

© К.С. Заболотний, О.В. Панченко¹

¹Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

ІННОВАЦІЙНИЙ ПІДХІД ДО РОЗРОБКИ ТУНЕЛЬНИХ УКЛАДАЧІВ ЗА ДОПОМОГОЮ РЕКУРЕНТНОГО МЕТАМОДЕЛЮВАННЯ

© K. Zabolotnyi, O. Panchenko¹

¹ Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

AN INNOVATIVE APPROACH TO THE DEVELOPMENT OF TUBING ERECTOR USING RECURRENT METAMODELING

Мета. Основною метою даного дослідження розробка та валідація інноваційного методу до проєктування тунельних укладачів який базується на рекурентному метамодельюванні. Застосування цього підходу має сприяти вдосконаленню конструктивних та функціональних характеристик тунельних укладачів, що відіграють ключову роль у виробничих процесах на сучасних гірничовидобувних та будівельних підприємствах.

Методика. Для досягнення поставленої мети було розроблена концепцію рекурентного метамодельювання, у якій поєднано результати системного аналізу конструкцій та використання CASE-технологій для генерування та оптимізації процесів проєктування конструкцій. Ця методика дозволяє створювати метамоделі всіх можливих конфігурації тунельних укладачів, з урахуванням їхніх механічних і гідравлічних властивостей. У моделюванні використано програмне забезпечення MATLAB Simulink.

Результати. Шляхом проведення дослідження було підтверджено ефективність П-подібного закону переміщення маніпулятора тунельних укладачів в умовах мінімізації часу їхньої роботи. Розроблена математична модель гідроприводу, у якій враховано різні сценарії переміщення точкової маси, дозволяє точно встановити закони керування рухом золотника гідророзподільника, забезпечивши мінімальну похибку результатів.

Практична значимість. Розроблені методики та інструментальні засоби мають значну прикладну цінність для проєктування та модернізації тунельних укладачів у забезпечення суттєвого підвищення їхньої продуктивності і надійності в різноманітних умовах експлуатації.

Наукова новизна. Створення рекурентного метамодельювання являє собою новаторську методику сфери проєктування тунельних укладачів. Завдяки їй застосуванню вперше виникає можливість систематично аналізувати й оптимізувати конструкцію цього обладнання, залучаючи програмні засоби. Це відкриває нові перспективи для підвищення ефективності й надійності тунельних укладачів.

Ключові слова: рекурентне метамодельювання, тунельний укладач, системний аналіз, MATLAB Simulink, гідравлічний привід, оптимізація проєктування.

Аналіз стану досліджень питання. В умовах сучасних ринкових відносин більша частина технічних об'єктів, які випускаються вітчизняними підприємствами, поступаються зарубіжним аналогам своєю якістю та надійністю. При цьому вони дорожчі від зарубіжних машин. Щоб удосконалити ці машини вчені, створюючи та розвиваючи нові методи математичного й комп'ютерного моделювання, розробили цілий комплекс методичних рекомендацій до вибору раціональних параметрів гірничих і транспортних машин. Сучасна тенденція

проектування полягає у використанні методів оптимізації. Наприклад, розглянута фахівцями структурна оптимізація [1] теоретично дає змогу в автоматичному режимі змодельовати машину оптимальної структури. Разом з тим, через складність формалізації опису цієї структури виявилось, що використовувати метод оптимізації в самому проектуванні гірничих машин практично не можливо. У зв'язку з чим було запропоновано застосовувати узагальнено-параметричне моделювання гірничих машин [2], згідно з яким будували спрощену модель об'єкта, що мав усереднені параметри, а потім, визначивши оптимальні значення узагальнених параметрів, завершували проектування конструкції. Такий підхід теж має недоліки, адже узагальнено-параметричні моделі припускають враховувати тільки кількісну зміну характеристик об'єкта.

У таких умовах розроблення нового методу проектування гірничих машин є актуальним науковим завданням. Автори пропонують поєднати рекурентне метамоделювання як частину методів системного аналізу та CASE-технологій з узагальнено-параметричним моделюванням конструкцій гірничих машин. При цьому до сукупності моделей вузлів і машин, котрі якісно відрізняються одна від одної, підбирають відповідну модель усієї сім'ї названих об'єктів, так звану метамоделю. Потім після проведення обчислювального експерименту з використанням конкретних моделей цієї сім'ї виконують рекурентну модифікацію метамоделі для надання їй нових якісних властивостей, після чого здійснюють параметричну оптимізацію базової моделі гірничої машини. Продемонструємо це на прикладі проектування тунельного укладача [3–4]. Це одна з найскладніших гірничих машин, у якій відбуваються взаємопов'язані механічні та гідравлічні процеси тому, проектуючи це обладнання, необхідно застосовувати нові методи структурної оптимізації, зокрема метамоделювання. Відомо, що ця машина виконує функцію укладання збірних елементів тунельної обшивки підземних виробок [5]. У процесі проходження тунелів різного діаметра параметри укладача змінюються в досить широких межах, що потребує великої кількості трудомістких розрахунків, якщо застосовувати традиційні методи проектування [6].

