

Вираз (9) враховує: дисипативні втрати енергії в механічній системі (γ), приведену масу механічної системи (M), геометричні параметри дебалансного приводу (S_d) та динамічну характеристику механічної системи μ (тобто на якій ділянці АЧХ працює ВТМ, що для резонансних машин має велике значення).

Висновок. Запропонована методика інженерного розрахунку потужності електродвигуна дебалансного приводу вібраційних технологічних машин (та АВТМ) резонансного типу дає змогу визначити необхідну потужність двигуна, опираючись на геометричні параметри дебалансного приводу та режими роботи ВТМ та АВТМ. За методикою можна розрахувати необхідну потужність електродвигуна, щоб забезпечити роботу адаптивної технологічної машини резонансного типу на певному робочому діапазоні частот $f\Delta$ (рис. 13), який буде обумовлений зміною маси завантаження робочого органу та резонансною ідеологією роботи.

1. Берник П.С., Чубик Р.В. Алгоритм функціонування адаптивної системи керування приводом вібраційних технологічних машин / *Вибрації в техніці та технологіях*. – 2006. – № 1 (43). – С. 4–10. 2. Бабичев А.П., Зеленцов Л.К., Самодумский Ю.М., *Конструирование и эксплуатация вибрационных станков для обработки деталей*. – Ростов-на-Дону. – Издат. Ростовского университета, 1981. – 160 с. 3. Хайкин С. Э. *Физические основы механики*. – М.: Наука, 1971. – 751 с. 4. Тимошенко С.П., Янг Д.Ж., Уивер У. *Колебания в инженерном деле*. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.

УДК 621;798.2

В.М. Боровець, О.В. Гаврильченко, С.В. Яхимович
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра автоматизації та комплексної механізації
машинобудівної промисловості

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПНЕВМАТИЧНИХ ПРИВОДІВ У ПАКУВАЛЬНОМУ ОБЛАДНАННІ

© Боровець В. М., Гаврильченко О. В., Яхимович С.В., 2006

Розглянуто питання особливості вибору приводних механізмів пакувальних машин. Запропоновано пневматичну схему роботи пакувального автомата, згідно із заданою циклограмою роботи та розглянуто основні чинники впливу приводних пневматичних механізмів на продуктивність обладнання.

The question of feature of choice of mechanisms of drives of packing machines is considered. The pneumatic chart of work of пакувального автомат is offered, in obedience to set packing of work, and the basic factors of influencing of pneumatic mechanisms of drives are considered on the productivity of equipment.

Вступ. Підвищення обсягу продажу, створення фірмового стилю, рекламування продуктів невід’ємно пов’язане з пакуванням продукції. Тому сьогодні все актуальнішою є проблема створення різноманітного вискоефективного пакувального обладнання.

Постановка проблеми. Необхідність створення високопродуктивних та ефективних пакувальних машин вимагає застосування сучасних пневматичних приводів. Аналіз факторів, які впливають на швидкість спрацювання приводних елементів, є необхідним для вироблення рекомендацій,

якими могли б скористатися розробники і користувачі, що працюють в галузі пакувальної техніки та в суміжних галузях, де застосовуються пневматичні приводи.

Аналіз останніх досліджень. Аналізом літературних джерел виявлено, що виготовленням обладнання для пакування виробів займаються багато вітчизняних фірм, зокрема Національний університет “Львівська політехніка”[1,2,3]. У проаналізованих джерелах за даним напрямком не приділено достатньої уваги використанню високоефективних пневматичних приводних механізмів.

Постановка задачі. Однією з проблем, що виникає під час проектування конструкції автомата, є вибір та оптимізація приводних механізмів. Як свідчать результати аналізу конструкцій та багаторічний досвід їхнього використання, симбіоз механіки та пневматики в приводах пакувальних автоматів дає максимальний результат з оптимальними енергетичними та кінематичними параметрами обладнання.

З використанням надійних сучасних пневматичних приводів провідних зарубіжних фірм, таких як “Festo” і “Camozzi”, можна забезпечити надійність та стабільність роботи пакувального обладнання.

