

УДК 621.86

АЛГОРИТМ ЗМІЦНЕННЯ РОБОЧОГО ОРГАНА ЕКСТРУДЕРА

Ляшук О.Л., Дячун А.Є., Клендій В.М., Третяков О.Л.

Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна

Анотація: Приведена схема динамічної моделі процесу зміцнення поверхні гвинтового робочого органу екструдера деформуючими пуансонами. Виведена система нелінійних диференціальних рівнянь, які розв'язані числовим методом Рунге-Кутта з використанням комп'ютерної програми. Для перевірки адекватності запропонованої системи диференціальних рівнянь та усіх її складових приведено алгоритм спеціально розробленої програми із врахуванням результатів експериментальних досліджень.

Ключові слова: динамічна модель, гвинтовий робочий орган, момент, пуансон, алгоритм

Робота більшості транспортуючих пристроїв зазвичай супроводжується певними динамічними навантаженнями, які частково спричинені неточністю монтажу ланок кінематичного ланцюга певного механізму. Будь-яку деталь, яка обмежує надійність і довговічність всієї конструкції й працює в умовах високих напружень з врахуванням характеру навантаження, робочих температур, навколишнього середовища можна розглядати як важко навантажену. Деталі з гвинтовими профілями відносяться саме до таких. У багатьох сучасних транспортних машинах гвинтові деталі є основними робочими органами.

Відомі різноманітні методи зміцнення пластичним деформуванням, що широко досліджуються як закордонними так і українськими науковцями. Цікавим для зміцнення поверхневих шарів деталей машин є метод статико-імпульсної обробки, що розроблений і запатентований такими дослідниками як А.В. Киричек, Л.В. Картанов, Д.Л. Соловійов, А.Г. Лизуткін, М.С. Дрозд [1-5].

Систему, до складу якої входить гвинтовий робочий орган, деформуючий пуансон, диск та конструктивні елементи установки представлено механічною моделлю, що складається із зосереджених мас, з'єднаних пружними зв'язками. Пружні зв'язки допустили невагомими, що характеризуються постійними коефіцієнтами жорсткості. Місцевими напруженнями і деформаціями в місцях з'єднання окремих елементів системи знехтували. Згідно вищевказаного систему із гвинтового робочого органу, деформуючого пуансона, диска та конструктивних елементів установки можна звести до еквівалентної багатомасової системи на

рис. 1 (патент України на корисну модель № 108422 [6]).

До зосереджених мас, які показані на рис. 1 віднесено: I_1 - приведений момент інерції диска з деформуючими пуансонами, I_2 - приведений момент інерції муфти, I_3 - приведений момент інерції ротора двигуна, I_4 - приведений момент інерції гвинтового робочого органу, m_1 - маса диска з деформуючими пуансонами, m_4 - маса гвинтового робочого органу; m_5 - маса деформуючого пуансона. Деформуючі пуансони рівномірно розміщені по колу диска. Крім того, на рисунку 1 позначені приведені коефіцієнти крутильної жорсткості: C_{12} - приведена жорсткість вала

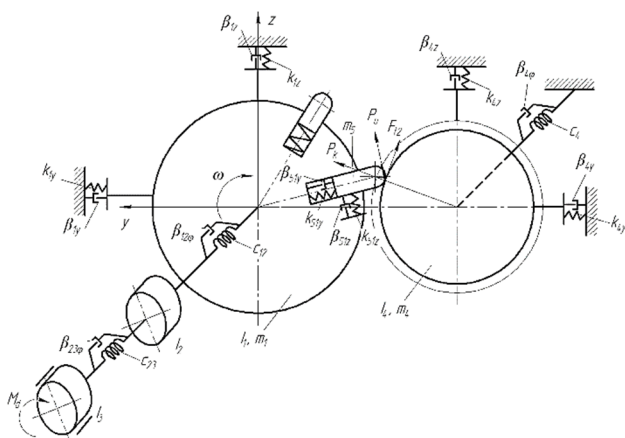


Рис. 1. Схема динамічної моделі процесу зміцнення поверхні гвинтового робочого органу деформуючими пуансонами