Основна частина дослідження

Формалізація опису метаструктури класу пристроїв укладача. Уведемо визначення класу однорідних (гомогенних) пристроїв, що мають схожий тип приводу (гідропривід) і механізми, котрі в першому ступені наближення можна розглядати як такі, що мають один ступінь вільності: або поступальний, або обертальний. До розглянутого класу належить тунельний укладач (рис. 1). У ньому зосереджено кілька функціональних об'єктів. Це пристрої поступального переміщення маніпулятора 1, козирки 2, підтримувальні балки 3, арок 4, майданчики обслуговування 5, механізм доведення маніпулятора 6, стопор 7 та механізм обертання маніпулятора 8.

Побудуємо твердотільну модель складальної одиниці кожного пристрою разом з вузлами позиціонера, що примикають до нього, і розглянемо його роботу. Пристрій переміщення маніпулятора (рис. 2, а) здійснює незначні коливальні рухи. У першому наближенні будемо вважати, що штанга має вигляд точкової маси M і переміщується поступально на відстань L_1 .

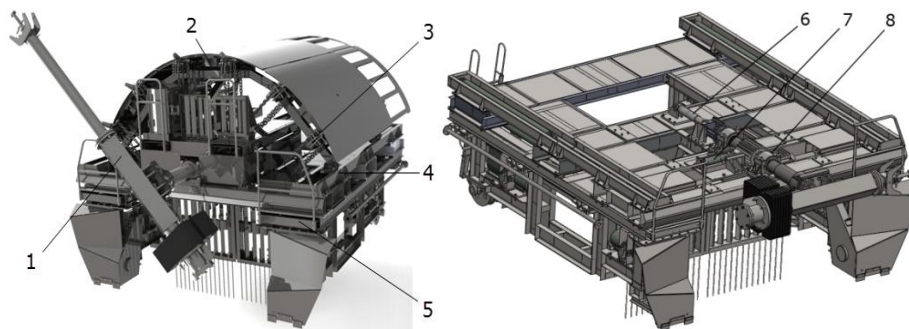


Рис. 1. Комп'ютерна модель тунельного укладача, зроблена за допомогою програми SOLIDWORKS [7]

Пристрій обертання маніпулятора (рис. 2, б) виконує функцію монтажу елементів обшивки. Він здійснює поступальний рух зубчастої рейки за рахунок переміщення поршня гідравлічного циліндра на відстань L_2 .

Пристрій поступального переміщення (рис. 2, в) використовується для руху маніпулятора на відстань L_3 , при цьому елемент обшивки виконує осьове переміщення для точного позиціонування в процесі монтажу.

Пристрій поступального переміщення козирків (рис. 2, г) забезпечує висування цих елементів на відстань L_4 , аби захистити людей від падіння шматків породи під час укладання елементів обшивки в нижній частині кільця тунелю.

Пристрій поступального переміщення підтримувальних балок (рис. 2, д) забезпечує їхнє висування на відстань L_5 , аби зберігати стійкість елементів тунельної обшивки (у верхній частині кільця тунелю) під час їхнього монтажу, згодом балки повертаються у вихідний стан, щоб не заважити подальшому встановленню обшивки.

Пристрій поступального переміщення арки на відстань L_6 (рис. 2, е) дає можливість ущільнювати шви між елементами з робочих майданчиків і повертати цей елемент у початкове положення для продовження монтажу.

Пристрій поступального переміщення майданчиків обслуговування переміщує їх на відстань L_7 (рис. 2, ж) для виконання потрібної функції.

Аналіз роботи згаданих пристроїв укладача дає змогу зробити висновок, що кожен з них починає рухатись від приводу у вигляді гідравлічного циліндра (далі гідроциліндр), поршень якого переміщується на задану відстань L , тому всі вони належать до класу однорідних (гомогенних) механізмів.

Опис структури метамоделі. Для детального дослідження функцій описаних вище пристроїв необхідно створити їхні механічні моделі [8]. Аби не займатись кожною моделлю окремо, доцільно з огляду на однорідність об'єктів розробити метамодель пристрою з гідравлічним приводом, яка ніби генерує всі механічні моделі згаданих пристроїв.

Як було й передбачено в основі метамоделі маємо узагальнену математичну модель усіх таких пристроїв [9, 10], яку можна формалізувати таким чином:

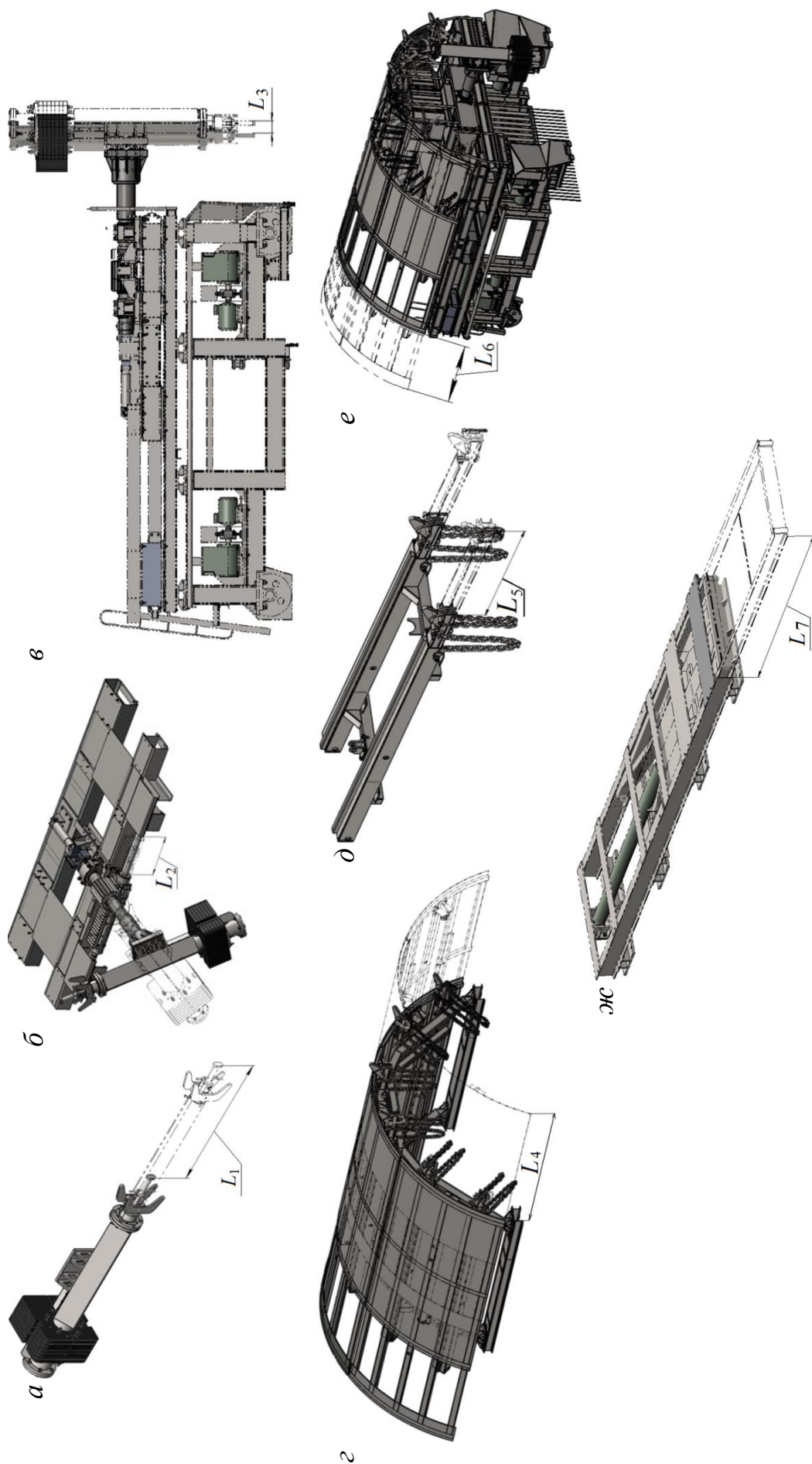


Рис. 2. Комп'ютерні моделі функціональних об'єктів укладача:
 а – пристроєм поступального руху маніпулятора; б – обертання маніпулятора; в – поступального руху доведення маніпулятора; г – поступального руху козирків; д – поступального руху підтримувальних балок; е – поступального переміщення арки; ж – поступального руху майданчика обслуговування

$$M\ddot{x} = F_{\text{п}}(\dot{x}) + F_{\text{а}}(\dot{x}, t),$$

де M – точкова маса, еквівалентна масі всіх поступально переміщуваних частин пристрою; x – узагальнена координата поступального переміщення маси M ($\ddot{x} \equiv d^2 x/dt^2$); $F_{\text{п}}$ – узагальнена сила опору, $F_{\text{а}}$ – узагальнена активна сила.

Поставимо завдання – знайти таку величину сили $F_{\text{а}}$, прикладання якої створювало б можливість переміщення точкової маси M на відстань L за мінімальний час. Інакше кажучи, тим самим забезпечуємо підвищення продуктивності праці під час укладання елементів обшивки, виконавши умови міцності та жорсткості частин пристрою.

У методі раціонального проектування однорідних пристроїв укладача використовуються створені механічні моделі кожного з них. Моделі складаються з трьох підсистем, що послідовно взаємодіють одна з одною. Кожна підсистема виконує своє завдання, а саме:

1. Встановлення закону раціонального переміщення пристрою шляхом застосування кінематичної моделі.
2. Формулювання виразу, який відображає керувальний вплив на пристрій за допомогою аналітичної моделі гідравлічного приводу.
3. Уточнення виразу, що описує керувальний вплив на пристрій за допомогою його моделі з використанням програми MATLAB Simulink [11].

Розглянемо кожну з підсистем моделювання.

Узагальнена кінематична модель пристроїв. Для початку дослідимо аналітичну модель переміщення точкової маси M , врахувавши задане обмеження на прискорення a^* . Нехай задані величини сил дорівнюють $F_{\text{а}}$ і $F_{\text{п}}$, тоді матеріальна точка буде переміщуватися за якимось законом, відповідним $x(t)$. Під час поступального переміщення точкової маси на відстань L припускаємо, що її розгін і гальмування буде відбуватись за однаково кількість часу $0,5T$, а це створює мінімальне прискорення на ділянках, де воно має місце. Оскільки мінімальне значення функції мети оптимізаційної задачі відповідає мінімально можливому часу підйому точкової маси, то для розрахунку тривалості t досягнення нею заданого місця необхідно ввести функцію $t(x)$, обернену функції $x(t)$. Тоді час підйому точкової маси на висоту L $T = t(L)$.

Передбачається, що на початку і наприкінці підйому точкової удару не відбувається, тобто швидкість \dot{x} дорівнює нулю.