Виклад основного матеріалу. Сучасний пакувальний автомат повинен працювати в автоматичному режимі, контролювати натяг пакувального матеріалу і рахувати кількість виготовлених пакетів. Надійний і стабільний контроль за довжиною пакета здійснюють за допомогою фотоелементів за використання пакувального матеріалу з фотоміткою. У запропонованій Національним університетом “Львівська політехніка” конструкції автомата (рис. 1) пакет формується розрізанням плівкового матеріалу з подальшим його складанням, що дає змогу використовувати фіксований двосторонній друк на плівці та значно покращує дизайн упаковки. Автоматичне нанесення дати виготовлення товару і надрізання пакета для швидкого його розкривання відповідає сучасним вимогам до упаковки. Використання оригінальної зварювальної колодки дає змогу виготовляти спарений перфорований пакет.

Пневматична схема пакувального автомата складається із стандартизованих елементів (рис. 2) та керується від контролера системи керування автоматом, що дає змогу швидко переналагоджувати автомат на різноманітні режими роботи, а саме – забезпечувати зміну інтервалів спрацювань виконавчих елементів згідно з циклограмою роботи автомата (рис. 3).

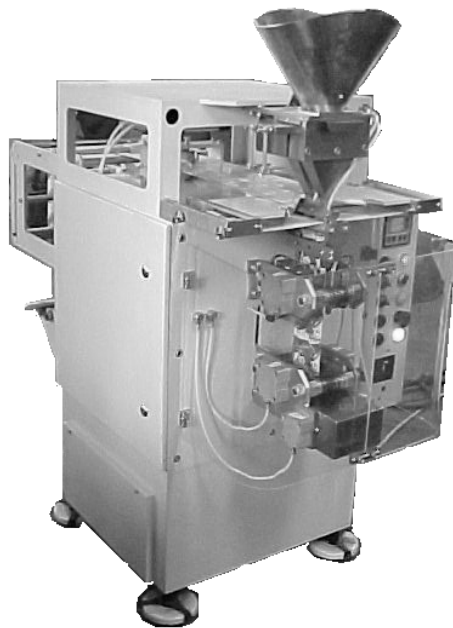


Рис. 1. Фасувально-пакувальний універсальний автомат

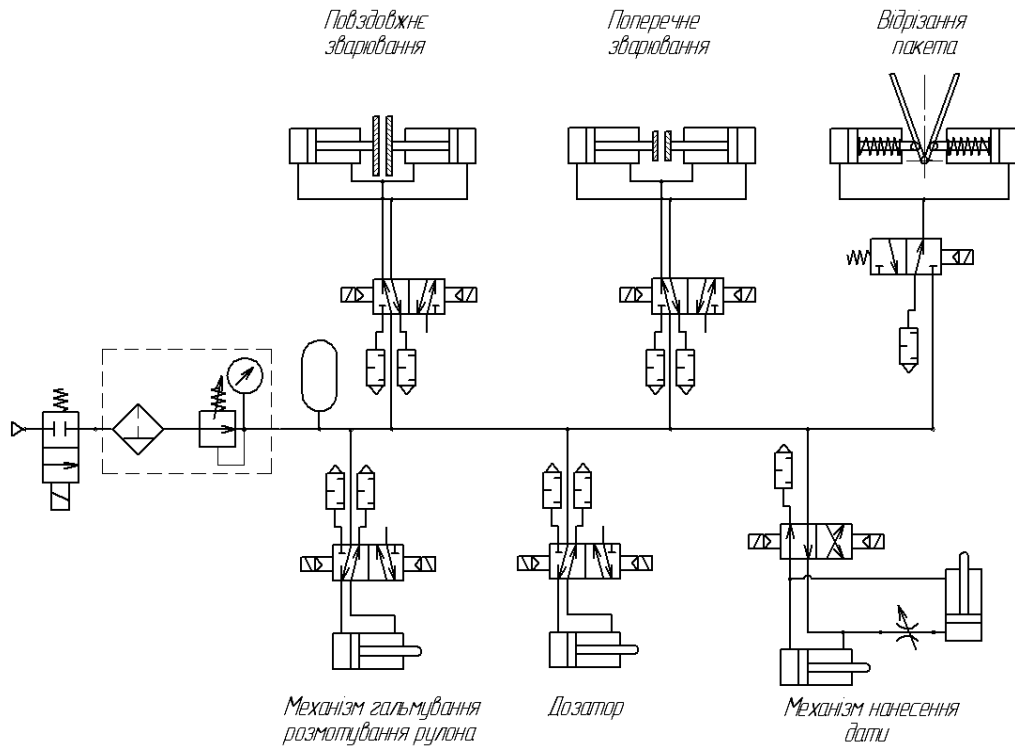


Рис. 2. Пневматична схема пакувального автомата

Знаючи час, необхідний на виконання кожної технологічної операції та мінімальний час спрацювання виконавчих елементів пакувального автомата, можна оптимізувати його продуктивність.

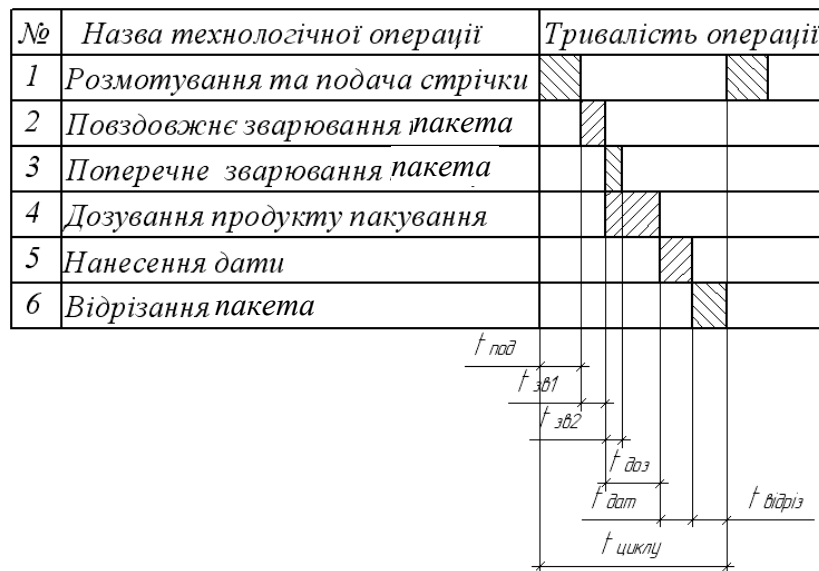


Рис. 3. Циклограма роботи пакувального автомата

