроніки є використання циклічно-модульного підходу.

Метою даної роботи є аналіз ефективності розподілу систем мехатроніки на макромодулі різної розмірності та оцінка впливу на час проектування.

### Матеріали та методи дослідження

Об'єктом дослідження є узагальнена структура системи мехатроніки, представлена засобами циклічно-модульного підходу. Практична система маніпулятора з вакуумним схватом є типовим представником засобів малої автоматизації (рис. 1).

Система складається з 7 виконавчих пристроїв, оздоблених засобами керування і регулювання (клапанами, дроселями) і 17 датчиками та сенсорами, що забезпечують контроль

відпрацювання виконуваних функцій. Виконавчі пристрої вакуумного схвату об'єднано в окремий макромодуль M2.

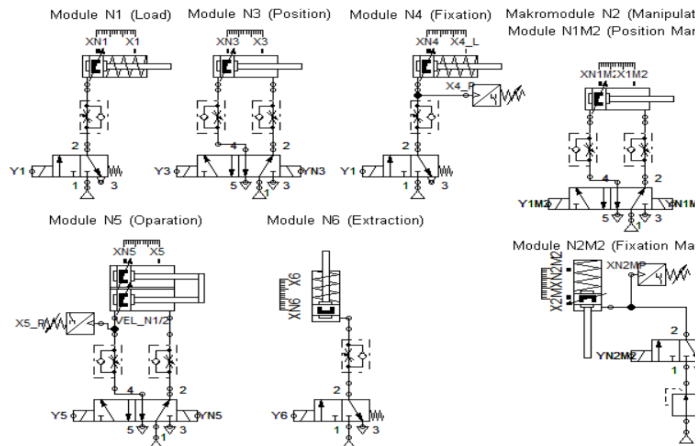


Рисунок 1. Комплект функціональних модулів прикладу системи із засобами електропневмоавтоматики (модулі 1M2 і 2M2 залучено до складу макромодуля вакуумного схвату)

логічний синтез команд керування складових макромодуля:

$$Y_{1M2} = X_{3M2} * X_{2M2} + X_{3M2} * X_{2M2} * Y_{M2};$$

$$Y_{2M2} = X_{1M2} * X_{3M2}; Y_{3M2} = X_{1M2} * X_{2M2} * Y_{M2};$$

$$Y_{1M2} = X_{2M2} * X_{3M2} + X_{2M2} * X_{3M2};$$

$$Y_{2M2} = X_{1M2} * X_{3M2}; Y_{3M2} = X_{1M2} * X_{2M2}.$$

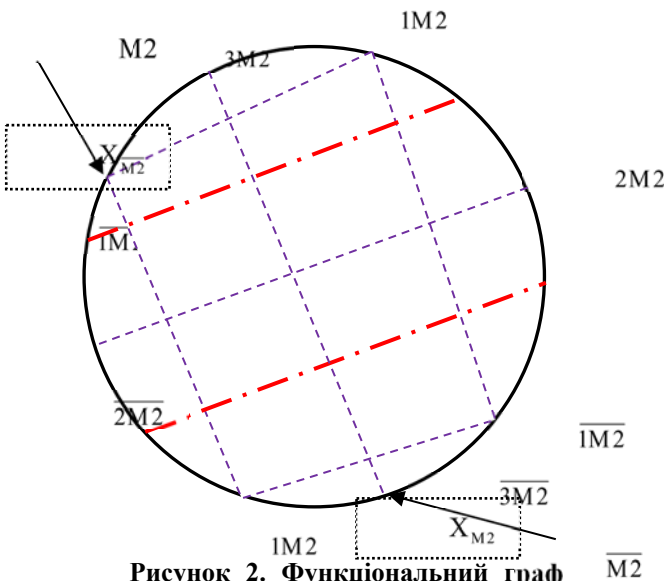


Рисунок 2. Функціональний граф макромодуля M2: пунктирні – лінії зв'язку, штрих-пунктирні – лінії невизначеності, 3M2 – елемент пам'яті

переміщення (рис. 3). Система відпрацьовує наступний цикл: 1: Завантаження деталі – основна дія модуля 1; 2: Забір деталі макромодулем – основна дія макромодуля M2; 3: Перенесення схвату до робочої позиції – основна дія модуля 3; Повернення завантажувача в початковий стан – зворотна дія модуля 1; 4: Вивільнення деталі – зворотна дія