З погляду математики вищеописана оптимізаційна задача являє собою розв'язок такого відношення:

$$\text{знайти } x^* : \|x^*\| = \min_{x \in \mathbb{X}} \|x\|,$$

тут обернена до $x(t)$ функція $\|x\| = x^{\text{inv}}(L)$, $x^{\text{inv}} = t(x)$; \mathbb{X} – допустима множина функцій, похідна яких симетрична відносно $0,5T$ ($T = x^{\text{inv}}(L)$), що задовольняє такі умови: $|\ddot{x}| \leq a^*$; $x(0) = 0$; $x(T) = L$; $\dot{x}(0) = \dot{x}(T) = 0$.

Потрібно знайти таке значення функції $x(t)^*$, норма якої, тобто відповідний їй час руху об'єкта, до точки L , буде мінімальним порівняно з нормою значень решти допустимих функцій \mathbb{Y} . Для спрощення аналізу оптимізаційної задачі та зменшення кількості задіяних у ній величин, уведемо такі безрозмірні змінні: $\xi = x/L$; $\tau = t\sqrt{a^*/L}$.

Тепер символ \mathbb{Y} позначає допустиму множину безрозмірних функцій, що відповідають іншій множині \mathbb{X} , з урахуванням таких умов:

$$|\alpha| \leq 1; \quad (1)$$

$$\xi(0) = 0; \quad (2)$$

$$\xi(k) = 1; \quad (3)$$

$$\omega(0) = \omega(k) = 0, \quad (4)$$

тут $\omega(\tau) \equiv d\xi(\tau)/d\tau \equiv \xi'(\tau)$; $\alpha(\tau) \equiv \xi''(\tau)$; $k = T\sqrt{a^*/L}$.

Оберемо п'ять елементарних функцій для характеристики безрозмірних значень прискорення руху об'єкта.

1. Косинусоїдальна функція. Вирази, що описують безрозмірні значення прискорення і швидкості руху об'єкта мають такий вигляд: $\alpha(\tau)_1 = \cos(\pi\tau/k_1)$; $\omega(\tau)_1 = (k_1/\pi)\sin(\pi\tau/k_1)$ і відповідають умовам (1) та (4), якщо $0 \leq \tau \leq k_1$. Після інтегрування маємо такі вирази: $\xi(\tau)_1 = -(k_1^2/\pi^2) \cdot \cos(\pi\tau/k_1) + C_1$. З урахуванням умови (2) $C_1 = k_1^2/\pi^2$, а умови (3) – $k_1 = \pi/\sqrt{2}$.

Решту функцій формалізовано в наступних пунктах.

2. П-подібна функція $\alpha(\tau)_2 = \begin{cases} 1, & \tau < 0,5k_2 \\ -1, & \tau \geq 0,5k_2 \end{cases}$, где $0 \leq \tau \leq k_2$.

3. Лінійна функція $\alpha(\tau)_3 = 1 - (2\tau/k_3)$, де $0 \leq \tau \leq k_3$.

4. Синусоїдальна функція $\alpha(\tau)_4 = \sin(2\pi\tau/k_4)$, де $0 \leq \tau \leq k_4$.

5. Синусоїдальна кубічна функція $\alpha(\tau)_5 = \sin^3(2\pi\tau/k_5)$, де $0 \leq \tau \leq k_5$.

Графіки розглянутих функцій подано на рис. 3.

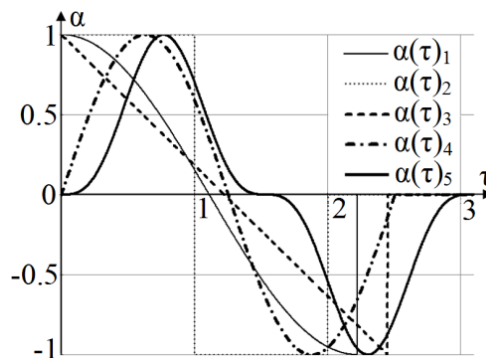


Рис. 3. Графіки функцій прискорення переміщень об'єкта

При цьому вирази для опису безрозмірних значень швидкості ω набудуть такого вигляду:

$$\omega(\tau)_2 = \begin{cases} \tau, & \tau < 0,5k_2; \\ -\tau + k_2, & \tau \geq 0,5k_2; \end{cases}$$

$$\omega(\tau)_3 = \tau - \frac{\tau^2}{k_3}; \quad \omega(\tau)_4 = \frac{k_4}{2\pi} (1 - \cos(2\pi\tau/k_4));$$

$$\omega(\tau)_5 = (k_5/6\pi) (2 - 3\cos(2\pi\tau/k_5) + \cos^3(2\pi\tau/k_5)).$$

Тоді безрозмірні значення переміщення ξ будуть відповідати таким залежностям:

$$\xi(\tau)_2 = \begin{cases} \tau^2/2, & \tau < 0,5k_2; \\ -\tau^2/2 + k_2\tau - k_2^2/4, & \tau \geq 0,5k_2; \end{cases}$$

$$\xi(\tau)_3 = \left(\tau^2/2 - \tau^3/3k_3 \right); \quad \xi(\tau)_4 = \frac{k_4}{2\pi} \left(\tau - \sin \frac{2\pi\tau}{k_4} \right);$$

$$\xi(\tau)_5 = \frac{k_5}{6\pi^2} \left(\frac{2\pi\tau}{k_5} - \sin \frac{2\pi\tau}{k_5} - \frac{1}{6} \sin^3 \frac{2\pi\tau}{k_5} \right).$$

Безрозмірні величини часу завершення руху набувають таких значень $k_2 = 2$; $k_3 = \sqrt{6}$; $k_4 = \sqrt{2\pi}$; $k_5 = \sqrt{3\pi}$.