Однією з актуальних проблем під час проектування обладнання з використанням пневмоелементів є аналіз динаміки руху пневматичних виконавчих органів. Розглянемо якісну картину зміни тисків у порожнинах наповнення та вихлопу під час переміщення пневмоциліндра. Вихідним положенням приймемо момент (час $t = 0$), коли шток втягнутий, а розподільник ввімкнутий для подачі стиснутого повітря в ліву порожнину, а праву з'єднує з атмосферою. У певний момент часу $t = 0$ збереглися тиски від попереднього стану: в лівій (порожнині наповнення) – атмосферний тиск

p_a , а в правій (порожнині вихлопу) – тиск в магістралі p_m . Безпосередньо після спрацювання пневморозподільника тиск поширюється трубопроводом до порожнини наповнення, а з порожнини вихлопу повітря виходить в атмосферу. При $t = t_1$ хвиля тиску досягне порожнини наповнення і в ній збільшуватиметься тиск за одночасного його спаду в порожнині вихлопу. Цей процес триває до моменту часу $t = t_1 + t_2$, коли сума всіх сил, що діють на шток, дорівнюватиме нулю. З порушенням рівноваги, коли за рахунок перепаду тисків в порожнинах наповнення та вихлопу виникне незрівноважена сила в напрямку осі переміщення, розпочнеться рух поршня зі штоком і робочим органом у вказаному напрямку. В процесі руху протягом часу t_3 , залежно від характеру зміни зовнішніх сил під час неперервного зростання об'єму наповнення V_n та зменшення об'єму вихлопу V_v , може виникати як ріст, так і падіння (що спостерігається у нашому випадку) тисків в обох порожнинах. Рух продовжуватиметься до моменту часу $t = t_1 + t_2 + t_3$, за якого поршень упреться в передню кришку, пройшовши відстань, яка дорівнює ходу штока l . З цього моменту тиск в порожнині наповнення зростатиме до тиску в магістралі p_m і досягне його в момент часу $t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4$, а тиск в порожнині вихлопу падає до значення атмосферного тиску p_a . Після витримки пневмоциліндра в кінцевому положенні протягом певного часу, що узгоджений з циклом автомата, пневморозподільник перемикається, і розпочинається зворотний хід пневмоциліндра.