між диском та муфтою, C_{23} - приведена жорсткість вала між муфтою та ротором двигуна, C_4 - приведена жорсткість гвинтового робочого органу, а також показано приведені коефіцієнти лінійної жорсткості: k_{1z} , k_{1y} - приведена лінійна жорсткість диска відповідно в напрямках осей z та y ; k_{4z} , k_{4y} - приведена лінійна жорсткість гвинтового робочого органу в напрямках осей z та y ; k_{5z} , k_{5y} - приведена лінійна жорсткість деформуючого пуансона в напрямках осей z та y . Крім цього, позначені коефіцієнти демпфування: $\beta_{12\phi}$ - коефіцієнт демпфування крутильних коливань вала між диском та муфтою, $\beta_{23\phi}$ - коефіцієнт демпфування крутильних коливань вала між муфтою та ротором двигуна, $\beta_{4\phi}$ - коефіцієнт демпфування крутильних коливань між гвинтовим робочим органом та шпинделем верстата; β_{1z} , β_{1y} - коефіцієнти демпфування лінійних коливань між диском та корпусом установки в напрямках осей z та y ; β_{4z} , β_{4y} - коефіцієнти демпфування лінійних коливань між гвинтовим робочим органом та шпинделем в напрямках осей z та y ; β_{51z} , β_{51y} - коефіцієнти демпфування лінійних коливань між деформуючим пуансоном та диском в напрямках осей z та y . На масу I_4 , m_4 , а отже і на гвинтовий робочий орган та деформуючий пуансон m_5 будуть діяти сила удару P_u , сила тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом F_{t2} та сила контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом.

За час контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом можна виділити наступні етапи: 1. Зближення на швидкості V_k , внаслідок чого проходить удар. 2. Переміщення пуансона по поверхні гвинтового робочого органу під навантаженням, що зменшується при зменшенні перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона. 3. Вихід пуансона із зони зміцнення з наступним затухаючим коливанням. Час контакту пуансона із гвинтовим робочим буде рівний:

$$t_K = \frac{\alpha}{\omega} = \frac{\arccos\left(1 - \frac{h}{R_3}\right)}{\omega}, \quad (1)$$

де α - кут контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом, h - величина перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона; R_3 - радіус гвинтового робочого органу, по якому проходить зміцнення поверхні; ω - частота обертання диска.

Час між ударами пуансонів по поверхні гвинтового робочого органу:

$$t_1 = \frac{2\pi}{z_1\omega}, \quad (2)$$

де z_1 - кількість пуансонів, що рівномірно розміщені на диску.

За узагальнені координати вибрано кути повороту інерційних мас $\phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4$ та лінійні переміщення мас в напрямку осей z та y : $z_1, z_4, z_5, y_1, y_4, y_5$.

Виведено диференціальні рівняння руху системи для вимушених коливань, застосовуючи рівняння Лагранжа другого роду із врахуванням функції розсіювання:

$$\left. \begin{aligned} I_1 \cdot \ddot{\phi}_1 + C_{12} \cdot (\phi_1 - \phi_2) + \beta_{12\phi} (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) - k_{51z} (z_1 - R_u \phi_1 - z_5) R_u - \\ - \beta_{51z} (\dot{z}_1 - R_u \dot{\phi}_1 - \dot{z}_5) R_u = R_u (P_u + F_{t2} \cos(\alpha + \beta_2) + P_k \sin \alpha \cos \beta_2); \\ I_2 \cdot \ddot{\phi}_2 + C_{12} \cdot (\phi_2 - \phi_1) + \beta_{12\phi} (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) + C_{23} \cdot (\phi_2 - \phi_3) + \beta_{23\phi} (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3) = 0; \\ I_3 \cdot \ddot{\phi}_3 + C_{23} \cdot (\phi_3 - \phi_2) + \beta_{23\phi} (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_2) = -M_d; \\ I_4 \cdot \ddot{\phi}_4 + C_4 \cdot \phi_4 + \beta_{4\phi} \dot{\phi}_4 = R_3 (P_u \cos(\alpha + \beta_2) + F_{t2} + P_k \sin \alpha \cos \alpha); \\ m_5 \cdot \ddot{z}_5 - k_{51z} (z_1 - R_u \phi_1 - z_5) - \beta_{51z} (\dot{z}_1 - R_u \dot{\phi}_1 - \dot{z}_5) = P_{uz} + F_{t2z} + P_{kz}; \\ m_1 \cdot \ddot{z}_1 + k_{51z} (z_1 - R_u \phi_1 - z_5) + \beta_{51z} (\dot{z}_1 - R_u \dot{\phi}_1 - \dot{z}_5) + k_{1z} z_1 + \beta_{1z} \dot{z}_1 = 0; \\ m_4 \cdot \ddot{z}_4 + k_{4z} z_4 + \beta_{4z} \dot{z}_4 = P_{uz} + F_{t2z} + P_{kz}; \\ m_5 \cdot \ddot{y}_5 + k_{51y} (y_5 - y_1) + \beta_{51y} (\dot{y}_5 - \dot{y}_1) = P_{uy} + F_{t2y} + P_{ky}; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 + k_{1y} y_1 + \beta_{1y} \dot{y}_1 + k_{51y} (y_1 - y_5) + \beta_{51y} (\dot{y}_1 - \dot{y}_5) = 0; \\ m_4 \cdot \ddot{y}_4 + k_{4y} y_4 + \beta_{4y} \dot{y}_4 = P_{uy} + F_{t2y} + P_{ky}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де R_u - радіус кола ударної взаємодії, β_2 - кут контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом, M_d – крутний момент на двигуні.