Як показують дані рис. 3, переміщення об'єкта, відповідне кожній із функцій, має різну тривалість. Найшвидше це відбувається за П-подібним законом.

На рис. 4, а, б зображено графіки функцій швидкості й переміщення об'єкта, що відображають п'ять розглянутих законів його руху. З умови досягнення одиничної безрозмірної величини відстані переміщення за одиничний час випливає, що площі трапецій, утворених кожною кривою на графіку, мають бути однаковими. На графіку рис. 4, б бачимо, що обрані варіанти переміщення об'єкта несуттєво відрізняються один від одного, а дані рис. 4, а показують, що площі, утворені кривими кожної функції, які відображають одиничне переміщення, однакові, але при цьому час руху припиняється в різний час, відповідно до кожної функції. Аби було зручніше порівнювати значення згаданих функцій, зробимо таку заміну величин: $\Omega(\tau)_i = k_i\omega(k_i\tau)_i$, тут $i = 1, \dots, 5$ (рис. 5).

У цьому аналізі за базову візьмемо функцію швидкості, що відповідає П-подібному закону руху об'єкта. Назвемо пробною функцією похідну $\omega(\tau)$ до вільної функції $\xi(\tau)$ з допустимої множини значень \mathbb{Y} . І тут можливі два випадки. Перший, коли крива пробної функції в нульовому положенні має нахил (а, отже, і прискорення) більший, ніж крива базової функції. Через це обрана функція $\xi(\tau)$ не може бути розв'язком оптимізаційної задачі. Другий випадок, коли кут нахилу кривої в нульовому положенні менший від кута нахилу кривої базової функції. Як бачимо, на початку руху площа трапеції, утвореної кривими пробної функції,

менша за площу, утворену кривою базової функції. За цих умов обов'язково має бути точка перетину кривих пробної функції з кривими базової, коли кут нахилу першої має бути більшим від кута нахилу другої для врівноваження площ трапецій. Звідси випливає, що довільна функція $\xi(\tau)$ не може бути розв'язком, оскільки матиме місце час τ , протягом якого друга похідна цієї функції буде більшою, ніж тоді, коли діятиме П-подібний закон руху об'єкта.

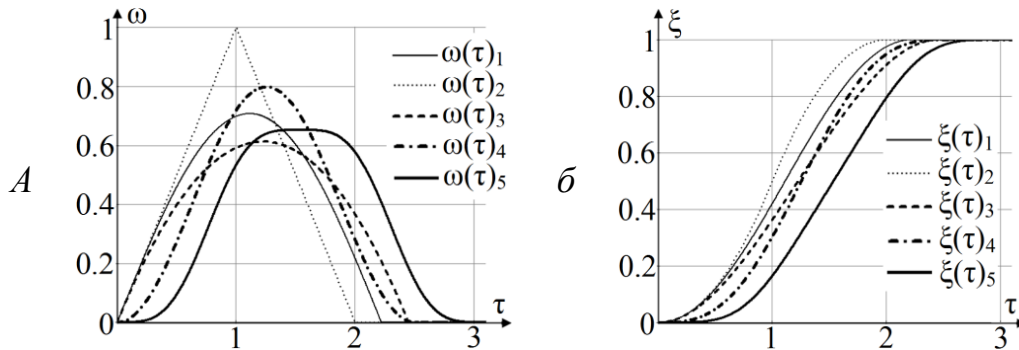


Рис. 4. Графіки функцій швидкості (а) та переміщень (б) об'єкта

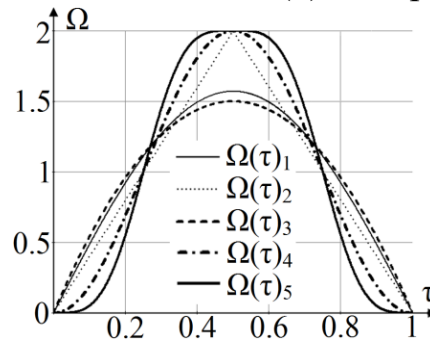


Рис. 5. Порівняльний аналіз графіків функцій зміни безрозмірних значень швидкості

Можна зробити висновок, що мінімальним час руху об'єкта буде під впливом П-подібного закону його переміщення, що потребує миттєвої зміни знака величини прискорення. Під впливом гладкого косинусоїдального закону переміщення припинення руху об'єкта настає на 11 % пізніше. Усі інші розглянуті варіанти переміщення збільшують цей показник.

Аналітична модель гідравлічного приводу укладача. Розробимо математичну модель, що дає змогу встановити оптимальний закон керування переміщенням золотника гідророзподільника, коли буде використано умовне поняття точкової маси M .

На рис. 6 наведено принципову схему гідравлічного приводу пристроїв укладача, що складається з гідронасоса постійного тиску p_0 ; гідробака; 4-лінійного гідророзподільника, у якому довжина ходу золотника $u(t)$ залежить від часу; гідравлічного циліндра двосторонньої дії (далі гідроциліндр) і матеріальної точки масою M , на яку діє сила опору $F_{\text{п}}$.