Процеси під час зворотного ходу аналогічні описаним, однак відповідні відрізки часу будуть іншими внаслідок інших початкових об'ємів, площ та діючих сил.

На шток пневмоциліндра діють такі сили:

– сила тиску

$$P = p_n \cdot S_n - p_v \cdot S_v - p_a \cdot (S_n - S_v) = (p_n - p_a) \cdot S_n - (p_v - p_a) \cdot S_v,$$

де S_n і S_v – площі поршня відповідно зі сторони порожнини наповнення і вихлопу; p_a , p_n і p_v – атмосферний тиск, тиск в порожнині наповнення і вихлопу.

– сума корисного навантаження та сил тертя, яка є функцією тисків в порожнинах p_n , p_v переміщення робочого органу x , його швидкості \dot{x} та часу t :

$$F = F(p_n, p_v, x, \dot{x}, t)$$

– за неустановленого руху (наявність прискорення \ddot{x}) на шток діють сили інерції $-m \cdot \ddot{x}$, де m – маса поршня зі штоком та вантажем.

Час поширення імпульсу тиску

$$t_1 = \frac{L}{g},$$

де L – довжина трубопроводу від розподільника до порожнини наповнення, $g = \sqrt{KRT}$ – швидкість поширення звуку в повітрі, T – його температура в градусах Кельвіна; R , K – відповідно газова постійна і показник адіабати для повітря.

Стан повітря в порожнинах наповнення та вихлопу описується рівнянням стану

$$p \cdot V = M \cdot R \cdot T,$$

де p , V , T і M – відповідно тиск, об'єм, температура в градусах Кельвіна і маса повітря. Продиференціюємо рівняння стану, прийнявши $T = const$

$$p \cdot dV + V \cdot dp = R \cdot T \cdot dM.$$

Врахувавши, що $G = \frac{dM}{dt}$ масова витрата повітря, перепишемо останнє рівняння у вигляді

$$p \cdot dV + V \cdot dp = R \cdot T \cdot G \cdot dt. \quad (1)$$

Для порожнин наповнення та вихлопу об'єми та їхні диференціали відповідно дорівнюють:

$$\begin{aligned} V_H &= V_{H,0} + S_H \cdot x, \\ dV_H &= S_H \cdot dx, \\ V_G &= V_{G,0} - S_G \cdot x, \\ dV_G &= -S_G \cdot dx, \end{aligned} \quad (2)$$

де $V_{H,0}$ та $V_{G,0}$ – початкові об'єми порожнин наповнення і вихлопу при $t = 0$.

Витрати повітря через отвори в штуцерах поршня для порожнин наповнення та вихлопу [1]:

$$G_H = \begin{cases} \mu_H \cdot f_H \cdot p_M \cdot \sqrt{\frac{2}{RT} \cdot \left(1 - \frac{p_H}{p_M}\right) \cdot \frac{p_H}{p_M}} & \text{при } 1 \geq \frac{p_H}{p_M} \geq 0,5, \\ \mu_H \cdot f_H \cdot p_M \cdot \sqrt{\frac{1}{2RT}} & \text{при } 0,5 \geq \frac{p_H}{p_M} \geq 0. \end{cases}$$

$$G_G = \begin{cases} -\mu_G \cdot f_G \cdot p_G \cdot \sqrt{\frac{2}{RT} \cdot \left(1 - \frac{p_a}{p_G}\right) \cdot \frac{p_a}{p_G}} & \text{при } 1 \geq \frac{p_a}{p_G} \geq 0,5, \\ -\mu_G \cdot f_G \cdot p_G \cdot \sqrt{\frac{1}{2RT}} & \text{при } 0,5 \geq \frac{p_a}{p_G} \geq 0, \end{cases}$$

де f_H , f_G – площі прохідного перерізу штуцера в порожнині наповнення та вихлопу; μ_H , μ_G – коефіцієнти витрат для цих отворів.