Для перевірки коректності динамічної моделі та розрахунку ступеня зміцнення робочого органу екструдера була розроблена програма на мові C#, блок-схема алгоритму якої представлена на рис. 2.

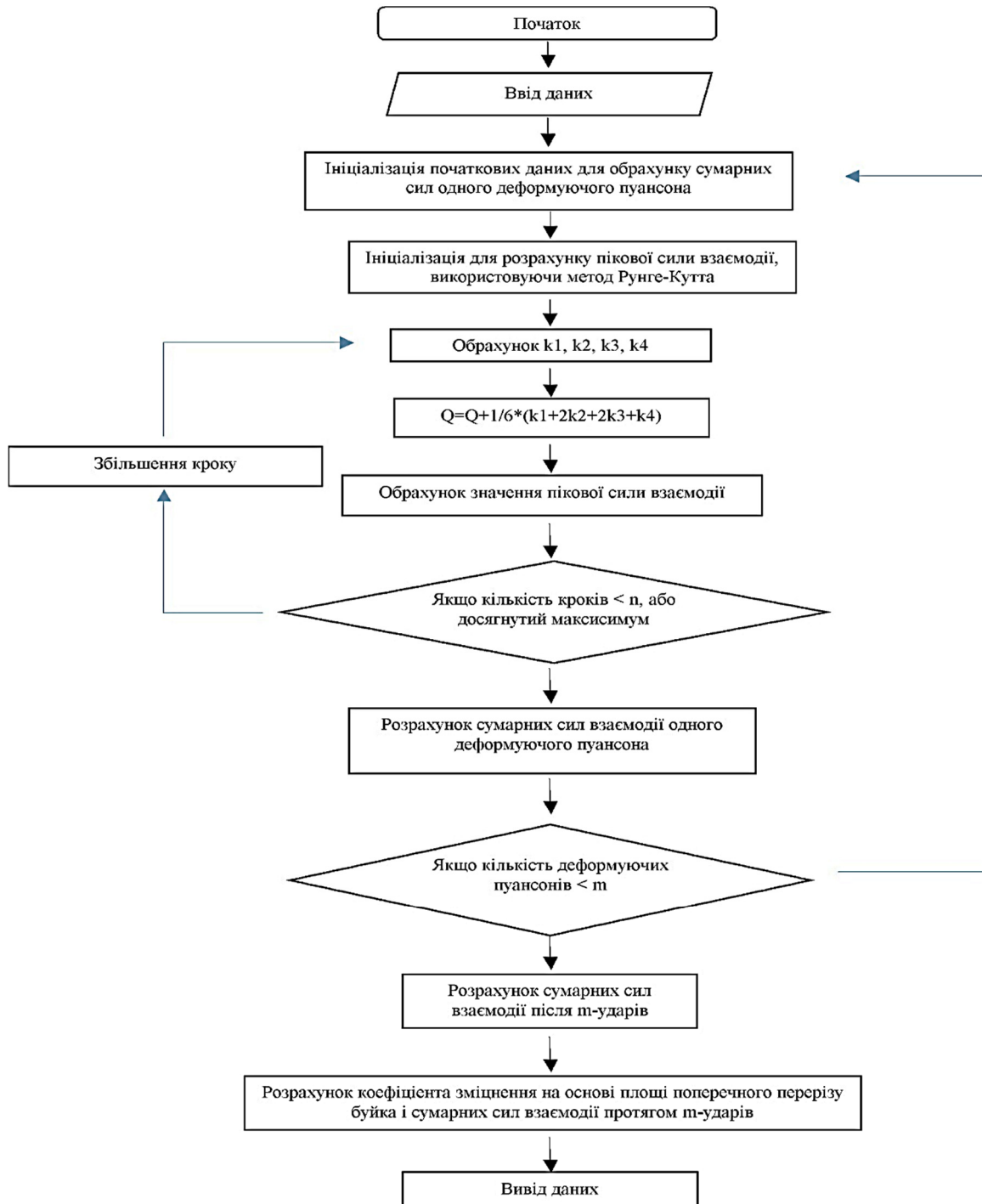


Рис. 2. Блок-схема алгоритму програми для перевірки коректності динамічної моделі та обчислення ступеня зміцнення робочого органу екструдера

Враховуючи її складність, ми відібрали найістотніші параметри як вхідні змінні, а менш важливі використали як константи: 1. Першим кроком ми задаємо кількість послідовних ударів для зміцнення заготовки і також задаємо вхідні параметри, такі як розміри диска і