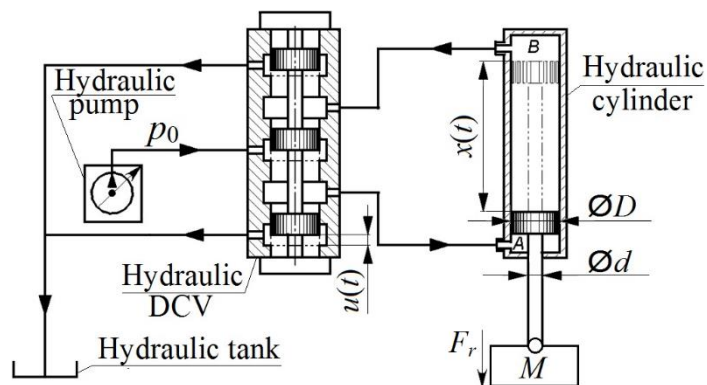


Рис. 6. Принципова схема гідравлічного приводу розподільника укладача

Для опису функції кожного каналу золотника, у припущенні, що інерція рідини не враховується, справедливою буде формула, де відображено витрату рідини, довжина ходу золотника і перепад тиску в його порожнинах, а саме:

$$q = \begin{cases} C_D A \sqrt{\frac{2}{\rho} |\Delta p|} \operatorname{sgn} \Delta p, & \text{якщо } Re \geq Re_{кр}, \\ 2 C_D^2 / Re_{кр} A D_u / \nu \rho \Delta p & \text{якщо } Re < Re_{кр}, \end{cases} \quad (5)$$

тут $A = u A_{max} / u_{max}$; $Re = (q D_u) / (A \nu)$; $D_u = \sqrt{4A/\pi}$; q – витрата рідини, m^3/c ; Δp – перепад тиску в порожнинах гідроциліндра, Мпа; C_D – коефіцієнт витрати рідини в золотнику; A – миттєва площа перерізу гідророзподільника, m^2 ; A_{max} – площа повністю відкритого перерізу, m^2 ; u – переміщення золотника, м; u_{max} – максимально можливе переміщення золотника, м; ρ – густина рідини, kg/m^3 ; ν – кінематична в'язкість рідини, m^2/c ; D_u – діаметр отворів гідророзподільника, м; Re – число Рейнольдса; $Re_{кр}$ – критичне значення числа Рейнольдса, відповідне розподілу руху рідини на ламінарний і турбулентний режими.

Закон руху поршня в гідравлічному циліндрі двосторонньої дії описано таким виразом:

$$Ma = p_0 A_A - p_A A_A - p_B A_B - F_{п}, \quad (6)$$

тут $A_A = \pi(D^2 - d^2)/4$; $A_B = \pi D^2/4$; $a = d^2 x/dt^2$; $q_A = \nu A_A$; $q_B = \nu A_B$; $\nu = dx/dt$; A_A – площа перерізу штокової порожнини гідроциліндра, m^2 ; A_B – площа перерізу поршневої порожнини гідроциліндра, m^2 ; ν – швидкість руху поршня гідроциліндра, м/с; a – прискорення руху поршня гідроциліндра, m/c^2 ; q_A, q_B – витрата рідини, яка проходить через відповідні порожнини гідроциліндра, m^3/c ; D – діаметр поршня, м; d – діаметр штока, м; M – сумарна маса залізобетонного блока, поршня і штока гідравлічного, кг; $F_{п}$ – сила опору, Н.

Тепер в умовах ламінарного і турбулентного режимів руху рідини через гідророзподільник, коли задано значення функцій $\nu(t)$ і $a(t)$, переміщення золотника $[u_{л}(t)$ і $u_{т}(t)$ відповідно] має відбуватись відповідно до закону, встановленого на базі розробленої математичної моделі гідравлічного приводу, а саме

$$u_n(t) = \frac{u_{\max}}{A_{\max}} \left[\frac{v(t) \nu \rho \operatorname{Re}_{\text{кр}} \sqrt{\pi} (A_A^2 + A_B^2)}{4C_D^2 (p_0 A_A - F_{\Pi} - Ma(t))} \right]; \quad u_{\tau}(t) = \frac{u_{\max}}{A_{\max}} v(t) \sqrt{\frac{\rho (A_A^3 + A_B^3)}{p_0 A_A - F_{\Pi} - Ma(t)}}. \quad (7)$$

Тут мінімально допустима площа штокової порожнини $A_{A,\min} = (Ma^* + F_{\Pi}) / p_0$.

Дослідимо залежність закону керування переміщенням золотника від площі перерізу штокової порожнини.

Нехай відносно перевищення площі перерізу штокової порожнини від мінімально можливої $b = A_A / A_{A,\min}$.

Тоді, враховуючи залежність (7), бачимо, що під впливом косинусоїдального закону руху блока керування переміщенням золотника функція від безрозмірних значень часу τ і b набуде такого вигляду:

$$f(\tau, b) = k_2(b) \sin(\pi\tau) / \sqrt{k_1(b) - \cos(\pi\tau)}, \quad (8)$$

тут $k_1(b) = (p_0 A_{A,\min} b - F_{\Pi}) / Ma^*$; $k_2(b) = (u_{\max} T_1 a^* / A_{\max} \pi) \sqrt{\rho (1 + \lambda^3) A_{A,\min}^3 b^3 / Ma^*}$;

$\lambda = A_B / A_A$; $\tau = t / T_1$; $T_1 = \pi \sqrt{L / 2a^*}$.