Запишемо рівняння (1) окремо для порожнини наповнення і порожнини вихлопу та підставляючи значення V_H , V_G до їхніх диференціалів з (2), отримуємо:

$$\begin{aligned} p_H \cdot S_H \cdot dx + V_{H,0} \cdot dp_H + S_H \cdot x \cdot dp_H &= R \cdot T \cdot G_H \cdot dt, \\ -p_G \cdot S_G \cdot dx + V_{G,0} \cdot dp_G - S_G \cdot x \cdot dp_G &= R \cdot T \cdot G_G \cdot dt. \end{aligned} \quad (3)$$

За рухомого поршня та змінних об'ємах порожнин рівняння (2) потрібно доповнити рівнянням руху поршня зі штоком і навантаженням. Відповідно до врахованих вище сил, що діють на поршень зі штоком і навантаженням, рівняння їхнього спільного руху набуває вигляду:

$$m\ddot{x} = P - F = (p_H - p_a) \cdot S_H - (p_G - p_a) \cdot S_G - F(p_H, p_G, x, \dot{x}, t) \quad (4)$$

Для отримання залежності $x = x(t)$ і часу переміщення поршня t_3 необхідно проінтегрувати систему диференціальних рівнянь (3), (4), з яких (4) нелінійне. Виконати це безпосередньо неможливо. Тому виконаємо інтегрування числовим способом, для чого подамо рівняння (3) у кінцевих приростах і виділимо з них Δp_H і Δp_G :

$$\begin{aligned} \Delta p_H &= \frac{R \cdot T \cdot G_H \cdot \Delta t - p_H \cdot S_H \cdot \Delta x}{V_{H,0} + S_H \cdot x}, \\ \Delta p_G &= \frac{R \cdot T \cdot G_G \cdot \Delta t + p_G \cdot S_G \cdot \Delta x}{V_{G,0} - S_G \cdot x}. \end{aligned} \quad (5)$$

Розіб'ємо час руху поршня t_3 на достатньо малі відрізки часу Δt_i , приймаючи, що тиски в порожнинах, корисне навантаження та сили тертя протягом Δt_i не змінюються та дорівнюють відпо-

відним значенням тисків і сил на початку Δt_i . В кінці Δt_i (на початку Δt_{i+1}) ці величини змінюються стрибкоподібно. Тоді за відомих p_{ni} , p_{vi} , F_i , x_i , \dot{x}_i на початку відрізка Δt_i згідно з (4) прискорення:

$$\ddot{x} = \frac{I}{m} [(p_{ni} - p_a) \cdot S_H - (p_{vi} - p_a) \cdot S_G - F_i(p_{ni}, p_{vi}, x_i, \dot{x}_i, t)] \quad (6)$$

До кінця відрізка часу Δt_i під час дії постійного на відрізка Δt_i прискорення \ddot{x}_i існуюватимуть такі прирости швидкості та переміщення:

$$\begin{aligned} \Delta \dot{x}_i &= \ddot{x}_i \Delta t_i, \\ \Delta x_i &= \dot{x}_i \Delta t_i + \frac{I}{2} \ddot{x}_i \Delta t_i^2 \end{aligned}$$

і прирости тисків згідно з (5):

$$\begin{aligned} \Delta p_{ni} &= \frac{R \cdot T \cdot G_{ni} \cdot \Delta t_i - p_{ni} \cdot S_H \cdot \Delta x_i}{V_{H,0} + S_H \cdot x_i}, \\ \Delta p_{vi} &= \frac{R \cdot T \cdot G_{vi} \cdot \Delta t_i + p_{vi} \cdot S_G \cdot \Delta x_i}{V_{G,0} - S_G \cdot x_i}. \end{aligned}$$