У формальному зображенні макромодуль вакуумного схвату представлено функціональним графом (рис. 2). Виконання основної функції макромодуля - захоплення деталі:

$$Y_{M2} = Y_{1M2} \rightarrow Y_{2M2} \rightarrow Y_{3M2}.$$

Виконання зворотної функції макромодуля - вивільнення деталі:

$$Y_{M2} = Y_{1M2} \rightarrow Y_{2M2} \rightarrow Y_{3M2}.$$

Для підсистеми схвату виконано дослідження логічної невизначеності, доповнення елементом пам'яті. З врахуванням зовнішніх сигналів керування від основної системи виконано

В основній команді 3-го модуля присутній зовнішній сигнал на вмикання макромодуля, а в другому доданку команди 1-го модуля присутній зовнішній сигнал команди на вимкання макромодуля. Вирази цих сигналів команд ( $Y_{M2}$  і  $Y_{M2}$ ) мають бути побудовані при логічному синтезі основної системи.

У формальному зображенні основної системи задіяні макромодуль і приводи

Порівняльні показники прикладу рис. 1. Таблиця 1

Показник	Однорідна	2 макромодулі
Кількість переходів	23	15+9=24
Логічна невизначеність	6	3+2=5
Елементи пам'яті	1	1+1=2
Кількість модулів	8	7+3=10
Кількість логічних зв'язків (модулі 1M1, 2M2 і 1)	10+4+5=19	8+1+7=16
Відносна	23*8=184	15*7+9*3=132



макромодуля M2; 5: Затискання деталі – основна дія модуля 4; 6: Виконання технологічної обробки – основна дія модуля 5; 7: Повернення технологічного обладнання – зворотна дія модуля 5; 8: Вивільнення деталі – зворотна дія модуля 4; 9: Забір обробленої деталі – основна дія макромодуля M2; 10: Повернення схвату до початкової позиції – зворотна дія модуля 3; 11: Вивільнення деталі – зворотна дія макромодуля M2; 12: Видалення деталі екстрактором – основна дія модуля 6; 13: Повернення екстрактора в початкове положення – зворотна дія модуля 6. Для системи виконано доповнення елементом пам'яті і логічний синтез команд керування:  $Y_1 = X_6 * X_7 * X_3 * X_{M2}$ ;  $Y_1 = X_{M2} Y_{M2} = X_1 + X_4 * X_7 * X_3$ ;  $Y_{M2} = X_3 * X_1 * X_7 + X_3 * X_7$ ;  $Y_3 = X_{M2} * X_7$ ;  $Y_3 = X_{M2} * X_7$ ;  $Y_7 = X_6$ ;  $Y_4 = X_{M2} * X_7 * X_3$ ;  $Y_4 = X_5 * X_7$ ;  $Y_5 = X_4 * X_7$ ;  $Y_5 = X_7$ ;  $Y_6 = X_{M2} * X_7 * X_3$ ;  $Y_6 = X_7$ ;  $Y_7 = X_5$ .

Застосування розробником макромодуля в якості інструмента при створенні систем не змінює складу функціональних модулів і їх функцій. Кількість виконавчих і керуючих пристроїв і засобів контролю однакова для варіанту однорідної системи та системи з макромодулями. Кількісні показники для однорідної системи і системи після декомпозиції мають приблизно однакові значення (таблиця 1).

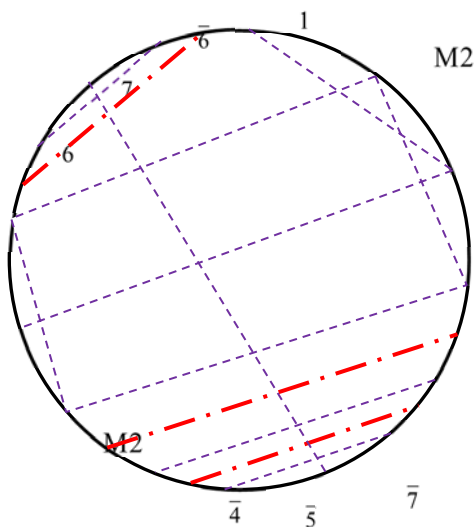


Рисунок 3. Функціональний граф системи з макромодулем M2: пунктирні – лінії зв'язку, штрих-пунктирні – лінії невизначеності, 7 – елемент пам'яті