Залежність у виразі (8) показує, що рух об'єкта можливий тільки тоді, коли прикладений до об'єкта тиск перевищує втрати на гідравлічний опір, тобто якщо $k_1(b) > 1$.

До прикладу розглянемо підйом залізобетонного блока на висоту 2 метри, коли діють два розглянуті закони його руху (П-подібний і косинусоїдальний), і має місце мінімальна величина прискорення протягом всього періоду руху. Сумарна маса залізобетонного блока, поршня і штока гідроциліндра M становить 2 тонни, граничне прискорення $a^* = 2 \text{ м/с}^2$.

На рис. 7, а, б наведено отримані під час згаданого дослідження криві, що відображено закон керування переміщенням золотника в умовах ламінарного і турбулентного режимів течії рідини. Як показують данні рисунків, під впливом П-подібного закону руху блока час його підйому скорочується на 11 %, але при цьому виникає необхідність робити перерву в переміщенні золотника, що ускладнює роботу системи керування гідроприводом, тому доцільним було визнано застосування косинусоїдального закону.

На рис. 8, а, б відображено залежності числа Рейнольдса, що характеризує потік рідини в камері A гідроциліндра, від часу підйому блока в умовах ламінарного і турбулентного режимів її руху.

З аналізу графіків випливає, що під час відкриття отворів у гідророзподільнику число Рейнольдса починає суттєво перевищувати власне критичне значення, тобто, там спостерігається турбулентний режим руху рідини. Отже, надалі в дослідженні обмежимося дією тільки косинусоїдального закону руху блока.

Використання математичної моделі гідроприводу в пристрої укладача створює можливість вивчити вплив декількох законів переміщення точкової маси, а також дослідити й описати закон керування рухом золотника гідророзподільника, коли спостерігаються ламінарний і турбулентний режим течії рідини. Як показало вивчення моделі, коли число Рейнольдса перевищує власне критичне

значення, тоді доцільно вважати справедливим закон керування переміщенням золотника, розрахований на турбулентний режим руху рідини. Під впливом П-подібного закону руху блока час його підйому скорочується на 11 % порівняно з косинусоїдальним, але виникає потреба робити перерву в русі золотника, що негативно впливає на роботу всієї системи керування гідроприводом. Уточнити різні керувальні впливи в метамоделі (див. рис. 6) можна, створивши віртуальний пристрій за допомогою програми MATLAB Simulink (бібліотеки SimHydraulics).

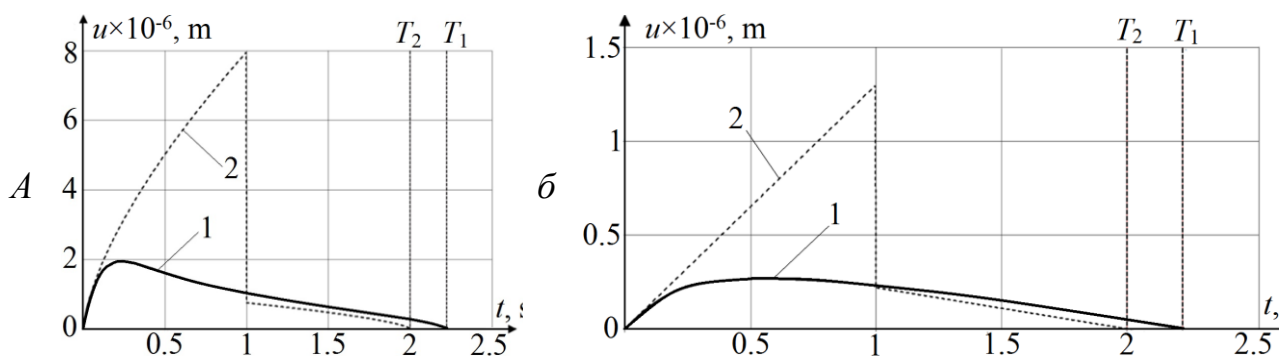


Рис. 7. Криві законів керування переміщенням золотника в умовах ламінарного (а) і турбулентного (б) режимів 1 – косинусоїдальний закон; 2 – П-подібний

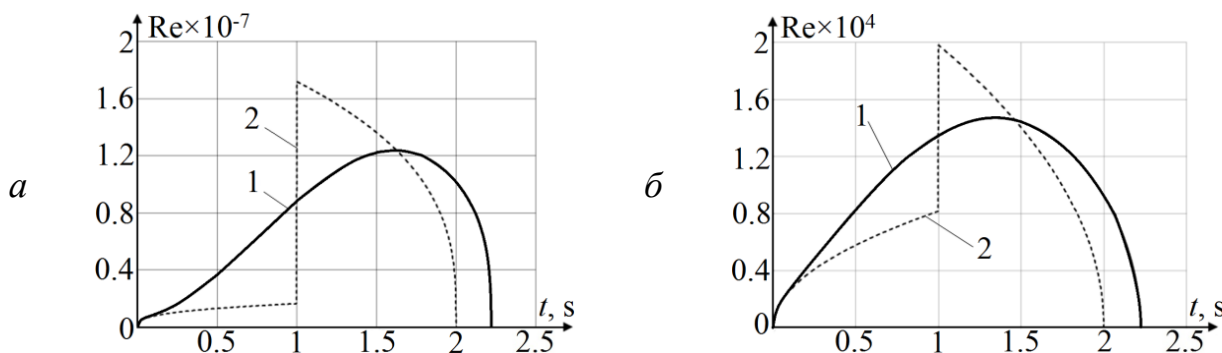


Рис. 8. Криві залежності числа Рейнольдса від часу в умовах ламінарної (а) і турбулентної (б) течії рідини: 1 – косинусоїдальний закон руху блока; 2 – П-подібний