У кінці відрізка Δt_i і на початку відрізка Δt_{i+1}

$$\begin{aligned} t_{i+1} &= t_i + \Delta t_i, \\ x_{i+1} &= x_i + \Delta x_i, \\ \dot{x}_{i+1} &= \dot{x}_i + \Delta \dot{x}_i, \\ p_{n,i+1} &= p_{ni} + \Delta p_{ni}, \\ p_{v,i+1} &= p_{vi} + \Delta p_{vi}, \\ F_{i+1} &= F(p_{n,i+1}; p_{v,i+1}; x_{i+1}; \dot{x}_{i+1}, t_{i+1}). \end{aligned}$$

За цими даними і за формулою (6) для $i+1$ підраховуються \ddot{x}_{i+1} і прирости Δx_{i+1} , $\Delta \dot{x}_{i+1}$, $\Delta p_{n,i+1}$, $\Delta p_{v,i+1}$ на Δt_{i+1} відрізка часу тощо. Розрахунок на проміжку часу t_3 продовжується, доки виконуються нерівності $\dot{x} > 0$, $\ddot{x} > 0$, $x < l$.

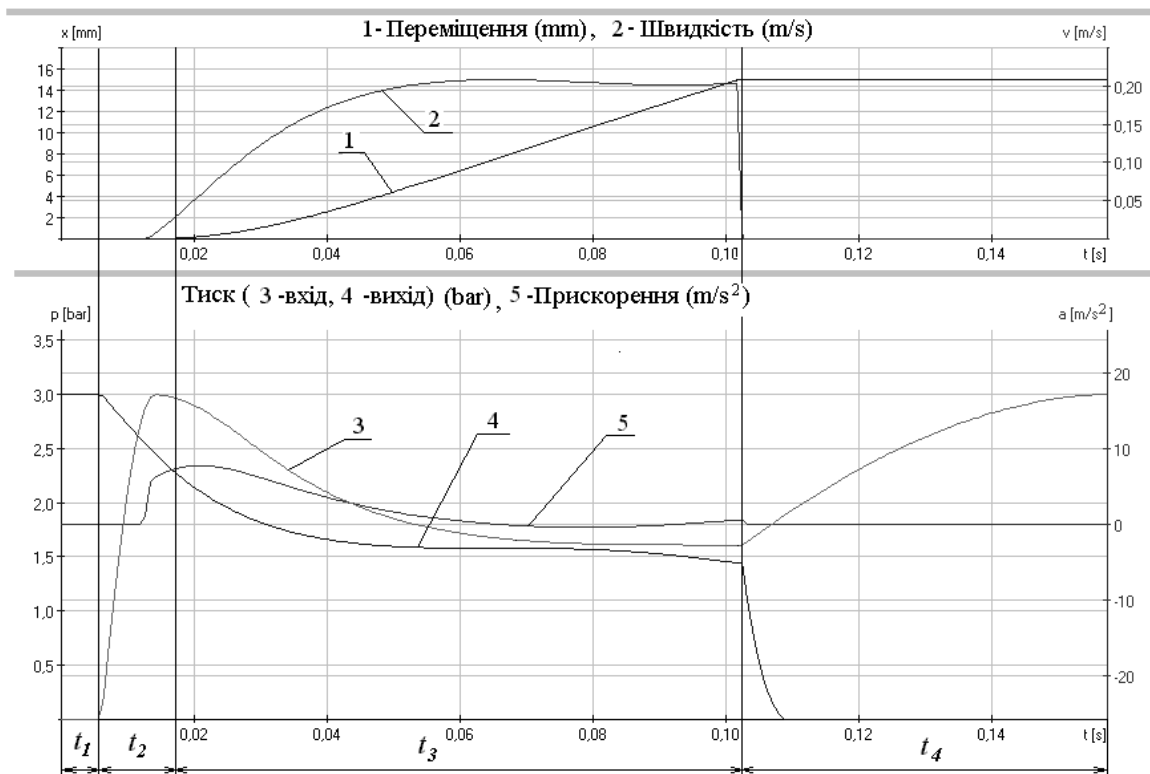
Процеси наповнення і випорожнення порожнин протягом проміжків часу t_2 і t_4 , описуються рівняннями (3) при $x=0$ і $\dot{x}=0$. Для отримання залежностей $p_H = p_H(t)$ і $p_G = p_G(t)$ на вказаних проміжках і розрахунку t_2 і t_4 можна використати описану вище методику розрахунку з використанням лише виразів (5) при $x_i=0$ і $\Delta x_i=0$ на проміжку часу t_2 і при $x_i=l$ і $\Delta x_i=0$ на проміжку часу t_4 . Розрахувати процеси у порожнинах на проміжку часу t_2 можна за умови виконання нерівності $\ddot{x} \leq 0$. Перехід до проміжку часу t_3 настає при $\ddot{x}=0$. Розрахунок процесів у порожнинах на проміжку часу t_4 можливий при $x=l$ і $\ddot{x} > 0$ та закінчується при $\frac{p_H}{p_M} = 1$.