деформуючого пуансона, характеристики пристрою для зміцнення, марку сталі, вихідну мікротвердість, глибину зміцнення, шорсткість поверхні тощо. 2. Для отримання пікової сили взаємодії в момент початку зіткнення потрібно розв'язати систему рівнянь вимушених коливань, для цього ми використовуємо метод Рунге-Кутта 4-го порядку. 3. Розраховуємо початковий крок і встановлюємо ліміт 10 хвилин для розрахунку пікової сили в момент одного удару. Це додаткове обмеження необхідне, тому що розрахунок максимуму пікової функції може відбуватися довго, враховуючи високу точність (малий крок ітерації). 4. Після отримання максимуму функції за допомогою алгоритму Рунге-Кутта потрібно розрахувати сумарні сили взаємодії між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом протягом одного зіткнення. Для цього потрібно використати звичайну алгебраїчну функцію. 5. Для отримання сумарних сил взаємодії протягом декількох ударів потрібно заново перерахувати сумарні сили між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом протягом наступного зіткнення і т.д. Отримані сили потрібно просумувати. 6. На основі отриманих даних проводимо розрахунок коефіцієнта зміцнення робочого органа екструдера, враховуючи те, що відбиток деформуючого пуансона має сферичну форму. 7. Враховуючи складність динамічної моделі, нами були використані наступні технології: а) використана бібліотека Parallel Tasks; б) для збереження результатів розрахунків сумарних сил взаємодії протягом одного удару було використано список (List), який дозволяє проводити розрахунки, використовуючи технологію LINQ (за допомогою запитів); в) результати розрахунків зберігаються в таблиці DBF, використовуючи технологію ADO.NET.

Програма додатково виводить проміжну інформацію для контролю результатів розрахунків для одного удару (рис. 3). Її можна використати для аналізу зміни вихідних параметрів, що впливають на результат проміжних розрахунків. Для візуалізації залежності твердості від інших параметрів, зокрема кількості ударів, розроблено алгоритм динамічної моделі, який дозволяє краще зрозуміти процес зміцнення і знайти оптимальне співвідношення вхідних даних.

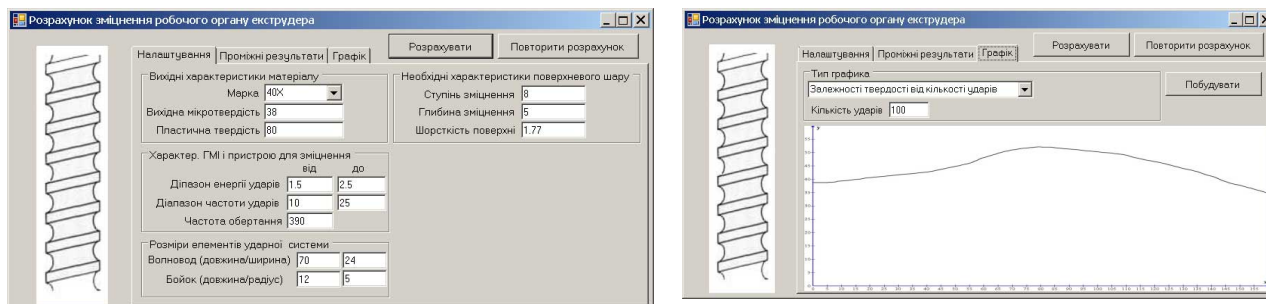


Рис. 3. Вікна програми розрахунку ступеня зміцнення робочого органа екструдера

Список літератури:

1. Упрочнение статико-импульсной обработкой ППД с использованием гидроударных устройств / А. Г. Лазуткин и др. // Механизмы и машины ударного периодического и вибрационного действия: Материалы междунар. научного симпозиум. – Орел, 2000. – С. 318 – 320.
2. Картанов Л.В. Повышение долговечности деталей машин использованием материалов с регулярной гетерогенной структурой: дис. ... канд. техн. наук / Картанов Леонид Владимирович. - ВлГУ, 1997. – 170 с.
3. Киричек А.В. Обеспечение качества несоосных винтовых механизмов деформационным упрочнением их сопрягаемых деталей: дис. ... докт. техн. наук / Киричек Анатолий Владимирович. - М., 1999. – 394 с.
4. Применение деформационного упрочнения статико-импульсной обработкой для повешения контактной выносливости деталей / Киричек А.В. и др // [Перспективные](#) направления развития технологии машиностроения и металлообработки: мат. межд. науч.-техн. конф. - Ростов-на-Дону, 2008. – С. 16-20.
5. Дрозд М.С. Определение механических свойств металлов без разрушения / М.С. Дрозд. – М: Изд-во Металлургия, 1965. – 171 с.
6. Пат. 108422. Україна, МПК(2006.01) В24В 39/04. Обкатний інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів / Ляшук О. Л.; Сокіл М. Б.; Третьяков О. Л.; Навроцька Т. Д.; Клендій В.М.; Марчук Р.М. – № u201601511; заявл. 18.02.16.; опубл. 11.07.16, Бюл. №13.