Висновки. Розроблення нових методів проєктування перспективних конструкцій гірничих машин – це актуальне наукове завдання. Під час розгляду функцій тунельного укладача в роботі було сформульовано й обґрунтовано метод рекурентного метамодельювання, у якому використано положення системного аналізу, а також CASE-технології. У цьому методі встановлено відповідність між сім'єю моделей вузлів і машин та метамоделлю усієї сім'ї таких об'єктів. Проаналізовано різні варіанти переміщення пристроїв укладача і доведено, що мінімальна витрата часу на цей процес спостерігається під впливом П-подібного закону руху кожного об'єкта. Розроблено математичну модель гідроприводу пристроїв укладача, за допомогою якої вдалося розглянути кілька законів переміщення точкової маси та вивести закон керування рухом золотника

гідророзподільювача в умовах ламінарного і турбулентного режимів течії рідини. Метамоделю пристрою укладача було створено завдяки застосуванню алгоритмічної мови MATLAB Simulink, а використання математичної моделі гідравлічних приводів цього пристрою дало змогу дослідити функцію керування ними і встановити закон руху цих об'єктів з похибкою 2,5 %.

Перелік посилань

1. Zabolotnyi, K., & Panchenko, O. (2019). Development of methods for optimizing the parameters of the body of a fixed jaw crusher. *E3S Web of Conferences. Essays of Mining Science and Practice 2019*, (109). <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900121>
2. Moskalyova, T.V., & Polushyna, M.V. (2015). Cross way of fastening steel ropes to a single-drum mine hoisting plant with the location of pulleys on the same axis. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (3), 56–62.
3. Hao W., Zhang Y., Cui G. (2009). Research on the technical status of the segment erection system for the full shield tunneling machine. *Mining & Processing Equipment*, (37), 1–5.
4. Shi, H., Gong, G., Yang, H., & Zhou, R. (2009). Position and Attitude Precision Analysis of Segment Erector of Shield Tunneling Machine. *Lecture Notes in Computer Science*, 355–363. https://doi.org/10.1007/978-3-642-10817-4_35
5. Yadong, G., Jun, C., Chao, W., Qingguo, Z., & Shu, L. (2010). Research of the Segment Erector of Tunnel Boring Machine Based on Virtual Prototype. 2010 Second International Conference on Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics. <https://doi.org/10.1109/ihmsc.2010.70>
6. Lintao, W., Guofang, G., Hu, S., & Dianqing, H. (2012). Positioning Precision and Impact Force Control of Segment Erector for Shield Tunneling Machine. 2012 Third International Conference on Digital Manufacturing & Automation. <https://doi.org/10.1109/icdma.2012.145>
7. Planchard, D. (2019). *SOLIDWORKS 2019 Tutorial*. SDC Publications.
8. Li, G., Wang, B., Chen, Y. D., & Wang, W. S. (2012). Research of Dynamics Simulation of a Six-DOF Segment Erector for Tunnel Boring Machine. *Applied Mechanics and Materials*, 291–294. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.249-250.291>
9. Reza, N. J. (2010). *Theory of Applied Robotics*. Springer Science + Business Media, LLC 2006.
10. Kolesnikov, K.S. (2005). *The Course of Theoretical Mechanics*. MSTU named after N.E. Bauman publishing.
11. Chaturvedi, D. K. (2010). *Modeling and Simulation of Systems Using MATLAB and Simulink*. CRC Press, Inc.

ABSTRACT

Purpose. The main objective of this study is to develop and validate an innovative method for the design of tunnel bolters based on recurrent metamodelling. The application of this approach should help to improve the structural and functional characteristics of tunnel bolters, which play a key role in production processes at modern mining and construction enterprises.

The methods. To achieve this goal, we developed the concept of recurrent metamodelling, which combines the results of system analysis of structures and the use of CASE technologies to generate and optimise design processes for structures. This methodology allows creating metamodels of all possible configurations of tunnel bolsters, taking into account their mechanical and hydraulic properties. MATLAB Simulink software was used in the modelling.

Findings. The study confirmed the effectiveness of the U-shaped law of movement of the tunnel boring machine manipulator in terms of minimising their operating time. The developed mathematical model of the hydraulic drive, which takes into account various scenarios of the point mass movement,

allows to accurately establish the laws of controlling the movement of the hydraulic distributor spool, ensuring minimal error of the results.

The originality. The developed methods and tools have significant applied value for the design and modernisation of tunnel pavers to ensure a significant increase in their performance and reliability in various operating conditions.

Practical implementation. The creation of recurrent metamodelling is an innovative technique in the field of tunnel boring machine design. Thanks to its application, it is for the first time possible to systematically analyse and optimise the design of this equipment using software tools. This opens up new prospects for improving the efficiency and reliability of tunnel bolters.

Keywords: *recurrent metamodelling, tunnel boring machine, system analysis, MATLAB Simulink, hydraulic drive, design optimisation.*