Ці процеси наведено графічними залежностями (рис.4) для циліндрів діаметрами 50мм та 63 мм, що використовуються у цьому пакувальному обладнанні.

Розрахунок під час зворотного ходу поршнів аналогічний до розрахунку під час прямого ходу. Міняються лиш місцями порожнини наповнення та вихлопу, що приводить до зміни значень постійних S_H , S_G , $V_{H,0}$, $V_{G,0}$.

D=50 мм L=15мм

Результати розрахунків-
шлях/швидкість/прискорення/тиск



D=63мм L=10мм

Результати розрахунків-
шлях/швидкість/прискорення/тиск

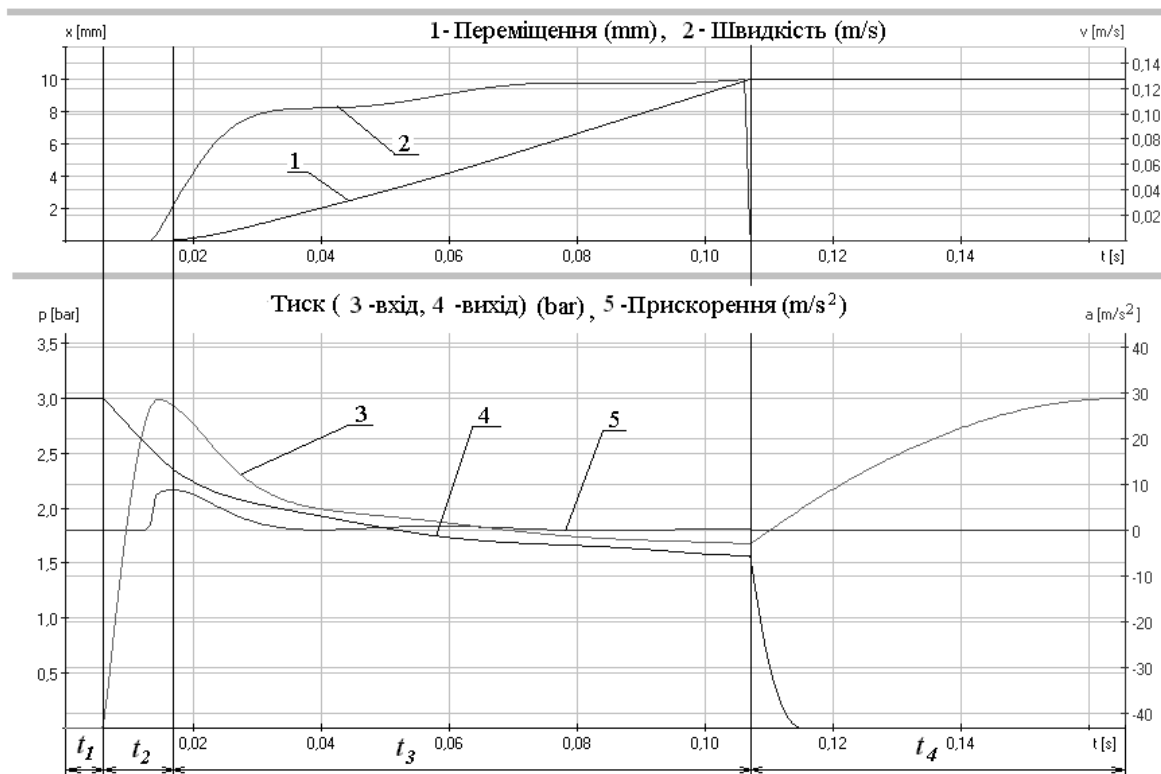


Рис. 4. Графічні залежності переміщення (1), швидкості (2) і прискорення (5) штока, а також зміна тисків у порожнинах наповнення (3) та вихлопу (4) пневмоциліндра під час прямого ходу

Висновок. Використання сучасної елементної бази на основі пневматичних приводів дає змогу спростити та уніфікувати виконавчі механізми пакувальних машин. Проводячи комплексний аналіз процесів, що відбуваються під час руху пневмоциліндрів, можна максимально точно визначити швидкості та прискорення робочих органів пакувального обладнання і тим самим оптимізувати його продуктивність. Для більш узагальненого розв'язання постановленої задачі необхідно провести комплексні детальні теоретичні і експериментальні дослідження кожного окремого фактора, виявленого у цій роботі.

1. Шкурин В.А. *Технические средства и оборудование для пакетирования продукции*. М.; 1987. 2. *Упаковка. Краткий курс упаковочных технологий* // А.Б. Зилинов, Г.П. Орлов. – М.: Ассоциация “Союзпак”, 2003. – 357 с. 3. Журнал “Упаковка”. 2000–2006 р. 4. Дмитриев В.Н., Градецкий В.Г. *Основы пневмоавтоматики*. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.

УДК 621.9.048.6

І.Б. Бутитер, І.А. Вікович*, І.С. Козут

Інститут прикладних проблем механіки і математики
ім. Я.С. Підстригача НАН України,

*Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра транспортних технологій

РАЦІОНАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ КРАЙНІХ СЕКЦІЙ ШИРОКОЗАХВАТНИХ ШТАНГ ОБПРИСКУВАЧІВ ІЗ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

© Бутитер І.Б., Вікович І.А., Козут І.С., 2006

Розглянуто задачу оптимального проектування крайньої секції штанги обприскувача, виготовленої із композиційного матеріалу, виходячи з умови максимуму її динамічної жорсткості. Для визначення динамічних властивостей композитної крайньої секції використано метод ефективних комплексних модулів з врахуванням модуля податливості на зсув. Задача оптимізації розв'язувалась числовим методом нелінійного програмування – методом ковзкого допуску. В результаті отримано оптимальні проекти крайньої секції штанги, які дають змогу зменшити динамічні навантаження за всією довжиною конструкції і підвищити її міцність.

The problem on optimal design of the spray edge section, made of composite materials, based on the condition of maximum of its dynamic rigidity is considered. The method of efficient complex modulus is used to define the dynamic properties of the composite edge section, where the shear pliability modulus is considered. The optimization problem is solved by the numerical method of nonlinear programming. The optimal designs of boom edge section are obtained as a result. They allow one to decrease the dynamic loadings along the whole length of construction and to increase its strength.

Високопродуктивні польові обприскувачі повинні мати широкозахватні штанги і значні робочі швидкості. Однак збільшення цих параметрів породжує проблему міцності та надійності тримких металевих каркасів через зростання динамічних навантажень під час руху агрегату на нерівностях. Ефективним способом вирішення проблеми є полегшення штанги через застосування армованих полімерних матеріалів у конструкціях крайніх секцій. З метою підвищення міцності і надійності штанг шляхом зниження їхньої матеріаломісткості у [1,2,3] запропоновано виготовляти секції у вигляді труб з армованих матеріалів, зокрема, скло- чи базальтопластиків. Для покращання