наведеного прикладу однорідної системи цей показник дорівнює 184. Для розподіленої системи розробник має синтезувати основну систему і підсистему макромодуля. Для основної системи відносна розмірність складає 105, а для макромодуля 27. Для розробника це означає, що необхідна кількість синтезованих і мінімізованих логічних умов, які він має перевірити, зменшена в 1,4 рази. Тобто

$$\tilde{t}_{\text{sin t}} \frac{t_{\text{cont}}^{\text{sin t}}}{t_{\text{mod ul}}^{\text{sin t}}} = \tilde{t}_{\text{test}} \frac{t_{\text{cont}}^{\text{test}}}{t_{\text{mod ul}}^{\text{test}}} = 1,4$$

Наслідком цього можна вважати пропорційне скорочення часу розробки, зменшення часу тестувань, пропорційне зменшення кількості технічних помилок при розробці, тестуванні, укладанні алгоритму керування та часу на їх виправлення. Загальне зменшення часу розробки з використанням макромодульного підходу складатиме:

$$\tilde{t} = \frac{t_{\text{cont}}}{t_{\text{mod ul}}} = \tilde{t}_{\text{sin t}} \frac{t_{\text{cont}}^{\text{sin t}}}{t_{\text{mod ul}}^{\text{sin t}}} + \tilde{t}_{\text{test}} \frac{t_{\text{cont}}^{\text{test}}}{t_{\text{mod ul}}^{\text{test}}} + \tilde{t}_{\text{mistake}} \frac{t_{\text{cont}}^{\text{mistake}}}{t_{\text{mod ul}}^{\text{mistake}}},$$

де  $\tilde{t}_{\text{sin t}}$ ,  $\tilde{t}_{\text{test}}$ ,  $\tilde{t}_{\text{mistake}}$  - відсоток часу розробки, що припадає на синтез  $\tilde{t}_{\text{sin t}}$  (5 – 15%), тестування

$\tilde{t}_{test}$  (60 – 90%) і виправлення помилок  $\tilde{t}_{mistake} = 100\% - (\tilde{t}_{sin t} + \tilde{t}_{test})$  (до 30%).

Час на виправлення помилок має додаткове скорочення через зменшення розмірності об'єктів (системи чи макро модуля), в яких виконується коригування. Для розглянутого прикладу параметр потрапляє в інтервал від 1,4 до 2,1. Друге значення відповідає відсутності помилок (кваліфікований розробник), а перше значення відповідає наявності типових технічних помилок при побудові схеми і алгоритму керування.

Ефективність підходу залежить від відносної розмірності як системи, так і

Таблиця 2

Порівняльні показники 2-го прикладу

Показник	Однорідна	3 макро модулі
Кількість переходів	69	23+23+23+3=72
Логічна невизначеність	18	$nD_1 + nD_2 + nD_3 \leq 18$
Елементи пам'яті	nM	nM+3
Кількість модулів	24	24+3=27
Відносна розмірність	69*24=1656	3*(24*8)=576
Показник	Однорідна	3 макро модулі

Таблиця 3

Порівняльні показники 3-го прикладу

Показник	Однорідна	2 макро модулі
Кількість переходів	69	35+35+2=72
Логічна невизначеність	18	$nD_1 + nD_2 \leq 18$
Елементи пам'яті	nM	nM+2
Кількість модулів	24	24+2=26
Відносна розмірність	69*24=1656	2*(35*12)=840
Показник	Однорідна	2 макро модулі

макро модулів: кількості модулів в системі m, кількості переходів в процесі z, кількості макро модулів  $K_{mod}$ , рівномірності розподілення функціональних модулів по макро модулях.

Для розробника це означає, що кількість синтезованих і мінімізованих логічних умов зменшена в 2,8 рази. Відповідно зменшення терміну розробки, в залежності від співвідношення термінів етапів, складатиме від 2,15 (за відсутності помилок) до 7,5.

Розподіл цієї самої системи на 2 макро модулі більшої розмірності (по 12 функціональних модулів) призводить до наступних показників (таблиця 3).

### Висновки

Встановлено, на прикладі системи пневмоавтоматики, що відокремлення в системі одного макро модуля (декомпозиція на 2 складові 2 : 5) скорочує відносну розмірність в 1,4 рази. Розподіл системи на 2 макро модулі однакової розмірності скорочує відносну розмірність в 2 рази. Розподіл системи на 3 макро модулі однакової розмірності скорочує відносну розмірність в 2,8 рази.

Зменшення відносної розмірності розроблюваної системи призводить до зниження вимог до кваліфікації розробника і зменшення терміну розробки і може складати від 2,15 до 7,5 для систем що вміщують від 20 до 30 функціональних модулів.

Відокремлення макро модулів, як правило, має змістовне підґрунтя, яке визначає і кількість макро модулів, і їх розмірності, як було в прикладі з маніпулятором, і кваліфікація розробника. Тобто показник ефективності декомпозиції полягатиме в скороченні термінів розробки та можливості автоматизації більших за масштабним фактором процесів. Цей показник буде формуватися для кожної практичної системи за її вихідними даними та задіяним обладнанням.

### Список літератури

1. Egeland, O., Gravdahl, J.T.: Modeling and Simulation for Automatic Control. Marine Cybernetics, Trondheim, Norway (2002)
2. Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects.- GmbH & Co. KG. Printed in Germany, 2018 Y. Sokol, M. Cherkashenko, etc
3. Matti Karvonena, Mikko Heikkilä, Mikko Huovaa, Matti Linjamaa Analysis by Simulation of Different Control Algorithms of A Digital Hydraulic Two-Actuator System / International Journal of Fluid Power Volume 15, Issue 1, 2014, pages 33-44.
4. Gavva A. Structural-parametric synthesis of a hydro-mechanical drive of lifting mobilizing mechanism of packet-configuring machines / A. Gavva, L. Kryvoplias-Volodina, N. Yakymchuk // Східно-Європейський журнал передових технологій (Applied mechanics). – Харків, 2017. – 5/7 (89) 2017. – с.38-44.
5. Burennikov Y. Mechatronic Hydraulic System with Adaptive Controller on the Basis of Neural Networks / Kozlov L., Burennikov Y. // Universitatea Tehnica “Gheorghe Asachi” din Iasi Tomul LXI (LXV), Fasc. 1-2, 2015 – P. 132-151.
6. Andreja Rojko. Industry 4.0 Concept: Background and Overview / Andreja Rojko // iJIM Vol. 11, No. 5, 2017, p. 77-90. eISSN: 1865-7923 <https://doi.org/10.3991/ijim.v11i5.7072>
7. T.Bauernhansl, M. ten Hompel, B. Vogel-Heuser. Industrie 4.0 in Produktion, Automatisierung und Logistik: Anwendung Technologien Migration. Springer-Verlag, 648 s., 2014.

### Synthesis and Decomposition of Modular Mechatronic Systems Using the Example of Discrete Pneumautomation

**Gubarev Oleksandr, Murashchenko Alona, Levchenko Oleg, Belikov Konstantin, Bilchanska Oksana**

*The development of reliable and upgradeable mechatronic systems is a key technical component in implementing the Industry 4.0 approach. Modern production systems include from several dozen to several hundred actuators and technological equipment of various physical natures, integrated into a mechatronic system. The rapid creation of reliable control systems for devices and equipment within production systems is critically important in the competitive struggle among manufacturers. The rapid evolution of control and management tools in the industry adds the challenge of reengineering automated systems. Thus, developers of mechatronic production systems face several contradictions: the increasing scale of systems versus reliable control, openness to modernization versus tight project deadlines, and changing hardware bases versus the need for developer retraining. One of the ways to resolve these contradictions is the approach of dividing the system under development into parts, followed by their individual development and integration into a homogeneous system—i.e., the decomposition of the problem and the composition of the system. This study examines the impact of decomposition on the complexity of tasks for developers of control algorithms and testers of mechatronic systems at the structural level. The results compare the performance of homogeneous systems synthesis with systems divided into constituent subsystems.*

*Keywords: system; decomposition; synthesis; modular structure; mechatronics; control algorithm.*